

# СБОРНИК СТАТЕЙ

Научно-техническая конференция «Климовские чтения – 2022.  
Перспективные направления развития авиадвигателестроения»

КЛИМОВСКИЕ ЧТЕНИЯ – 2022:  
ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ  
РАЗВИТИЯ АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

СБОРНИК СТАТЕЙ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ



Санкт-Петербург  
2022

УДК 629.7  
ББК 39.55  
К49

К49 **Климовские чтения – 2022: перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей научно-технической конференции.** — СПб.: Скифия-принт, 2022. — 424 с.  
ISBN 978-5-98620-625-7

Сборник статей объединил в себе труды участников международной научно-технической конференции «Климовские чтения — 2022. Перспективные направления развития двигателестроения».

В сборнике отражены исследования работников научных, производственных и научно-производственных организаций. Материалы сборника могут быть полезны специалистам в области авиационного двигателестроения, а также студентам и преподавателям вузов соответствующего профиля.

Тексты сборника публикуются в авторской редакции, авторы докладов несут ответственность за содержание и достоверность представленных ими данных.



*Уважаемые участники  
научно-технической конференции  
«Климовские чтения — 2022»!*

Благодаря вашим знаниям, кругозору, творчеству, ответственному и неравнодушно-му отношению к делу отечественное авиационное двигателестроение обладает значительным инновационным потенциалом. Вы вносите важный вклад в будущее нашей страны, продолжая лучшие традиции своих предшественников. За всеми современными достижениями стоят научные и инженерные школы, системная работа десятков предприятий и тысяч людей.

Сегодня перед корпорацией стоят очень серьезные задачи. Уверен, что все усилия авиадвигателестроителей увенчаются успехом и приведут к новым прорывным решениям на благо развития нашей отрасли и России.

Желаю вам творческого подъема, нестандартных идей, терпения и энергии в решении сложнейших задач — не только в рамках работы конференции, но и в дальнейшей созидательной деятельности на благо нашей страны.

*Александр Артюхов,  
генеральный директор  
АО «ОДК»*



*Уважаемые участники!  
Дорогие коллеги!*

Приветствую вас на научно-технической конференции «Климовские чтения — 2022».

Эта конференция однозначно особенная, так как проходит в год, когда отрасль авиационного двигателестроения отмечает важные памятные даты: 130 лет со дня рождения В. Я. Климова и 105 лет со дня рождения С. П. Изотова.

Климовско-изотовская школа до сих пор имеет непререкаемый авторитет среди профессионалов двигателестроения.

Перед последователями основателей эффективной и надежной конструкторской школы стояли и стоят амбициозные задачи. Комплексная программа развития авиатранспорта на ближайшие семь лет, подготовленная правительством РФ по поручению главы государства, дает конкретные ориентиры для создания необходимой эффективной инфраструктуры в отрасли. Авиационная отрасль России должна не только справиться с имеющимися трудностями, но и получить новый импульс к развитию.

Уверен, что колоссальный потенциал наших конструкторов, инженеров, технологов, программистов, в том числе представляющих свои работы в этом сборнике и на конференции, а также мощная кооперация различных предприятий страны позволит достойно справиться с масштабными задачами. Важно ускоренными темпами наращивать степень локализации производств и выпуск востребованной продукции, повышать свою конкурентоспособность.

Особая роль отводится эффективному взаимодействию многих заинтересованных сторон в рамках подготовки кадров для отрасли. Актуальной становится работа по воспитанию инженеров со школьной скамьи, быстрая адаптация программ обучения в вузах под потребности промышленности, обучение студентов в процессе выполнения конкретных НИОКР.

Желаю плодотворной работы всем участникам конференции. От успехов наших высококлассных специалистов в ближайшее время будет зависеть технологическое развитие России, ее экономический и военный суверенитет.

*А. В. Грачев,  
заместитель генерального директора —  
управляющий директор АО «ОДК-Климов»*



*Уважаемые коллеги и друзья!*

Приветствую всех участников научно-технической конференции «Климовские чтения — 2022»!

Символично, что в год, когда мы отмечаем памятные даты, связанные с жизнью и деятельностью наших прославленных конструкторов В. Я. Климова и С. П. Изотова, в стране стартовало Десятилетие науки и технологий. На государственном уровне приоритет отдается вовлечению исследователей в решение важнейших задач развития страны, привлечению молодежи в сферу исследований и разработок.

Мы с вами, как разработчики сложнейших изделий — авиационных двигателей, опираясь на базовые принципы климовско-изотовской школы, сумели многого достичь. Речь не только об успешной работе налаженной внутрисерийской кооперации по обеспечению импортозамещения серийных вертолетных двигателей. ОДК-Климов совместно со многими организациями и предприятиями успешно ведет работу по созданию новых силовых установок, осваивает самые передовые технологии для перспективных конструкций авиационных двигателей. Важно не сбавлять темп, не бояться выходить за рамки привычного, быть смелыми и дерзкими.

Все вместе мы продолжаем двигаться вперед. Уверен, что «Климовские чтения — 2022», которые проходят в очень знаковое для страны время, не только будут местом встречи и дискуссий профессионалов, но и станут мощным стимулом для появления новых прорывных идей и решений.

Желаю всем успехов, удачи, энергии и вдохновения!

*В. А. Елисеев,  
генеральный конструктор  
АО «ОДК-Климов»*

*К 130-летию со дня рождения В. Я. Климова*



### **Владимир Яковлевич Климов**

главный конструктор опытно-конструкторского отдела авиамоторного завода № 26 Народного комиссариата авиационной промышленности СССР, главный конструктор Государственного союзного опытного завода № 117 Министерства авиационной промышленности СССР, академик Академии наук СССР, генерал-майор инженерно-авиационной службы.

Родился 11 (23) июля 1892 года в Москве. В 1917 году окончил Императорское Московское техническое училище (ныне Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана). Ученик выдающегося деятеля отечественной авиации профессора Н. Е. Жуковского, несколько лет состоял в его инженерном кружке.

С ноября 1918 года Климов работал в научной автомобильной лаборатории при ВСНХ РСФСР (с 1920 года — Научный авиомоторный институт), где был лаборантом, начальником отдела, помощником директора института. В те же годы он активно преподает в МВТУ имени Н. Э. Баумана, Ломоносовском институте, работает старшим руководителем кафедры моторостроения в Академии воздушного флота имени Н. Е. Жуковского.

В 1930 году назначен начальником технического контроля, затем техническим директором завода № 29 в Запорожье. Участвовал в разработке первых советских звездообразных авиационных двигателей воздушного охлаждения М-12, М-23 и первого советского 12-цилиндрового двигателя жидкостного охлаждения М-13, ставшего на тот момент самым мощным в мире (880 лошадиных сил).

С марта 1931 года по 1933 год — начальник отдела бензиновых двигателей Центрального института авиационного моторостроения. Одновременно — заведующий кафедрой проектирования двигателей Московского авиационного института.

С августа 1935 года — главный конструктор авиационного завода № 26 в Рыбинске Ярославской области. Здесь Климов организовал производство 12-цилиндрового двигателя М-100, мощность которого была на 30% больше, чем у аналогичных зарубежных двигателей тех же размеров, а затем серийного двигателя М-103 для

бомбардировщиков «СБ» конструкции А. Н. Туполева и А. А. Архангельского. В конце 1930-х — начале 1940-х годов под руководством В. Я. Климова были сконструированы мощные серийные двигатели М-105, ВК-105ПФ, ВК-107, ВК-108, оснащенные двухскоростным воздушным нагнетателем оригинальной конструкции. Эти двигатели устанавливались на пикирующих бомбардировщиках Пе-2 и многих истребителях конструкции А. С. Яковлева и С. А. Лавочкина, успешно воевавших в Великой Отечественной войне.

В октябре 1940 года за выдающиеся достижения в повышении обороноспособности Советского Союза Владимиру Яковлевичу Климову было присвоено звание Героя Социалистического Труда.

Во время Великой Отечественной войны на базе Уфимского авиастроительного завода было организовано производство моторов, и начат полномасштабный выпуск продукции уже в декабре 1941 года. Климов руководил как освоением серийного производства ранее созданных двигателей, так и работами по их улучшению.

С июня 1946 года Климов становится главным конструктором нового ОКБ в Ленинграде. Параллельно в 1947–1956 годах он был главным конструктором и директором ОКБ-45 в Москве (впоследствии — Машиностроительное конструкторское бюро «Гранит»). Главное направление конструкторской мысли Климова в это время — создание реактивных авиадвигателей. В 1947–1949 создаются первые отечественные двигатели с центробежными компрессорами для реактивных самолетов. В 1951 году был создан ВК-1Ф — один из первых в мире турбореактивных двигателей, оснащенных форсажной камерой, который устанавливался на истребителях. На этих двигателях были разработаны и внедрены многие оригинальные решения в конструкциях силовых установок.

Климов был не только конструктором, но и ученым-исследователем: он внес существенный вклад в развитие теории смазки, в решение проблем уравновешивания поршневых авиадвигателей и других вопросов двигателестроения.

За выдающиеся заслуги в создании новой авиационной техники в 1957 году Владимир Яковлевич был награжден второй золотой медалью «Серп и Молот».

В 1960 году вышел на пенсию. Жил в Москве. Скончался 9 сентября 1962 года. Похоронен на Новодевичьем кладбище в Москве.

*В. Я. Климов — академик АН СССР, дважды Герой Социалистического Труда, лауреат четырех Сталинских премий. Награжден пятью орденами Ленина, орденами Суворова 1-й и 2-й степеней, Отечественной войны 1-й степени, Трудового Красного Знамени.*





## **Сергей Петрович Изотов**

конструктор авиационных двигателей, генеральный конструктор и директор Машиностроительного завода имени В. Я. Климova Министерства авиационной промышленности СССР.

Родился 30 июня 1917 года в Днепропетровской области, в семье рабочего. В 1931 году окончил семь классов школы, в 1934 году — Запорожский авиационно-технический техникум. В 1935 году поступил в Запорожский индустриальный институт, в 1937 году перевелся в Ленинградский политехнический институт имени М. И. Калинина, который окончил по специальности «Автомобили и тракторы» в январе 1941 года.

В 1941 году Изотов приходит по распределению на завод № 451 и становится инженером-конструктором в конструкторском бюро авиадвигателей жидкостного охлаждения. Во время войны завод эвакуируют в Уфу. В составе КБ С. П. Изотов работал над созданием семейства «сотых» двигателей — основных двигателей для фронтовой авиации, которые в годы войны и в течение нескольких лет после ее окончания устанавливались на истребителях и бомбардировщиках А. С. Яковлева, С. А. Лавочкина, В. М. Петлякова и других.

В 1943 году назначен заместителем начальника конструкторского отдела завода, в 1944 году — заместителем начальника инженерно-конструкторского бюро. В 1946 году часть перспективных работников переводят в Ленинград, где они под руководством В. Я. Климova становятся основой нового опытно-конструкторского бюро (ОКБ-117). В ОКБ Изотов назначается заместителем главного конструктора и становится одним из ведущих участников создания реактивных двигателей РД-10 (устанавливался на Як-15, Як-17), ВК-1 (для истребителей МиГ-15бис, МиГ-17, Су-15, Як-50, Ла-200, бомбардировщиков Ил-28, Ту-82, торпедоносца Ту-14), ВК-3, ВК-5.

После ухода В. Я. Климova на заслуженный отдых Сергей Петрович Изотов назначен на должность главного конструктора ОКБ-117 и директора машиностроительного завода № 117 (с 1963 года — Машиностроительный завод имени В. Я. Климova). Руководил переводом коллектива КБ на новую специализацию — создание газотурбинных двигателей для вертолетов. На этом направлении ОКБ добилось значительных успехов. Его двигателями оснащались вертолеты, разработанные в КБ Миля —

Ми-2, Ми-8, Ми-14, Ми-24 и другие. В 1970-х годах под руководством Изотова началась разработка двигателей и для вертолетов ОКБ имени Н. И. Камова (Ка-32, Ка-50 «Черная акула»).

За выдающиеся заслуги в создании новой техники Указом Президиума Верховного Совета СССР от 29 августа 1969 года Изотову присвоено звание Героя Социалистического Труда.

Еще одно направление научно-технического творчества С. П. Изотова — создание газотурбинных танковых двигателей. После ряда опытных и экспериментальных образцов был разработан и принят на вооружение первый в мире серийный танк с газотурбинным двигателем Т-80 (модификации Т-80Б, Т-80БВ, Т-80У). Также он создавал жидкостные реактивные двигатели, которые устанавливались на боевые ракеты разработки коллективов Челомея и Грушина.

В последние годы жизни С. П. Изотов работал над двигателями РД-33 и РД-35 для российского истребителя МиГ-29 (поднялся в небо в 1977 году). В конце 1970-х годов конструкторское бюро С. П. Изотова принимало участие в разработке двигателя для орбитального самолета «Спираль». Многие двигатели конструктора считались лучшими в мире. Оснащенные ими самолеты и вертолеты установили множество мировых рекордов. Его двигатели имеют исключительно высокий запас прочности и успешно работают на протяжении десятилетий, после улучшений и модификаций до сих пор используются в российской авиации.

С 1981 года Изотов занимал должность генерального конструктора Ленинградского научно-производственного объединения имени В. Я. Климova.

С. П. Изотов ушел из жизни 6 мая 1983 года. Его сын, Петр Сергеевич, продолжил дело отца, с 1965 года работал на заводе им. Климova, а с 1996 по 2008 годы возглавлял направление вертолетных двигателей. Внук Сергея Петровича, Данила Петрович Изотов, сегодня работает в ОДК-Климов.

*С. П. Изотов — доктор технических наук, Герой Социалистического Труда, лауреат Сталинской и Ленинской премий, Государственной премии СССР. Награжден орденами Ленина и Трудового Красного Знамени.*



**РАЗДЕЛ 1**

**ТЕРМОДИНАМИКА И ГАЗОДИНАМИКА**  
**АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ**  
**ДВИГАТЕЛЕЙ**



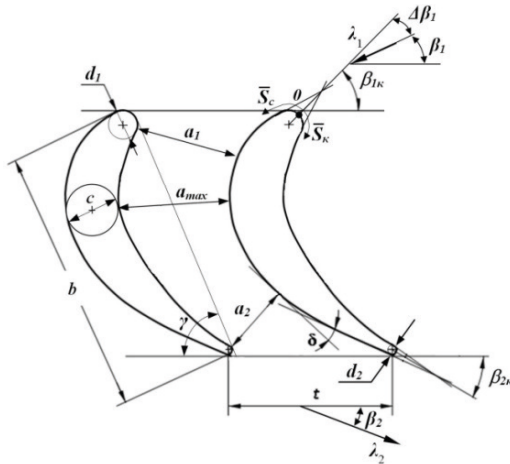
**Б. И. Мамаев, С. А. Полубояринова, А. В. Стародумов**

ОКБ им. А. Льюлки — филиал ПАО «ОДК-УМПО», Москва  
boris.mamaev35@mail.ru, poluboyarinova.s@mail.ru, andrey.starodumov@okb.umpo.ru

## ПОТЕРИ ОТ УГЛА АТАКИ В ТУРБИННЫХ РЕШЕТКАХ РАЗНОГО ШАГА

**Аннотация.** Влияние относительного шага  $\bar{t}$  на обтекание решетки при разных углах атаки  $\Delta\beta_1$  и на коэффициент потерь от угла атаки  $\Delta\zeta$  изучено по результатам исследований 20 серий по 3–4 решетки в каждой с неизменным профилем. Решетки испытывались в основном при  $\Delta\beta_1$  от  $-20$  до  $20^\circ$  и скорости выхода  $\lambda_2 \approx 0.6 \div 0.9$ . По экспериментам для решеток с конфузурностью  $K_p \geq 2.9$  значение  $\Delta\zeta = 0$  и не изменяется по шагу при всех значениях  $\Delta\beta_1$  и  $\lambda_2$ . В решетках меньшей конфузурности при отрицательных и положительных углах  $\Delta\beta_1 \leq 5^\circ$  можно принять, что величина  $\Delta\zeta$  не зависит от шага. При  $\Delta\beta_1 > 5^\circ$  увеличение шага ведет к росту потерь, который повышается со снижением конфузурности решетки и скорости выхода потока. Рост потерь объясняется ухудшением обтекания входного участка спинки профиля, где повышается пик скорости. Получена обобщенная зависимость для изменения потерь по шагу в функции  $K_p$ ,  $\Delta\beta_1$  и  $\lambda_2$ . По расчетам вязкого потока эта зависимость может быть использована и при проектировании решеток.

Относительный шаг  $\bar{t}$  — один из параметров, определяющих газодинамические характеристики решетки (см. рис. 1, где:  $t$  — шаг,  $b$  — хорда,  $\bar{t} = t/b$ ,  $a_2$  — горло,  $c$  — толщина профиля,  $\bar{c} = c/b$ ,  $d_1$  — толщина входной кромки,  $\bar{d}_1 = d_1/b$ ,  $a_{max}$  — максимальная ширина канала,  $a_1$  — ширина на входе,  $\beta_{1к}$  — конструктивный угол входа,  $\beta_{2эф}$  — эффективный угол выхода,  $\beta_{2эф} = \arcsin(a_2/t)$ ,  $\gamma$  — угол установки,  $\lambda_2$  — изоэнтропическая приведенная скорость выхода,  $\beta_1$  — угол входа,  $\beta_2$  — угол выхода потока,  $\Delta\beta_1$  — угол атаки,  $\Delta\beta_1 = \beta_{1к} - \beta_1$ ). Естественно ожидать, что шаг влияет на коэффициент потерь от угла атаки  $\Delta\zeta = \zeta - \zeta_0$ , где  $\zeta$  — коэффициент потерь при  $\Delta\beta_1 \neq 0$ ,  $\zeta_0$  — коэффициент потерь при  $\Delta\beta_1 = 0$ . Однако в литературе на этот счет указания нечеткие. По [1, 2] влияние шага следует учитывать, а по другим источникам [3, 4] это влияние не обнаружено. Сложность ответа на этот вопрос заключается в том, что теоретического решения задачи о потерях нет, а численные методы расчетов вязкого потока надежных результатов еще не дают. И зависимости, основанные на обобщении экспериментальных результатов, также дают большие погрешности. К тому же, для упрощения экспериментов при изменении шага профиль решеток, как правило, остается неизменным. Если при этом  $\gamma = const$ , то изменяется угол  $\beta_{2эф}$  и геометрическая конфузурность решетки  $K_p = \sin\beta_{1к}/\sin\beta_{2эф}$ . Если за счет изменения угла  $\gamma$  обеспечивается  $\beta_{2эф} = const$ , то изменяются угол  $\beta_{1к}$  и снова конфузурность  $K_p$ .



**Рисунок 1.** Решетка профилей:  $\bar{S}_c, \bar{S}_k$  — криволинейные относительные координаты спинки и корыта

Цель настоящей работы — опираясь на результаты выполненных экспериментов с плоскими до- и трансзвуковыми турбинными решетками широкого класса [5, 6], изучить влияние изменения шага на обтекание и на потери в решетке при разных углах атаки, а также получить зависимость для оценки изменения потерь  $\Delta\zeta$  при изменении шага, которая должна быть пригодна при расчете характеристики турбины и профилировании лопаток.

Стоит отметить, что в литературе хорошо обследованный диапазон углов атаки не столь широк. Если для положительных углов атаки не более  $20 \div 30^\circ$  экспериментальные данные позволяют сделать некоторые обобщения, то для отрицательных углов подобного достичь очень трудно, т. к. результатов аэродинамических исследований решеток с  $\Delta\beta_1 < 0$  мало.

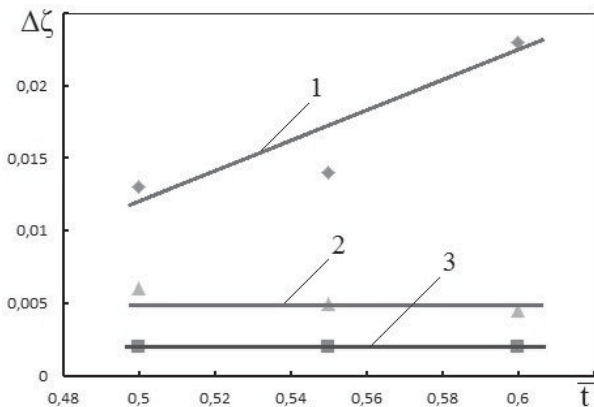
Из экспериментов и расчетов хорошо известно, что влияние угла  $\Delta\beta_1$  распространяется лишь на течение в передней части решетки до ее горла [2, 4]. При  $\beta_{1k} \leq 90^\circ$  с увеличением угла атаки снижается конфузурность потока  $K = \sin\beta_1/\sin\beta_2$  и растет его поворот, т. е. увеличивается нагрузка на профиль. При этом со стороны спинки повышается пик скорости вблизи кромки и растет вероятность отрыва потока. Увеличение шага также увеличивает нагрузку на профиль, но ухудшает в основном обтекание задней части профиля. Однако это ухудшение может усиливаться из-за угла атаки. Поэтому естественно ожидать, что при  $\Delta\beta_1 > 0$  рост шага будет увеличивать потери в решетке.

Понятно, что при  $\Delta\beta_1 < 0$  увеличения шага и угла атаки действуют в противоположных направлениях на изменение нагрузки профиля. Увеличение угла атаки, сопровождающееся уменьшением угла поворота потока и скорости на входе, ведет к

снижению нагрузки. При умеренных величинах  $\Delta\beta_1$  улучшения течения на входном участке спинки могут пересиливать влияние нарушений течения со стороны корыта. В таком случае профильные потери могут быть меньше, чем при  $\Delta\beta_1 = 0$ , т. е. величина  $\Delta\zeta$  будет отрицательной [2, 4]. Это чаще наблюдается в низкоконфузорных решетках, для которых с повышением угла атаки существенно увеличивается конфузорность потока. Поэтому характер влияния отрицательного угла атаки более сложный, чем положительного.

Исследованные в МЭИ рабочие решетки (9 серий с разным шагом при  $\gamma = const$ ) были однотипными. Их конфузорность укладывалась в узкий диапазон  $K_p = 1.2 \div 1.6$ . Они имели толстые сильноизогнутые профили с тонкими входными кромками ( $\bar{c} = 0.2 \div 0.5$ ,  $\bar{d}_1 = d_1/b = 0.01 \div 0.04$ ). Решетки были густыми (их шаг меньше оптимального значения [4]). Решетки продувались при значениях  $\Delta\beta_1$  от  $-20$  до  $10^\circ$  и  $\lambda_2 \approx 0.6 \div 0.7$ . В этом случае изменение  $\Delta\beta_1$  вело к значительному изменению конфузорности потока, в частности, при  $\Delta\beta_1 = 10^\circ$  она могла снизиться почти до единицы.

Основные результаты экспериментов следующие: при изменении шага на  $\sim 25\%$  при отрицательных углах атаки и углах  $\Delta\beta_1 \leq 5^\circ$  можно принять, что значение  $\Delta\zeta$  не изменяется, а при  $\Delta\beta_1 > 5^\circ$  увеличение шага ведет к некоторому росту коэффициента потерь  $\Delta\zeta$  (см., например, рис. 2).



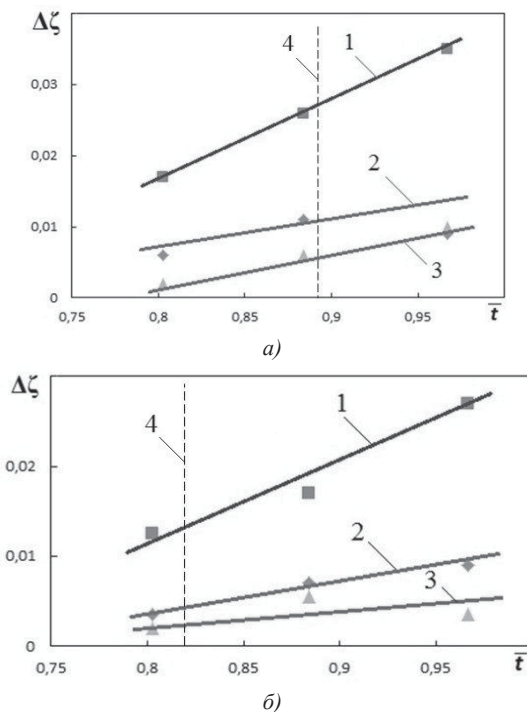
**Рисунок 2.** Потери от угла атаки в решетке P5033A [5] ( $\beta_{1к} = 50^\circ$ ,  $\beta_{2эф} = 32 \div 34^\circ$ ,  $\bar{c} = 0.2$ ,  $\bar{d}_1 = 0.021$ ) при  $\lambda_2 \approx 0.7$  и углах  $\Delta\beta_1$ : 1 —  $10^\circ$ , 2 —  $5^\circ$ , 3 —  $(-10^\circ)$ ;  $\bar{t}_{opt} \approx 0.7$

В ЦИАМ по шагу были исследованы 11 серий сопловых и рабочих решеток с  $K_p = 1.2 \div 3.1$ . В каждой серии изменения шага происходили при значениях  $\bar{t}$  больше и меньше оптимального. Изменения шага в каждой серии сопровождалось изменениями угла  $\gamma$  для сохранения  $\beta_{2эф} \approx const$ . Сопловые решетки продувались при  $\lambda_2 = 0.6 \div 1.05$ , а рабочие — в основном при  $\lambda_2 = 0.6 \div 0.9$  [6].



В сопловой серии на углы  $\beta_1 = 90^\circ$  и  $\beta_{2\text{эф}} = 19^\circ$  по эксперименту  $\Delta\zeta = 0$  при всех обследованных значениях шага, скорости потока и  $\Delta\beta_1$ . Это объясняется высокой конфузурностью решеток, при которой скорость потока на входе мала и обтекание при разных углах  $\Delta\beta_1$  существенно не изменяется. Ясно, что для подобных конфузурных решеток, обычных для первых сопловых аппаратов турбин, значительные отступления угла  $\beta_{1к}$  от угла потока  $\beta_1$  не будут приводить к увеличению  $\Delta\zeta$  и профильные потери определяются величиной  $\zeta_0$ . Такую атакоустойчивость решетки можно использовать при выборе значения  $\beta_{1к}$  для удовлетворения требований прочности, охлаждения, технологичности и др., не опасаясь ущерба для эффективности проектируемой турбины.

В решетках меньшей конфузурности характер влияния шага на потери от угла атаки становится близким к тому, что показали решетки МЭИ. Например, в серии решеток для  $K_p = 2.4$ , близких к периферийному сечению рабочего колеса турбины, при  $\Delta\beta_1 > 0$  с ростом шага значение  $\Delta\zeta$  увеличивается, но эта тенденция ослабляется с уменьшением  $\Delta\beta_1$  и ростом  $\lambda_2$ . При  $\Delta\beta_1 = -10^\circ$  с ростом шага потери также увеличиваются, но уже незначительно (менее 0.005) (рис. 3).



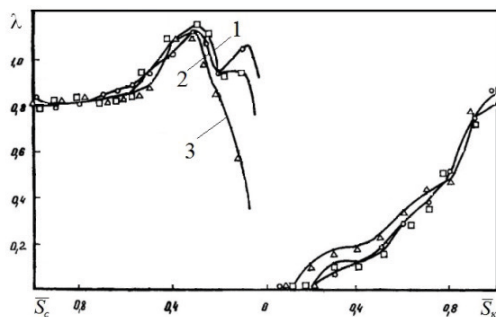
**Рисунок 3.** Серия для  $\beta_1 \approx 86^\circ$ ,  $\beta_2 \approx 25^\circ$  [6]: а)  $\lambda_2 = 0.6$ ; значения  $\Delta\beta_1$ : 1 —  $20^\circ$ , 2 —  $10^\circ$ , 3 —  $(-10)^\circ$ ; б)  $\lambda_2 = 0.8$ ;  $\Delta\beta_1$ : 1 —  $20^\circ$ , 2 —  $10^\circ$ , 3 —  $(-10)^\circ$ ; 4 — значение  $\bar{\lambda}_{\text{опт}}$

Распределения скорости  $\lambda$  на профилях позволяют проследить, почему увеличение шага ведет к росту  $\Delta\zeta$ : положительный угол атаки ведет к ухудшениям распределения скорости вблизи кромки, которые усиливаются с ростом шага. В решетке с шагом  $\bar{\tau} = 0.97$  даже при  $\Delta\beta_1 = 0$  уже есть на спинке небольшой пик скорости у кромки, а при  $\Delta\beta_1 = 20^\circ$  там появляется сверхзвуковая скорость (рис. 4).

Со снижением конфузурности решетки влияние шага на потери от угла атаки усиливается. Снижение  $K_p$  проявляется и в больших величинах  $\Delta\zeta$  и большем их изменении при изменении шага. Отрицательные углы атаки ведут к улучшению условий обтекания входной части спинки. В частности, в решетке с  $\bar{\tau} = 0.97$  при  $\Delta\beta_1 = -15^\circ$  пик скорости вблизи кромки исчезает (рис. 4).

Следует отметить, что во всех сериях решеток МЭИ и ЦИАМ при углах  $\Delta\beta_1$  от  $-10$  до  $5^\circ$  потери  $\Delta\zeta$  были невелики (менее 0.005) и практически не зависели от шага. В таком случае в расчете турбины профильные потери в решетке могут быть приняты как  $\zeta_0$  без заметной погрешности.

По результатам экспериментов при  $\Delta\beta_1 \geq 0$  были обобщены данные об изменениях потерь  $\delta\Delta\zeta$  от изменения шага  $\Delta\bar{\tau}$ . Итоговая зависимость для  $\delta\Delta\zeta/\Delta\bar{\tau}$  в функции относительного угла атаки  $\Delta\beta_1/\beta_{1к}$  при разных значениях  $K_p$  и  $\lambda_2$  показана на рис. 5. Она соответствует описанному характеру влияния шага на изменение коэффициента потерь  $\Delta\zeta$ .



**Рисунок 4.** Распределение скоростей по профилю № 52 [6] для  $\beta_{1к} = 84^\circ$ ,  $\beta_{2эф} = 25^\circ$ ,  $\bar{\tau} = 0.08$ ,  $\bar{d}_1 = 0.046$  и  $\bar{\tau} = 0.97$  при  $\lambda_2 \approx 0.8$  и углах  $\beta_1$ : 1 —  $85^\circ$ , 2 —  $65^\circ$ , 3 —  $105^\circ$

Чтобы оценить пригодность полученных влияний шага в случае проектирования, было выполнено специальное расчетное исследование. Оно заключалось в том, что при заданных значениях  $b$ ,  $c$ ,  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $\beta_{2эф}$ ,  $\beta_1$  и  $\lambda_2$  сравнивались две серии решеток: в одной были решетки с разным шагом, но неизменным профилем (как в эксперименте); вторая содержала решетки разного шага, но для каждой из них находился свой по возможности лучший профиль (как при реальном проектировании). Расчеты вязкого потока в решетках при  $\lambda_2 = 0.6 \div 0.9$  выполнялись по методике [7].

Рассмотрены два случая, в которых в качестве серий с неизменным профилем были использованы уже рассмотренные серии сопловых и рабочих решеток ЦИАМ [6].

В случаях сопловых решеток рассчитанные и экспериментальные значения потерь были близки. В обеих сериях по расчету при разных значениях  $\Delta\beta_1 = 0 \div 15^\circ$  во всем обследованном диапазоне шага изменение потерь  $\delta\Delta\zeta$  было практически нулевым. По эксперименту также было определено, что при изменении  $\Delta\beta_1$  от  $-15$  до  $15^\circ$  величина  $\Delta\zeta \approx 0$ .

В случае рабочих решеток в первой серии профильные потери  $\zeta_0$  по расчету опять-таки были близки к экспериментальным значениям. В серии с разными профилями, как и следовало ожидать, удалось построить более эффективные решетки при  $\Delta\beta_1 = 0$ . Но характер результатов расчета потерь от угла атаки  $\Delta\zeta$  также совпадает с экспериментальным: при  $\Delta\beta_1 = -10^\circ$  потери близки к нулю, а при  $\Delta\beta_1 > 0$  увеличение  $\bar{t}$  и уменьшение  $\lambda_2$  ведет к росту  $\Delta\zeta$ .

Все это означает, что полученные из экспериментов зависимости по влиянию шага на потери от угла атаки (рис. 5) вполне могут быть использованы и при проектировании решеток.

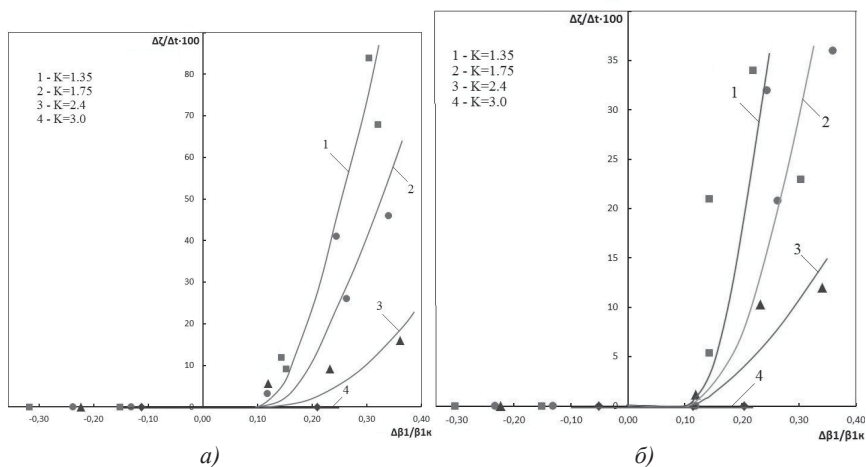


Рисунок 5. Относительное изменение потерь  $\delta\Delta\zeta/\Delta\bar{t}$ : а)  $\lambda_2 = 0.6$ , б)  $\lambda_2 = 0.8$

## Выводы

1. Анализ результатов экспериментов при  $\lambda_2 = 0.6 \div 0.9$  и углах атаки от  $-20$  до  $20^\circ$  позволил установить характер влияния изменения шага турбинной решетки на потери от угла атаки и найти зависимость для оценки изменения этих потерь по шагу в пределах его изменения на  $\sim 25\%$ .

2. В диапазоне  $\Delta\beta_1$  от  $-20$  до  $50$  можно принять, что коэффициент потерь  $\Delta\zeta$  не зависит от шага.

3. При углах атаки более  $5^\circ$  увеличение шага ведет к росту потерь  $\Delta\zeta$ , который повышается со снижением конфузурности решетки и скорости выхода потока. Этот рост потерь объясняется ухудшением обтекания входного участка спинки профиля, где появляется (или повышается) пик скорости и растет интенсивность последующего торможения потока.

4. Полученную зависимость для изменения потерь  $\Delta\zeta$  от изменения шага можно рекомендовать в первом приближении для оценки профильных потерь в заданной и проектируемой решетке.

## Литература

1. *Копелев С. З.* Проектирование проточной части турбин авиационных двигателей. М.: Машиностроение, 1984. 224 с.
2. *Дейч М. Е.* Газодинамика решеток турбомашин. М.: Энергоатомиздат, 1996. 528 с.
3. *Monstapha S. H., Kasker S. C., Tremblay B.* An improved incidence losses prediction for turbine airfoils // Journal of turbomachinery. 1990. P. 267–276.
4. *Абианц В. Х.* Теория газовых турбин реактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1979. 246 с.
5. *Дейч М. Е., Филиппов Г. А., Лазарев Л. Я.* Атлас профилей решеток осевых турбомашин. М.: Машиностроение, 1990. 96 с.
6. *Венедиктов В. Д., Грановский А. В., Карелин А. М., Мухтаров М.Х.* Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин. М.: ЦИАМ, 1990. 303 с.
7. *Курманов Б. И., Подвидз Г. Л.* Расчет течения в решетках турбомашин на основе уравнений Навье — Стокса с использованием математической модели турбулентности (q- $\omega$ ) // Ученые записки ЦАГИ. 2001. Т. XXXII. № 3–4. С. 81–95.

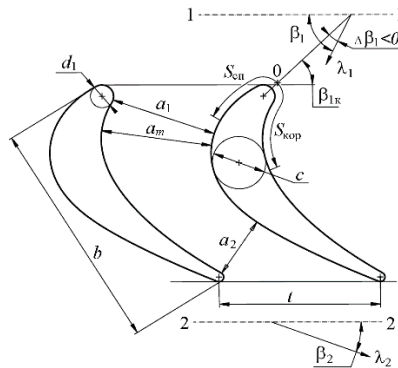
**Б. И. Мамаев, Г. В. Ермолаев**

ОКБ им. А. Люльки — филиал ПАОА «ОДК УМПО», Москва  
ermolaev\_grigory@mail.ru

## ВЛИЯНИЕ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ УГЛОВ АТАКИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕШЕТОК ТУРБИН

**Аннотация.** На основе многих экспериментальных результатов уточнено влияние угла атаки на обтекание и потери в турбинных решетках. Показано, что отрицательный угол атаки по влиянию на потери — явление более сложное, чем положительный угол. Большинство решеток имеет диапазон умеренных отрицательных углов атаки, в котором потери равны нулю или сначала снижаются, достигая минимума, а затем растут. Отрицательные потери обнаруживаются в решетках, в которых при нулевой атаке имеется пик скорости на спинке профиля вблизи входной кромки. Для расчета потерь целесообразно решетку разделить на группы в зависимости от характера изменения потерь по углу атаки.

Изменение режима работы турбины меняет режимные параметры ее решеток  $\Delta\beta_1$  и  $\lambda_2$  (рис. 1, где  $b$  — хорда,  $t$  — шаг,  $\bar{t} = t/b$ ,  $c$  — толщина профиля,  $\bar{c} = c/b$ ,  $d_1$  — толщина входной кромки,  $\bar{d}_1 = d_1/b$ ,  $a_1$  — ширина канала на входе,  $a_m$  — максимальная ширина,  $a_2$  — горловина,  $\bar{S}_{\text{кор}}$ ,  $\bar{S}_{\text{сп}}$  — относительные криволинейные координаты вдоль обводов корыта и спинки,  $\beta_{1к}$  — конструктивный угол входа,  $\beta_{2\text{эф}} = \arcsin a_2/t$ ,  $\beta_1$  — угол входа потока,  $\Delta\beta_1$  — угол атаки,  $\Delta\beta_1 = \beta_{1к} - \beta_1$ ,  $\beta_2$  — угол выхода,  $\lambda_2$  — приведенная адиабатическая скорость выхода потока). Величины  $\Delta\beta_1$  и  $\lambda_2$  во многом определяют КПД и расходные характеристики турбины.



**Рисунок 1.** Решетка турбинных профилей

Отрицательным углам атаки уделяется меньше внимания, чем положительным. Это объясняется тем, что углы  $\Delta\beta_1 < 0$  слабее влияют на характеристики решеток, а частичные режимы работы, как обычно считается, мало сказываются на экономичности двигателя. Как итог — в настоящее время нет обоснованных методов расчета и исследований картины течения в ступенях, работающих на режимах с отрицательными углами атаки [1].

На практике для оценки коэффициента потерь от угла атаки  $\Delta\zeta$  используются эмпирические зависимости. Но они часто дают разные потери для одной и той же решетки. Результаты при  $\Delta\beta_1 < 0$  обобщаются хуже, чем при  $\Delta\beta_1 > 0$ , и мало экспериментов при больших отрицательных углах атаки. Вместе с тем, результаты расчета турбины необходимы на режимах с изменением относительной мощности от нуля до единицы.

В настоящей работе сделана попытка уточнения влияния угла  $\Delta\beta_1 < 0$  на обтекание и потери в турбинных решетках, а также нахождения рационального подхода к обобщению этих влияний и разработке более точного метода расчета потерь от угла атаки.

В анализ были включены около 150 решеток газовых и паровых турбин, в основном из [2–4]. Диапазоны изменения параметров решеток широкие:  $\beta_{1к} = 18\text{--}160^\circ$ ,  $\beta_{2эф} = 11\text{--}44^\circ$ ,  $\bar{t} = 0.4\text{--}1.05$ ,  $\bar{c} = 0.02\text{--}0.46$ ,  $\bar{d}_1 = 0.01\text{--}0.19$ ,  $\Delta\beta_1 = (-59)\text{--}54^\circ$ ,  $\lambda_2 = 0.2\text{--}1.0$ .

Коэффициент потерь  $\Delta\zeta$  является функцией многих геометрических и режимных параметров решетки. Из литературы ([2, 3, 5] и др.) в качестве определяющих параметров можно выделить конфузурность решетки  $k = \sin\beta_{1к}/\sin\beta_{2эф}$ , величины  $\bar{c}$ ,  $\bar{t}$ ,  $\bar{d}_1$ ,  $\Delta\beta_1$  и  $\lambda_2$ . Конфузурность  $k$  — один из главных параметров, влияние которого заканчивается лишь при  $k > 1.7$  [5]. Разумеется, есть и другие факторы, но их влияние заметно лишь в немногих случаях. В частности, следует упомянуть местную входную диффузурность межпрофильного канала  $D_m = (a_m / a_1) - 1$ . Большинство обследованных решеток выполнено так, что величина  $D_m$  не превышает 0.05. Только несколько решеток из сильно изогнутых профилей имеют более высокие значения  $D_m \leq 0.08$ .

Учитывая эти соображения и результаты предварительного анализа экспериментов, решетки были разделены на группы, различающиеся, прежде всего, по конфузурности и толщине профиля: 1) с углом  $\beta_{1к} = 80\text{--}100^\circ$ ,  $\bar{c} > 0.12$  и  $k \geq 2.7$  (обычно решетки сопловых венцов первых ступеней); 2) с углом  $\beta_{1к} < 80^\circ$  и  $\bar{c} \geq 0.12$  (средние сечения сопловых и рабочих венцов большинства ступеней); 3) из тонких профилей с  $\beta_{1к} \geq 80^\circ$  и  $\bar{c} < 0.12$  (как правило, периферийные сечения рабочих венцов); 4) из тонких профилей с  $\beta_{1к} < 80^\circ$  и  $\bar{c} < 0.12$  (периферия высоконагруженных рабочих венцов); 5) пониженной конфузурности  $k = 1.0\text{--}1.4$  из профилей с толщиной  $\bar{c} \geq 0.26$  (втулочные сечения рабочих колес). Очевидно, разделение решеток на группы должно уменьшить в них разброс в характере зависимости  $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$  и облегчить установление общих закономерностей для потерь.

Известно [1–3], что угол атаки изменяет обтекание главным образом входной части решетки. Положительный угол атаки ведет к ухудшению обтекания спинки, где скорости выше, чем на корыте, а обтекание корыта становится благоприятнее, чем при  $\Delta\beta_1 = 0$ . При отрицательном угле атаки улучшается течение со стороны спинки, где может исчезнуть пик скорости около кромки, а на корыте может возникнуть отрыв потока [1].

Расчеты и опыт показывают, что при углах атаки изменение течения со стороны спинки оказывает более сильное влияние на потери, чем изменение со стороны корыта. Именно поэтому характер влияния положительного угла атаки неизменный: даже при умеренных углах атаки потери  $\Delta\zeta > 0$ , а рост потерь при большом положительном угле атаки более высокий, чем при большом отрицательном. Отрицательный угол атаки — явление более сложное по влиянию на потери. Действительно, при умеренных величинах  $\Delta\beta_1 < 0$ , когда еще не возникает больших пиков скорости на корыте, улучшение со стороны спинки может пересилить влияние изменения на корыте, и потери  $\Delta\zeta$  могут стать даже отрицательными в некотором диапазоне угла  $\Delta\beta_1$ . Только за границами этого диапазона, когда усиливаются диффузорные эффекты на корыте, коэффициент потерь  $\Delta\zeta > 0$ .

Рассмотрим примеры газодинамических характеристик решеток разных групп.

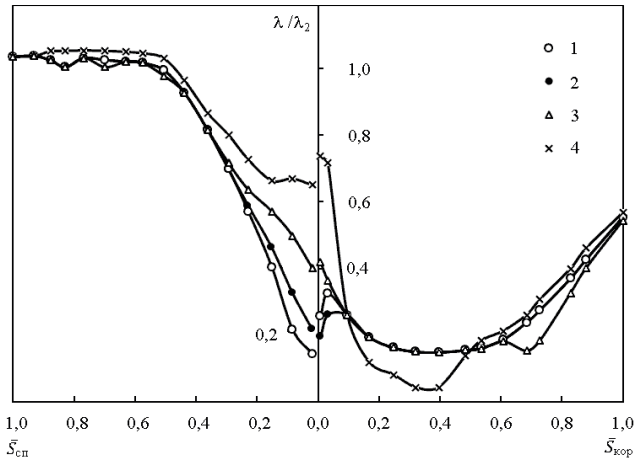
*Сопловые решетки с углом  $\beta_{1к} = 80\text{--}100^\circ$  и  $\bar{c} \geq 0.12$*

Сопловая решетка С-9012А с углом  $\beta_{1к} = 90^\circ$ ,  $\bar{c} = 0.23$ ,  $\bar{t} = 0.75$  из атласа МЭИ [3]. Решетка имеет величину  $k = 4.8$ . Эта геометрическая конфузурность тесно связана с конфузурностью потока  $k_{п} = \sin\beta_1/\sin\beta_2$ , которая, по сути, и определяет главные характеристики решетки. В решетке в диапазоне  $\Delta\beta_1 = \pm 50^\circ$  значение  $k_{п} > 3$ . В высококонфузорной решетке вблизи входной кромки уровень скоростей мал ( $\lambda < 0.1$  при  $\lambda_2 = 0.5$ ), а характер обтекания благоприятный и меняется слабо при изменении угла атаки (рис. 2а). Поэтому при  $\Delta\beta_1 = 0$  потери  $\zeta_0$  небольшие и есть широкий диапазон углов  $\Delta\beta_1 \neq 0$ , в котором  $\Delta\zeta = 0$ . Из рис. 2б видно, что потери не изменяются в диапазоне  $\Delta\beta_1$  от 0 до  $-30^\circ$ .

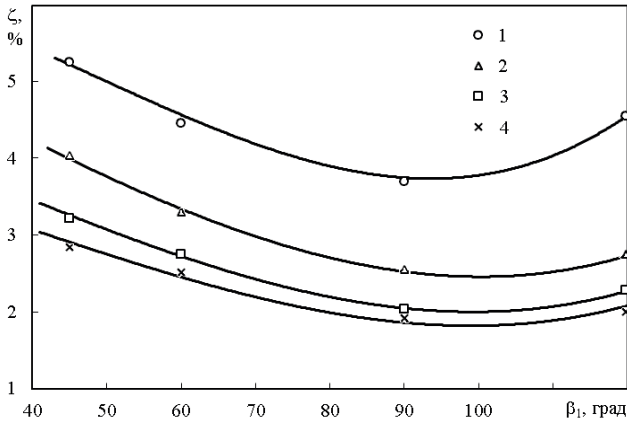
*Решетки с углом  $\beta_{1к} < 80^\circ$  и  $\bar{c} \geq 0.12$*

Сопловые решетки с углами  $\beta_{1к} = 45\text{--}65^\circ$ ,  $\beta_{2ф} = 13\text{--}30^\circ$  и шагом  $\bar{t} = 0.5\text{--}0.82$  встречаются в атласе [3]. Они имеют конфузурность  $k = 1.7\text{--}2.7$ . Изменение угла атаки заметно меняет величину  $k_{п}$ , увеличивая ее при  $\Delta\beta_1 < 0$  (когда  $\beta_1 \leq 90^\circ$ ) и уменьшая при  $\Delta\beta_1 > 0$ . Характер изменения параметров указанных решеток одинаков: существует диапазон угла  $\Delta\beta_1$  от 0 до  $-10^\circ$ , в котором величина  $\Delta\zeta \approx 0$ . Этот диапазон сокращается в решетках с меньшей величиной  $k$  и при меньших  $\lambda_2$ . При более высоких (по модулю) углах атаки  $\Delta\zeta > 0$  и с ростом скорости  $\lambda_2$  коэффициент потерь увеличивается.

Характеристики решетки № 136 с  $\beta_{1к} \approx 42^\circ$ ,  $\beta_{2ф} \approx 22^\circ$ ,  $\bar{t} \approx 0.73$ ,  $\bar{c} \approx 0.25$  и  $k \approx 1.8$  (среднее сечение рабочего венца) показаны на рис. 3 [4]. При  $\Delta\beta_1 = 0$  решетка имеет



a)



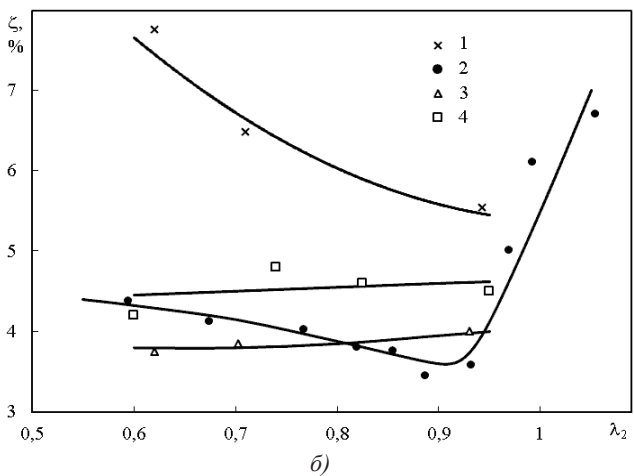
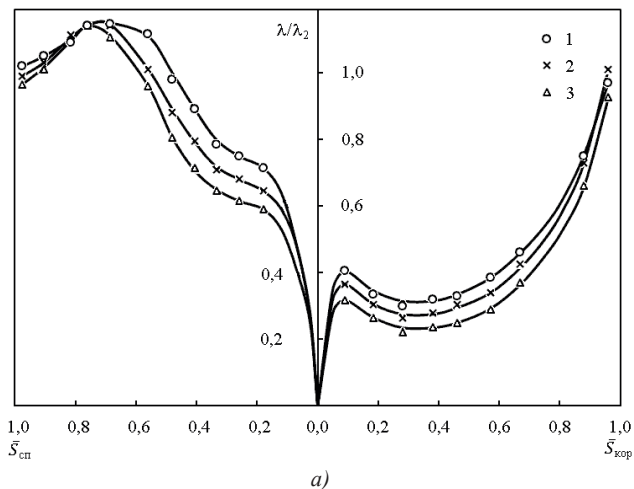
б)

**Рисунок 2.** Обтекание и потери в решетке С-9012А:  
 а —  $\lambda_2 = 0.53$ ,  $\beta_1$ : 1 —  $120^\circ$ , 2 —  $90^\circ$ , 3 —  $60^\circ$ , 4 —  $45^\circ$ ;  
 б —  $\lambda_2$ : 1 — 0.22, 2 — 0.43, 3 — 0.64, 4 — 0.83

удовлетворительное обтекание и величину  $\lambda < 0.3$  вблизи кромки. В конфузурной решетке скорости течения в канале и максимальная скорость на спинке  $\lambda_{\max}$  растут медленнее, чем скорость выхода (рис. 3а). В результате с ростом  $\lambda_2$  снижается значение степени выходной диффузорности  $D_e = (\lambda_{\max} - \lambda_2) / \lambda_2$  — фактора, который в основном определяет величину профильных потерь [5]. Именно вследствие увеличения ускорения потока на конфузурных участках обтекания и уменьшения фактора  $D_e$



потери в решетке снижаются с ростом  $\lambda_2$ . Из рис. 3б видно, что при  $\Delta\beta_1 = 0$  потери с ростом  $\lambda_2$  достигают минимума  $\zeta_0 = 0.04$  при  $\lambda_2 \approx 0.9$ .



**Рисунок 3.** Обтекание и потери в решетке № 136:

$a$  —  $\beta_1 = 40^\circ$ ,  $\lambda_2$ : 1 — 0.66, 2 — 0.82, 3 — 0.94;

$b$  —  $\beta_1$ : 1 —  $30^\circ$ , 2 —  $40^\circ$ , 3 —  $50^\circ$ , 4 —  $60^\circ$

Чем выше конфузурность решетки, тем ниже уровень скоростей в канале и более благоприятное их распределение на профиле и, в особенности, на корыте. Как уже указано, рост скорости  $\lambda_2$  улучшает течение, и тем больше, чем хуже изначальная

картина. Поэтому в более конфузурной решетке с ростом  $\lambda_2$  потери снижаются менее резко, протекание кривых  $\zeta(\lambda_2)$  на графике, как правило, более плавное, чем в менее конфузурной решетке.

При  $\beta_1 < 90^\circ$  отрицательный угол атаки ведет к увеличению  $k_n$  и снижению скорости на входе в решетку. При этом улучшается характер обтекания спинки и ухудшается обтекание корыта, где уровень скорости значительно ниже (рис. 2а). При умеренных отрицательных углах атаки влияние изменения на спинке может пересиливать влияние изменения на корыте, и в результате потери могут стать меньше, чем при расчетном натекании, т. е. может стать  $\Delta\zeta < 0$ . При высоких углах  $\Delta\beta_1 < 0$  ухудшения обтекания корыта ведут к росту  $\Delta\zeta$ . Чем ниже конфузурность решетки, тем уже диапазон углов атаки, в котором величина  $\Delta\zeta < 0$ , и тем бóльший рост потерь за пределами этого диапазона при увеличении угла атаки.

Рост  $\lambda_2$  при  $\Delta\beta_1 < 0$  приводит к меньшему снижению потерь по сравнению с режимом  $\Delta\beta_1 = 0$ , как в более конфузурной решетке, поэтому зависимости  $\Delta\zeta(\lambda_2)$  для различных углов атаки отличаются. Когда при умеренных углах атаки и низких  $\lambda_2$  потери  $\Delta\zeta < 0$ , то с ростом  $\lambda_2$  величина потерь по модулю будет уменьшаться. Она может достигнуть нуля при некотором  $\lambda_2$ , при превышении которого потери начнут расти, как в решетке № 136 при  $\lambda_2 > 0.8$  и  $\Delta\beta_1 = -7,5^\circ$  ( $\beta_1 = 50^\circ$ ). Если при высоком отрицательном угле атаки и низком значении  $\lambda_2$  потери  $\Delta\zeta > 0$ , то увеличение  $\lambda_2$  приведет к непрерывному повышению потерь, как при  $\Delta\beta_1 = -17,5^\circ$  ( $\beta_1 = 60^\circ$ ) (рис. 3б).

Заметим, что при  $\Delta\beta_1 > 0$  решетка ведет себя как менее конфузурная, и поэтому при изменении  $\lambda_2$  потери изменяются более резко, чем при  $\Delta\beta_1 = 0$ . При некоторых умеренных углах атаки (обычно не более  $10\text{--}15^\circ$ ) рост  $\lambda_2$  приводит к такому снижению профильных потерь, что при  $\lambda_2 = 0.8\text{--}0.9$  они сравниваются с потерями при безударном натекании, т. е.  $\Delta\zeta = 0$ . Согласно экспериментам [4], значение  $\Delta\zeta \approx 0$  сохраняется и при дальнейшем повышении  $\lambda_2$ .

#### *Решетки из тонких профилей с $\bar{c} < 0.12$*

Решетки из тонких профилей часто встречаются на периферии неохлаждаемых рабочих лопаток газовых и паровых турбин. Такие решетки, как № 38, 44, 52 и др. из [4] с  $\beta_{1к} = 75\text{--}88^\circ$ ,  $\beta_{2зф} \approx 25\text{--}35^\circ$  и  $\bar{c} = 0.08\text{--}0.12$ , имеют конфузурность  $k = 1.7\text{--}2.4$ . Каналы решеток практически не имеют местной входной диффузурности  $D_m = (a_m / a_1) - 1$  и в них при  $\Delta\beta_1 = 0$  благоприятные распределения скоростей без пиков скорости вблизи кромки профиля. В таком случае при отрицательном угле атаки величиной не более  $10\text{--}20^\circ$  потери  $\Delta\zeta = 0$ .

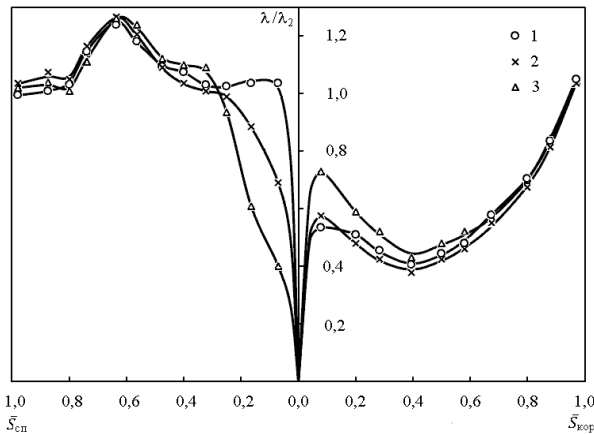
В решетках высоконагруженных ступеней наблюдается резкий пик скорости при  $\Delta\beta_1 = 0$  на спинке у входной кромки. В них при отрицательных углах атаки до  $-20^\circ$  заметно улучшается обтекание спинки и не сильно ухудшается течение на корыте, поэтому  $\Delta\zeta \leq 0$ . Примером таких рабочих решеток могут быть решетки № 77, 81 и 103 из [4] ( $\beta_{1к} = 48\text{--}56^\circ$ ,  $\beta_{2зф} = 26\text{--}32^\circ$ ,  $\bar{c} = 0.83\text{--}1.05$  и  $k = 1.34\text{--}1.57$ ,  $D_m < 1.5\%$ ).

### Решетки из толстых профилей

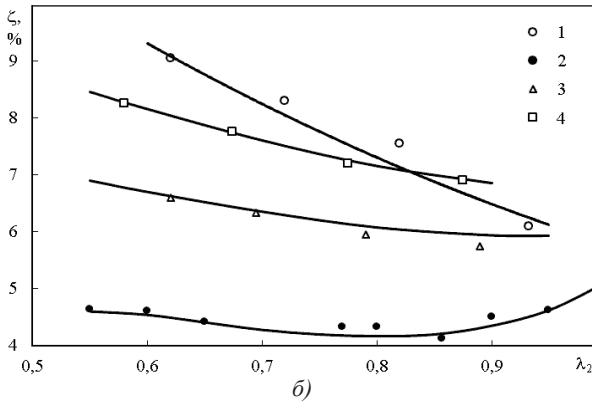
Толстые профили ( $\bar{c} > 0.26$ ) — обычное явление для втулочных сечений рабочих лопаток. Конфузорность решеток изменяется в широких пределах  $k = 1-2$ . Меньшие величины  $k$  чаще встречаются в последних ступенях турбин с длинными лопатками.

Анализ экспериментальных характеристик многих решеток из [2-4] показывает, что влияние отрицательного угла атаки обычно определяется превалирующим влиянием изменения обтекания спинки профиля: если на ней вблизи кромки есть пик скорости, то умеренный угол атаки, устраняющий этот пик, приведет к  $\Delta\zeta < 0$ ; если такого пика нет, то следует ожидать  $\Delta\zeta \approx 0$ . Однако если на корыте при  $\Delta\beta_1 = 0$  есть высокий пик скорости и протяженный участок последующего торможения потока, то угол  $\Delta\beta_1 < 0$ , расширяющий эту зону неблагоприятного течения, может привести к  $\Delta\zeta > 0$ . Это встречается преимущественно в решетках малой конфузорности и активных. В них межпрофильный канал слабо сужающийся и часто со значительной местной диффузорностью, поэтому обширная зона нарушенного течения может поджимать здоровый поток в канале [1] и увеличивать максимальную скорость на спинке, тем самым увеличивать и  $D_e$ . В таком случае появляется причина для дополнительного увеличения потерь от угла атаки.

Решетка № 160 ( $\beta_{1к} = 37^\circ$ ,  $\beta_{2ф} \approx 24.5^\circ$ ,  $\bar{t} \approx 0.66$ ,  $\bar{c} = 0.28$ ,  $D_m \approx 0.07$  и  $k = 1.45$  при  $\Delta\beta_1 = 0$ ) имеет на корыте у входной кромки пик скорости с  $\lambda \approx 0.5$  (рис. 4а) [4]. Появление отрицательного угла атаки ведет к росту пика и интенсивности последующего торможения потока. Именно эти изменения на корыте являются основной причиной положительных потерь от угла атаки: при  $\Delta\beta_1 = -8^\circ$  (рис. 4б). Таким образом, эта решетка показывает тот редкий случай для умеренного отрицательного угла атаки, когда существенные ухудшения обтекания корыта пересиливают влияние небольших улучшений течения на спинке.



а)

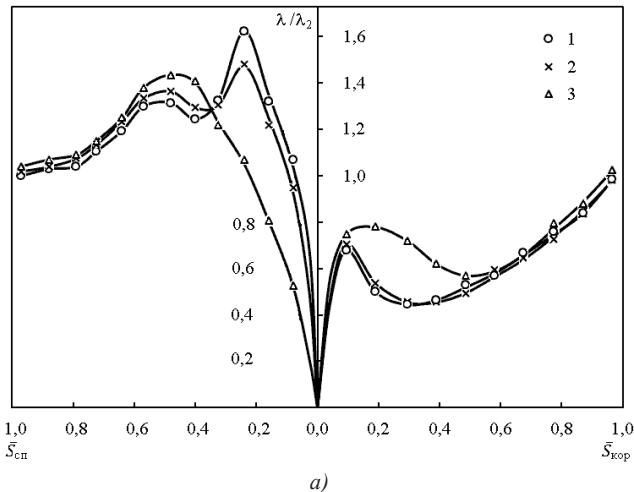


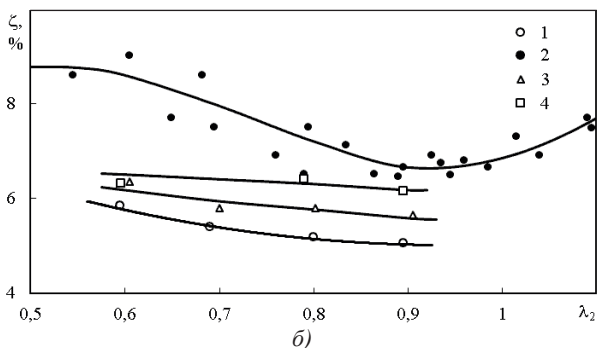
**Рисунок 4.** Обтекание и потери в решетке № 160:

$a$  —  $\lambda_2 = 0.81$ ,  $\beta_1$ : 1 —  $26^\circ$ , 2 —  $35^\circ$ , 3 —  $50^\circ$ ;

$b$  —  $\beta_1$ : 1 —  $30^\circ$ , 2 —  $35^\circ$ , 3 —  $45^\circ$ , 4 —  $50^\circ$

Активные решетки из сильно изогнутых профилей имеют каналы с высокой местной диффузорностью. Примером такой решетки может быть решетка № 175 из атласа [4]:  $\beta_{1к} = 30.4^\circ$ ,  $\beta_{2эф} \approx 30.2^\circ$ ,  $\bar{t} \approx 0.73$ ,  $\bar{c} = 0.27$ ,  $D_m \approx 0.08$  и  $k \approx 1$ . При  $\Delta\beta_1 = 0$  обтекание решетки характеризуется наличием вблизи кромки высокого пика скорости на спинке ( $\lambda = 1.2$ ) и значительного пика на корыте ( $\lambda = 0.8$ ) (рис. 5а). Потери высокие:  $\zeta_0 \approx 0.07$  (рис. 5б).





**Рисунок 5.** Обтекание и потери в решетке № 175:

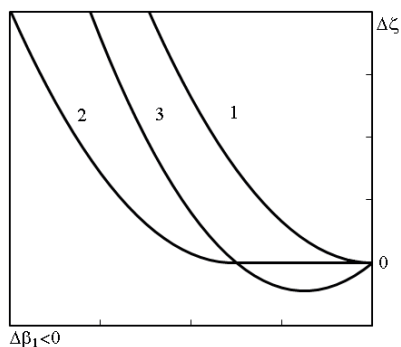
$a - \lambda_2 = 0.79$ ,  $\beta_1$ : 1 —  $25^\circ$ , 2 —  $30^\circ$ , 3 —  $45^\circ$ ;

$\bar{b} - \beta_1$ : 1 —  $30^\circ$ , 2 —  $35^\circ$ , 3 —  $40^\circ$ , 4 —  $45^\circ$

Даже небольшой отрицательный угол атаки  $-5^\circ$  может приводить к устранению пика скорости на спинке. Это изменение, несмотря на увеличение пика на корыте, приводит к снижению потерь (рис. 5б). При увеличении угла атаки, когда благоприятный характер обтекания спинки сохраняется, начинает сказываться влияние ухудшений обтекания корыта, и потери  $\Delta\zeta$  растут. Можно заключить, что характер изменения потерь от угла атаки в активных решетках такой же, как в большинстве конфузорных рабочих решеток.

Подводя итоги этого исследования, можно заключить следующее.

Отрицательный угол атаки — более сложное явление, чем положительный, и зависимости потерь от угла атаки  $\Delta\zeta(\Delta\beta_1, \lambda_2)$  разнообразны (рис. 6). Причина в том, что отрицательное влияние нерасчетного натекания сопровождается снижением нагрузки на решетку и при  $\beta_{1к} \leq 90^\circ$  повышением конфузорности течения — положительными изменениями, которые при умеренных углах атаки оказывают решающее влияние на потери.



**Рисунок 6.** Характер зависимостей потерь от отрицательного угла атаки

Большинство турбинных решеток имеют диапазон умеренных отрицательных углов атаки, в котором потери равны нулю или сначала снижаются, достигая отрицательного минимума, а затем начинают расти (кривая 2 на рис. 6). Ширина этого диапазона увеличивается, а рост потерь уменьшается с повышением конфузурности решетки. Как правило, отрицательные величины потерь (кривая 3 на рис. 6)  $\Delta\zeta$  достигаются в решетках, в которых при  $\Delta\beta_1 = 0$  имеется пик скорости на спинке вблизи кромки. Если при  $\Delta\beta_1 = 0$  решетка с пониженной конфузурностью и высокой местной диффузурностью канала имеет на корыте высокий пик скорости вблизи кромки и последующее интенсивное диффузорное течение, то отрицательный угол атаки сразу дает увеличение профильных потерь.

Указанные особенности решеток затрудняют получение надежной аналитической зависимости для расчета потерь от угла атаки. Для успешного решения задачи необходима методика, в которой для каждого вида зависимости  $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$  будут, прежде всего, выделены группы решеток с определенными геометрическими параметрами. Затем расчет величин потерь в заданной решетке будет выполнен с учетом характеристик наиболее близкой к ней решетки из подходящей группы. При разработке такой методики должны быть использованы не только обширные экспериментальные данные, но и возможности вычислительной техники.

## Литература

1. *Емин О. Н., Лысенко Г. Н.* Исследование течений и потерь в плоских турбинных решетках при больших отрицательных углах атаки // Теплоэнергетика. 1971. № 1. С. 73–75.
2. *Гукасова Е. А., Жуковский М. И., Завадовский А. М., Зысина-Моложен Л. М., Скарнь Н. А., Тырышкин В. Г.* Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов паровых и газовых турбин. М.-Л.: ГЭИ, 1960. 331 с.
3. *Дейч М. Е., Филиппов Г. А., Лазарев Л. Я.* Атлас профилей решеток осевых турбин. М.: Машиностроение, 1965. 96 с.
4. *Венедиктов В. Д., Грановский А. В., Карелин А. М., Колесов А. Н., Мухтаров М. Х.* Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин. М.: ЦИАМ, 1990. 395 с.
5. *Абрамович Г. Н.* Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1976. 888 с.

*Д. О. Михайлов, О. К. Овчинникова*

БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург  
a99112@voenmeh.ru, ovchinnikova\_ok@voenmeh.ru

## РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

*Аннотация.* В статье рассмотрены вопросы математического моделирования процессов, протекающих в турбореактивном двигателе, и подбора его оптимальных геометрических параметров при различных высотах полета в стандартной атмосфере.

Рассмотрим процесс работы турбореактивного двигателя (ТРД). Сжатие рабочего тела на входе в камеру сгорания и высокое значение расхода воздуха через двигатель достигается за счет совместного действия встречного потока воздуха и работы компрессора, размещенного в тракте ТРД сразу после входного устройства, перед камерой сгорания. Компрессор приводится в движение турбиной, смонтированной на одном валу с ним и работающей на том же рабочем теле, нагретом в камере сгорания, из которого образуется реактивная струя. Во входном устройстве осуществляется рост статического давления воздуха за счет торможения воздушного потока. В компрессоре осуществляется рост полного давления воздуха за счет совершаемой компрессором механической работы.

Камера сгорания ТРД, как правило, имеет кольцевую форму, что обусловлено необходимостью размещения в ней вала турбины и компрессора. При поступлении в камеру сгорания воздух разделяется на три потока [1].

Первичный воздух поступает через фронтальные отверстия в камере сгорания, тормозится перед форсунками и принимает непосредственное участие в формировании топливно-воздушной смеси и сгорании топлива.

Вторичный воздух поступает через боковые отверстия в средней части стенок камеры сгорания и служит для их охлаждения путем создания потока воздуха с гораздо более низкой температурой, чем в зоне горения.

Третичный воздух поступает через специальные воздушные каналы в выходной части стенок камеры сгорания и служит для выравнивания поля температур рабочего тела перед турбиной.

Из камеры сгорания нагретое рабочее тело поступает на турбину, расширяется, приводя ее в движение и отдавая ей часть своей энергии, а после нее расширяется в сопле и истекает из него, создавая реактивную тягу.

При повышении скорости полета давление в камере сгорания и расход рабочего тела растут за счет роста напора встречного потока воздуха, который затормаживается во входном устройстве и поступает на вход низшего каскада компрессора под давлением более высоким, чем атмосферное, при этом повышается и тяга двигателя.

Термодинамический расчет ТРД служит основой для выбора параметров и проектирования авиационных двигателей. В результате расчета определяются удельные параметры и расход воздуха через двигатель, необходимый для создания потребной тяги. Зная расход воздуха и все остальные параметры двигателя, можно найти исходные размеры проходных сечений проточной части, т.е. определить исходные данные для проектирования двигателя [2].

Авиационные двигатели на самолете работают в широком диапазоне изменения условий полета и режимов работы. При проектировании двигателя расчет ведется на одном из режимов с зафиксированными значениями тяги, числа Маха  $M_n$  и высоты полета  $H$ . Также фиксируются все размеры и проходные сечения элементов и частоты вращения роторов. Этот режим, для которого при заданных полетных условиях и потребной тяге выбираются параметры рабочего процесса, исходные размеры проходных сечений проточной части двигателя и определяются основные данные для проектирования, называется расчетным режимом.

Основными допущениями, принятыми при проведении термодинамического расчета, являются предположения о справедливости термодинамического цикла Брайтона и соблюдении расчетного режима течения. При проведении вычислений параметры окружающей среды берутся по ГОСТ 4401-81 [3].

Основной методики термодинамического расчета ТРД [4, 5] являются уравнения баланса массы (неразрывности потока), баланса мощности компрессора и турбины и уравнение баланса давления

$$G_i = v_i G_B, \quad (1)$$

$$N_T \eta_M = N_K + N_{\text{агр}}, \quad (2)$$

$$\frac{P_K}{P_H} = \frac{\beta_T \beta_C}{\sigma_{\text{КС}}}, \quad (3)$$

где  $G_i$  — секундный массовый расход воздуха или газа в сечении  $i$  кг/с;  $v_i$  — коэффициент изменения массы, характеризующий изменение массы рабочего тела в проточной части от сечения входа в ТРД до сечения  $i$ , 1;  $N_T$  — мощность турбины, Вт;  $\eta_M$  — механический КПД передачи мощности от турбины к компрессору, 1;  $N_K$  — мощность компрессора, Вт;  $N_{\text{агр}}$  — мощность нагрузки, Вт;  $\beta_C$  — степень понижения давления в сопле, 1;  $\beta_T$  — степень понижения давления на турбине, 1;  $\sigma_{\text{КС}}$  — коэффициент восстановления давления в камере сгорания, 1.

Последовательность термодинамического расчета сводится к определению параметров рабочего тела в характерных сечениях проточной части двигателя, удельной тяги и удельного расхода топлива, а также некоторых других параметров двигателя.

Для расчета диффузора используются соотношения (4)...(7), описывающие связь скорости во входном сечении с числом Маха набегающего потока, коэффициент повышения давления во входном устройстве, изменение давления и температуры за входным устройством.



$$v_{\text{вх}} = M_{\text{н}} \cdot a_{\text{н}}, \quad (4)$$

$$\beta_{\text{в}} = (0,97 - 0,1(M_{\text{н}} - 1)^{3/2}) \cdot (1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_{\text{н}}^2)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (5)$$

$$P_{\text{в}} = \beta_{\text{в}} \cdot P_{\text{н}}, \quad (6)$$

$$T_{\text{в}} = T_{\text{н}} \cdot (1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_{\text{н}}^2), \quad (7)$$

где  $v_{\text{вх}}$  — скорость на входе в диффузор, м/с;  $M_{\text{н}}$  — число Маха полета, 1;  $\beta_{\text{в}}$  — степень повышения давления в диффузоре, 1;  $P_{\text{н}}$  — давление окружающей среды, Па;  $P_{\text{в}}$  — давление в сечении входа в компрессор, Па;  $T_{\text{н}}$  — температура окружающей среды, К;  $T_{\text{в}}$  — температура в сечении входа в компрессор, К.

Расчет параметров компрессора опирается на значения коэффициента повышения давления, а также значения давления и температуры в сечении перед компрессором, и его КПД, вычисляемые по соотношениям (8)...(11).

$$\beta_{\text{к}} = \beta_{\text{в}} \cdot \beta, \quad (8)$$

$$P_{\text{к}} = \beta \cdot P_{\text{в}}, \quad (9)$$

$$\eta_{\text{к}} = \frac{\beta_{\text{к}}^{(k-1)/k} - 1}{\beta_{\text{к}}^{(k-1)/(k\eta_{\text{ст}})} - 1}, \quad (10)$$

$$T_{\text{к}} = T_{\text{в}} + T_{\text{в}} \cdot (\beta_{\text{к}}^{(k-1)/k} - 1) / \eta_{\text{к}}, \quad (11)$$

где  $\beta_{\text{в}}$  — степень повышения давления в диффузоре, 1;  $\beta$  — степень повышения давления компрессора, 1;  $\beta_{\text{к}}$  — степень повышения давления на выходе из компрессора, 1;  $P_{\text{в}}$  — давление в сечении входа в компрессор, Па;  $P_{\text{к}}$  — давление в сечении выхода из компрессора, Па;  $\eta_{\text{к}}$  — КПД компрессора, 1;  $T_{\text{в}}$  — температура в сечении входа в компрессор, К;  $T_{\text{к}}$  — температура в сечении выхода из компрессора, К.

Высокая температура газа перед турбиной требует надежного охлаждения ее лопаток. В авиационных двигателях применяется открытая система воздушного охлаждения, в которой воздух отбирается из компрессора и подается в охлаждаемые элементы, охлаждает их и затем выпускается в проточную часть газового тракта турбины. Далее этот воздух, смешиваясь с газовым потоком, участвует в работе последующих ступеней турбины. Ввиду большого снижения температуры газа в первых ступенях турбины последние ступени часто не охлаждаются.

Также из воздушного тракта компрессора отбирается небольшая часть воздуха, необходимая для функционирования систем самолета, например, надува кабины. Этот воздух не возвращается в газоздушный тракт двигателя, а его расход обычно не превышает 4% поступающего на вход в компрессор общего количества воздуха.

Для учета массы отбираемого и возвращаемого воздуха в расчете задаются следующие относительные расходы воздуха:

$g_{отб.ла}$  — относительный расход воздуха, отбираемый из компрессора, полностью предназначен для обеспечения систем ЛА, можно принять равным  $g_{отб.ла} = 0,04$ ;

$g_{охл.т}$  — относительный расход воздуха, поступающий из компрессора для охлаждения турбины, зависит от температуры  $T$  перед первой ступенью [5] и варьируется в диапазоне  $0,02 \dots 0,12$ ;

$g_{охл.с}$  — относительный расход воздуха для охлаждения сопла,  $g_{охл.с} = 0,02$ ;

$g_{ут}$  — относительный расход утечек воздуха в компрессоре,  $g_{ут} = 0,03$ ;

$\nu$  — коэффициент изменения массы, рассчитывается по формуле (12), а удельная работа компрессора — по формуле (13).

$$\nu_k = 1 - g_{отб.ла} - g_{охл.с} - g_{охл.т} - g_{ут}, \quad (12)$$

$$L_k = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_B \cdot \left( \beta_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) / \eta_k, \quad (13)$$

где  $k$  — показатель адиабаты, 1;  $R$  — газовая постоянная, Дж/(кг·К);  $T_B$  — температура в сечении входа в компрессор, К;  $\beta_k$  — степень повышения давления на выходе из компрессора, 1;  $\eta_k$  — КПД компрессора, 1.

Для расчета камеры сгорания задаются следующие параметры:  $T_r$  — температура газа за основной камерой сгорания, К;  $\eta_r$  — коэффициент полноты сгорания в основной камере;  $H_u$  — удельная теплота сгорания топлива, Дж/кг;  $\sigma_{кв}$  — коэффициент восстановления полного давления в основной камере сгорания. Для современных ГТД на основных режимах работы коэффициент полноты сгорания обычно  $\eta_r = 0,99 \dots 0,995$ , а коэффициент восстановления давления  $\sigma_{кв} = 0,94 \dots 0,96$ . Низшая удельная теплота сгорания топлива для реактивных двигателей  $H_u = 42\,900 \dots 43\,500$  кДж/кг. Для расчетов выбрана  $H_u = 42\,900$  кДж/кг. Массовое стехиометрическое соотношение воздуха и керосина  $K_{м0} = 14,8$ . Относительный расход горючего вычисляется по формуле (14).

$$q_r = \frac{C_p T_r - C_p T_k}{H_u \eta_r - C_{pr} T_r + C_{pr} T_{ст}}, \quad (14)$$

где  $C_p T_r$ ,  $C_p T_k$ ,  $C_{pr} T_r$  и  $C_{pr} T_{ст}$  выбираются по графикам эмпирических кривых [4].

Давление, массовое соотношение топлива в камере сгорания и коэффициент избытка воздуха рассчитываются по формулам (15)–(17).

$$P_r = \sigma_r \cdot P_k, \quad (15)$$

$$K_{мк} = 1/q_r, \quad (16)$$

$$\alpha_r = K_{мк}/K_{м0}, \quad (17)$$

где  $P_k$  — давление в сечении выхода из компрессора, Па;  $\sigma_r$  — коэффициент восстановления полного давления, 1;  $K_{мк}$  — массовое соотношение топлива в камере сгора-

ния, 1;  $K_{m0}$  — массовое стехиометрическое соотношение воздуха и керосина, 1;  $\alpha_r$  — коэффициент избытка воздуха, 1.

При расчете турбины наиболее важными являются коэффициент изменения массы в сечении перед турбиной и удельная работа, вычисляемые по соотношениям (18), (19).

$$v_r = v_k(1 + q_r), \quad (18)$$

$$L_T = \frac{L_k(1+l_{ар})}{\eta_m v_r}, \quad (19)$$

где  $\eta_m$  — механический КПД турбины, учитывающий потери при передаче работы от турбины к компрессору, можно принять  $\eta_m = 0,985 \dots 0,995$ ;  $l_{ар} = L_{ар}/L_k = (0,001 \dots 0,002)$  — величина относительной мощности отбора от вала турбины.

Кроме создания требуемой тяги, двигатель приводит в действие собственную аппаратуру подачи и регулирования топлива и масла, а также выполняет функцию источника энергии для обеспечения нормальной работы различных систем ЛА: гидравлической, топливной, приводов управляющих аэродинамических поверхностей, бортовой электрики, радиоэлектронного комплекса и т. д. Отбор мощности, приводящий к тепловым потерям, происходит через специальный редуктор. Для оценки используются формулы (20), (21).

$$\Delta T_T = \frac{L_T}{\frac{k_r}{k_r-1} R_T}, \quad (20)$$

$$\beta_T = \frac{1}{\left(1 - \frac{\Delta T_T}{T_r \eta_T}\right)^{\frac{k}{k-1}}}, \quad (21)$$

где  $\eta_T$  — КПД турбины. КПД осевых турбин зависит от типа ступеней (которые можно разделить на оптимально и сильно нагруженные), их аэродинамического совершенства, а также от размеров турбин и интенсивности их охлаждения. Неохлаждаемые турбины большой и средней размерности характеризуются значениями из справочников.

Наибольшие значения КПД в рекомендуемых диапазонах имеют многоступенчатые турбины с высоким уровнем аэродинамического совершенства, наименьшие — одноступенчатые. Для турбин малоразмерных двигателей ( $G_b < 5 \dots 10$  кг/с) КПД меньше еще на 1...5%.

Применение охлаждения турбин снижает их КПД. Увеличение на 1% отбора воздуха ( $g_{охл.т} = 0,01$ ) приводит к снижению КПД ступени предположительно на 1%, а КПД двухступенчатой ( $z$ -ступенчатой) турбины с охлаждаемой первой ступенью снижается на 1/2% (1/ $z$ %).

Относительный отбор воздуха на охлаждение турбины зависит в основном от температуры газа перед турбиной. При  $T > 1200$  К применяются охлаждаемые турбины. Отбор воздуха необходимо учитывать для каждой охлаждаемой ступени.

На этапе проектного термодинамического расчета при неопределенности величины нагруженности ступеней турбины для первого приближения можно принять среднее значение КПД  $\eta_T = 0,89 \dots 0,91$ . Расчет проводится по соотношениям (22)...(25).

$$P_T = \frac{P_{\Gamma}}{\beta_T}, \quad (22)$$

$$v_T = v_{\Gamma} + g_{\text{охл.т}}, \quad (23)$$

$$T_{\Gamma 0} = T_{\Gamma} + \Delta T_T, \quad (24)$$

$$T_T = \frac{(C_{p\Gamma} \cdot T_{\Gamma 0} \cdot v_{\Gamma} + C_p \cdot T_K \cdot g_{\text{охл.т}})}{C_{p\Gamma} \cdot v_T}, \quad (25)$$

где  $P_{\Gamma}$  — давление в сечении выхода из камеры сгорания, Па;  $P_T$  — давление в сечении за турбиной, Па;  $\beta_T$  — степень понижения давления, 1;  $v_T$  — коэффициент изменения массы в сечении за турбиной, 1;  $g_{\text{охл.т}}$  — относительный расход воздуха, поступающий из компрессора для охлаждения турбины, 1;  $v_{\Gamma}$  — коэффициент изменения массы в сечении камеры сгорания, 1;  $T_T$  — температура в сечении за турбиной, К;  $T_{\Gamma 0}$  — температура газа, попавшего на турбину из камеры сгорания, К;  $T_K$  — температура газа, охлаждающего турбину, К;  $C_p$  — теплоемкость газа из компрессора при постоянном давлении, Дж/(кг·К);  $C_{p\Gamma}$  — теплоемкость газа из камеры сгорания при постоянном давлении, Дж/(кг·К).

При выполнении расчета параметров турбины приняты следующие значения показателя процесса расширения в турбине  $k_T$ , изобарной теплоемкости  $C_{p\Gamma}$  и газовой постоянной  $R$ :  $k_T = 1,32$ ;  $R_{\Gamma} = 287$  Дж/(кг·К);  $C_{p\Gamma} = 1160$  Дж/(кг·К).

Расчет полного давления в выходном сечении проводится по формуле (26).

$$P_{\text{вс}} = P_T \cdot \sigma_T. \quad (26)$$

Для газа перед соплом задается коэффициент потерь полного давления участка газового тракта от выхода из турбины до входа в сопло  $\sigma_T$ . Для ТРД  $\sigma_T = 0,98 \dots 0,99$ .

Расчет коэффициента изменения массы проводится в соответствии с формулами (27)...(36). Предполагается, что  $P_c = P_H$ , поскольку режим течения расчетный.

$$v_c = v_T + g_{\text{охл.с}}, \quad (27)$$

$$\beta_c = \frac{P_c}{P_H}, \quad (28)$$

$$\beta_{c0} = \left( \frac{k_c + 1}{2} \right)^{\frac{k_c}{k_c - 1}}, \quad (29)$$

$$\lambda_{c0} = \sqrt{\frac{k_c + 1}{k_c - 1} \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_c} \right)^{\frac{k_c - 1}{k_c}} \right]}, \quad (30)$$

$$v_c = \lambda_{c0} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_c}{k_c + 1} R_c T_T}, \quad (31)$$

$$F_{уд} = v_c, \quad (32)$$

$$G_B = \frac{F}{F_{уд}}, \quad (33)$$

$$G_{сек} = q_{кс} \cdot v_T \cdot G_B, \quad (34)$$

$$G_{уд} = 3600 \cdot G_{сек} / F, \quad (35)$$

$$L_e = v_c \cdot \frac{v_c^2}{2} - \frac{v_{вх}^2}{2}, \quad (36)$$

где  $G_B$  — расход воздуха, кг/с;  $F$  — сила тяги, Н;  $F_{уд}$  — удельная тяга, м/с;  $G_{сек}$  — секундный расход топлива, кг/с;  $G_{уд}$  — удельный расход топлива, кг/(Н·ч);  $L_e$  — эффективная работа цикла, Дж/кг;  $\beta_c$  — степень понижения давления сопла, 1;  $v_c$  — скорость истечения газа из сопла, м/с;  $v_{вх}$  — скорость газа на входе в диффузор, м/с;  $\lambda_{c0}$  — приведенная скорость, 1;  $v_T$  — коэффициент изменения массы в сечении за турбиной, 1;  $g_{охл.с}$  — относительный расход воздуха для охлаждения сопла, 1;  $v_c$  — коэффициент изменения массы в сечении выхода из сопла, 1;  $P_c$  — давление на входе в сопло, Па;  $P_H$  — давление окружающей среды, Па;  $q_{кс}$  — относительный расход воздуха в камере сгорания, 1;  $\pi_c$  — степень расширения газа в сопловом аппарате, 1.

Расчет КПД двигателя проводится по формулам (37)...(39).

$$\eta_{терм} = \frac{G_B \cdot L_e}{H_u \cdot G_{сек}}, \quad (37)$$

$$\eta_{пол} = \frac{F_{уд} \cdot v_H}{L_e}, \quad (38)$$

$$\eta = \eta_{терм} \cdot \eta_{пол}, \quad (39)$$

где  $\eta_{терм}$  — термический КПД, 1;  $\eta_{пол}$  — полетный КПД, 1;  $G_B$  — расход воздуха, кг/с;  $F_{уд}$  — удельная тяга, м/с;  $L_e$  — эффективная работа цикла, Дж/кг;  $H_u$  — удельная теплота сгорания топлива, Дж/кг.

Для вычисления площади проточных сечений предназначена формула (42), для которой введены газодинамические функции (40), (41).

$$m = \sqrt{\frac{k}{R} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \quad (40)$$

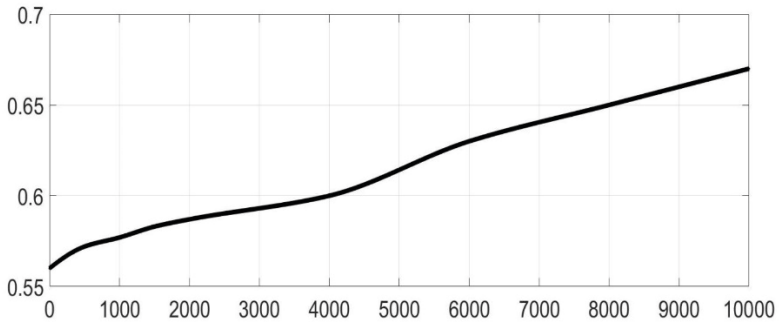
$$q(\lambda) = \lambda \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (41)$$

$$S_i = \frac{G_b \cdot \sqrt{T_i}}{m_i \cdot P_i \cdot q(\lambda_i)}, \quad (42)$$

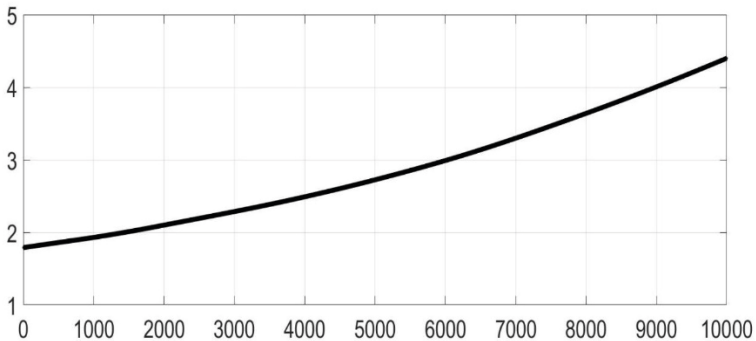
где  $m$  — газодинамическая функция, 1;  $q(\lambda)$  — газодинамическая функция, 1;  $k$  — показатель адиабаты, 1;  $R$  — газовая постоянная, Дж/(кг·К);  $\lambda$  — приведенная скорость, 1;  $G_b$  — расход воздуха, кг/с;  $T$  — температура, К;  $P$  — давление, Па.

На графиках, показанных на рис. 1–4, представлены результаты вычислений параметров ТРД, полученные при следующих условиях: коэффициент повышения давления турбины равен 5, температура в камере сгорания равна 1250 К, число Маха полета составляет 1,5, сила тяги, развиваемая двигателем, равна 50 кН. Расчет показал, что в рассматриваемом случае оптимальный коэффициент избытка воздуха равен 2,3.

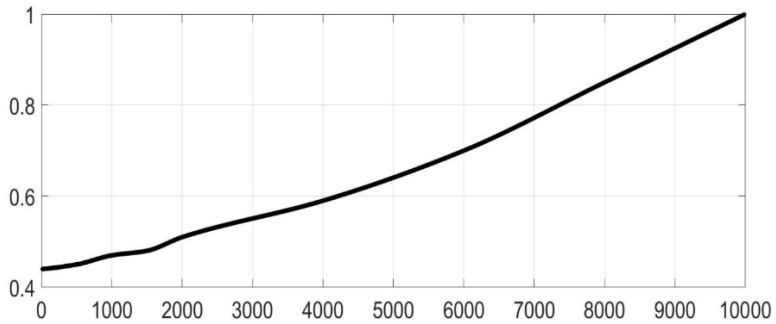
Анализ представленных на графиках результатов показывает, что размеры площадей сечений входного устройства, критического и выходного сечения сопла ТРД существенно возрастают при увеличении высоты полета летательного аппарата над уровнем моря в диапазоне 0...10 км. При этом КПД двигателя изменяется от 56%, до 68%.



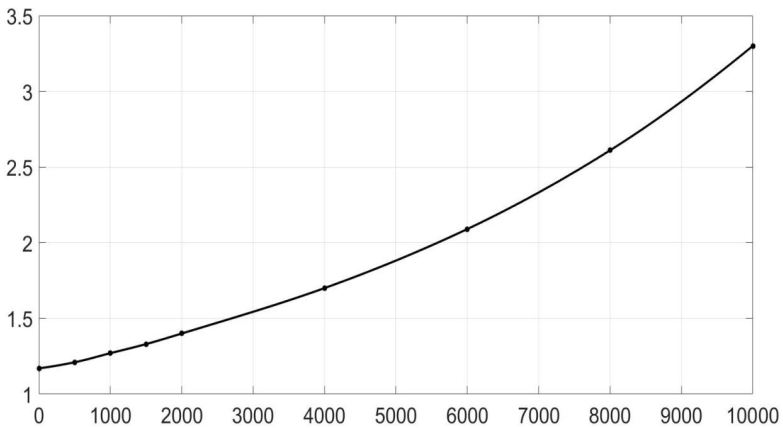
**Рисунок 1.** Зависимость КПД ТРД от высоты над уровнем моря



**Рисунок 2.** Зависимость площади входного устройства ТРД от высоты над уровнем моря



**Рисунок 3.** Зависимость площади критического сечения сопла ТРД от высоты над уровнем моря



**Рисунок 4.** Зависимость площади выходного сечения сопла ТРД от высоты над уровнем моря

## Литература

1. *Рипинский А. И., Пляц О. М.* Реактивные двигатели. Минск: ред. отдел МГВАК, 2011. С. 88.
2. *Скубачевский Г. С.* Авиационные и газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет. М.: Машиностроение, 1969. С. 547.
3. ГОСТ 4401–81. Межгосударственный стандарт. Атмосфера стандартная. Параметры. М.: ИПК Издательство стандартов, 1981 г., 181 с.
4. *Юнаков Л. П.* Термогазодинамический расчет ТРД и ТРДФ. СПб: типография БГТУ, 2013. С. 44.
5. *Юнаков Л. П., Мустейкис А. И., Левихин А. А.* Термогазодинамический расчет ТРДД и ТРДДФ. СПб: типография БГТУ, 2019. С. 98.

*А. А. Рябов, П. С. Кальясов, А. Ю. Кудрявцев, К. В. Шулепов*

ООО «Саровский Инженерный Центр», Нижегородская обл., п. Сатис,  
Технопарк «Саров»  
pkalyasov@sacc.ru

*А. И. Якунин, О. Б. Холявенко*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ И АВТОМАТИЗАЦИЯ РАСЧЕТОВ ТЕЧЕНИЯ В ПЛОСКОЙ РЕШЕТКЕ ПРОФИЛЕЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ**

*Аннотация.* Рассматривается задача моделирования течения в плоских решетках профилей с использованием методов вычислительной гидродинамики в программном комплексе Simcenter STAR-CCM+ 16.06.008. Целью работы является математическое моделирование обтекания и потерь энергии в неохлаждаемом «микровенце» с учетом выпуска охлаждающего воздуха в выходную кромку лопатки, а также разработка модуля автоматизации, позволяющего проводить серии таких расчетов в автоматическом режиме. В ходе работы проведена серия исследований, включающих в себя оценку возможности моделирования отдельных аэродинамических эффектов. Выполнен подбор эмпирических констант  $k-\omega$  SST модели турбулентности для повышения точности определения потерь, вызванных наличием пограничного слоя на профиле. Обозначены границы применимости предлагаемой методики и указаны направления дальнейших исследований.

### **Введение**

В настоящее время методы вычислительной газодинамики (CFD — Computational Fluid Dynamics) широко применяются для моделирования течений в решетках профилей. В основе этих методов лежит численное решение уравнений Рейнольдса, замыкаемых полуэмпирическими моделями турбулентности (RANS — Reynolds-averaged Navier-Stokes). Расчет потерь давления методами CFD является приближенным, поэтому интерпретация результатов требует значительного опыта. Опубликовано множество примеров успешного применения CFD, но столь же много и неудач, о которых не всегда сообщается [1].

Сложность задачи заключается в том, что для решеток профилей потери определяются разными физическими эффектами, вклад которых в величину потерь имеет один порядок, либо один из эффектов преобладает, в частности, в зависимости от геометрических параметров решетки. К характерным эффектам относятся: отрыв потока с поверхности лопатки с возможным присоединением, приближенно описываемый RANS моделями; ударные волны на спинке профиля при трансзвуковых течениях, их интерференция и отражение; кромочные скачки уплотнения, коррелирующие с отрывным обтеканием скругленной задней кромки; пограничный слой при



дозвуковым обтекании и при взаимодействии с ударной волной; отрывное обтекание задней комки; обратная ламинаризация пограничного слоя [2, 3].

Все перечисленные эффекты, за исключением последнего, удается качественно описать на основе большой серии численных экспериментов, верифицированных по экспериментальным данным ЦИАМ и ОКБ МАП [4]. Возможность приемлемого количественного описания течения с использованием CFD на сегодняшний день недостаточно реализована [1].

Можно выделить ряд направлений решения задачи с использованием методов CFD.

1. Применение RANS CFD для прямого моделирования течения в решетке профилей. Данный подход не позволяет найти универсальный набор параметров (эмпирических констант и функций), способных количественно прогнозировать все указанные эффекты. Однако именно этот путь выглядит рациональным с точки зрения последующего инженерного применения при относительно низких требованиях к вычислительным ресурсам. При этом сама разработка методики оказывается трудоемкой ввиду большого количества эмпирических констант и их разных значений в зависимости от режима течения (дозвуковой или сверхзвуковой) и геометрических особенностей решетки.

2. Применение LES (Large Eddy Simulation), ZLES (Zonal Large Eddy Simulation) CFD. Перспективной выглядит возможность использовать вихреразрешающие модели турбулентности, что, однако, требует значительных вычислительных ресурсов. Тем не менее, ввиду относительно простой расчетной области и при использовании гипотезы о двумерном характере течения (в среднем, согласно идеологии вихреразрешающих моделей), работа в этом направлении может быть результативна.

3. Поиск физико-математических постановок, ориентированных на моделирование отдельных аэродинамических эффектов в комбинации с эмпирическими и аналитическими оценками. Такие подходы реализованы, в частности, в специализированном для задач газотурбинного двигателестроения ПО Concept NREC [5].

В данной работе проводится математическое моделирование обтекания и потерь энергии в неохлаждаемом «микровенце» с учетом выпуска охлаждающего воздуха в выходную кромку лопатки, а также разработка модуля автоматизации, позволяющего проводить серии таких расчетов в автоматическом режиме. Моделирование реализовано в программном комплексе Simcenter STAR-CCM+. Предлагаемая методика использует первый подход. В отдельных случаях реализуются попытки выявления составляющих потерь согласно идеологии третьего подхода. Использование вихреразрешающих моделей, в частности, ZLES подхода к моделированию обтекания задней кромки, представляется перспективным.

### **Постановка задачи**

Рассматривается двумерное обтекание решетки с бесконечным числом профилей в предположении стационарного характера течения и одинаковой конфигурации

течения у каждой лопатки решетки. Модель сплошной среды — вязкий идеальный газ. Учитывается теплопроводность газа и формирование ударных волн при локальном превышении числа Маха. Режим течения турбулентный.

Течение газа описывается системой уравнений Навье — Стокса, осредненных по Рейнольдсу, и уравнением энергии. Модель замыкается системой уравнений  $k-\omega$  SST модели турбулентности Ментера [6]. Для численного решения задачи используется метод конечных объемов, реализованный в пакете STAR-CCM+.

Установленные размеры расчетной области и параметры дискретизации выбраны из условия достижения сеточной сходимости и нечувствительности решения к положению границ на всех рассматриваемых решетках и во всех рассматриваемых диапазонах по  $\lambda$  и ориентированы на реализацию в модуле автоматизации расчетов. Расчетная область представляет собой фрагмент периодической части решетки. Входная и выходная границы отнесены на расстояния порядка двух хорд профиля  $L$  от входной и выходной кромок соответственно. Граничные условия определяют параметры полного торможения и направление потока на входе в расчетную область, величину разрежения на выходной границе. Для параметров турбулентности задается низкая интенсивность  $I = 4\%$  и пространственный масштаб  $L = 1$  мм. Пространственная дискретизация выполняется с использованием неструктурированных сеток на основе усеченных гексаэдров с призматическими слоями. Количество призматических слоев 30, коэффициент роста слоев 1.15. Размер пристеночного элемента по нормали  $h = 0.001$  мм. Величина  $y^+ = 0.43$  в среднем, не более 1.5 в локальных зонах на режимах больших скоростей. Размер элемента на профиле в направлении потока 0.16–0.19% хорды. Максимальный размер ячейки  $\Delta h_{max} = 3.2\text{--}3.7\%$  хорды. Для моделирования следа за профилем расчетная область включает три зоны. Зона 1 охватывает следы ряда профилей и контрольное сечение — место установки датчиков давления в эксперименте [4]. В этой зоне размер ячейки составляет 10% от максимального ( $\Delta h_{max}$ ). Зона 2 располагается в ближнем ( $\sim 0,3L$ ) следе за профилем. Здесь размер ячейки 5% от максимального ( $\Delta h_{max}$ ). Зона 3 располагается непосредственно на задней кромке профиля. Ее дискретизация определяется количеством призматических слоев и числом разбиений (50 точек) по задней кромке. Размерность сеточных моделей находится в диапазоне 80 000–120 000 ячеек. Число Куранта в итерационной схеме связанного решателя (Coupled Solver) не превышает 100.

Верификация результатов моделирования проводится по профилю давления на лопатке и величине коэффициента потерь. При обработке результатов моделирования осреднение выполняется исходя из сохранения энтальпии, импульса и количества движения [4].

### Некоторые результаты методических расчетов

Разработка методики проводилась на решетках профилей № 2, 4, 5, 9–11, 27, 30, 37, 59, 79, 94, 136 [4]. Для анализа влияния аэродинамических эффектов на картину

течения рассматривался ряд постановок задач с использованием различных физико-математических моделей. По результатам численных исследований необходимо отметить следующее.

1. Расчетное распределение давления по профилю несущественно зависит от вязкости (при отсутствии отрыва потока). Профиль давления моделируется с достаточной для принятия проектных решений точностью, в то время как ошибка по величине потерь может достигать 100%. Причем для разных решеток профилями наблюдаются разные величины ошибок, как в большую, так и в меньшую сторону. На дозвуковых режимах обтекания для количественной оценки потерь требуется повысить точность моделирования пограничного слоя и отрывного обтекания задней кромки. Ситуация существенно усложняется при появлении скачков уплотнения и их взаимодействию с пограничным слоем. Численные эксперименты показывают, что базовые значения констант полуэмпирических моделей турбулентности не позволяют получить системные результаты, согласующиеся с экспериментальными данными.

2. На дозвуковом режиме экспериментальные данные, как правило, лежат между расчетами турбулентного и ламинарного течений. Можно предположить, что выбор или калибровка констант модели турбулентности и использование модели ламинарно-турбулентного перехода дадут промежуточный результат, близкий к эксперименту.

3. Расчет ламинарного режима течения, в отличие от турбулентного, в ряде случаев приводит к отрыву потока и завышению коэффициента сопротивления по отношению к экспериментальным данным.

4. Использование низкорейнольдсовой модели турбулентности SA по сравнению с  $k-\omega$  SST приводит к изменению сопротивления решеток на величину 3–5% во всем диапазоне скоростей, что не решает проблему рассогласования экспериментальных и расчетных данных.

5. Модель  $k-\omega$  SST показывает результат ближе к эксперименту по сравнению с  $k-\omega$  моделью Вилкокса. Это значит, что изменение эмпирических констант  $a_1$  и  $C_1$ , отвечающих за генерацию турбулентной вязкости, предположительно, может повысить точность моделирования.

6. Использование модели ламинарно-турбулентного перехода  $\gamma$ - $Re_\theta$  существенно влияет на результат.

По результатам методических расчетов для подбора эмпирических констант моделей выбраны решетки № 5, 9–11. Указанные решетки характеризуются малым радиусом выходной кромки, что позволяет сконцентрировать внимание на моделировании потерь, связанных с пограничным слоем.

### **Подбор эмпирических констант моделей турбулентности и ламинарно-турбулентного перехода и их обобщение на серию решеток профилей**

Важной особенностью большинства современных численных методик является обоснованный выбор модели турбулентности. Анализ работ показывает, что одним

из перспективных направлений развития современных методик становится использование моделей ламинарно-турбулентного перехода. При этом в публикациях практически отсутствуют исследования по калибровке значений эмпирических констант [6] и эмпирических функций [7] указанных моделей применительно к определению потерь в решетках профилей.

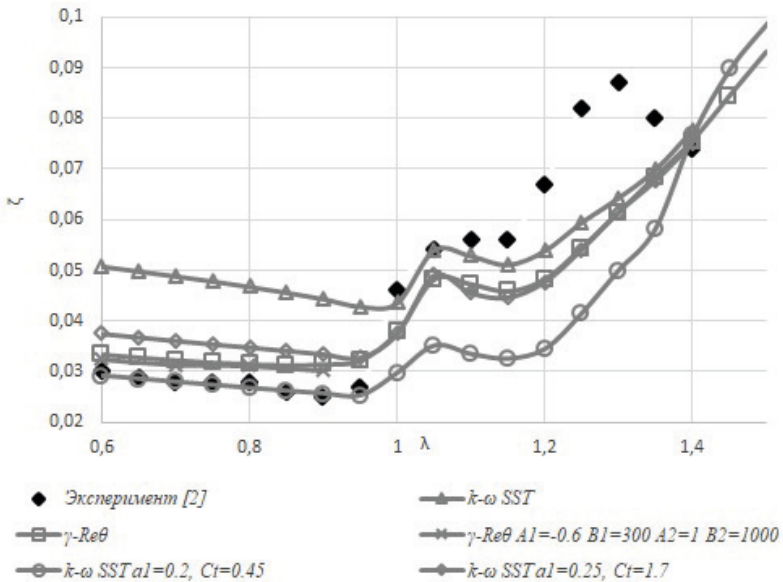
Выбор  $k-\omega$  SST модели турбулентности Ментера обусловлен ее популярностью для решения широкого круга инженерных задач и возможностью совместного использования модели ламинарно-турбулентного перехода  $\gamma-Re_{\theta}$ , реализованной в STAR-CCM+. Проводится сравнение результатов, полученных при моделировании течения с базовыми эмпирическими константами  $k-\omega$  SST модели и при использовании модели  $\gamma-Re_{\theta}$  с эмпирическими функциями, определенными в [7]. Кроме того, исследуется влияние на решение различных значений эмпирических констант:

- Варьируются константы  $a_1$  и  $C_t$   $k-\omega$  SST модели турбулентности Ментера [6], управляющие генерацией турбулентной вязкости.
- Рассматривается линейная аппроксимация функций  $F_{length} = A_1 Re_{\theta l} + B_1$  и  $Re_{\theta c} = A_2 Re_{\theta l} + B_2$  модели ламинарно-турбулентного перехода  $\gamma-Re_{\theta}$  [7]. Варьируются коэффициенты  $A_1, B_1, A_2, B_2$ .

При подборе эмпирических констант используется следующий подход. Указанные параметры рассматриваются как некоторые входные данные, позволяющие минимизировать среднеквадратичное отклонение результатов расчета от экспериментальных данных, как на дозвуковых режимах течения, так и во всем рассматриваемом в эксперименте диапазоне скоростей. Задача детально исследовать физические особенности и тенденции изменения течения в зависимости от значений эмпирических констант не ставится.

Подбор эмпирических констант проводится на решетке № 5. Результаты с базовыми константами  $k-\omega$  SST модели существенно отличаются от экспериментальных данных. В частности, на режимах дозвукового обтекания коэффициент потерь, полученный по результатам моделирования, на 70% превышает экспериментальное значение.

Результаты расчетов представлены на рис. 1. На режимах дозвукового течения наблюдается линейный участок с небольшим наклоном по скорости, связанным с ростом числа Рейнольдса [2]. Именно на этом участке определяющими являются потери в пограничном слое, и изменение эмпирических констант модели турбулентности существенно влияет на результат. Константы  $k-\omega$  SST модели  $a_1 = 0.2$ ,  $C_t = 0.45$  определены по результатам минимизации среднеквадратичного отклонения на дозвуковых режимах ( $\lambda < 0.9$ ). Наблюдается совпадение по коэффициенту сопротивления с точностью до 2%. Линейные коэффициенты эмпирических функций модели  $\gamma-Re_{\theta}$   $A_1 = -0.6$ ,  $B_1 = 300$ ,  $A_2 = 1$ ,  $B_2 = 1000$  определены по результатам минимизации отклонения на дозвуковых режимах ( $\lambda < 0.9$ ) при базовых значениях эмпирических констант  $k-\omega$  SST модели.



**Рисунок 1.** Коэффициент потерь решетки № 5 с различными подходами к моделированию турбулентного пограничного слоя

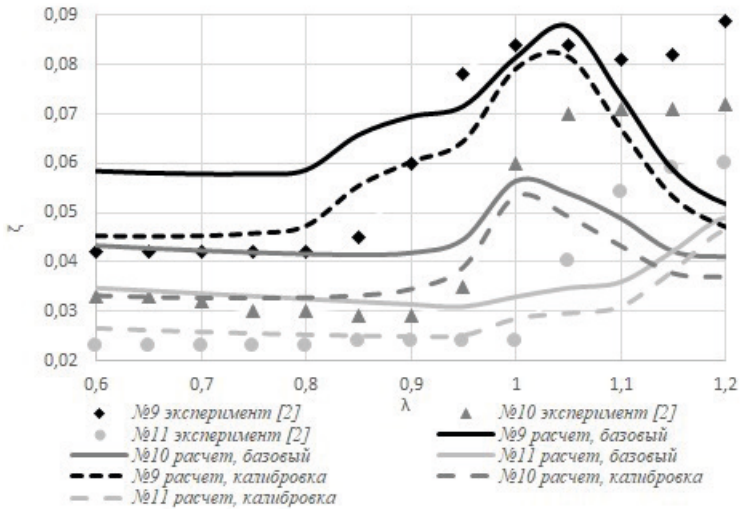
Резкий рост сопротивления связан с появлением скачка уплотнения на спинке профиля. Для всех рассмотренных моделей такой режим реализуется при  $\lambda \approx 1$  и для данной решетки не зависит от пограничного слоя. Локальный максимум сопротивления в районе  $\lambda = 1.05$  достигается при появлении кромочного скачка уплотнения. Здесь расчетные и экспериментальные данные расходятся ввиду недостаточной точности моделирования отрывного течения у задней кромки с использованием RANS подходов, и, как следствие, кромочной ударной волны.

Нелинейный характер коэффициента сопротивления при  $\lambda > 1.1$  связан с интерференцией ударных волн и в данной работе не анализируется.

Во всем диапазоне скоростей наилучшее совпадение с экспериментом позволяют получить модель  $\gamma-Re\theta$  с базовыми эмпирическими функциями и  $k-\omega$  SST модель с эмпирическими константами  $a_1 = 0.25$ ,  $C_i = 1.7$  (без использования модели ламинарно-турбулентного перехода).

Обобщение результатов по определению параметров моделей турбулентности и ламинарно-турбулентного перехода проведено на решетках № 9–11.

Они имеют одинаковую профилировку, близкую к решетке № 5, и отличаются шагом. Использование модели турбулентности с базовыми эмпирическими константами для решеток № 9–11 (рис. 2), так же, как и для решетки № 5, дает завышенное значение коэффициента потерь на дозвуковых режимах.



**Рисунок 2.** Коэффициент потерь решеток № 9–11. k- $\omega$  SST модель турбулентности с эмпирическими константами  $a_1 = 0.25$ ,  $C_t = 1.7$

Анализ расчетных полей скоростей рассмотренных решеток показал, что уменьшение шага решетки провоцирует рост скоростей и появление скачка на спинке при меньших  $\lambda$ . Наблюдается количественное соответствие расчетных и экспериментальных данных в части определения скорости, начиная с которой реализуется трансзвуковой режим обтекания.

Расхождение результатов расчетов и экспериментов при  $\lambda > 1$  связано с появлением кромочных скачков уплотнения. По результатам моделирования механизм появления кромочных скачков на решетках отличается. При малом шаге (решетка № 9) кромочные скачки возникают в результате локального роста скорости в районе задней кромки. При большом шаге (решетка № 11) кромочный скачок провоцирует отражение ударной волны, реализующейся на спинке соседнего профиля.

На базе данных решеток проводятся расчеты с использованием наилучших параметров моделей, полученных на решетке № 5. Коэффициенты  $a_1 = 0.2$  и  $C_t = 0.45$  приводят к чрезмерному снижению турбулентной вязкости и дают заниженное значение потерь. При ламинаризации пограничного слоя за счет использования модели  $\gamma$ -Re $\omega$  при большом шаге решетки (№ 10, 11) возникает отрыв потока на спинке профиля, приводящий к росту потерь. Использование k- $\omega$  SST модели турбулентности с эмпирическими константами  $a_1 = 0.25$ ,  $C_t = 1.7$  позволяет получить наиболее близкие к эксперименту значения коэффициента потерь на сопловых решетках № 5, 9–11 на дозвуковых и начальных трансзвуковых режимах (рис. 2).

## Результаты тестовых расчетов с использованием вихреразрешающих подходов к моделированию турбулентности

Рассмотрены варианты использования вихреразрешающих моделей турбулентности для расчета течения. Расчеты проводятся на решетке № 79, для которой не удалось получить совпадения расчетных и экспериментальных результатов по потерям при использовании RANS подходов с определенными выше эмпирическими константами. Решетка № 79 отличается от решеток № 5, 9–11 относительно большим радиусом выходной кромки. Целью расчетов является оценка принципиальной возможности использования вихреразрешающей модели для количественного определения коэффициента потерь.

Используется модель IDDES на базе  $k-\omega$  SST модели турбулентности Ментера. Требования к сеточной модели определяются исходя из рекомендаций к решению задачи о моделировании аэродинамического обтекания цилиндра [8]. Характерный размер определен как диаметр окружности задней кромки профиля. Согласно идеологии вихреразрешающего моделирования, рассматривалось пространственное течение. Ширина расчетной области составляла два диаметра окружности выходной кромки профиля. Количество ячеек по ширине расчетной области — 40. Общее количество ячеек составляло 4 млн. Шаг по времени составлял  $10^{-4}$  с и обеспечивал среднее число Куранта в районе 10. В численной реализации использовалась схема дифференцирования по пространству второго порядка против потока в сочетании со схемой ограниченных центральных разностей (Hybrid-BCD в STAR CCM+) [8].

Обработка нестационарных результатов расчета проводилась с усреднением по 10 000 временным шагам. Зависимость коэффициента потерь от приведенной адиабатической скорости представлена на рис. 3. На режимах перехода с дозвукового на

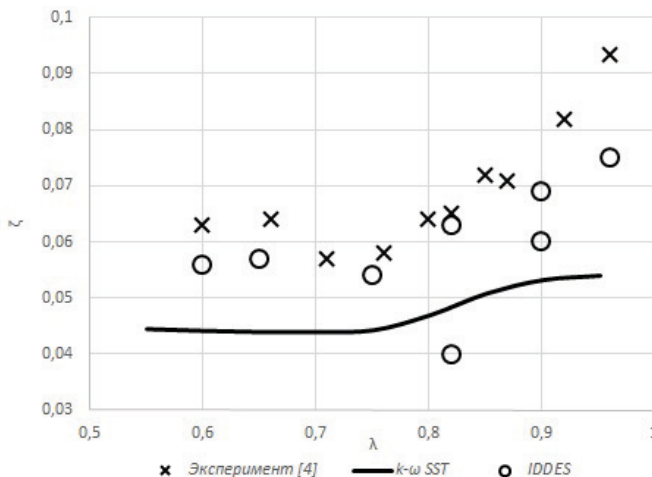


Рисунок 3. Коэффициент потерь при разных моделях турбулентности

трансзвуковое течение ( $\lambda = 0.82$ ,  $\lambda = 0.9$ ) наблюдается переход решения с одного установившегося в среднем режима на другой на периодах порядка 0.5–1 с. Данный вопрос требует более детального анализа течения в совокупности с исследованием влияния на результат параметров и схем численного счета.

По результатам тестовых расчетов можно отметить перспективность возможного использования современных вихререзающих моделей для количественного определения коэффициента потерь. При этом методика расчета и правильная интерпретация результатов требуют дальнейшей проработки в части определения наиболее приемлемых моделей и подходов к вихререзающему описанию турбулентного течения, определения параметров дискретизации и схем численного интегрирования.

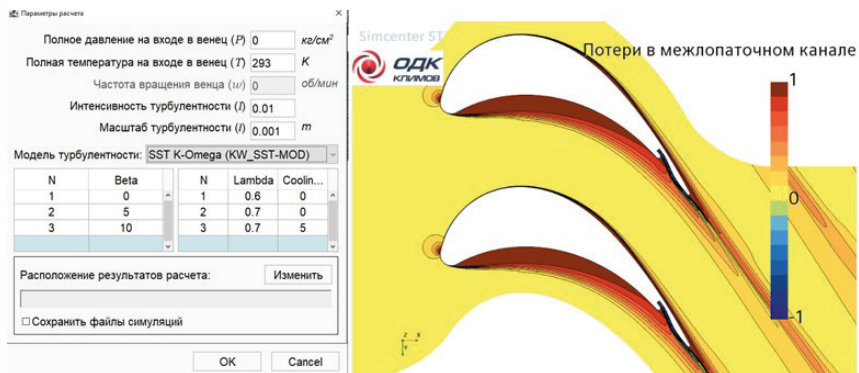
### **Автоматизация расчетов**

Разработан пошаговый алгоритм создания модели межлопаточного канала. На языке Java написана подпрограмма для автоматизации алгоритма создания численной модели.

Подпрограмма включает в себя автоматическое создание геометрии с учетом выпуска охлаждающего воздуха в заднюю кромку, генерацию расчетной сетки, задание физических моделей, проведение серии расчетов, обработку и сохранение результатов расчета на жесткий диск. Построение геометрии использует различные форматы входных данных (GFR \*.gfr, CAD \*.iges, NREC \*.ibl). Реализовано параметрическое задание каналов выпуска охлаждающего воздуха в концевой оконечности профиля лопатки. Алгоритм автоматического построения сетки использует параметры, полученные при отработке методики моделирования, и предоставляет пользователю возможность управления ими. Задание физических параметров ориентировано на особенности данного класса задач. В ходе настроек указывается перечень расчетных вариантов по заданию адиабатической скорости, углов входа потока и параметров истечения охлаждающего воздуха. Кроме того, реализована возможность моделирования течения в цилиндрическом слое, ограниченном предполагаемыми линиями тока. Постановка учитывает в том числе вращение лопаток ротора. Проводится автоматическая обработка результатов моделирования, включая расчет поля потерь и распределения приведенного адиабатического давления по профилю лопасти. Функционал STAR-CCM+ при этом остается доступным и может использоваться на любом этапе подготовки модели, решения и анализа результатов. Фрагмент модуля физических настроек и визуализация результатов в виде поля потерь представлены на рис. 4.

При использовании программы автоматизации время, необходимое пользователю для подготовки серии расчетов, сокращается до 5 минут. Подготовка аналогичной задачи базовыми средствами STAR-SSM+ для опытного пользователя занимает 6–8 часов.





**Рисунок 4.** Окно физических настроек модуля автоматизации и поле потерь в межлопаточном канале

## Заключение

С использованием ПК Simcenter STAR-CCM+ 16.06.008 численно описан ряд аэродинамических эффектов, возникающих при обтекании решеток профилей.

Предложена методика моделирования, позволяющая количественно определять распределение давления по профилю лопасти решетки и потери в решетках, вызванные пограничным слоем и ударными волнами, возникающими на спинке профилей. Методика базируется на уникальных эмпирических константах  $k-\omega$  SST модели турбулентности Ментера, позволяющих снизить погрешность определения коэффициента потерь с 50–80% до 10–30% для рассмотренных решеток профилей.

Указаны аэродинамические эффекты, которые не удастся смоделировать количественно: отрыв потока (в т. ч. отрыв при обтекании задней кромки) и образование кромочных скачков уплотнения. Данные эффекты определяют ограничения применения методики. Получены результаты, согласованные с экспериментальными данными по коэффициенту потерь, при условии безотрывного обтекания, относительно малых величин кромочных потерь (малых диаметрах выходных кромок) на скоростных режимах до возникновения кромочных скачков уплотнения.

Разработан алгоритм автоматического создания компьютерной модели межлопаточного канала. На языке Java написана подпрограмма для автоматизации алгоритма создания модели, генерации расчетной сетки, задания физических моделей, проведения расчета и сохранения результатов расчета на жесткий диск. Использование автоматизированного моделирования позволяет сократить время подготовки модели с 6–8 часов до 5 минут.

Дальнейшее развитие методики, очевидно, должно быть направлено на детальное моделирование обтекания задней кромки профиля, как на дозвуковых, так и на трансзвуковых режимах течения. В данном контексте можно выделить следующие перспективные направления работы:

1. Расчеты решеток профилей, набор статистики, определение количественных значений ограничений применения методики.
2. Поиск физико-математической постановки задачи по моделированию обтекания задней кромки. Определение вклада кромочного сопротивления на базе RANS CFD, сравнение с известными эмпирическими оценками. Моделирование с использованием LES (ZLES) моделей.
3. Подбор эмпирических констант модели турбулентности и модели ламинарно-турбулентного перехода во всем диапазоне скоростей для решеток с большими радиусами выходных кромок. Выявление особенностей изменения структуры течения в зависимости от эмпирических констант и функций.

## Литература

1. *Horlock J. H., Denton J. D.* A Review of some design practice using CFD and a current perspective. Proceedings of the American Society of Mechanical Engineers Turbo Expo 2003. Atlanta, Georgia, USA 2003.
2. *Галеркин Ю. Б.* Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части: учеб. пособие. СПб, 2008.
3. *Венедиктов В. Д.* Газодинамика охлаждаемых турбин. М.: Машиностроение, 1990.
4. *Венедиктов В. Д., Грановский А.В., Карелин А.М., Колесов А.Н., Мухтаров М.Х.* Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин. М.: ЦИАМ, 1990. 393 с.
5. *Persson, J.* 1D Turbine Design Tool Validation and Loss Model Comparison: Performance Prediction of a 1-Stage Turbine at Different Pressure Ratios. Kth Royal Institute of Technology: Stockholm, Sweden, 2015.
6. *Evans S., Lardeau S., Pettinelli C.* Validation of a turbulence methodology using the SST  $k-\omega$  model for adjoint calculation // Conference: 54th AIAA Aerospace Sciences Meeting, 2016. DOI:10.2514/6.2016-0585
7. *Malan P., Suluksna K., Juntasaro E.* Calibrating the  $\gamma$ -Re $\theta$  Transition Model for Commercial CFD // Submitted to the 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting, Jan 2009.
8. *Menter, F.R.* Best Practice: Scale-Resolving Simulations in ANSYS CFD. ANSYS Germany GmbH: Nürnberg, Germany, 2015.; pp. 1–75

*А. А. Харитонов, С. А. Мельников, А. И. Щербань, В. М. Зубанов*

Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С. П. Королева  
Annakharitonova15@gmail.com

## **ФОРМИРОВАНИЕ ЧИСЛЕННОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАЛОРАЗМЕРНОЙ ТУРБИНЫ С УЧЕТОМ ЕЕ РАБОТЫ В СОСТАВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ**

*Аннотация.* В данной работе рассматривается численное моделирование соплового аппарата осевой малоразмерной турбины. В качестве предмета исследования был выбран сопловой аппарат осевой малоразмерной турбины, разработана его подробная геометрическая модель (базовая). Созданы сеточная и численная модели с подробной геометрией, с использованием которых выполнен расчет характеристик осевой малоразмерной турбины. Выполнена оценка адекватности численной модели с подробной геометрией. На основе модели с подробной геометрией (базовой) создана упрощенная геометрическая модель, для которой были созданы сеточная и численная модели, выполнены расчет характеристик и оценка адекватности полученных результатов. Проведена апробация численных моделей, представлены результаты расчета в программных комплексах Ansys CFX и Numeca FineTurbo.

Все более широкое применение в турбомашиностроении находят малоразмерные турбины, характеризующиеся малыми объемными расходами рабочего тела в сочетании с высокими перепадами энтальпий. Они используются в различных отраслях техники, как в малоразмерных турбореактивных двигателях для беспилотных летательных аппаратов и энергоустановок, так и в турбоприводах в качестве двигателей быстроходных электрических генераторов, насосов систем топливпитания, агрегатов систем ориентации и стабилизации и других систем летательных аппаратов и их двигателей.

Осевые малоразмерные турбины отличаются сложной структурой потока в малоразмерных межлопаточных каналах, в которых возникает смыкание вторичных течений и их смешение с ядром потока. Совершенствование рабочего процесса осевых малоразмерных турбин экспериментальным путем сопровождается проблемами измерения параметров из-за их малых размеров, малых расходов газа, малых крутящих моментов и высоких частот вращения.

Изучить подробнее рабочие процессы ОМТ в настоящее время возможно с помощью численных моделей. Для этого необходима разработка эффективных подходов к численному моделированию рабочего процесса малоразмерных турбин. Современные методы численного моделирования рабочего процесса турбин основаны на использовании программных комплексов вычислительной газовой динамики (CFD),

базирующихся на решении осредненных по времени уравнений Навье — Стокса. Их применение позволяет значительно сократить трудозатраты и время получения характеристик турбин в сравнении с экспериментальным исследованием.

Однако доводка рабочего процесса осевых малоразмерных турбин с помощью численных моделей затруднена ввиду отсутствия в научно-технической литературе однозначных рекомендаций по численному моделированию рабочего процесса малоразмерных турбин. Подобные рекомендации в настоящий момент существуют преимущественно для турбин газотурбинных двигателей и паровых установок с аэродинамически длинными лопатками. Для моделирования осевых малоразмерных турбин таких методик и рекомендаций нет. В связи с этим в настоящий момент актуальной является задача разработки эффективных способов численного моделирования осевых малоразмерных турбин.

Исследования рабочего процесса турбин с аэродинамически длинными лопатками интересны рекомендациями по выбору значений параметров расчетных сеток численных моделей рабочего процесса в сопловых и рабочих лопаточных венцах при использовании структурных сеточных моделей. Таким образом, можно использовать рекомендации, используемые для исследования турбин с аэродинамически длинными лопатками, и проверить и/или уточнить рекомендации применительно к изучению рабочего процесса малоразмерных турбин.

В связи с тем, что рабочий процесс малоразмерной турбины в сравнении с турбиной с аэродинамически длинными лопатками имеет сложную структуру потока и характерные особенности, в том числе смещение вторичных течений с ядром потока, в данной работе была сформулирована следующая **цель исследования**: разработка численной модели рабочего процесса осевой малоразмерной турбины, позволяющей адекватно прогнозировать ее характеристики.

В дальнейшем эту адекватную модель можно будет использовать при выполнении исследований для разработки рекомендаций по выбору значений параметров численных моделей рабочего процесса осевых малоразмерных турбин для проведения оптимизационных и поверочных расчетов.

Объектом исследования является рабочий процесс в лопатках соплового аппарата (СА) осевой малоразмерной турбины (ОМТ). Были поставлены задачи исследования:

1. Выбрать предмет исследования (осевую малоразмерную турбину) и разработать подробную геометрическую модель с учетом работы турбины в составе испытательного стенда.
2. Создать сеточную модель ОМТ.
3. Настроить численную модель ОМТ и выполнить расчет ее характеристики.
4. Оценить адекватность численной модели ОМТ с подробной геометрической моделью.

- Создать численную модель ОМТ с упрощенной геометрической моделью и оценить адекватность прогнозирования характеристик турбины с ее использованием.

На кафедре теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачева Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королева [1] на стенде были проведены испытания трех конфигураций СА ОМТ. Для первого этапа исследований была выбрана одна из испытанных конфигураций, которая показана на рис. 1, а основные геометрические параметры выбранного СА приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные геометрические параметры соплового аппарата

Средний диаметр $D_{ср}$ , мм	Число лопаток $z$ , шт.	Высота лопаток $h$ , мм	Лопаточный угол на выходе, $\alpha_{лк}$
46	23	1,25	18°

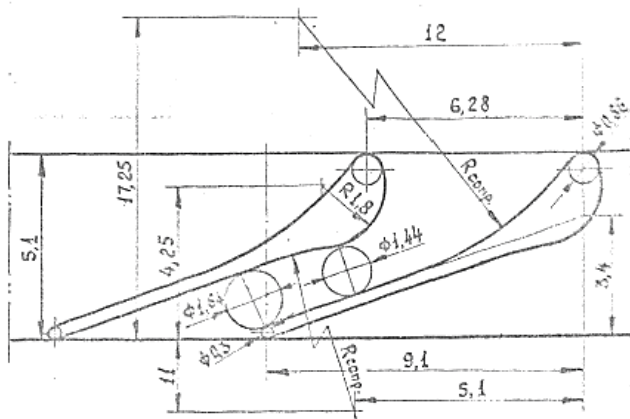
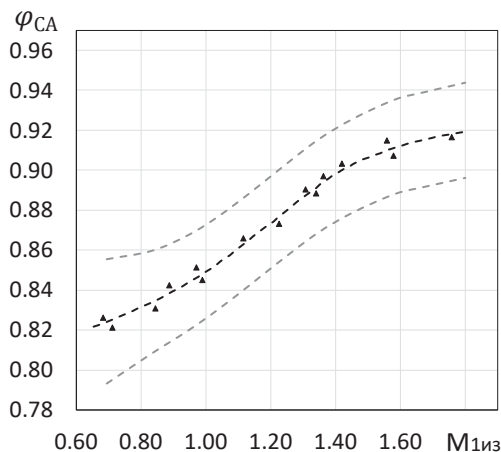


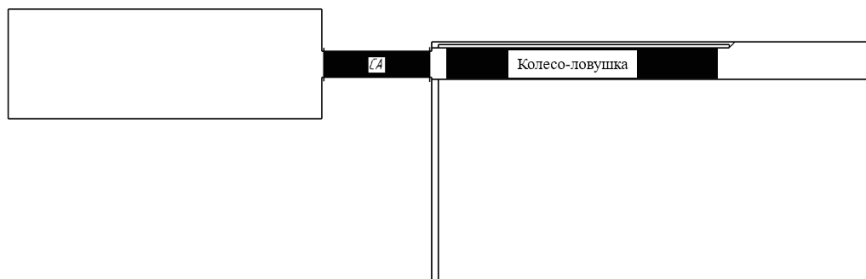
Рисунок 1. Конфигурация СА ОМТ

Экспериментально определенные характеристики в виде зависимости коэффициента скорости  $\varphi_{СА}$  от изоэнтропического числа Маха в сечении на выходе из СА  $M_{1из}$  приведены на рис. 2, там же показана предельная относительная погрешность эксперимента, определенная в соответствии с методикой обработки экспериментальных данных. Исследования проводились в диапазоне значений изоэнтропического числа Маха  $M_{1из}$  от 0,7 до 1,8.



**Рисунок 2.** Экспериментальная зависимость коэффициента скорости СА от  $M_{1из}$  с границами предельной относительной погрешности

Геометрия проточной части СА при испытании на стендовой установке, представленная на рис. 3, была построена в программном комплексе Siemens NX 8.5 на основе рабочих чертежей стендовой установки. Геометрическая модель включала в себя СА, колесо-ловушку, расположенную за СА, а также учитывала наличие перекрыш и перетечек над колесом-ловушкой (в радиальном зазоре). Под перекрышами понимается разница между радиусом втулки/периферии колеса-ловушки и радиусом втулки/периферии СА.



**Рисунок 3.** Геометрия проточной части базовой модели СА ОМТ

Разработка численной модели выполнена в двух разных программных комплексах (ПК) — Numeca FineTurbo и Ansys CFX — для обеспечения достоверности и универсальности результатов, более детального анализа численных моделей. Также это позволит выявить возможные неточности и ошибки на ранней стадии моделирова-

ния. Впоследствии разработанные рекомендации по формированию численных моделей рабочего процесса малоразмерных турбин будут универсальными.

Расчетные модели создавались в программных комплексах Numeca FineTurbo и Ansys CFX. Для обеих численных моделей сетка CA создавалась в ПК Numeca AutoGrid5 [2]. Сетка колеса-ловушки для моделирования рабочего процесса ОМТ в Numeca FineTurbo была создана в ПК Numeca AutoGrid5, для моделирования в Ansys CFX — в Ansys Meshing [3]. Все сеточные модели в первом приближении создавались с использованием рекомендаций по выбору значений параметров численных моделей рабочего процесса полноразмерных турбин [4, 5]. Для созданных сеток значение безразмерного параметра  $u^+$  составляло 1, значение коэффициента роста ячеек по высоте проточной части ER составляло 1,2, значение максимального удлинения ячеек по высоте MR — 100. Значений MR более 100 достичь не удалось, так как высота лопатки очень мала. Суммарное количество элементов сетки для Numeca FineTurbo составило 6,5 млн узлов, для Ansys CFX — 8,1 млн узлов.

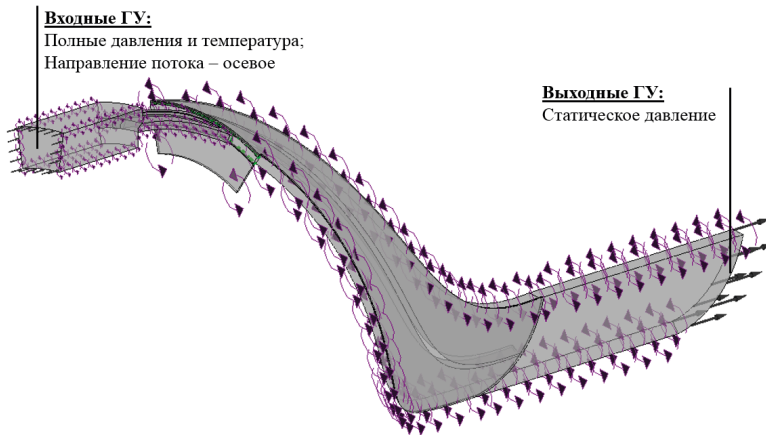
Расчет проводился с помощью модели турбулентности Spalart-Allmaras в случае моделирования рабочего процесса в ПК Numeca и модели турбулентности  $k-\omega$  SST в случае моделирования рабочего процесса в ПК Ansys CFX. Выбор модели турбулентности проводился на основе рекомендаций из анализа литературы [6].

В качестве рабочего тела в соответствии с экспериментом был задан воздух (реальный газ, удельная теплоемкость зависит от температуры). В качестве граничных условий на входе в СА задавались полное давление и температура (288,15 К), на выходе из колеса-ловушки — статическое давление  $P = 101\,325$  Па. В ходе расчетов изменялось значение полного давления на входе в СА ОМТ для обеспечения требуемого режима работы СА.

Численные модели СА, созданные в программных комплексах Numeca FineTurbo и Ansys CFX, представлены на рис. 4 и 5.

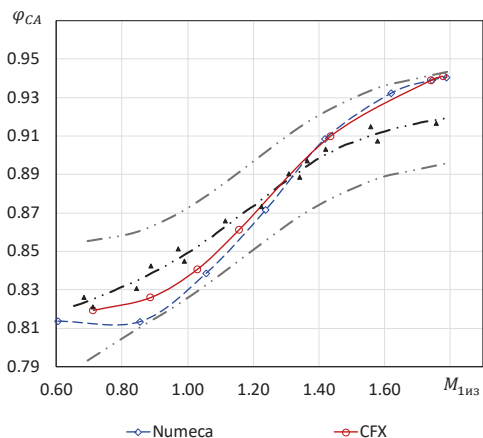


Рисунок 4. Численная модель в Numeca



**Рисунок 5.** Численная модель в Ansys CFX

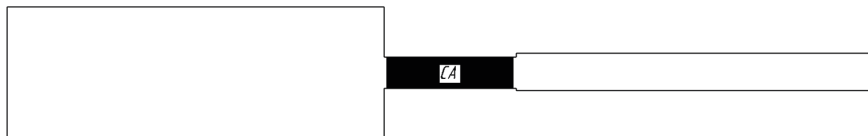
С использованием разработанных численных моделей СА ОМТ были рассчитаны и построены зависимости коэффициента скорости СА  $\varphi_{СА}$  от изоэнтропического числа Маха на выходе  $M_{1из}$ . Обработка результатов численного моделирования выполнялась в соответствии с методикой обработки результатов эксперимента, был разработан специальный макрос, позволивший автоматизировать процесс обработки. Полученные расчетные зависимости были сопоставлены с экспериментальными (рис. 6). Результаты моделирования качественно и количественно повторяют экспериментальное распределение. Таким образом, разработанные численные модели рабочего процесса с базовой геометрией СА ОМТ являются адекватными.



**Рисунок 6.** Результаты моделирования рабочего процесса СА1 в программных комплексах Numeca и Ansys CFX

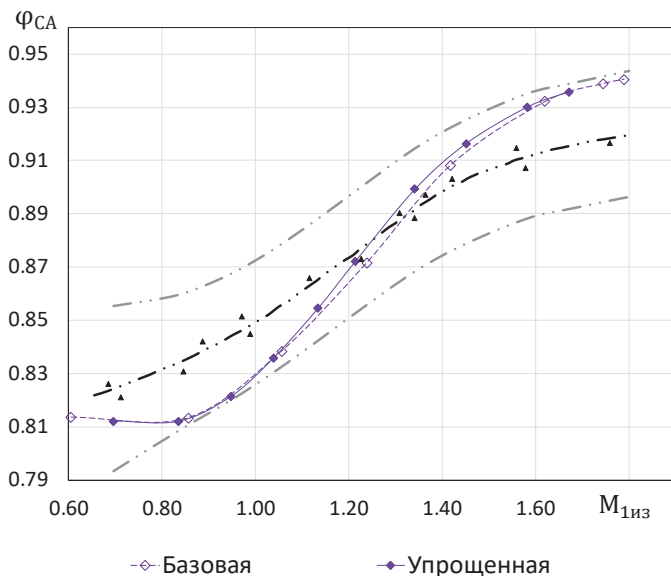


Расчет с использованием базовой модели, детально учитывающей геометрию экспериментальной установки, требует больших временных затрат. Поэтому для уменьшения затрачиваемого расчетного времени для дальнейших исследований влияния настроек численных моделей на погрешность определения характеристик соплового аппарата была создана упрощенная модель. Она отличалась отсутствием колеса-ловушки и перетечек, состояла из СА, полости за СА и учитывала перекрышки (рис. 7). Параметры сетки упрощенной модели СА не отличались от базовой.

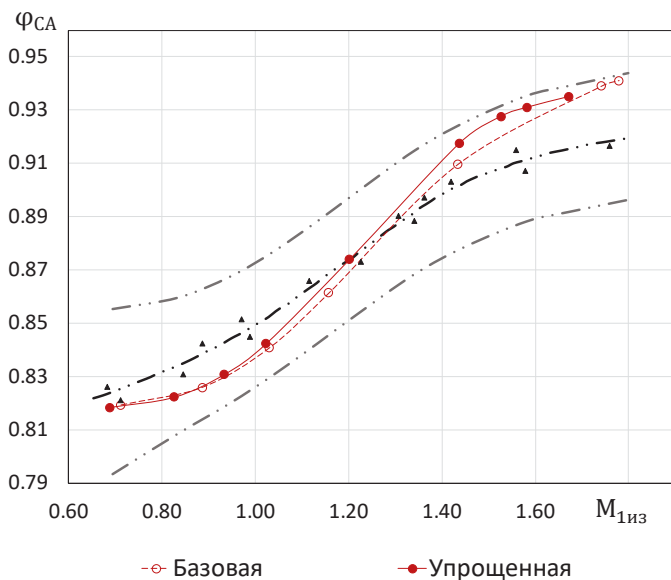


**Рисунок 7.** Геометрия проточной части упрощенной модели СА ОМТ

Результаты расчетов характеристики коэффициента скорости СА  $\varphi_{СА}$  от изоэнтропического числа Маха на выходе  $M_{из}$  с использованием упрощенной модели показали, что они количественно и качественно повторяют результаты расчетов, полученные с использованием базовой модели (рис. 8–9). Упрощенные модели, так же, как и базовые, позволяют адекватно оценивать характеристики СА ОМТ.



**Рисунок 8.** Сопоставление расчетных характеристик с использованием базовой и упрощенной модели для Numesa



**Рисунок 9.** Сопоставление расчетных характеристик с использованием базовой и упрощенной модели для CFX

Характеристики, полученные в результате численного моделирования, в обоих программных комплексах совпадают друг с другом. При этом расчетные характеристики качественно и количественно повторяют экспериментальные. Также результаты расчетов с использованием базовой и упрощенной моделей качественно и количественно повторяют друг друга. Максимальная абсолютная погрешность определения коэффициента скорости не превышает 2%, что говорит об адекватности созданных численных моделей и возможности их дальнейшего использования в исследованиях по разработке рекомендаций для численного моделирования рабочего процесса ОМТ.

Направление дальнейших исследований связано с анализом влияния параметров расчетных сеток и моделей турбулентности на упрощенной модели, выработкой рекомендаций по моделированию СА ОМТ и дальнейшей проверкой этих рекомендаций на других конфигурациях СА ОМТ в двух программных комплексах (Numesa FineTurbo и Ansys CFX).

*Работа выполнена при финансовой поддержке со стороны Минобрнауки России в рамках государственного задания (номер проекта FSSS-2020-0015, «Исследование устойчивых и неустойчивых динамических и виброакустических процессов в гидравлических и газовых системах на основе физического и математического моделирования»).*

## Литература

1. *Мусаткин Н. Ф.* Исследование влияния основных соотношений конструктивных размеров тракта на экономичность; осевых воздушных микротурбин для привода агрегатов: дис. ... канд. техн. наук / Н. Ф. Мусаткин. Куйбышев, 1978. 191 с.
2. NUMECA International [Электронный ресурс]. URL: <https://www.numeca.com> (дата обращения: 25.12.2021).
3. Engineering Simulation & 3D Design Software | Ansys [Электронный ресурс]. URL: <https://www.ansys.com> (дата обращения: 27.12.2021).
4. *Popov G., Matveev V., Baturin O., Novikova J., Kolmakova D., Volkov A.* Selection of Parameters for 3D Finite-volume Mesh for CFD Simulation of Axial Turbines // MATEC Web of Conferences. 2018. Vol. 220.
5. *Popov G., Matveev V., Baturin O., Novikova Y., Volkov A.* Selection of Parameters for Blade-To-blade Finite-volume Mesh for CFD Simulation of Axial Turbines // MATEC Web of Conferences. 2018. Vol. 220.
6. *Попов Г. М.* Методы формирования численных моделей рабочего процесса осевых неохлаждаемых турбин: дисс.... канд. техн. наук: 05.07.05 / Г. М. Попов. Самара, 2017. 176 с.

**В. Н. Матвеев, И. А. Кудряшов, Е. С. Горячкин, О. В. Батурин**

Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С. П. Королева  
ivan.kudryash1337@gmail.com

## **АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГЕОМЕТРИИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБОМАШИН ДВУХКАСКАДНОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА АВИАЦИОННОГО ГТД**

*Аннотация.* Представлен алгоритм построения схемы проточной части турбомашин двухкаскадного газогенератора авиационного газотурбинного двигателя (ГТД). Приведен алгоритм определения распределения удельной работы по каскадам и определение основных конструктивно-геометрических параметров лопаточных машин.

В настоящее время существует ряд подходов к формированию проточной части (ПЧ) лопаточных машин (ЛМ) авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), в том числе их основного узла — газогенератора, которые представлены в различных работах по теории и расчету лопаточных машин, например, в [1–3]. Однако по мере совершенствования ГТД и появления новых поколений двигателей требуется корректировать существующие алгоритмы формирования проточной части лопаточных машин с учетом актуальных режимных, газодинамических и конструктивных ограничений.

Формирование геометрии ПЧ ЛМ газогенератора (ГГ) выполняется после определения его основных параметров (степени повышения давления; температуры газа на входе в сопловой аппарат турбины высокого давления; значений полного давления, полной температуры и расхода рабочего тела в характерных сечениях ПЧ) на стадии термодинамического проектирования ГТД.

Одной из основных целей определения облика ПЧ турбомашин ГГ является обеспечение его параметров, определенных на этапе термодинамического проектирования ГТД, при помощи которых можно получить:

- требуемое значение тяги на крейсерском и взлетном режимах, которые заданы в техническом задании;
- значение удельного расхода топлива на крейсерском режиме не больше значения, указанного в техническом задании;
- обеспечение оптимальных условий работы компрессоров на основных режимах без срыва;
- обеспечение минимально возможного значения ступеней лопаточных машин и, как следствие, обеспечение минимальной массы.

При проектировании ПЧ ЛМ двухкаскадного ГГ в меридиональной плоскости необходимо выделить три основных этапа:

- определение оптимального распределения удельной работы и степени повышения давления между компрессором среднего давления (КСД) и компрессором высокого давления (КВД);
- выбор частоты вращения каскада высокого давления (ВД), определение основных конструктивных параметров турбины высокого давления (ТВД) и КВД в меридиональной плоскости;
- выбор частоты вращения каскада среднего давления (СД), определение основных конструктивных параметров турбины среднего давления (ТСД) с учетом переходного канала между ТВД и ТСД, а также КСД с переходным каналом между КСД и КВД в меридиональной плоскости.

В отличие от работы [5], определение оптимального распределения удельных работ между каскадами предлагается выполнять в соответствии с алгоритмом, который представлен на рис. 1.



Рисунок 1. Алгоритмы определения оптимального распределения удельных работ между каскадами ГГ

В качестве исходных данных для первоначального приближения принимаются значения параметров, которые получены в ходе термодинамического расчета всего двигателя на крейсерском режиме, и одинаковые величины степени повышения давления в компрессорах  $\pi_{КСД}^*$  и  $\pi_{КВД}^*$  —  $\pi_{КСД}^* = \pi_{КВД}^* = \sqrt{\pi_{кГТ}^*}$ .

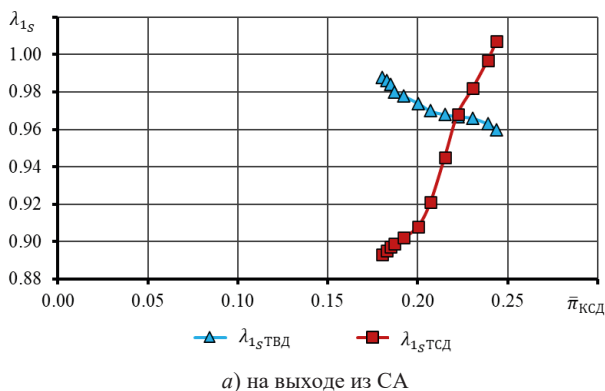
На основании исходных данных по типовым методикам рассчитываются следующие параметры для ТВД и ТСД: изоэнтروпические скорости потока на выходе из соплового аппарата (СА) в абсолютном движении  $\lambda_{1s}$  и на выходе из рабочего колеса (РК) в относительном движении  $\lambda_{w2s}$  ТВД и ТСД на среднем диаметре (рис. 1).

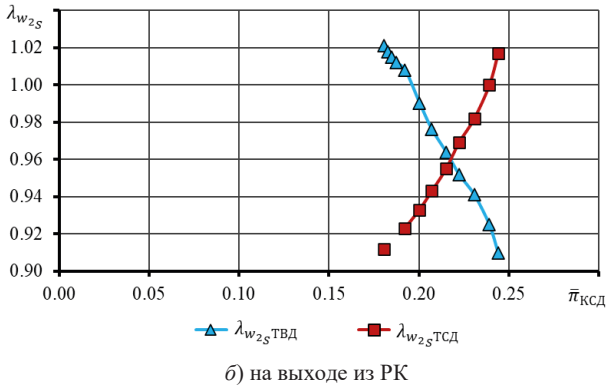
Далее выполняется сравнение величин соответствующих скоростей в ТВД и в ТСД. Если при почти одинаковых значениях степени реактивности  $\rho_{cm}$  ТВД и ТСД значение относительной разности (рис. 1) будет больше 3%, то величина  $\pi_{КВД}^*$  на следующей итерации расчета уменьшается. Если полученные значения будут меньше минус 3%, то величина  $\pi_{КВД}^*$  увеличивается.

За счет дополнительной корректировки величины  $\rho_{cm}$  в ТВД и ТСД в указанных выше диапазонах необходимо обеспечить приблизительное равенство  $\lambda_{1sТВД} \approx \lambda_{w2sТВД}$  и  $\lambda_{1sТСД} \approx \lambda_{w2sТСД}$  для снижения возможных волновых потерь в ПЧ турбин.

При достижении относительной погрешности меньше 3% выполняется фиксация окончательных значений степеней повышения давления в КСД и КВД, удельных работ  $L_{КСД}$ ,  $L_{КВД}$ ,  $L_{ТВД}$  и  $L_{ТСД}$ , а также степеней понижения давления в ТВД и ТСД.

Результаты определения приведенных изоэнтропических скоростей потока на выходе из СА и РК ТВД и ТСД на последовательных итерациях расчета перспективного авиационного ГТД при различных значениях  $\bar{\pi}_{КСД}^* = \pi_{КСД}^* / \pi_{кГТ}^*$  представлены на рис. 2.





**Рисунок 2.** Зависимости приведенных изоэнтропических скоростей потока от  $\pi_{КСД}^*$

Как видно из представленных зависимостей, равенства  $\lambda_{1s\ ТВД} \approx \lambda_{1s\ ТСД}$  и  $\lambda_{w_{2s\ ТВД}} \approx \lambda_{w_{2s\ ТСД}}$  наступают приблизительно при  $\pi_{КСД}^* = 0,225$  и  $\pi_{КВД}^* = 0,145$ . При этих значениях относительных степеней повышения давления в КСД и КВД величины относительных удельных работ  $\bar{L}_{КСД} = L_{КСД} / L_{кГГ} = 0,43$  и  $\bar{L}_{КВД} = L_{КВД} / L_{кГГ} = 0,57$ , а относительных степеней понижения давлений в ТВД  $\bar{\pi}_{ТВД}^* = \pi_{ТВД}^* / \pi_{мГГ}^* = 0,399$  и ТСД  $\bar{\pi}_{ТСД}^* = \pi_{ТСД}^* / \pi_{мГГ}^* = 0,363$ , где  $\pi_{мГГ}^*$  — общая степень понижения давления в турбинах ГГ.

На следующем этапе формирования облика ПЧ турбомашин ГГ выполняется назначение частоты вращения  $n$  ротора ВД на расчетном крейсерском режиме работы двигателя и определение основных конструктивных и геометрических параметров ЛМ каскада, и это оказывает основное влияние на эффективность работы и размеры ПЧ. Для определения окружных скоростей на среднем диаметре ЛМ на проектном режиме, частот вращения роторов и его основных конструктивных параметров используется методика, представленная в работе [6]. Из этой работы используется следующая система уравнений:

$$U_{ксп} = \pi D_{ксп} n_{ксп} / 60; U_{тсп} = \pi D_{тсп} n_{тсп} / 60;$$

$$L_{ст} = U_{тсп}^2 \eta_{ст}^* / \left[ 2 \left( Y_{ст}^* \right)^2 \right]; L_{к} = z_{к} \bar{H}_{ксп} U_{ксп}^2,$$

где:

$U_{ксп}$  — окружная скорость на среднем диаметре каскада компрессора;

$D_{ксп}$  — средний диаметр каскада компрессора;

$n_k$  — частота вращения ротора каскада компрессора;  
 $U_{T\text{cp}}$  — окружная скорость на среднем диаметре каскада турбины;  
 $D_{T\text{cp}}$  — средний диаметр каскада турбины;  
 $n_T$  — частота вращения ротора каскада турбины;  
 $L_{\text{ст}}$  — удельная работа ступени турбины;  
 $\eta_{\text{ст}}^*$  — КПД ступени турбины;  
 $Y_{\text{ст}}^*$  — параметр нагруженности ступени турбины;  
 $L_k$  — удельная работа каскада компрессора;  
 $z_k$  — число ступеней каскада компрессора;  
 $\overline{H}_{k\text{cp}}$  — средний коэффициент затраченного напора на среднем диаметре.

В данной системе четыре уравнения и восемь неизвестных ( $U_{k\text{cp}}, D_{k\text{cp}}, U_{T\text{cp}}, D_{T\text{cp}}, Y_{\text{ст}}^*, \overline{H}_{k\text{cp}}, z_k$  и  $n_k = n_T = n$ ). Значения параметров  $L_k, L_T$  и  $\eta_{\text{ст}}^*$  известны из термодинамического расчета всего двигателя и выполнения предыдущего этапа алгоритма.

Таким образом, в приведенной системе уравнений четыре параметра уравнений должны быть либо заданы, либо определены из каких-то иных соображений.

Значение параметра нагруженности  $Y_{\text{ст}}^*$  в общей практике проектирования выбирается близким к оптимальному в диапазоне 0,50...0,60 [2], величина  $\overline{H}_{k\text{cp}}$  — в диапазоне 0,30...0,40 [2].

Наименьшее значение среднего диаметра ступени турбины ограничено из соображений прочности РК и определяется соотношением

$$\left( D_{T\text{cp}} / h_{2T} \right) = U_{T\text{cp}}^2 \text{взл} / \varepsilon_T \text{взл},$$

где:

$U_{T\text{cp}} \text{взл}$  — окружная скорость РК турбины на среднем диаметре на взлетном режиме;

$h_{2T}$  — высота лопаток на выходе из РК турбины;

$\varepsilon_T \text{взл}$  — наибольший допустимый параметр напряжений на взлетном режиме, величина которого у ТВД ориентировочно располагается в диапазоне  $(18...20) \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{с}^2$  [2], а у ТСД — в диапазоне  $(23...25) \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{с}^2$  [5].

Средний диаметр каскада компрессора может определяться двумя способами:

- 1) из условия достижения наибольшей допустимой приведенной окружной скорости на периферии РК первой ступени  $U_{\text{в пер пр}}$  (430...450 м/с у КСД и 330...350 м/с у КВД);
- 2) из условия ограничения минимально допустимой высоты лопаток на выходе из каскада компрессора  $h_{k\text{min}} = 15...20 \text{ мм}$  [2].



С учетом приведенных ограничений и вычисляемых с помощью уравнения неразрывности площадей ПЧ в характерных сечениях турбомашин составлен алгоритм нахождения основных геометрических параметров ПЧ турбомашин в меридиональной плоскости и определения частот их вращения.

Выбор частоты вращения  $n_{ВД}$  и определение основных конструктивно-геометрических параметров каскада ВД в меридиональной плоскости осуществляется с помощью алгоритма, в котором предусмотрены две параллельные ветки (рис. 3):

- ветка с определением наибольшей допустимой с точки зрения прочности частоты вращения ТВД  $n_{ТВД\ доп}$  (левая колонка алгоритма);
- ветка с определением допустимой с точки зрения эффективности рабочего процесса последней ступени КВД наибольшей частоты вращения  $n_{КВД\ доп}$  (правая колонка алгоритма).

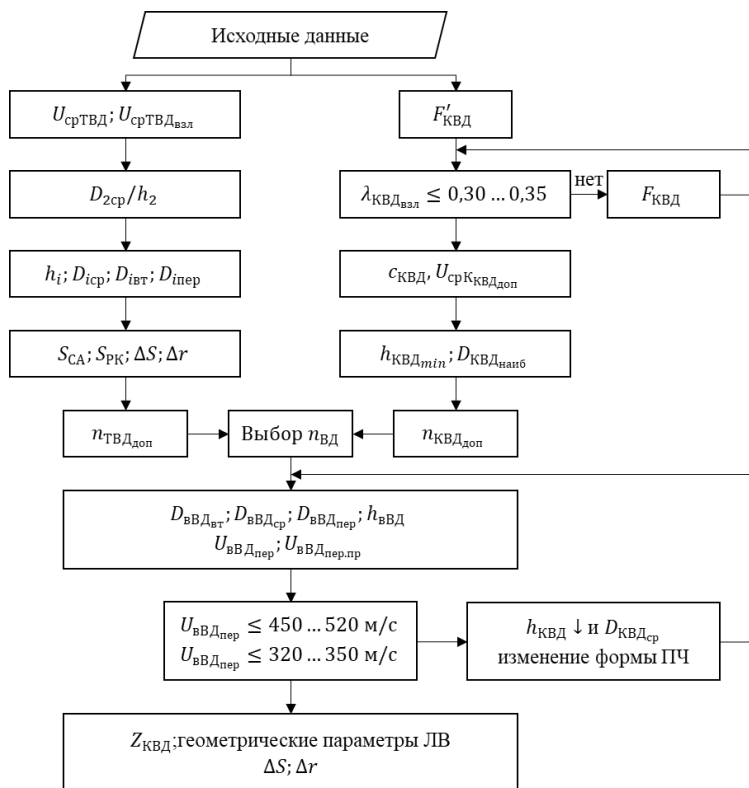


Рисунок 3. Алгоритм определения  $n_{ВД}$  и конструктивно-геометрических параметров КВД и ТВД

В качестве исходных данных выбраны параметры, значения которых определены при выполнении проектного термодинамического расчета двигателя на крейсерском и взлетном режимах, а также при определении оптимального распределения удельных работ между каскадами ГГ на первом этапе расчета. В состав исходных данных включается эквивалентная наработка двигателя на взлетном режиме  $\tau_{взл}$ , а также плотность материала РЛ  $\rho_{л}$  и соответствующая этому материалу диаграмма Ларсона — Миллера.

На основании исходных данных при определении значения  $n_{ТВД доп}$  первоначально находятся окружные скорости на среднем диаметре РК на крейсерском и взлетном режимах и отношение среднего диаметра к высоте рабочих лопаток на выходе из турбины  $D_{2 ср}/h_2$ . Затем определяются высота лопаток  $h_i$  и диаметры  $D_{i ср}$ ,  $D_{i пер}$ ,  $D_{i вт}$  ПЧ в характерных сечениях (индекс  $i$  обозначает номер характерного сечения), а также, в соответствии с известными рекомендациями [4], величины ширины ЛВ СА  $S_{СА}$  и РК  $S_{РК}$ , осевого  $\Delta S$  и радиального  $\Delta r$  зазора.

В результате допустимая частота вращения РК ТВД на крейсерском режиме с точки зрения прочности рабочих лопаток вычисляется как  $n_{ТВД доп} = 60U_{ср ТВД} / (\pi D_{2 ср})$ .

При определении допустимой с точки зрения эффективности рабочего процесса последней ступени КВД наибольшей частоты вращения  $n_{КВД доп}$  сначала находится в первом приближении площадь поперечного сечения на выходе из КВД  $F'_{к ВД}$  и соответствующая ей приведенная скорость потока на взлетном режиме  $\lambda_{к ВД взл}$ , значение которой не должно превышать 0,30...0,35 [2]. Если это условие не выполняется, то корректируется величина площади на выходе из КВД (рис. 3).

После этого на крейсерском режиме находится скорость потока на выходе из КВД  $C_{к ВД}$ . Затем определяется наибольшая допустимая окружная скорость на среднем диаметре РК последней ступени как  $U_{ср к ВД доп} = C_{к ВД} / \bar{C}_{a min}$ , где  $\bar{C}_{a min} = 0,39...0,41$  — диапазон выбора наименьшего допустимого значения коэффициента расхода на выходе из последней ступени компрессора, рекомендуемый с точки зрения приемлемой степени диффузорности потока в межлопаточных каналах РК и НА последней ступени.

Окружная скорость  $U_{ср к ВД доп}$  связана со средним диаметром на выходе из последней ступени КВД  $D_{к ВД ср}$  и частотой вращения ротора КВД  $n_{КВД доп}$  выражением  $U_{ср к ВД доп} = \pi D_{к ВД ср} n_{КВД доп} / 60$ . Задаваясь величиной диаметра  $D_{к ВД ср}$ , на основании последнего выражения можно получить значение частоты вращения  $n_{КВД доп}$ , обеспечивающее наибольшую окружную скорость  $U_{ср к ВД доп}$ .

При этом в принципе возможно два варианта событий:

- если  $n_{\text{КВД доп}}$  окажется больше  $n_{\text{ТВД доп}}$ , то в качестве частоты вращения вала каскада ВД  $n_{\text{ВД}}$  принимается  $n_{\text{ТВД доп}}$ ;
- если  $n_{\text{КВД доп}}$  окажется меньше  $n_{\text{ТВД доп}}$ , то в качестве частоты вращения вала каскада ВД  $n_{\text{ВД}}$  принимается  $n_{\text{КВД доп}}$ .

Как показывает практика проектирования ГТД последних поколений двигателей [2], второй вариант событий оказывается практически невозможным. Дело в том, что даже при наибольшем среднем диаметре на выходе из КВД  $D_{\text{к ВД ср наиб}}$ , который рассчитывается по формуле  $D_{\text{к ВД ср наиб}} = F_{\text{к ВД}} / \pi h_{\text{к ВД min}}$ , где наименьшая высота лопатки последнего НА КВД  $h_{\text{к ВД min}}$  принимается не менее 15...20 мм [2], величина  $n_{\text{КВД доп}} = 60U_{\text{ср кВД доп}} / \pi D_{\text{к ВД ср наиб}}$  оказывается больше частоты вращения  $n_{\text{ТВД доп}}$ .

Выполненный расчет примера подтвердил эту тенденцию. Значение  $n_{\text{КВД доп}}$ , полученное при  $h_{\text{к ВД min}} = 21$  мм и  $D_{\text{к ВД ср наиб}}$ , оказалось больше  $n_{\text{ТВД доп}}$ .

После этого осуществляется выбор формы проточной части КВД в меридиональной плоскости и определяются такие параметры на его входе, как диаметры  $D_{\text{ВД вт}}$ ,  $D_{\text{ВД ср}}$ ,  $D_{\text{ВД пер}}$  и высота лопаток  $h_{\text{ВД}}$ , окружная скорость на периферии РК первой ступени  $U_{\text{ВД пер}}$  и соответствующая ей приведенная окружная скорость  $U_{\text{ВД пер пр}}$ .

При этом выполняется проверка соблюдения ограничений по значениям этих последних скоростей, а именно: скорость  $U_{\text{ВД пер}}$ , исходя из условий прочности, должна быть меньше 450...520 м/с, а скорость  $U_{\text{ВД пер пр}}$  по газодинамическим соображениям не должна превышать 320...350 м/с.

В противном случае следует увеличивать  $h_{\text{к ВД}}$  и уменьшать  $D_{\text{к ВД ср}}$  или изменять форму ПЧ КВД в меридиональной плоскости и корректировать расчет, начиная с определения геометрических параметров на входе в КВД (рис. 3).

После этого по типовой методике определяется число ступеней КВД  $z_{\text{квд}}$  и рассчитываются геометрические параметры каждого ЛВ (диаметры, высота и ширина), характеризующие его в меридиональной плоскости, выбираются осевые  $\Delta S$  и радиальные  $\Delta r$  зазоры.

На третьем этапе формирования проточной части определяются основные параметры ПЧ каскада среднего давления. Параметры определяются в той же последовательности, что и параметры каскада высокого давления, но с учетом ряда особенностей:

- так как средний диаметр на выходе из РК ТСД  $D_{2\text{ТСД ср}}$  получается существенно больше аналогичного диаметра на выходе из ТВД  $D_{2\text{ТВД ср}}$ , турбину среднего давления стоит выполнять диагональной. Это позволяет отказать от переходного канала между ТВД и ТСД;
- по конструктивным соображениям, связанным с необходимостью размещения внутри вала каскада среднего давления ротора каскада низкого давления, необходимо обеспечить втулочный диаметр КСД больше минимально допустимого значения;
- следует учитывать, что окружная скорость на периферии РК первой ступени КСД  $U_{\text{в СД пер}}$  с точки зрения прочности ограничена величиной 450...500 м/с [4], а приведенная окружная скорость  $U_{\text{в СД пер пр}}$  в этом же сечении по газодинамическим соображениям — значениями 430...450 м/с;
- как и в случае каскада высокого давления, допустимая частота вращения КСД  $n_{\text{КСД доп}}$  обычно оказывается больше допустимой частоты вращения ТСД  $n_{\text{ТСД доп}}$ . Поэтому за частоту вращения вала СД  $n_{\text{СД}}$  принимается  $n_{\text{ТСД доп}}$ , а для того, чтобы выдержать принятую величину окружной скорости  $U_{\text{в СД пер пр}}$  и, возможно, не увеличивать число ступеней КСД, его средний диаметр целесообразно повысить в  $n_{\text{КСД потр}}/n_{\text{ТСД доп}}$  раз.

Увеличение среднего диаметра  $D_{\text{КСД ср}}$  приводит к необходимости переходного канала между КСД и КВД.

Таким образом, разработанный алгоритм формирования облика ПЧ ЛМ двухвального ГГ позволяет определять целесообразные соотношения степеней повышения давления КСД и КВД, а также степеней понижения давления ТВД и ТСД, используя в качестве критериев приведенные скорости потока на выходе из лопаточных венцов турбины.

Представленный алгоритм дает возможность осуществить выбор частоты вращения роторов СД и ВД с учетом газодинамических и прочностных требований, а также определить основные геометрические параметры турбомашин ГГ в меридиональной плоскости.

## Литература

1. *Холщевников К. В.* Согласование параметров компрессора и турбины в авиационных газотурбинных двигателях [Текст] / К. В. Холщевников. М.: Машиностроение, 1965. 200 с.
2. *Бакулев В. И.* Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст] / В. И. Бакулев, В. А. Голубев, Б. А. Крылов [и др.]; под общ. ред. В. А. Сосунова и В. М. Чепкина. М.: Изд-во МАИ, 2003. 688 с.

3. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. Кн. 3. Основные проблемы: начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД [Текст] / С. К. Бочкарёв, В. С. Кузьмичёв [и др.]; под общ. ред. В. В. Кулагина. М.: Машиностроение, 2005. 464 с.
4. Белоусов А. Н. Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин [Текст] / А. Н. Белоусов [и др.]. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. 316 с.
5. Григорьев В. А. Выбор параметров и термогазодинамические расчеты авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / В. А. Григорьев [и др.]. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. 202 с.
6. Крупенич И. Н. Вариантное автоматизированное проектирование проточной части турбокомпрессора авиационных ГТД [Текст] / И. Н. Крупенич, В. С. Кузьмичёв, В. В. Кулагин // Вестник СГАУ. 2006. № 2–2. С. 76–81.

*А. А. Мусеев, В. Л. Зильберберг*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
museev\_aa@klimov.ru

*И. И. Морозов, А. И. Деев, А. В. Кривцов*

АО «Моделирование и цифровые двойники», г. Самара  
Ilya.Morozov@digitaltwin.ru

## **ПРОВЕДЕНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО СВЯЗАННОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО И ТЕРМОПРОЧНОСТНОГО АНАЛИЗА ДЕФОРМАЦИЙ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ГТД НА РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ**

*Аннотация.* В данной работе приведены подходы нестационарных связанных термо-прочностных расчетов с использованием результатов газодинамического расчета (двусторонний FSI) и тепловых граничных условий третьего рода (односторонний FSI). На основе полученных результатов сформулированы некоторые выводы и рекомендации по применению рассматриваемых подходов при проектировании и доводке газотурбинного двигателя (ГТД). Использование метода одностороннего FSI на этапе проектирования позволяет выявить риски касания ротора о статор, использование метода двустороннего FSI на этапе доводки позволяет уйти от излишней консервативности расчетных моделей, что, в свою очередь, потенциально ведет к снижению массы и уточнению параметров конструкции при обеспечении ее работоспособности.

*Ключевые слова:* моделирование, нестационарный расчет, напряженно-деформированное состояние.

### **Введение**

Современные газотурбинные двигатели летательных аппаратов и наземных энергетических установок должны отвечать жестким требованиям по повышению топливной экономичности и снижению эксплуатационных расходов. Расход топлива определяется энергетической эффективностью газотурбинного двигателя, которая складывается из энергетических эффективностей его основных узлов. Снижение эффективности двигателя на 3% на основных режимах работы может обернуться перерасходом топлива до 10% [1]. Для компрессоров газотурбинного двигателя резерв в повышении их энергетической эффективности кроется в уменьшении зазоров между подвижными и неподвижными элементами конструкции на наиболее продолжительном режиме работы.

Прогнозирование изменения зазоров и их регулирование при работе на разных режимах осложнено множеством влияющих факторов (центробежными и тепловыми

нагрузками, действием газодинамических сил), а также изменением этих факторов во время работы. Известны случаи, когда при резкой смене режима происходило касание и заклинивание ротора [2].

Существует несколько подходов к прогнозированию величины зазоров над рабочими колесами ЦБК на различных режимах работы двигателя [3]. В основном они используют стационарное определение зазоров на основе одномерных/двумерных моделей течения и 2D/3D теплопрочностных моделей. Преимуществами таких подходов являются простота и сравнительно низкие вычислительные затраты. Недостатками таких подходов являются отсутствие учета нестационарного процесса изменения зазора при смене режимов и пренебрежение двусторонним влиянием потока и элементов конструкции друг на друга.

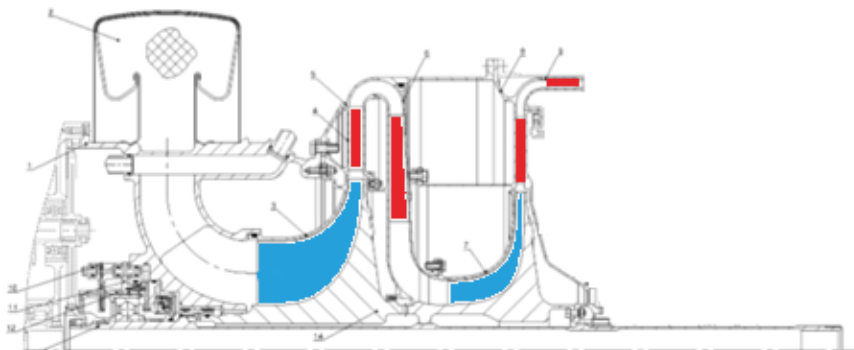
Этих недостатков лишены современные подходы, основанные на проведении связанных нестационарных газодинамических и теплопрочностных расчетов (Fluid Structure Interaction, FSI) [3]. Обеспечивая двустороннюю связь между решателями механики жидкости и газа (давление потока, параметры теплообмена) и механики деформированного твердого тела (деформации, температура тела), они дают возможность моделировать процессы более точно, поскольку позволяют учитывать междисциплинарное влияние. Например, вследствие раскрутки ротора уменьшается зазор в лабиринтном уплотнении (механика деформированного твердого тела (МДТТ)), что приводит к росту давления перед уплотнением (механика жидкости и газа (МЖГ)), это приводит к дополнительным деформациям/напряжениям (МДТТ) в конструкции уплотнения. Однако недостатком повышения реалистичности моделирования является рост вычислительных затрат.

В настоящей статье приводятся результаты сравнения двух подходов по проведению нестационарного связанного термопрочностного расчета: с использованием результатов газодинамического расчета (двусторонний FSI) и тепловых граничных условий (ГУ) третьего рода (односторонний FSI). Моделирование выполнено в программных продуктах Ansys: CFX — расчет потока воздуха по проточной части газотурбинного двигателя (ГТД) и определение давления на элементы конструкции и температуры потока вблизи них; Transient Thermal — расчет температурного поля элементов конструкции по полетному циклу; System Coupling — модуль, используемый для связи решателей МЖГ и МДТТ (решение CFX передается в Transient Thermal (односторонний FSI) и обратно (двусторонний FSI)); Static Structural — определение напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкции с учетом поверхностного давления, действующего на конструкцию (получены из решения CFX), и объемной температуры тел (получены из решения Transient Thermal).

### **Объект исследования**

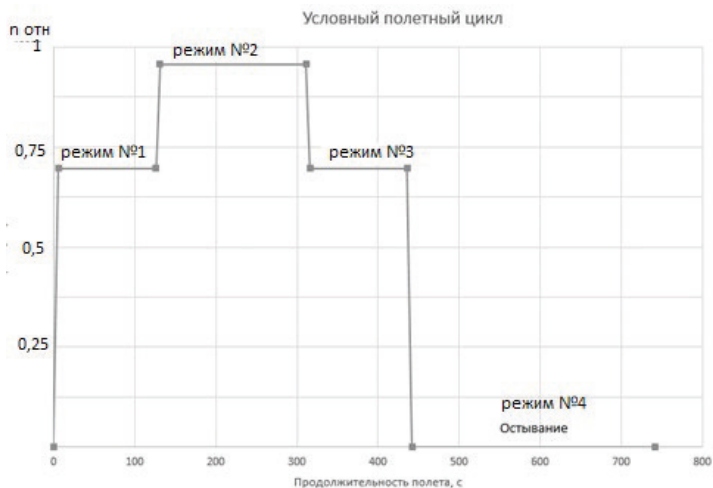
В качестве объекта исследования использовалась модель двухступенчатого центробежного компрессора ГТД, работающего по условному полетному циклу (УПЦ).

Эскиз рассматриваемого компрессора приведен на рис. 1. График изменения относительной частоты вращения ротора от времени по УПЦ приведен на рис. 2.



**Рисунок 1.** Эскиз центробежного компрессора ГТД

1 — корпус входной; 2 — сетка защитная; 3 — кольцо центробежного колеса 1 ступени; 4- диффузор лопаточный 1 ступени; 5 — корпус компрессора; 6 — аппарат обратный направляющий; 7 — кольцо центробежного колеса 2 ступени; 8 — диффузор лопаточный 2 ступени; 9 — спрямляющий аппарат; 10 — форсунка; 11 — гнездо подшипника; 12 — корпус уплотнения; 13 — центральная стяжка; 14 — ротор компрессора; 15 — кронштейн задней подвески двигателя



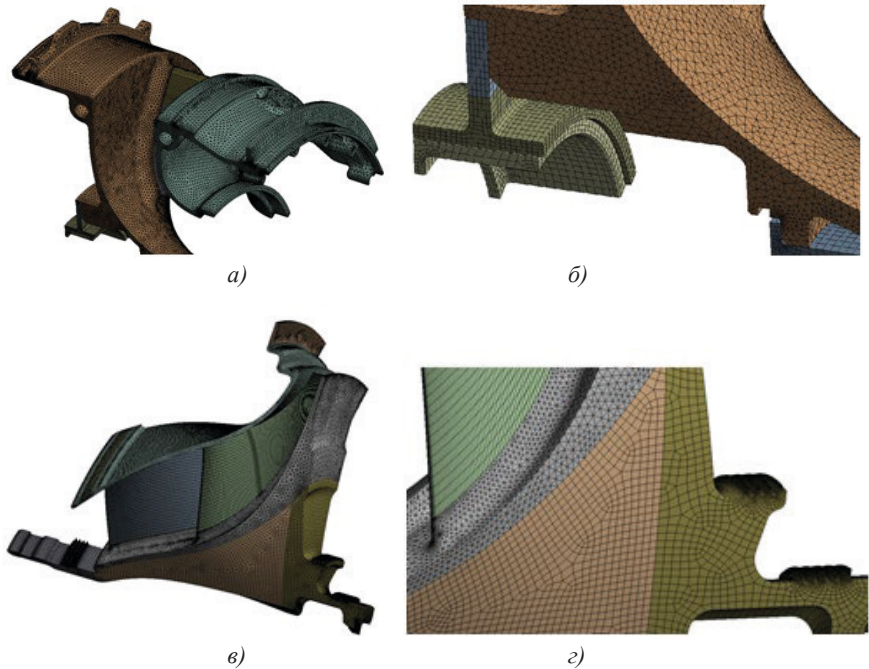
**Рисунок 2.** Условный полетный цикл



## Расчетная модель

При проведении расчетов использованы термомеханические свойства материалов деталей. Сетка конечных элементов состоит из гексаэдров, призм и тетраэдров.

Конечно-элементная модель представлена на рис. 3. Размерность расчетной сетки составляет около 2,5 млн элементов (5,2 млн узлов).



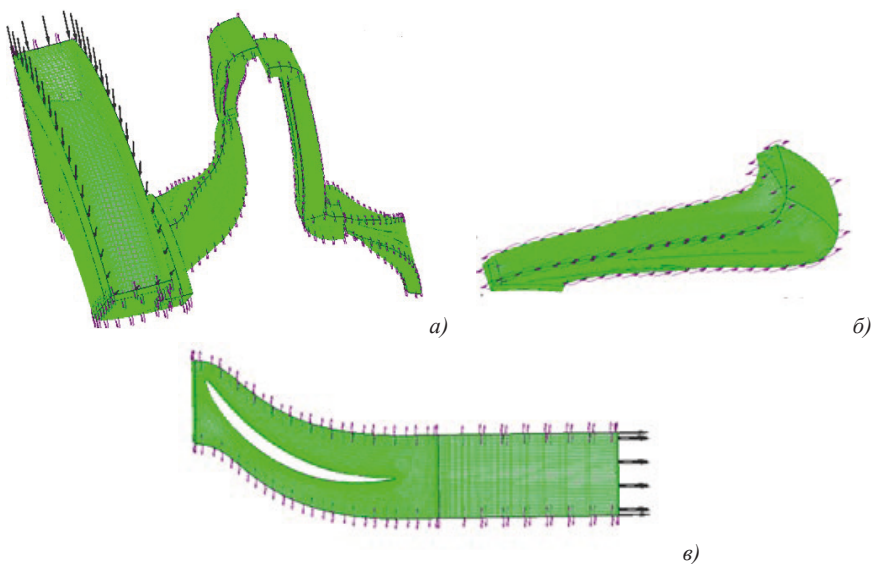
**Рисунок 3.** Конечно-элементная модель ЦБК:

*а)* передняя опора; *б)* стакан подшипника; *в)* ЦБК 1-й ступени; *з)* лабиринтные уплотнения ЦБК 1-й ступени

Для проведения газодинамических расчетов создана модель проточной части компрессора с учетом окружной симметрии лопаточных венцов.

В качестве рабочего тела использован воздух с температурозависимыми свойствами: изменение плотности по закону идеального газа, теплоемкость, динамическая вязкость и теплопроводность — в зависимости от температуры.

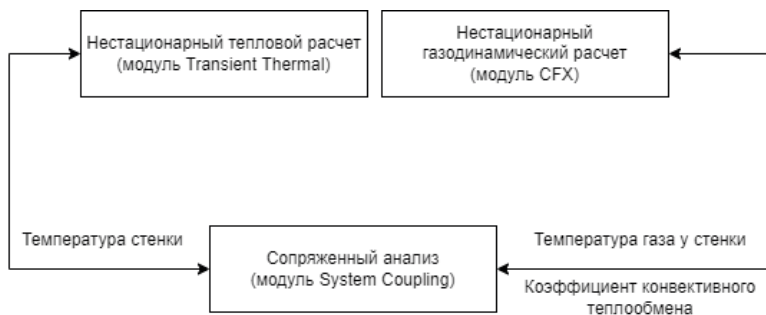
Сетка контрольных объемов в проточной части состоит из гексаэдров и призм. Размерность расчетной сетки для газодинамического расчета составила 3,0 млн элементов (3,1 млн узлов). Вид отдельных частей газодинамической модели показан на рис. 4.



**Рисунок 4.** Сеточная модель проточной части двухступенчатого компрессора:  
а) общий вид сеточной модели; б) сеточная модель лопаточного диффузора 1-й ступени;  
в) сеточная модель направляющего аппарата 2-й ступени

#### **Проведение нестационарного связанного термомеханического расчета с использованием результатов газодинамического расчета (двусторонний FSI)**

Нестационарный связанный термомеханический расчет с использованием результатов газодинамического расчета проводился по следующей схеме: газодинамический расчет в модуле CFX (модуль В) и тепловой расчет Transient Thermal (модуль А) проводились совместно, с передачей данных через модуль System Coupling (модуль С). В процессе данного анализа поля коэффициентов конвективного теплообмена и температура газа у стенки, полученные в газодинамическом расчете, передаются из CFX в Transient Thermal, обратно в CFX передается температура стенки — это необходимо для обеспечения соответствия температур на геометрии. В итоге переданная в CFX температура используется для уточнения коэффициента теплообмена и сведения теплового потока на временном шаге. Связь между решателями механики жидкости и газа (МЖГ) и механики деформируемого твердого тела (МДТТ) осуществлялась на втулочных, периферийных стенках и поверхностях лопаток ротора и статора. Соответствующая блок-схема проекта представлена на рис. 5. После проведения нестационарного теплового расчета полученные нестационарные температурные поля использовались в модуле Static Structural, в котором определялось НДС компрессора и изменение зазоров над рабочим колесом (РК) в течение УПЦ.



**Рисунок 5.** Блок-схема проекта связанного расчета в Ansys Workbench

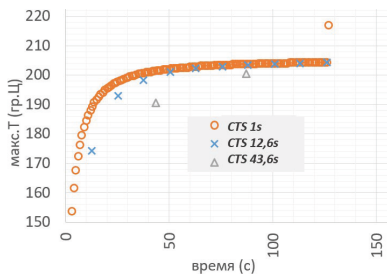
При решении температурного поля с использованием Transient Thermal были использованы следующие ГУ: на втулочных, периферийных стенках и поверхностях лопаток ротора и статора — Fluid-Solid Interface (используется для определения области поверхности, где происходит передача нагрузок от и к решателю CFX); на внешних поверхностях и на поверхностях проточной части, которые не участвуют в передаче данных с CFX, — ГУ конвективного теплообмена, зависмые от времени. Дополнительно для определения симметрии и взаимодействия между деталями компрессора использовались специальные командные вставки (имитация периодического ГУ, имитация контакта).

При решении поля потока с использованием CFX были использованы следующие ГУ: полное давление и температура на входе на основе термогазодинамического расчета двигателя; статическое давление, зависмое от времени, на выходе; периодические ГУ окружной симметрии на боковых границах доменов лопаточных венцов; частоты вращения доменов РК, зависмые от времени; неподвижность в абсолютном движении для периферийных поверхностей вращающихся доменов РК; между вращающимися и неподвижными доменами использовалась модель плоскости смещения Mixing Planes (Stage).

Для определения НДС конструкции и величины зазоров в модуле Static Structural использованы следующие ГУ: объемная температура на телах (была определена в ходе выполнения связанного расчета), угловая скорость ротора, зависмая от времени; ГУ совместных перемещений ротора и статора в области подшипников; запрет перемещений переднего фланца ЦБК (по всем степеням свободы) и опорной поверхности подшипника турбины (в радиальном направлении). Дополнительно для определения симметрии и взаимодействия между деталями компрессора использовались специальные командные вставки (имитация периодического ГУ, имитация контакта).

В модуле System Coupling задавалась передача данных соответствующими границами (Data Transfers) решателей МЖГ и МДТТ, число шагов по времени и количество балансирующих итераций связи решателей. Для каждого режима использовалось 10 шагов по времени и 6 балансирующих итераций на каждый шаг.

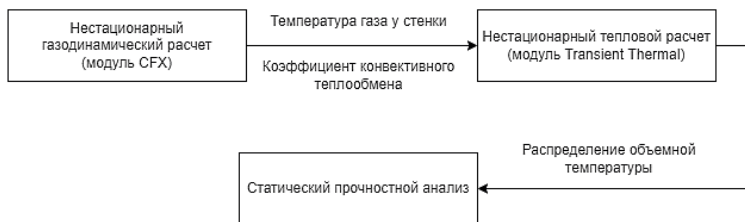
Данные настройки были подобраны в ходе предварительных расчетов для обеспечения приемлемой точности и минимальных вычислительных затрат. Для примера на рис. 6 показана зависимость максимальной температуры РК2 ЦБК от размера шага по времени связанного расчета.



**Рисунок 6.** Влияние величины шага по времени на максимальные температуры в модели (для режима № 1)

### Проведение нестационарного связанного термомеханического расчета с использованием тепловых ГУ третьего рода (односторонний FSI)

Нестационарный связанный термомеханический расчет с использованием тепловых ГУ третьего рода проводился по следующей схеме: результаты газодинамических расчетов использовались в качестве импортированных полей ГУ третьего рода (температура вблизи стенки и коэффициент конвективного теплообмена) в тепловом расчете Transient Thermal. Поля параметров из CFX использовались на втулочных, периферийных стенках и поверхностях лопаток ротора и статора. Соответствующая блок-схема проекта представлена на рис. 7. После проведения нестационарного теплового расчета полученные нестационарные температурные поля использовались в Static Structural, в котором уже определялось НДС компрессора и изменение зазоров над РК в течение УПЦ.



**Рисунок 7.** Блок-схема проекта связанного расчета в Ansys Workbench

Граничные условия, используемые в данной схеме проекта, соответствуют граничным условиям, описанным в предыдущем разделе, за исключением использова-

ния объектов Fluid-Solid Interface. Поскольку в данной схеме проекта нет связи с внешними решателями CFX, на втулочных, периферийных стенках и поверхностях лопаток ротора приложены ГУ конвективного теплообмена, зависящие от времени, которые были получены в результате выполнения расчетов в CFX.

### Анализ результатов

Результаты расчетов, использующие разные подходы к определению зазоров над РК в течение УПЦ, демонстрируют схожие численные значения максимальных температур, а также схожее распределение температур по деталям компрессора. Разница в прогнозировании максимальной температуры составляет 20,2 градуса в конце режима 2 (рис. 8–9).

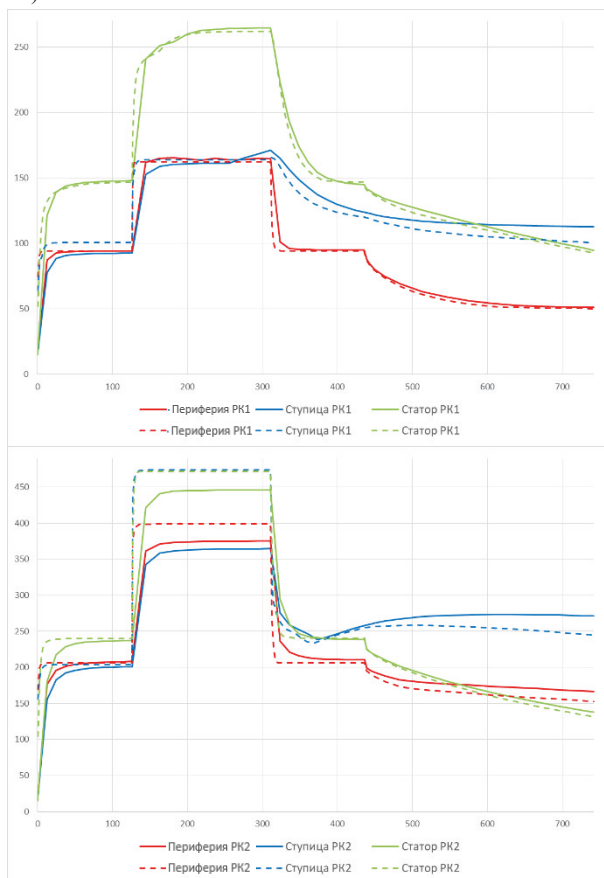
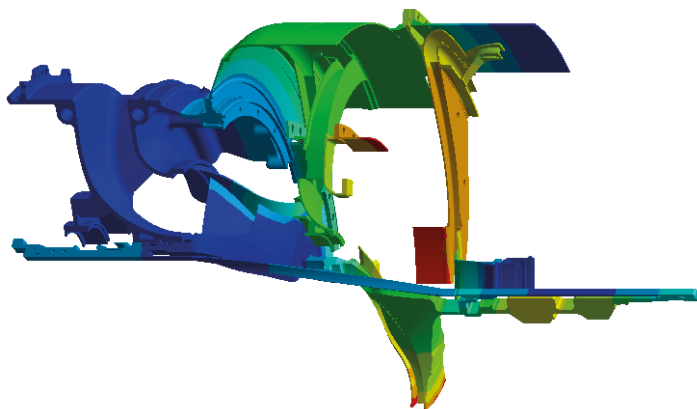
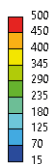


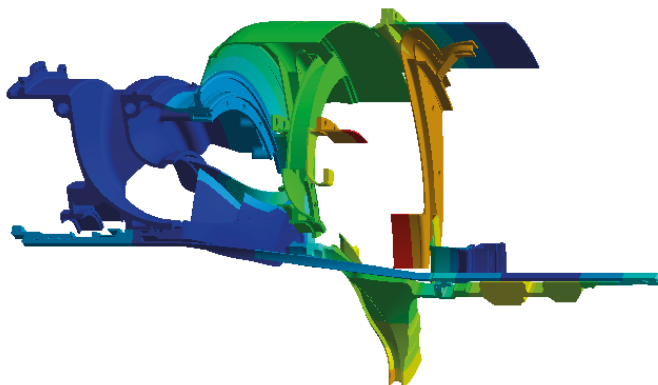
Рисунок 8. График изменения максимальной температуры (сплошная линия — связанный анализ, пунктирная линия — анализ с ГУ 3 рода)

Type: Temperature  
Unit: °C  
Time: 311  
Max: 473,71  
Min: 17,007



a)

Type: Temperature  
Unit: °C  
Time: 185  
Max: 453,55  
Min: 15

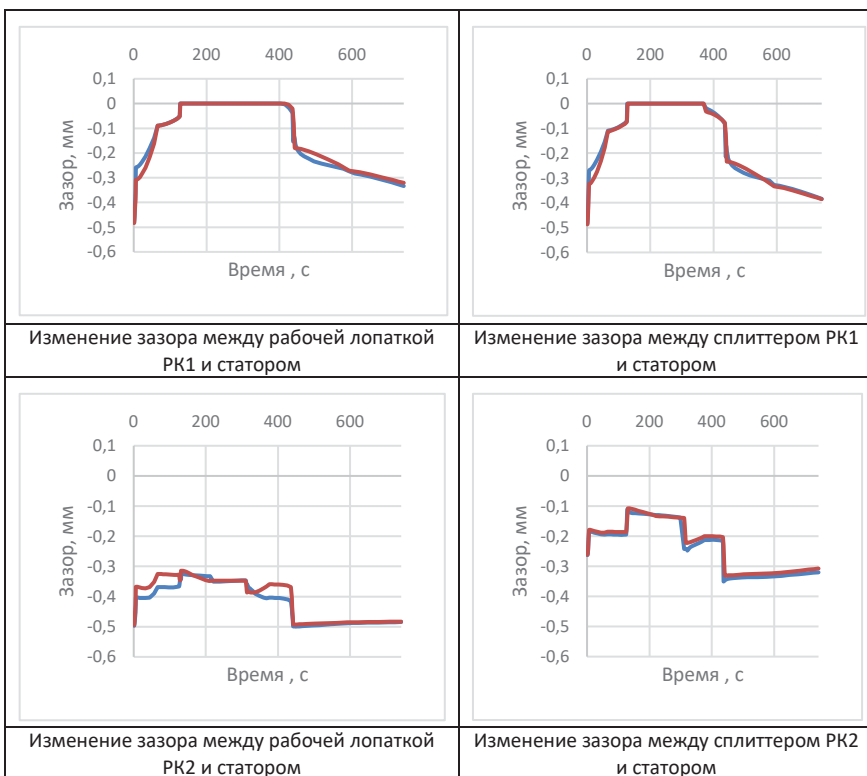


б)

**Рисунок 9.** Распределение температуры в конце режима 2 ( $t = 311$  с):  
а) односторонний FSI; б) двусторонний FSI

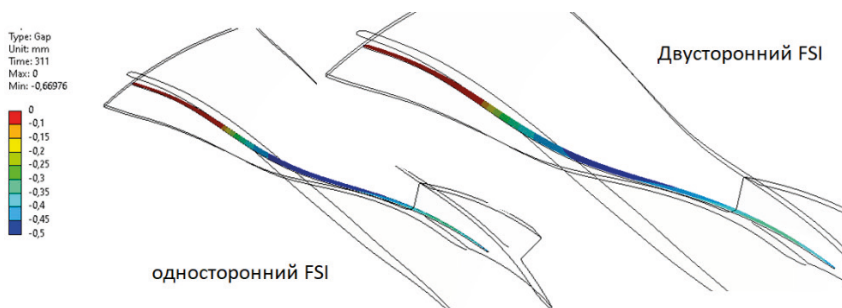
Результаты прогнозирования изменения зазоров по УПЦ представлены на рис. 10. Оба подхода спрогнозировали риск касания на режиме 2 (достижение минимального нулевого зазора).

Зазоры определяются по минимальному расстоянию между контактными поверхностями с использованием встроенных инструментов Ansys Mechanical. Разница в прогнозировании зазоров наиболее выражена при смене режима и достигает 0,045 мм.



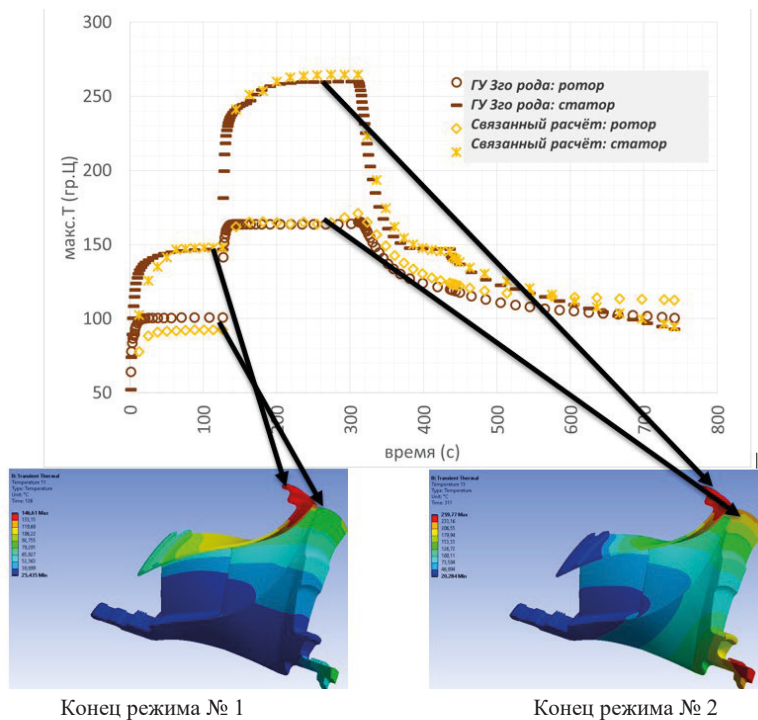
**Рисунок 10.** Величина минимальных зазоров над лопатками РК по УПЦ

Оба варианта расчетов спрогнозировали схожие результаты по характеру изменения зазора (рис. 11).



**Рисунок 11.** Распределение зазора над основной лопаткой РК в конце режима № 2 для различных подходов

Стоит отметить, что при расчете с ГУ 3 рода использовались поля параметров температуры потока и коэффициента теплоотдачи, полученные из результатов газодинамического расчета, а не средние значения параметров, что положительно сказалось на полученных результатах.



**Рисунок 12.** Распределение температур по РК1 и статору над ним

Анализ результатов показал, что при моделировании теплового состояния элементов конструкции важную роль играет моделирование охлаждающего воздуха во вторичных полостях (полости за дисками ЦБК, между дисками и стяжным болтом), поскольку их наличие обеспечивает изменение поля распределения температур по дискам (уменьшению температур по периферийной части дисков) и, соответственно, изменение зазора между лопатками ЦБК и статором. ГУ конвективного теплообмена, приложенного на периферийные поверхности дисков, сильно завышены, поскольку приложена температура, соответствующая температуре газового потока в проточной части — это приводит к более интенсивному нагреву ЦБК 2 со стороны турбины.

Таким образом, проведение нестационарного связанного термоч прочностного расчета позволило выявить риск касания ротора компрессора о статор, рассмотреть



возможные причины, приводящие к возникновению касания, в том числе причины, связанные с допущениями расчетных моделей. На основе результатов расчетов определен резерв по повышению эффективности ЦБК за счет уменьшения зазора над РК2 на 20% — 0,1 мм (до 50% после оптимизации толщины лопатки сплиттера РК2).

## Заключение

Полученные результаты демонстрируют возможности программного пакета Ansys по проведению связанных расчетов аэродинамики и прочности элементов ГТД, а также позволяют оценить тепловое и напряженно-деформированное состояние элементов статора и ротора по полетному циклу.

При подготовке расчетных моделей стоит уделять особое внимание ГУ, а именно: учитывать охлаждающий воздух во вторичных полостях; использовать ГУ 3-го рода, соответствующие температурам воздушного потока вблизи омываемых поверхностей. Подход с использованием ГУ 3-го рода дает более высокие градиенты температур, которые, в свою очередь, приводят к оценке перемещений и прочности «в запас», данный подход может быть использован на этапе проектирования как более консервативный и менее ресурсоемкий.

Двусторонний FSI анализ прогнозирует более точное определение температур деталей, чем при использовании ГУ 3-го рода. Такой подход с учетом валидации модели полезен на этапе доводки, он позволит уйти от излишней консервативности, что, в свою очередь, позволит исследовать пути снижения массы конструкции при сохранении ее работоспособности.

Сравнение полученных результатов разных подходов по нестационарному связанному термопрочностному расчету демонстрируют схожие численные значения максимальных температур, а также схожее распределение температур по компрессору (при условии использования полей распределения параметров ГУ 3-го рода).

Проведенные расчеты позволили выявить риск касания ротора и определить возможные причины для выработки мероприятий по устранению риска касания, определить резерв по уменьшению зазоров над РК ЦБК для повышения его эффективности.

## Литература

1. *Иноземцев А. А., Бажин С. В., Снитко М. А.* Вопросы оптимизации радиальных зазоров ТВД авиационного ГТД // Вісник двигунобудування. 2012. № 2.
2. *Козлякова И. С., Крутин В. П., Поткин А. Н., Фадеев В. А.* Опыт доводки ГТУ по устранению заклинивания ротора охлаждаемой турбины турбокомпрессора // Вестник СГАУ. 2012. № 3–2(34).
3. *Темис Ю. М., Соловьева А. В., Журенков Ю. Н., Старцев А. Н., Темис М. Ю., Якушев Д. А., Егоров А. М., Азметов Х. Х., Стешаков Е. Г., Дрожжин М. В.* Цифровой двойник установки для испытаний центростремительного компрессора малоразмерного ГТД // Авиационные двигатели. 2021. № 1(10).

**Е. А. Волков**

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
ea.volkov@klimov.ru

## **ПРИМЕНЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ БИРОТАТИВНОЙ ТУРБИНЫ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ РД-33МК**

**Аннотация.** Данная статья включает в себя обзор существующих работ по теме биротативных турбин, а также расчет вариантов применения биротативной турбины с направляющим аппаратом и без такового в конструкции двигателя РД-33МК. Расчеты проводились в автоматизированном виде с построением итогового графика зависимости внутреннего КПД  $\eta_T$  от термодинамической степени реактивности  $\rho_T$ . По полученным результатам был сделан вывод о целесообразности применения данного конструктивного изменения, а также о перспективах исследования биротативных турбин в составе турбореактивных двигателей.

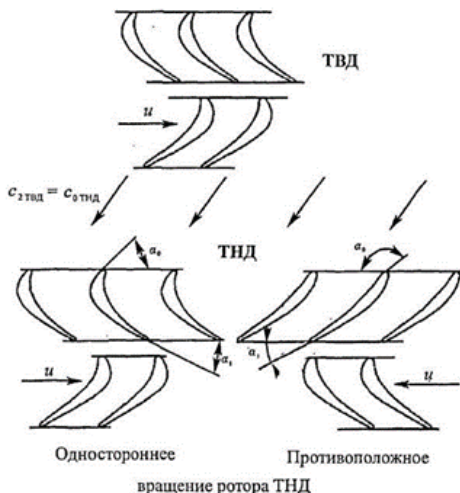
### **Вводная часть**

Современные способы повышения эффективности и экономичности авиационных двигателей обычно включают в себя газодинамические и конструктивные методы в рамках классической схемы «компрессор — камера сгорания — турбина», вращающихся в одном направлении. К газодинамическим методам можно отнести повышение температуры газа в камере сгорания и увеличение степени повышения давления компрессора. Однако разработки в этой области упираются в несовершенство материалов и систем охлаждения, ограничивающих вносимые улучшения. Конструктивные же способы совершенствования силовых установок заключаются, в частности, в увеличении степени двухконтурности двигателя посредством увеличения диаметра наружного контура. Это, в свою очередь, увеличивает потери летательного аппарата на сопротивление воздуха.

В связи с этим перспективные методы повышения эффективности работы силовой установки требуют выхода за рамки упомянутой выше классической схемы ГТД. В частности, такие работы ведутся в сфере применения иного узла турбин, включающего в себя каскады турбин высокого и низкого давлений (ТВД и ТНД соответственно), вращающихся в разных направлениях. Схема ТВД и ТНД рассматриваемой и «классической» турбинной решетки представлена на рис. 1.

Конструкция турбины с противоположным вращением роторов, в дальнейшем именуемая биротативной, позволяет использовать закрутку потока газа на выходе из ТВД, не тратя его кинетическую энергию на разворот в направляющем аппарате первой ступени последующего каскада. С учетом того, что классическая схема газотурбинного агрегата с вращением каскадов турбины в одном направлении уже практи-

чески достигла пика своей эволюции, существенный выигрыш в КПД биротативной турбины может сделать исследуемую технологию безусловной при разработке авиационных двигателей следующих поколений.



**Рисунок 1.** Профили турбинной решетки ТВД и ТНД прямого и обратного вращения роторов

Истинность таких предположений, а также целесообразность применения такой схемы на примере двигателя РД-33МК были исследованы в данной работе.

### Обзор существующих исследований

Для проведения дальнейших исследований данной технологии имеют смысл компиляция и обобщение выводов существующих научных работ по теме биротативной турбины.

Так, Ван Лэй в своей работе [1] приходит к выводу, что в типичном ТРДД для гражданской авиации обратное вращение ротора ТНД наиболее целесообразно в случае применения одноступенчатой высокоперепадной ТВД при среднем уровне реактивности  $\rho_T = 0.43 \div 0.45$  и значениях параметра нагруженности  $u/c_{1t} = 0.43 \div 0.45$ . В этом случае имеет место максимальное снижение веса ТВД без существенного снижения ее эффективности, а повышенная закрутка потока на выходе эффективно используется в НА ТНД. Также автор методом численного и экспериментального исследования двухступенчатой ТНД с обратным вращением ротора доказал повышение ее эффективности благодаря уменьшению суммарных потерь в НА на 3%, числа лопаток на 35% (от 69 до 45), а угла выхода потока на  $4.4^\circ$  по сравнению с их значениями в НА ТНД с прямым вращением ротора.

К. Л. Лапшин в статье [2] расширил область исследования и, используя программно-вычислительный комплекс ОРТВГТ, провел сравнительный анализ трех возможных схем исполнения ТРД: классической для конкретной двухступенчатой газовой турбины — с «прямым» вращением роторов ТВД и ТНД, и перспективных — с «обратным» вращением турбин с применением соплового аппарата ТНД и без него. Расчеты были выполнены для четырех режимов работы ГТД (взлетного, максимального продолжительного, крейсерского и режима малого газа) и подвергнуты много-режимной компьютерной оптимизации по внутреннему КПД в качестве целевой функции. По итогам полученных результатов был сделан вывод о целесообразности применения биротативной турбины без соплового аппарата ТНД: данная схема показала рост КПД на 0.4% по сравнению с классической, а также снижение коэффициента суммарных потерь кинетической энергии в НА ТНД биротативной турбины на  $1.0 \div 1.5\%$  по причине уменьшения в нем угла поворота потока на 77 градусов.

Вышеупомянутые положительные аспекты биротативной турбины также были доказаны в контексте высокотемпературного ТРДД малой степени двухконтурности в работе [3] авторства С. Д. Грицай. Полученные в данном исследовании расчеты свидетельствуют о повышении КПД на  $4 \div 5\%$ , уменьшении массы двигателя на  $25 \div 30\%$ , габаритов на  $15 \div 20\%$  и сокращении числа лопаток в горячей части на 25%. В дополнение к вышесказанному, в данной работе было экспериментально подтверждено предположение о наличии у биротативной турбины режимов, характеризующихся изменением знака крутящего момента крутящего колеса на противоположный.

Однако существуют работы, в которых применение биротативной турбины представляется нецелесообразным. Так, в статье [4] исследователи В. В. Вятков и А. М. Тошаков показали превосходство ГТД классической схемы с выигрышем в КПД 7.2% по сравнению с биротативной схемой без НА ТНД в контексте малоразмерного ТРДД.

### Методика расчета

Для решения задачи исследования целесообразности применения турбин с «обратным» вращением роторов необходимо выполнить расчет трех вариантов конструкции прототипа: «классического» варианта с ТВД и ТНД, вращающимися в одном направлении; биротативного исполнения с направляющим аппаратом перед рабочим колесом ТНД; биротативного варианта без направляющего аппарата перед рабочим колесом ТНД.

- 1) Проектировочный газодинамический расчет турбины выполнялся в «твердых» меридианных обводах по методике К. Л. Лапшина, изложенной в учебной монографии [5]. Здесь для расчета использовались заданные параметры  $p_0^*$ ,  $T_0^*$ ,  $N$ ,  $n_b$ ,  $G$ , путем проектирования турбины по закону  $d_{cp} = const$  выполнялся газодинамический расчет по среднему диаметру, расчет закрутки ступени в пяти сече-

ниях и определялись КПД и конечная мощность турбины. Расчет выполнялся на взлетном режиме ( $h = 0, M = 0$ ).

- 2) Особенностью расчета биротативной ТНД с направляющим аппаратом является иное направление векторов при построении треугольников скоростей. Это выражается в меньшем значении угла поворота потока, что находит отражение в коэффициенте профильных потерь, находимого по формуле (1) [6]:

$$\zeta_{\text{пр}} = \left( \frac{1,2}{L^2} + 8 \cdot 10^{-6} \cdot L^2 + 0,009 \right) + 0,38\bar{d}^2 + 0,034\bar{d} + A, \quad (1)$$

где  $L \cong (\alpha_0 \cdot \alpha_1)^{0,4} \cdot \sin\alpha_0 / \sin\alpha_1$ ,

$\alpha_0, \alpha_1$  — углы входа и выхода потока из решетки соответственно,

$\bar{d} = \frac{d}{a}$  — относительная толщина выходной кромки профиля (принимая  $\bar{d}_{\text{НА}} = 0,06, \bar{d}_{\text{РК}} = 0,05$ ),

$A_{\text{НА}} = 0,025, A_{\text{РК}} = 0,004$  — безразмерные коэффициенты.

По вычисленному коэффициенту потерь уточнялся коэффициент скорости (2):

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_{\text{пр}} - \zeta_{\text{конц}} - \zeta_{\text{ут}}}. \quad (2)$$

После этого повторялся расчет по п. 1.

- 3) Методика расчета ТНД без направляющего аппарата выполнялась по следующему принципу. Вывод уравнений происходит исходя из h-s диаграммы для процесса расширения в турбинной ступени (рис. 2а). Ввиду отсутствия НА сечение 0–0 на входе в направляющий аппарат и сечение 1–1 на выходе из него — одно и то же сечение на входе в рабочее колесо. Значит, точки 0. 1 и 1<sub>t</sub>; 0\* и 1\*; 2<sub>t</sub> и 2<sub>tt</sub>; 2<sub>t</sub>\* и 2<sub>tt</sub>\* соответственно совпадают.

Из этого следует:

$$c_0 = c_1 = c_{1t} = c_{2_{i-1}}; \quad (3.1)$$

$$\alpha_0 = \alpha_1 = \alpha_{2_{i-1}}; \quad (3.2)$$

$$T_0 = T_1 = T_{1t} = T_{2_{i-1}}; \quad (3.3)$$

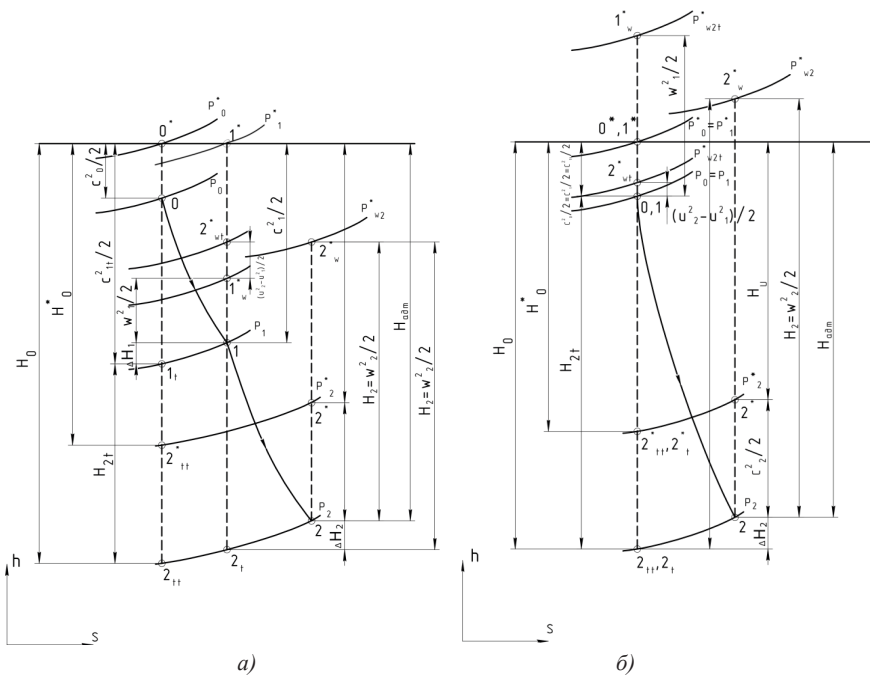
$$P_0 = P_1 = P_{2_{i-1}}; \quad (3.4)$$

$$T_0^* = T_1^* = T_{2_{i-1}}^*; \quad (3.5)$$

$$P_0^* = P_1^* = P_{2_{i-1}}^*; \quad (3.6)$$

$$T_{2t} = T_{2tt}. \quad (3.7)$$

В соответствии с вышеизложенным изобразим h-s диаграмму биротативной ступени без НА (рис. 2б).



**Рисунок 2.** *h-s* диаграмма для: а) «классической» схемы турбины; б) биротативной турбины без НА в ТНД

- 4) Для оценки трех различных конструкций турбины использовался внутренний коэффициент полезного действия  $\eta_T$  (4), так как именно этот КПД чаще всего используется для оценки совершенства турбины [7].

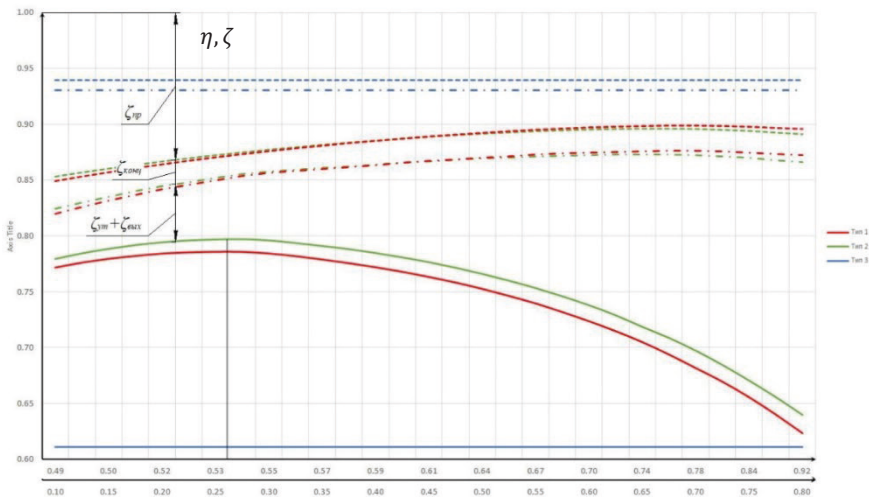
$$\eta_T = 1 - \zeta_{\text{пр}} - \zeta_{\text{конц}} - \zeta_{\text{вых}} - \zeta_{\text{ут}}, \quad (4)$$

где  $\zeta_{\text{пр}}$ ,  $\zeta_{\text{конц}}$ ,  $\zeta_{\text{вых}}$ ,  $\zeta_{\text{ут}}$  — коэффициенты потерь: профильные, концевые, с выходной скоростью и от утечек соответственно.

- 5) В работе [1] были определены пределы для показателей  $\rho_T$  и  $u/c_{1t}$ , при которых биротативная турбина показывает прирост КПД. В связи с этим расчеты по п. 1–5 проводились с варьированием значения термодинамической степени реактивности ТНД ( $0.1 \leq \rho_T \leq 0.8$  с шагом 0.05) при постоянной частоте вращения  $n = \text{const}$  для объективного нахождения зоны эффективной работы биротативной турбины. Коэффициент нагруженности в связи с этим варьировался в пределах  $u/c_{1t} = 0.485 \div 0.922$ .

- 6) Для реализации вышеописанной задачи на языке программирования Python 3.8 был написан специальный программный комплекс, учитывающий все описанные аспекты вычислений. Результат расчета представлен на рис. 3 и в табл. 1, 2.

### Результаты расчета



**Рисунок 3.** График зависимости КПД  $\eta$  от коэффициентов  $\rho_T, u/c_{1t}$ . - - - — КПД с учетом профильных потерь, - · - — КПД с учетом профильных и концевых потерь, — — — — внутренний КПД с учетом профильных, концевых потерь, а также потерь от утечек и с выходной скоростью

Таблица 1

### Основные характеристики трех исследуемых типов ТНД

при  $\rho_T = 0.275, \frac{u}{c_{1t}} = 0.54$

Тип турбины	$\epsilon_{НА}$ , [град]	$M_{w2}$	$\zeta_{НА}$	$L_{НА}$	$\zeta_{РК}$	$\zeta_{конц}$	$\zeta_{ут}$	$\zeta_{вых}$	$\eta_T$
ТНД «классической» схемы (тип 1)	133.02	0.61	0.0448	16.54	0.0805	0.0194	0.0227	0.0468	0.7858
ТНД биротативной схемы с НА (тип 2)	25.60	0.61	0.0442	24.28	0.0826	0.0196	0.0095	0.0469	0.7972
ТНД биротативной схемы без НА (тип 3)	—	1.13	—	—	0.0608	0.0088	0.0098	0.3096	0.6108

## Потери и внутренний КПД для турбин трех типов

$\frac{u}{c_{1t}}$	$\rho_T$	$\zeta_{пр}$			$\zeta_{конц}$			$\zeta_{ут}$			$\zeta_{выск}$			$\eta_T$		
		Тип 1	Тип 2	Тип 3	Тип 1	Тип 2	Тип 3	Тип 1	Тип 2	Тип 3	Тип 1	Тип 2	Тип 3	Тип 1	Тип 2	Тип 3
0.485	0.100	0.1468	0.1506	0.0608	0.0291	0.0298	0.0088	0.0212	0.0091	0.0098	0.0311	0.0310	0.3096	0.7718	0.7795	0.6110
0.492	0.125	0.1431	0.1466	0.0608	0.0270	0.0275	0.0088	0.0214	0.0092	0.0098	0.0323	0.0322	0.3096	0.7762	0.7845	0.6110
0.499	0.150	0.1397	0.1428	0.0608	0.0251	0.0256	0.0088	0.0217	0.0092	0.0098	0.0339	0.0338	0.3096	0.7796	0.7886	0.6110
0.507	0.175	0.1365	0.1392	0.0608	0.0236	0.0240	0.0088	0.0219	0.0092	0.0098	0.0358	0.0357	0.3096	0.7822	0.7919	0.6110
0.515	0.200	0.1334	0.1358	0.0608	0.0222	0.0226	0.0088	0.0221	0.0092	0.0098	0.0380	0.0380	0.3096	0.7843	0.7944	0.6110
0.523	0.225	0.1305	0.1326	0.0608	0.0212	0.0214	0.0088	0.0223	0.0093	0.0098	0.0406	0.0406	0.3096	0.7854	0.7961	0.6110
0.531	0.250	0.1278	0.1296	0.0608	0.0202	0.0205	0.0088	0.0226	0.0094	0.0098	0.0435	0.0436	0.3096	0.7859	0.7969	0.6110
0.540	0.275	0.1253	0.1268	0.0608	0.0194	0.0196	0.0088	0.0227	0.0095	0.0098	0.0468	0.0469	0.3096	0.7858	0.7972	0.6110
0.549	0.300	0.1229	0.1241	0.0608	0.0193	0.0196	0.0088	0.0230	0.0097	0.0098	0.0504	0.0505	0.3096	0.7844	0.7961	0.6110
0.558	0.325	0.1207	0.1216	0.0608	0.0199	0.0204	0.0088	0.0231	0.0098	0.0098	0.0543	0.0544	0.3096	0.7820	0.7938	0.6110
0.567	0.350	0.1186	0.1193	0.0608	0.0206	0.0209	0.0088	0.0232	0.0100	0.0098	0.0586	0.0587	0.3096	0.7790	0.7911	0.6110
0.577	0.375	0.1166	0.1170	0.0608	0.0210	0.0212	0.0088	0.0235	0.0101	0.0098	0.0632	0.0634	0.3096	0.7757	0.7883	0.6110
0.588	0.400	0.1148	0.1150	0.0608	0.0212	0.0215	0.0088	0.0236	0.0102	0.0098	0.0683	0.0685	0.3096	0.7721	0.7848	0.6110
0.599	0.425	0.1131	0.1130	0.0608	0.0215	0.0216	0.0088	0.0237	0.0105	0.0098	0.0737	0.0740	0.3096	0.7680	0.7809	0.6110
0.611	0.450	0.1115	0.1111	0.0608	0.0217	0.0218	0.0088	0.0239	0.0106	0.0098	0.0795	0.0799	0.3096	0.7634	0.7766	0.6110
0.623	0.475	0.1100	0.1095	0.0608	0.0218	0.0219	0.0088	0.0240	0.0108	0.0098	0.0858	0.0862	0.3096	0.7584	0.7716	0.6110
0.636	0.500	0.1087	0.1079	0.0608	0.0220	0.0220	0.0088	0.0241	0.0110	0.0098	0.0925	0.0930	0.3096	0.7527	0.7661	0.6110
0.650	0.525	0.1076	0.1065	0.0608	0.0221	0.0221	0.0088	0.0243	0.0112	0.0098	0.0996	0.1002	0.3096	0.7464	0.7600	0.6110
0.665	0.550	0.1065	0.1052	0.0608	0.0222	0.0221	0.0088	0.0244	0.0115	0.0098	0.1072	0.1078	0.3096	0.7397	0.7534	0.6110
0.681	0.575	0.1057	0.1041	0.0608	0.0224	0.0222	0.0088	0.0245	0.0117	0.0098	0.1154	0.1160	0.3096	0.7320	0.7460	0.6110
0.698	0.600	0.1050	0.1031	0.0608	0.0225	0.0222	0.0088	0.0247	0.0121	0.0098	0.1240	0.1246	0.3096	0.7238	0.7380	0.6110
0.717	0.625	0.1045	0.1024	0.0608	0.0227	0.0223	0.0088	0.0247	0.0124	0.0098	0.1332	0.1339	0.3096	0.7149	0.7290	0.6110
0.738	0.650	0.1043	0.1019	0.0608	0.0228	0.0224	0.0088	0.0248	0.0127	0.0098	0.1430	0.1444	0.3096	0.7051	0.7186	0.6110
0.759	0.675	0.1043	0.1015	0.0608	0.0231	0.0225	0.0088	0.0248	0.0131	0.0098	0.1538	0.1542	0.3096	0.6940	0.7087	0.6110
0.783	0.700	0.1045	0.1015	0.0608	0.0232	0.0225	0.0088	0.0248	0.0134	0.0098	0.1656	0.1653	0.3096	0.6819	0.6973	0.6110
0.813	0.725	0.1053	0.1018	0.0608	0.0236	0.0227	0.0088	0.0249	0.0139	0.0098	0.1765	0.1771	0.3096	0.6697	0.6845	0.6110
0.844	0.750	0.1062	0.1025	0.0608	0.0239	0.0229	0.0088	0.0248	0.0144	0.0098	0.1893	0.1897	0.3096	0.6558	0.6705	0.6110
0.880	0.775	0.1077	0.1035	0.0608	0.0243	0.0231	0.0088	0.0247	0.0143	0.0098	0.2030	0.2034	0.3096	0.6403	0.6557	0.6110
0.922	0.800	0.1091	0.1045	0.0608	0.0249	0.0235	0.0088	0.0246	0.0141	0.0098	0.2178	0.2182	0.3096	0.6236	0.6397	0.6110

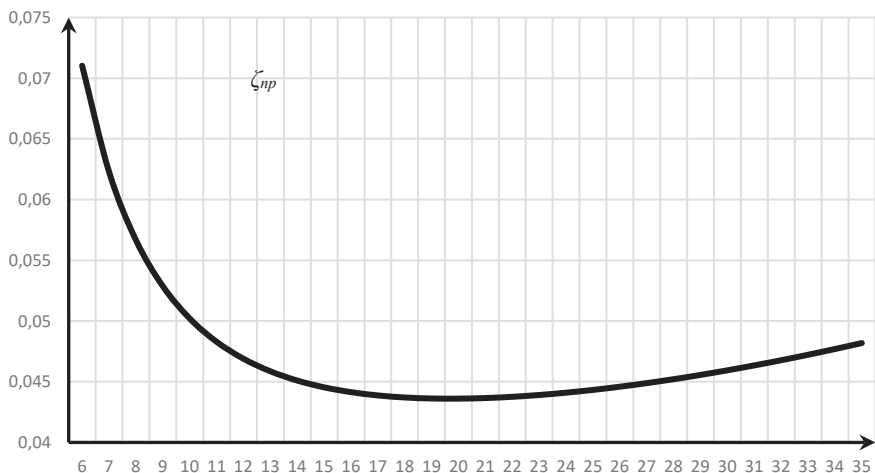
## Анализ расчета

Как видно из рис. 3 и табл. 1 и 2, применение каскада ТНД обратного вращения без направляющего аппарата оказывается невыгодным с точки зрения внутреннего КПД турбины: разница с классическим каскадом достигает 17.5% в пользу классического. Это может быть объяснено тем, что такая ступень всегда получается близкой к чисто реактивной ступени, где весь перепад энтальпий приходится на рабочее



колесо. Следствием этого становится сверхзвуковое течение газа на выходе из рабочего колеса ступени. Появляющиеся в связи с этим скачки уплотнений отбирают часть полезной энергии и увеличивают потери с выходной скоростью, которые, в свою очередь, уменьшают внутренний КПД ступени.

Как видно из полученных данных, наибольший внутренний КПД турбины первого и второго типа имеют при  $\rho_T = 0.275$  и  $u/c_{1t} = 0.54$ . При этих параметрах внутренний КПД биротативной турбины с направляющим аппаратом превышает КПД классической турбины на 1.14%. Однако это достигается в основном меньшими (на 1.3%) потерями от утечек  $\zeta_{ут}$  при большем (на 0.15%) коэффициенте профильных потерь. Отсутствие же выигрыша в части профильных и концевых потерь в некоторой области  $\rho_T$  ( $\sim 0.1 \div 0.4$ ), несмотря на кажущуюся очевидную полезность малого угла поворота потока в НА, можно объяснить следующим образом. Дело в том, что коэффициент  $\zeta_{пр}$  (и зависящий от него  $\zeta_{конц}$ ) в формуле (1) имеет не строго убывающий характер при увеличении  $L$  (уменьшении угла поворота потока  $\varepsilon$ ) (рис. 4). После достижения коэффициентом  $L$  значения  $\sim 20$ , функция  $\zeta_{пр} = f(L)$  становится возрастающей. В основе этого может лежать то, что составляющая потерь на трение для протяженной лопатки с малым углом  $\varepsilon$  может в определенный момент превосходить потери на трение для короткохордной лопатки со значительным углом  $\varepsilon$ , что и происходит в случае, указанном в табл. 1.



**Рисунок 4.** Зависимость коэффициента профильных потерь  $\zeta_{пр} = f(L)$  от коэффициента  $L$

## Выводы

В данной статье были рассмотрены два варианта турбины с противовращением каскадов: с направляющим аппаратом и без него. Для анализа эффективности применения таких конструкций с помощью автоматизированных средств расчета был проведен проектировочный газодинамический расчет различных, в зависимости от  $\rho_{ТНД}$ , вариантов исполнения турбины прототипа. Полученные данные представлены в виде таблицы со значениями коэффициентов потерь и графика  $\eta_T = f(\rho_T)$ . По итогам анализа полученных данных можно констатировать положительное влияние применения обратно-вращающейся ТНД с НА в контексте двигателя РД-33МК. Исследуемая технология способна увеличить внутренний КПД ТНД на  $\sim(0.8 \div 1.6)\%$ . Однако для лучшего понимания влияния описываемой технологии требуется проводить дальнейшие исследования.

## Литература

1. *Ван Лэй*. Исследование целесообразности применения и газодинамической эффективности ТНД с «обратным» вращением ротора: дисс.... канд. техн. наук: 05.07.05. М., 2005. 160 с.
2. *Латишин К. Л.* Многорежимная оптимизация биротативной газовой турбины турбовального двигателя // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. Т. 23. № 3. С. 144–152. DOI: 10.18721/JEST.230314
3. *Грицай С. Д.* Особенности рабочего процесса и выбор основных параметров двухступенчатой биротативной турбины без промежуточного соплового аппарата: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.07.05 / Моск. авиац. ин-т. М., 1992. 24 с.: илл.
4. *Тоцаков А. М.* К вопросу применения биротативной схемы турбин высокого и низкого давления ТРДД малой размерности // Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации. 2020. Т. 2. С. 105–108.
5. *Латишин К. Л.* Проектирование проточных частей осевых тепловых турбин: учеб. пособие / С.-Петербург. политех. ун-т Петра Великого. Кафедра «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели». СПб, 2018.
6. *Латишин К. Л.* Теория оптимального проектирования тепловых турбомашин: конспект лекций / С.-Петербург. политех. ун-т Петра Великого. СПб, 2018.
7. *Батурин О. В., Колмакова Д. А., Матвеев В. Н., Попов Г. М.* Расчетное определение характеристик ступени турбины с помощью методов вычислительной газовой динамики: метод. указания. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2013. 53 с.: илл.

**Ю. Д. Новикова**

Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С. П. Королева  
y.d.novikova@gmail.com

## **ВЛИЯНИЕ УВЕЛИЧЕНИЯ КОЛИЧЕСТВА СТУПЕНЕЙ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА НА ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ**

*Аннотация.* В данной работе рассмотрен вариант модернизации трехступенчатого осевого компрессора с целью создания на его основе пневмотормоза, основной задачей которого является утилизация вырабатываемой в процессе испытаний ГТД мощности. Исследованы два варианта — с однократным и двукратным дублированием третьей ступени исследуемого осевого компрессора. На основе полученных результатов сделан вывод, что дублирование последних ступеней многоступенчатого осевого компрессора приводит к увеличению степени повышения давления, снижению КПД и увеличению мощности.

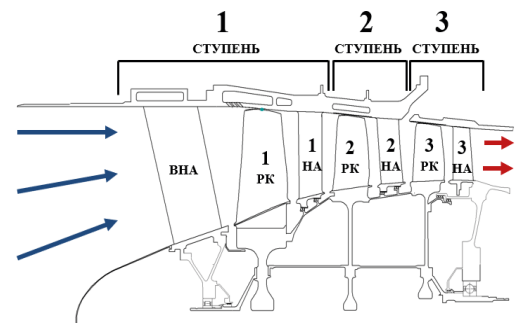
Испытательный стенд турбовальных двигателей (ТВаД) оснащен загрузочным устройством, предназначенным для утилизации и замера мощности, вырабатываемой испытуемым двигателем. В некоторых случаях при создании новых ТВаД возникает потребность в создании новых загрузочных устройств, например, при создании ТВаД большой мощности. Создание загрузочного устройства является дорогостоящей задачей [1]. Использование существующего компрессора, отработавшего свой летный ресурс, для создания воздушного тормозного устройства позволит существенно сократить стоимость разработки нового загрузочного устройства [2]. Однако компрессор, выбранный для создания на его основе пневмотормоза, может утилизировать мощность меньше требуемого количества. В связи с этим в данной работе рассмотрены варианты модернизации компрессора с целью увеличения его мощности.

Одним из подходов к газодинамической модификации и доводке многоступенчатых осевых компрессоров, сложившихся в российской и мировой практике, является использование принципа геометрического моделирования газогенераторов, отдельных узлов ГТД и ступеней лопаточных машин [3]. Благодаря его применению можно существенно сократить затраты на создание многоступенчатого осевого компрессора.

В качестве отдельного способа доводки многоступенчатых осевых компрессоров следует выделить дублирование ступеней базового компрессора. Этот способ отличается сниженными затратами на реализацию, так как отсутствуют затраты на проектирование и доводку новых ступеней. В данной работе рассмотрен вариант модернизации трехступенчатого осевого компрессора путем дублирования его последней ступени с целью создания на его основе пневмотормоза — устройства, представляю-

щего собой воздушный компрессор, который утилизирует вырабатываемую ГТД в процессе испытаний мощность, сжимая воздух [2]. Данное решение позволяет увеличить мощность базового компрессора. Увеличение мощности необходимо, когда мощность компрессора на стадии проектирования ниже, но близка к требуемому для испытания двигателя диапазону мощностей [4].

В качестве объекта исследования был выбран трехступенчатый осевой компрессор (рис. 1).

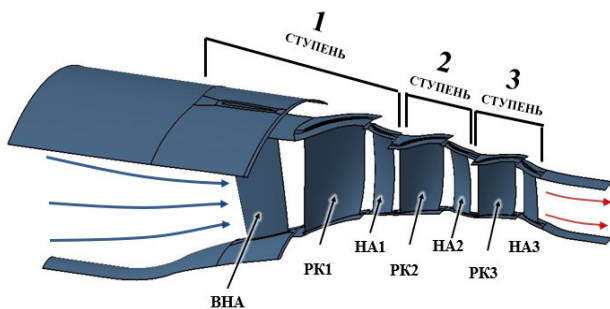


**Рисунок 1.** Схема исследуемого трехступенчатого осевого компрессора

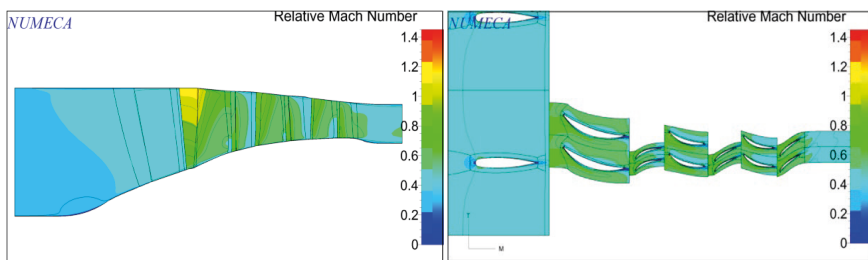
Моделирование рабочего процесса базового МОК было выполнено с использованием методов вычислительной газовой динамики, основанных на численном решении осредненных по времени уравнений Навье — Стокса в коммерческом программном пакете NUMECA Fine/Turbo [5]. Геометрия компрессора определялась формой лопаточных венцов (рабочих колес и направляющих аппаратов) ступеней, периферийным и втулочным обводами проточного тракта. Данные для построения геометрии были взяты из рабочих чертежей. Полученная геометрия расчетной области трехступенчатого осевого компрессора представлена на рис. 2.

Созданная модель была разбита на конечные объемы блочно-структурированной сеткой с помощью внутренних средств программы NUMECA. Размер элемента, ближайшего к стенкам расчетной области, выбирался таким образом, чтобы обеспечить значение параметра  $y^+$  приблизительно равным 1. Число элементов в доменах РК в среднем составило 720 тыс. элементов, в доменах НА и входного направляющего аппарата (ВНА) — 580 тыс. элементов. Общее число конечных объемов — 4,6 млн элементов. В качестве граничных условий на входе в расчетную модель задавались параметры воздуха, соответствующие стандартным атмосферным условиям (полное давление и температура 101 325 Па и 288,15 К соответственно).

С помощью созданной модели была выполнена численная симуляция рабочего процесса в трехступенчатом осевом компрессоре. Полученные картины распределения чисел Маха по проточной части трехступенчатого осевого компрессора приведены на рис. 3.

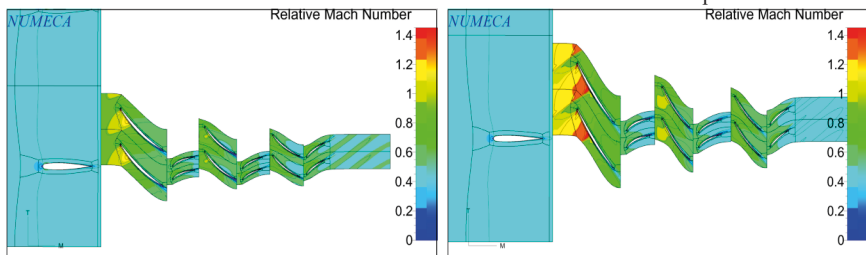


**Рисунок 2.** Геометрия модели расчетной области трехступенчатого осевого компрессора



а) Рассчитанные поля чисел Маха, осредненные в окружном направлении

б) Рассчитанные поля чисел Маха в цилиндрических сечениях, соответствующие 5% относительной высоты проточной части



в) Рассчитанные поля чисел Маха в цилиндрических сечениях, соответствующие 50% относительной высоте проточной части

г) Рассчитанные поля чисел Маха в цилиндрических сечениях, соответствующие 95% относительной высоте проточной части

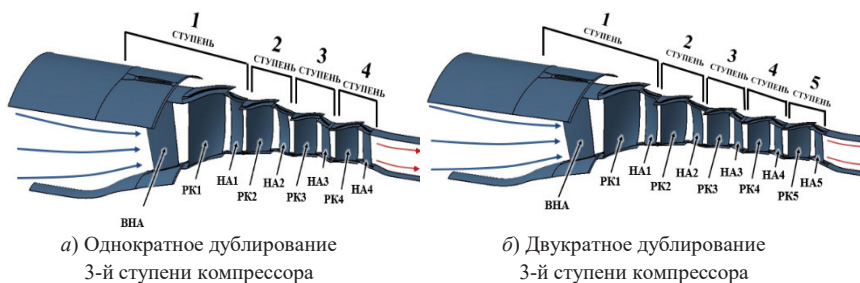
**Рисунок 3.** Полученные картины распределения значений чисел Маха по проточной части трехступенчатого осевого компрессора

На основе результатов расчета численной модели были построены характеристики трехступенчатого осевого компрессора для трех режимов работы при относительной частоте вращения  $n = 92\%$ ,  $100\%$  и  $110\%$  (сплошные линии на рис. 7).

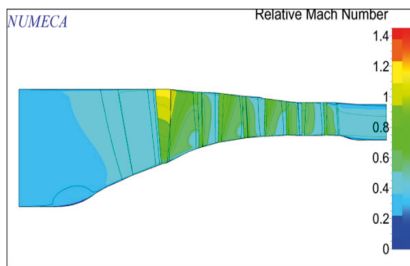
Проверка адекватности численной модели экспериментальным данным проводилась с помощью F-критерия Фишера. Для этого было выполнено сравнение полученного фактического значения критерия Фишера  $F_{\text{факт}}$  с его табличным значением  $F_{\text{табл}}$ . Уровень значимости был принят равным 0,05. В результате проверки было установлено, что численную модель можно считать статистически значимой и адекватной экспериментальным данным.

На следующем этапе с использованием созданной численной модели были исследованы два варианта модификации компрессора — с однократным и двукратным дублированием третьей ступени исследуемого осевого компрессора (рис. 4). Предполагается, что данные варианты модификации позволят с минимальными денежными и временными затратами увеличить мощность компрессора.

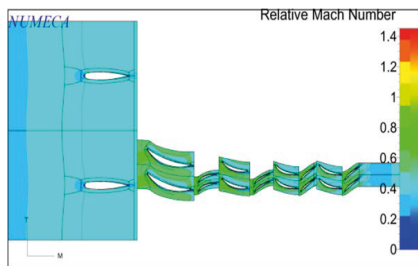
Полученные картины распределения чисел Маха по проточной части двух вариантов модификации трехступенчатого осевого компрессора приведены на рис. 5 и 6. На основе результатов расчета численной модели для предложенных вариантов модификации были построены характеристики (пунктирные линии на рис. 7).



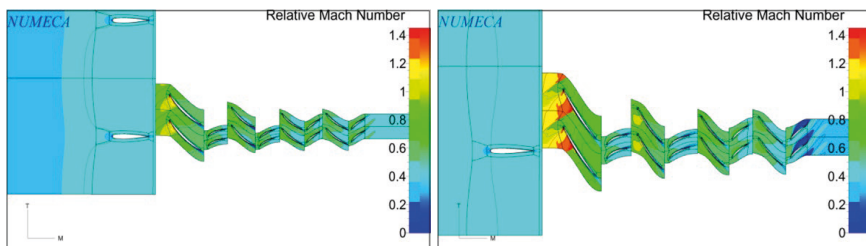
**Рисунок 4.** Варианты модификации трехступенчатого осевого компрессора



а) Рассчитанные поля чисел Маха, осредненные в окружном направлении

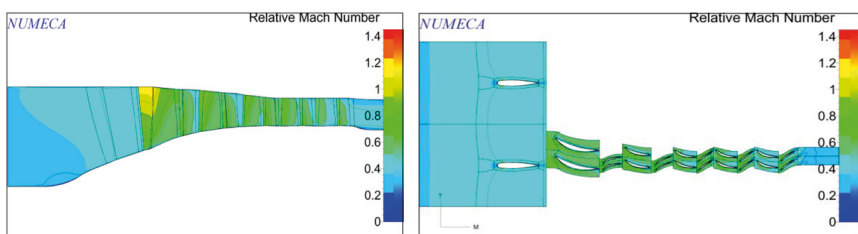


б) Рассчитанные поля чисел Маха в цилиндрических сечениях, соответствующие 5% относительной высоте проточной части

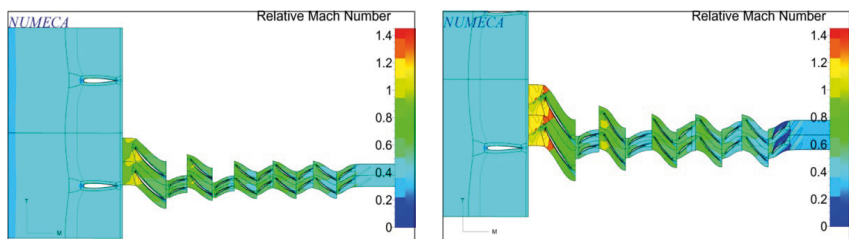


- а) Рассчитанные поля чисел Маха в цилиндрических сечениях, соответствующие 50% относительной высоте проточной части
- б) Рассчитанные поля чисел Маха в цилиндрических сечениях, соответствующие 95% относительной высоте проточной части

**Рисунок 5.** Полученные картины распределения значений чисел Маха по проточной части трехступенчатого осевого компрессора с однократным дублированием 3-й ступени

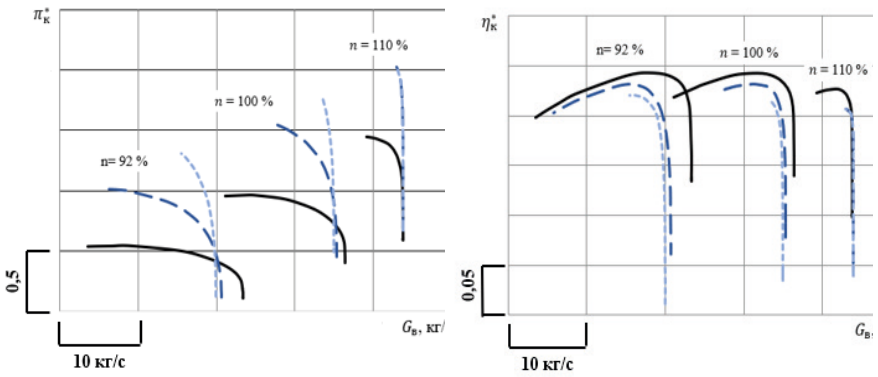


- а) Рассчитанные поля чисел Маха, осредненные в окружном направлении
- б) Рассчитанные поля чисел Маха в цилиндрических сечениях, соответствующие 5% относительной высоте проточной части



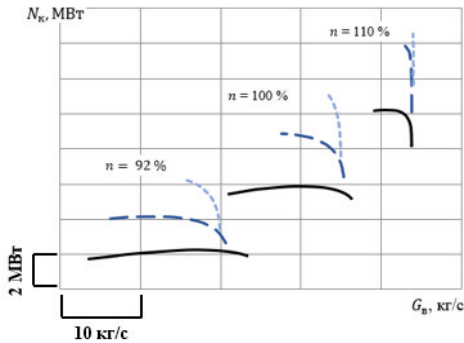
- а) Рассчитанные поля чисел Маха в цилиндрических сечениях, соответствующие 50% относительной высоте проточной части
- б) Рассчитанные поля чисел Маха в цилиндрических сечениях, соответствующие 95% относительной высоте проточной части

**Рисунок 6.** Полученные картины распределения значений чисел Маха по проточной части трехступенчатого осевого компрессора с двукратным дублированием 3-й ступени



Напорные характеристики

КПД характеристики



Мощностные характеристики

- характеристики трехступенчатого осевого компрессора
- — — характеристики трехступенчатого осевого компрессора с однократным дублированием 3-й ступени
- - - - характеристики трехступенчатого осевого компрессора с двукратным дублированием 3-й ступени

**Рисунок 7.** Характеристики трехступенчатого осевого компрессора и двух вариантов его модификации

Из анализа рис. 7 видно, что с увеличением количества ступеней увеличивается максимальная степень повышения давления в компрессоре в среднем на 0,55 для варианта с одной дополнительной ступенью и на 0,73 для варианта с двумя дополнительными ступенями, что приводит к увеличению мощности компрессора. Однако при этом можно заметить, что максимальный КПД компрессора снижается в среднем на 0,014 для варианта с одной дополнительной ступенью и на 0,024 для варианта с двумя дополнительными ступенями, что приводит к снижению мощности. В резуль-



тате мощность компрессора в среднем увеличилась на 2,84 МВт для варианта с одной дополнительной ступенью и на 4,33 МВт для варианта с двумя дополнительными ступенями.

Однако стоит также отметить, что существенно сократился диапазон рабочих расходов: с 15,29 кг/с до 7,54 кг/с для  $n = 100\%$ , с 19,8 кг/с до 14,87 кг/с для  $n = 92\%$ , с 4,65 кг/с до 0,88 кг/с для  $n = 110\%$  для варианта с одной дополнительной ступенью и с 15,29 кг/с до 2,46 кг/с для  $n = 100\%$ , с 19,8 кг/с до 4,46 кг/с для  $n = 92\%$ , с 4,65 кг/с до 0,03 кг/с для  $n = 110\%$  для варианта с двумя дополнительными ступенями. Также в процессе численного эксперимента не удалось получить характерного загиба КПД характеристики для варианта с двумя дополнительными ступенями.

На основе полученных результатов можно сделать вывод, что дублирование последних ступеней многоступенчатого осевого компрессора приводит к увеличению степени повышения давления, снижению КПД и увеличению мощности. С целью повышения КПД компрессора и увеличения запасов его газодинамической устойчивости в дальнейшем планируется рассмотреть варианты модернизации его геометрии.

*Работа выполнена при финансовой поддержке со стороны Минобрнауки России в рамках государственного задания (номер проекта FSSS-2020-0015, «Исследование устойчивых и неустойчивых динамических и виброакустических процессов в гидравлических и газовых системах на основе физического и математического моделирования»).*

## Литература

1. Горбунов Г. М. Испытания авиационных воздушно-реактивных двигателей [Текст] / Г. М. Горбунов, Э. Л. Солохин. М.: Машиностроение, 1989. 257 с.
2. Патент № 2318195 Российская Федерация. МПК G01M 15/14. Способ испытания газотурбинного двигателя и устройство для его осуществления / М. В. Коротов. Заявитель и патентообладатель ОАО «Самарский научно-технический комплекс им. Н. Д. Кузнецова». № 2001127609/06. Заявл. 10.10.2001. Опубл. 20.06.2003. Бюл. № 6. 9 с.
3. Иноземцев А. А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок [Текст] / А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин, В. Л. Сандрацкий. М.: Машиностроение, 2008. 201 с.
4. Новикова Ю. Д. Способ подбора компрессора для использования в качестве пневмотормоза при испытаниях газотурбинных двигателей // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: сборник докладов Международной научно-технической конференции. 23–25 июня 2021 г. В 2 т. Т. 1. Самара: Изд-во Самар. ун-та, 2021. С. 396–397.
5. NUMECA International [Электронный ресурс]. URL: <https://www.numeca.com> (дата обращения: 25.12.2021).

*Н. Д. Дегтярев, М. Ю. Мордвицев*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

## **ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ПЫЛЕВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В ТРАКТЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ГТД**

*Аннотация.* В данной работе выполнено численное моделирование течения пылевоздушной смеси в тракте центробежного компрессора с целью определить места, наиболее подверженные эрозии. Граничные условия были взяты в соответствии с условиями испытаний, для моделирования турбулентных явлений была использована DES-модель турбулентности, а для учета двухфазности — подход Лагранжа. В результате были получены картины течения в тракте ЦБК и места наиболее плотной концентрации соударений частичек пыли с рабочими деталями компрессора.

*Ключевые слова:* двухфазность, центробежный компрессор, турбулентность, вычислительная гидрогазодинамика.

### **Введение**

Численное моделирование газодинамических процессов в трактах газотурбинных двигателей — одна из насущных задач современной вычислительной гидрогазодинамики. На данный момент инженерам и исследователям доступны вычислительные мощности, позволяющие решать задачи по моделированию сложных процессов, каким, например, является течение пылевоздушного потока в тракте центробежного компрессора. Одной из важнейших задач численного моделирования газодинамики в 3D-постановке можно назвать снижение количества испытаний за счет первичной оценки возможных результатов и более четкой постановки задач и граничных условий.

В данной работе представлены результаты численного моделирования течения пылевоздушной смеси в тракте центробежного компрессора двигателя ВК-1600В. Основной целью было дать первичную оценку интенсивности эрозионного воздействия на роторные детали ЦБК, локализацию наиболее нагруженных мест и картину течения потока в их окрестностях. Эти данные в последующем будут проверены при испытаниях опытных образцов материалов, из которых изготавливают исследуемые детали. Количественные результаты моделирования, такие как скорости потока и углы расположения обтекаемых поверхностей к потоку, будут использованы как исходные данные для испытаний.

Было произведено численное моделирование течения пылевоздушного потока в тракте центробежного компрессора двигателя ВК-1600В на рабочем режиме «взлетный». Расчет производился в программном пакете STAR-CCM+ версии 16.06.

Основными задачами работы можно обозначить следующие:

- при помощи численного моделирования получить картину течения в проточной части ЦБК ВК-1600В с учетом запыления потока;
- определить траектории движения частиц пыли в тракте компрессора и места их наибольшего воздействия на детали ЦБК.

Всю работу по численному моделированию можно разбить на этапы по порядку выполнения:

- моделирование течения рабочего тела в тракте ЦБК в стационарной постановке без частиц пыли;
- получение картины течения, включая зону отрыва потока;
- на базе газодинамического расчета мелкодисперсная пыль в тракте ЦБК моделируется как фаза в лагранжевой постановке;
- определение места скопления пыли и локализация участков, наиболее подверженных эрозионному воздействию. По полученным данным уточнить расчетную модель для более точного определения локализации отрывов и вихревых структур.

Выполнение всех вышеописанных задач и этапов обеспечит достижение основной цели данной работы — по полученным результатам проанализировать интенсивность эрозионного воздействия пыли на рабочие детали центробежного компрессора двигателя ВК-1600В.

### Модели и методы, примененные в работе

Существует три основных подхода к моделированию турбулентных течений: прямое численное моделирование (Direct Numerical Simulation, DNS), моделирование крупных вихрей (Large Eddy Simulation, LES) и моделирование на базе решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье — Стокса (Reynolds-averaged Navier-Stokes, RANS). На рис. 1 представлена классификация этих подходов на основе детальности их разрешения турбулентных пульсаций и их энергетического спектра.

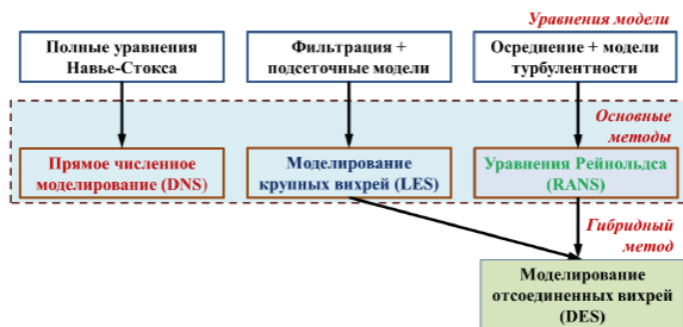


Рисунок 1. Методы моделирования турбулентных течений

Для решения задач с крупномасштабными вихревыми структурами логично будет применять гибридный LES-RANS подход, примером которого является метод моделирования отсоединенных вихрей (Detached Eddy Simulation, DES) [1].

Метод отсоединенных вихрей — это численное решение трехмерных нестационарных уравнений с использованием общей модели турбулентности. Он действует как подсеточный в областях с высоким сеточным разрешением, как RANS в зонах, где расчетная сетка недостаточного качества. В зонах пограничного слоя он действует в режиме уравнений Рейнольдса, а там, где поток отрывается, переходит в LES, при этом сочетая в себе лучшие качества моделей RANS и LES: хорошую точность в области пограничного слоя и универсальность метода моделирования крупных вихрей в зоне отрыва [2].

Для учета двухфазного характера течения существует два основных и принципиально разных подхода: подход Эйлера и подход Лагранжа. Согласно Эйлеру, дисперсная фаза моделируется как сплошная среда без давления [3]. Этот подход может быть применен для оценки объемной концентрации фазы в пространстве и ее распространения по тракту, однако он не дает информации о том, как ведут себя непосредственно частицы, их траектории, скорости, и, следовательно, воздействие на поверхности при соударении. Подход Лагранжа состоит в том, чтобы моделировать пакеты частиц и рассчитывать их как отдельные физические объекты. Здесь играют роль масса частицы, ее форма и материал. Такой подход дает гораздо более исчерпывающие результаты в случаях, когда суть процесса не в интегральных характеристиках, а во взаимодействии рабочих поверхностей с отдельно взятыми частицами [4].

### **Постановка задачи**

Граничные условия для расчета с точки зрения газодинамики были определены режимными параметрами двигателя и параметрами окружающей среды при нормальных условиях. Количественные показатели запыленности потока — дисперсность и размеры частиц, а также их концентрация, определены в соответствии с методикой проверки работоспособности авиационных ГТД в условиях повышенной запыленности воздуха [5]. Состав и физические свойства частичек пыли приняты в соответствии с ГОСТ 8002-2020 для типа пыли (кварцевая для данного случая) и ГОСТ 2138-91 для компонентного состава и свойств.

В табл. 1 приведены значения граничных условий, принятые в расчете.

В расчете приняты следующие допущения:

- Инжекция пыли во входное устройство производилась равномерно по всей площади;
- Пыль начинает подаваться после выхода двигателя на устойчивый режим;
- Влияние непрерывной фазы на фазу пыли учитывалось в одностороннем порядке;
- Концентрация пыли на входной границе остается постоянной;

- Все частицы дисперсной фазы имеют одинаковый диаметр;
- Сила тяжести не учитывается;
- Расчет производился в стационарной постановке на секторе проточной части с условием периодичности.

Таблица 1

Граничные условия

Параметр	Полное давление на входе $P_{вх}^*$ , кПа	Полное давление на выходе $P_{вых}^*$ , кПа	Полная температура на входе $T_{вх}^*$ , К	Полная температура на выходе $T_{вых}^*$ , К	Частота вращения ротора Nк, об/мин	Концентрация пыли $v_p$ , кг/м <sup>3</sup>	Диаметр частиц $D_p$ , мкм
Значение	101,325	1226,155	288,43	700	38 610	3	100

3D-геометрия, использованная при расчете, представлена на рис. 2 и 3.

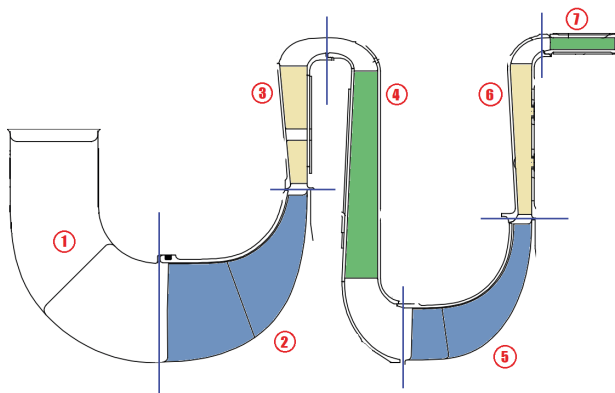


Рисунок 2. Продольный разрез проточной части ЦБК ВК-1600В

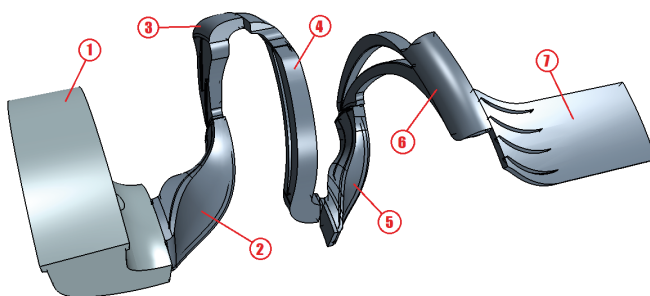
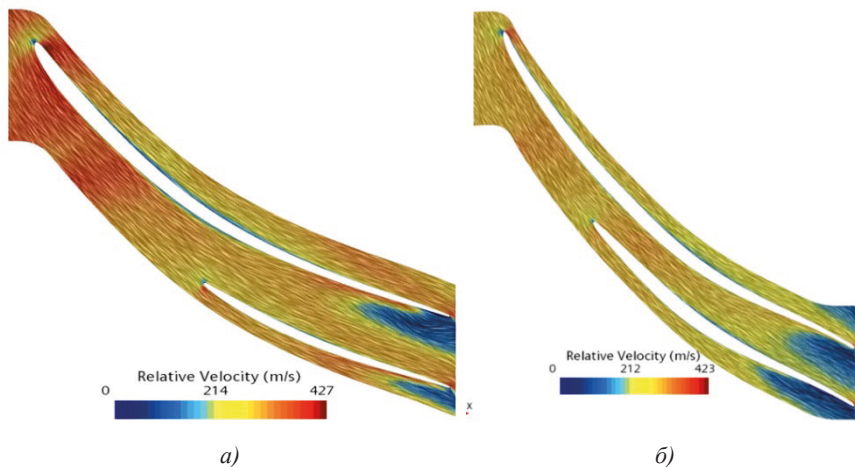


Рисунок 3. 3D-модель, использованная в расчете

## Анализ результатов

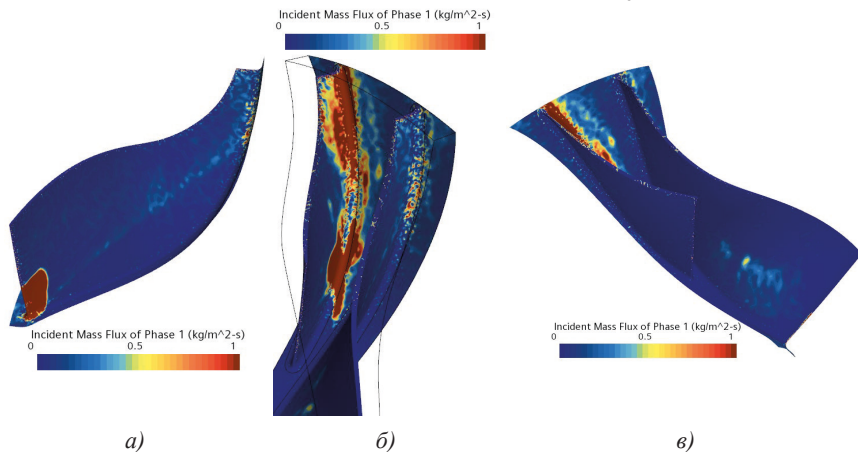
Результаты проведенного моделирования выражены в картинах течения и полях параметров потока на исследуемых деталях ЦБК. На рис. 4 представлены картины течения потока на рабочих колесах первой и второй ступеней.



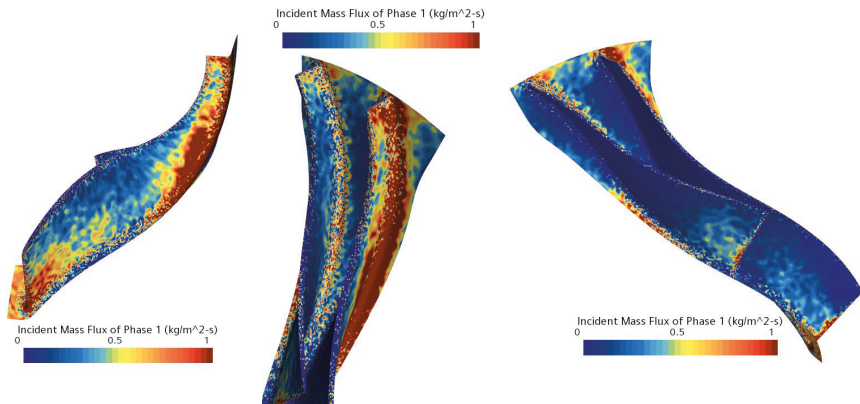
**Рисунок 4.** Картины течения потока на рабочих колесах:  
а) первой ступени; б) второй ступени

По картинам течения можно отметить некоторые особенности течения потока в компрессорах — из-за течения в направлении увеличения давления возникают отрывы потока от обтекаемых поверхностей. С точки зрения эрозионного воздействия это может быть опасно тем, что при отрыве потока вблизи поверхностей возникают циркуляционные течения, попадая в которые, мелкая пыль, которая неспособна нанести вред покрытию при ударе, начинает работать как абразив. Это предположение находит свое подтверждение в корреляции мест отрыва потока с местами наиболее интенсивного выпадения массы частиц на рабочие поверхности. Для определения мест наиболее интенсивного воздействия дисперсной фазы на детали центробежного компрессора использовался параметр, выражающий количество массы, выпадающее на квадратный метр в секунду. Поля этого параметра на исследуемых поверхностях для рабочего колеса первой ступени представлены на рис. 5. Самое напряженное место с точки зрения эрозионного воздействия здесь — нижняя часть входной кромки. Нижняя часть поражается сильнее верхней, потому что во входном устройстве на частицы дисперсной пыли действуют силы инерции. На входной кромке интенсивность воздействия в некоторых точках достигает  $26 \text{ кг/м}^2\text{с}$ . Видна также повышенная зона воздействия в зоне выхода потока у задней кромки сплиттерной лопатки, где на картинах течения фиксируется отрыв потока. На рис. 6 показаны аналогичные поля параметров для рабочего колеса второй ступени. Для него воздействие пыли более рав-

номерно в связи с наличием направляющего аппарата. В результате более равномерного распределения дисперсной фазы на входе в колесо максимальная интенсивность воздействия на входную кромку меньше и достигает  $14 \text{ кг}/\text{м}^2\text{с}$ .



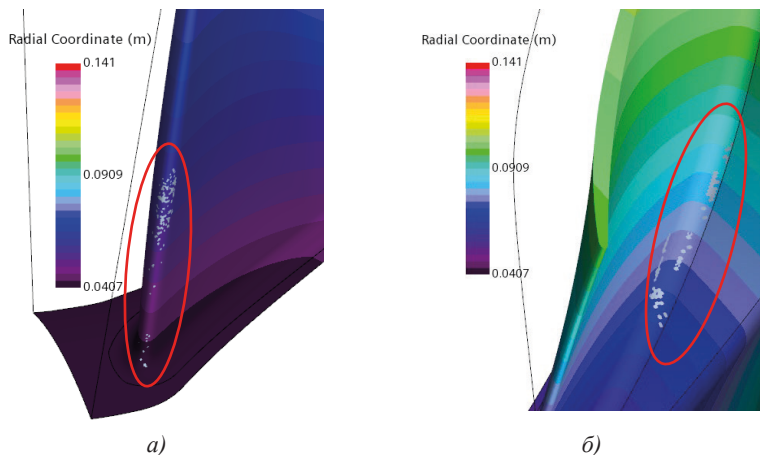
**Рисунок 5.** Интенсивность выпадения массы на рабочее колесо первой ступени: *а)* сторона давления основной лопатки; *б)* сторона давления сплиттерной лопатки; *в)* стороны разрежения



**Рисунок 6.** Интенсивность выпадения массы на рабочее колесо второй ступени: *а)* сторона давления основной лопатки; *б)* сторона давления сплиттерной лопатки; *в)* стороны разрежения

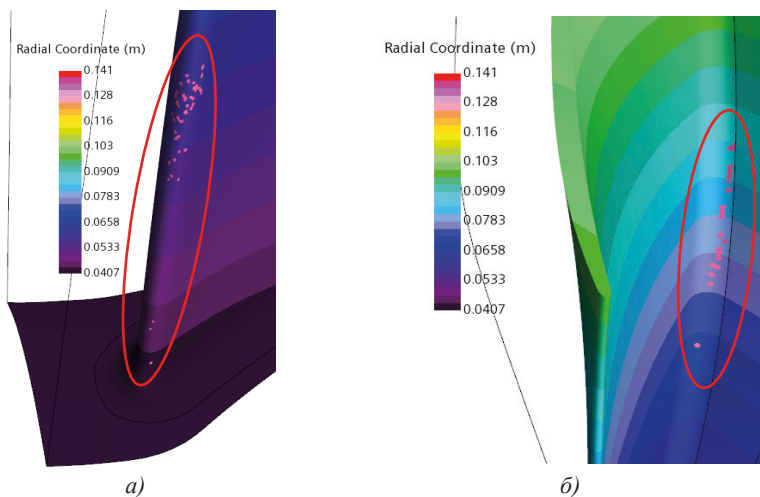
На рисунках, приведенных далее, указаны точные локализации областей с наибольшей интенсивностью попаданий частичек пыли для рабочего колеса первой ступени. На рис. 7 показаны области площадью  $16,9 \text{ мм}^2$ , на которые выпадает

12.5 кг/м<sup>2</sup>с или 24 970 частичек в секунду, они располагаются на входной кромке и галтели сплиттерной лопатки.



**Рисунок 7.** Область выпадения 12.5 кг/м<sup>2</sup>с:  
а) входная кромка; б) галтель

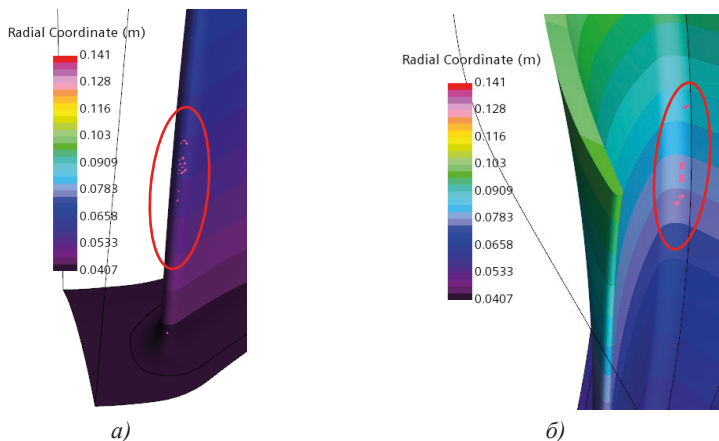
На рис. 8 показана область выпадения 17.5 кг/м<sup>2</sup>с, она составляет 5.6 мм<sup>2</sup>, в пересчете на частицы интенсивность попаданий — 11 734 попадания в секунду. Они так же сосредоточены на передней кромке и галтели сплиттерной лопатки.



**Рисунок 8.** Область выпадения 17.5 кг/м<sup>2</sup>с:  
а) входная кромка; б) галтель

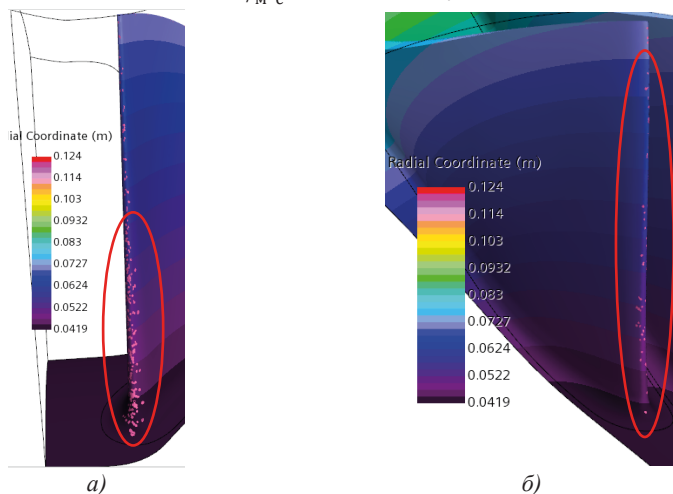


Точки, где концентрируется максимальная выпадающая масса на квадратный метр в секунду  $26 \text{ кг}/\text{м}^2\text{с}$  изображены на рис. 9. Такой показатель соответствует выпадению 5355 частичек пыли в секунду на  $1.9 \text{ мм}^2$ .



**Рисунок 9.** Область выпадения  $26 \text{ кг}/\text{м}^2\text{с}$ :  
 а) входная кромка; б) галтель

Для рабочего колеса второй ступени максимальная интенсивность выпадения сконцентрирована на передних кромках лопаток. На рис. 10 показана локализация выпадения интенсивностью  $10 \text{ кг}/\text{м}^2\text{с}$ , что соответствует 1240 частичек на  $10 \text{ мм}^2$ .



**Рисунок 10.** Область выпадения  $10 \text{ кг}/\text{м}^2\text{с}$ :  
 а) входная кромка основной лопатки; б) входная кромка сплиттерной лопатки

## Заклучение

В работе получены картины течения пылевоздушной смеси в двухступенчатом ЦБК двигателя ВК-1600В на взлетном режиме. Полученные результаты позволяют выделить несколько наиболее опасных с точки зрения эрозионного воздействия зон: входные кромки основных лопаток рабочих колес, в первую очередь рабочего колеса первой ступени, т.к. из-за инерционных сил, действующих на частицы во входном устройстве, основная масса пыли оттесняется к нижней части кромки, оказывая максимальное воздействие. Для наиболее нагруженных мест произведено точечное исследование для выявления мест наиболее интенсивного соударения. Отдельное внимание стоит уделить зонам отрыва, где дисперсная фаза начинает работать как абразив и при длительном воздействии опасность может представлять даже мельчайшая пыль.

## Литература

1. *Кравченко С. В.* 15 лет сотрудничества России с компанией Boeing в сфере вычислительной гидродинамики и математического моделирования турбулентных течений / С. В. Кравченко, М. Х. Стрелец, Р. R. Spalart // Современные научные проблемы и технологии в гражданской авиации: сборник научных статей, посвященный 20-летию открытия в Москве научно-технического центра компании Boeing. Москва, 2013. С. 56–64.
2. *Тарасов А. Л.* Управление отрывно-вихревой структурой обтекания маневренного самолета на больших углах атаки для улучшения его аэродинамических характеристик, Воронеж, 2016. 108 с.
3. *Ishii M., Mishima K.* Two-fluid model and hydrodynamic constitutive relations // Nuclear Engineering Design. 1984. Vol. 82. P. 107–126.
4. *Ahlert K.* Effects of particle impingement angle and surface wetting on solid particle erosion of AISI 1018 steel // MS Thesis, Tulsa, 1994.
5. Руководство по испытаниям авиационной техники. Ч. 2. Испытания силовых установок летательных аппаратов. Вып. 3. Комплекс методик специальных стендовых испытаний ГТД. Войсковая часть 15650. Летно-исследовательский институт, 1975. 320 с.

**В. В. Подриз, А. В. Суров**

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
a.v.surov@klimov.ru

## **АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТРДД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НАКОПЛЕННЫХ РАСЧЕТНЫХ ДАННЫХ**

*Аннотация.* В настоящей статье представлен способ автоматизации процесса определения параметров перспективных ТРДД с использованием комплекса расчетных данных, приведено описание концепции программы, описана возможность сокращения времени вариантных расчетов двухконтурных турбореактивных двигателей.

*Ключевые слова:* двухконтурный турбореактивный двигатель, основные параметры, качественные характеристики, газодинамические параметры.

Развитие авиации в целом, и стремление создать летательные аппараты нового поколения (скоростные, маневренные, экономичные и экологичные) в частности, неуклонно побуждает отрасль двигателестроения к модернизации существующих и созданию новых перспективных силовых установок. Применительно к боевой авиации, обеспечивающей безопасность территории, сформулированная проблема является стратегически важной.

В свете актуальных работ по созданию перспективных летательных аппаратов: самолетов вертикального взлета и посадки, вертолетов с реактивной тягой, задача проектирования силовых установок таких летательных аппаратов становится актуальной.

Создание новых или разработка модификаций уже существующих двигателей обычно начинается с выбора основных параметров и определения размеров проточной части, получаемых в результате термодинамического расчета, для выполнения которого необходимо задать более сорока различных параметров, включая пять основных, характеризующих совершенство и размерность двигателя (к ним относятся: тяга, расход воздуха, температура газа перед турбиной, степень повышения давления вентилятора и суммарная степень повышения давления вентилятора и компрессора), а также КПД узлов, гидравлические потери по тракту двигателя, величины отборов и возвратов воздуха на охлаждение турбин, коэффициенты, учитывающие неравномерность полей давлений и температур за вентилятором, величины отборов мощности на агрегаты управления и другие. При таком большом количестве влияющих факторов трудно выделить и представить в удобной форме основные зависимости между

газодинамическими параметрами, выходными данными двигателя и геометрическими характеристиками его узлов.

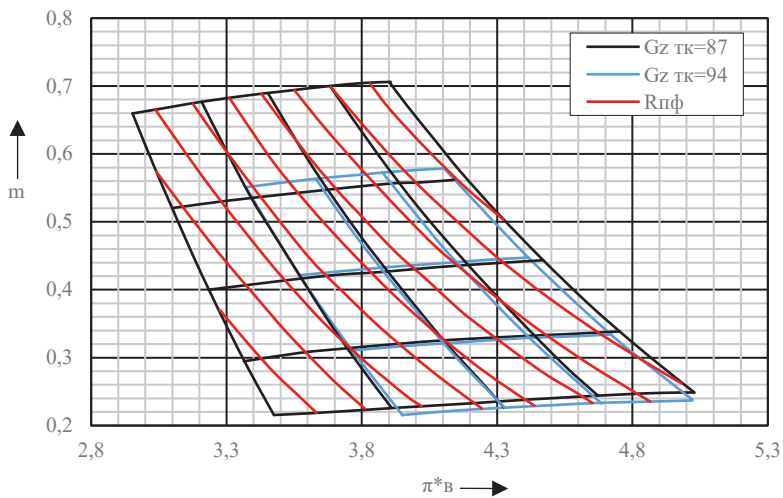
В начале 2000-х годов в стенах ФГУП «Завод имени В. Я. Климова» был разработан ряд методов упрощенного проектирования (авторы: О. В. Карасев, В. В. Старовойтенков, К. Е. Сокирский, В. В. Антонов, В. Г. Герасимов). Согласно этим методам, на первом этапе производится увязка параметров на существующем двигателе, являющемся «базовым» для разрабатываемого. Предлагаемые методы увязки двигателя основаны на использовании имеющихся зависимостей между основными параметрами базового двигателя. Такие зависимости удобно представлять в виде номограмм, что существенно облегчает решение задачи путем интерполяции и экстраполяции необходимых параметров двигателя.

Следует учитывать, что номограммы являются не просто иллюстративным материалом, они содержат в себе важные качественные характеристики, способные повлиять на методологию проектирования перспективных двухконтурных турбореактивных двигателей на основе имеющихся образцов, а их использование позволяет:

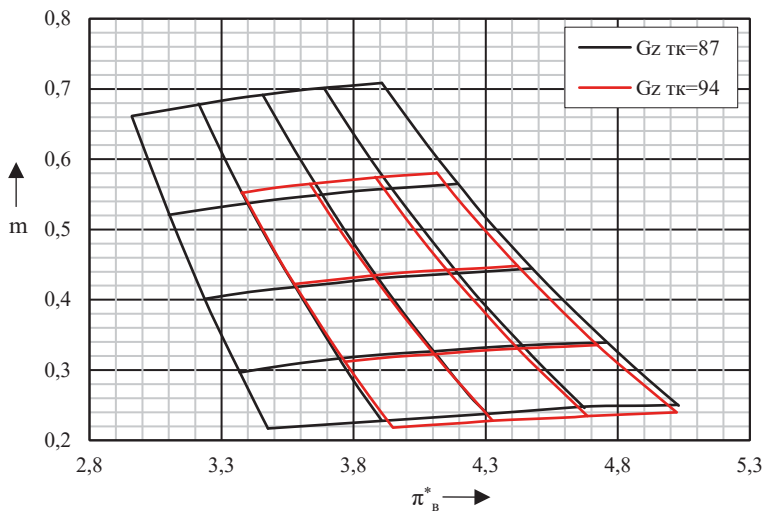
- в наглядной форме получить общее представление о взаимосвязи газодинамических параметров и их влиянии на выходные параметры и геометрию проточной части двигателя;
- проследить главное направление перспективного развития ТРДД для самолетов воздушного боя;
- получить возможности для совместного проектирования самолета и силовой установки (при представлении номограмм в аналитическом виде с привлечением весовых характеристик узлов двигателя);
- произвести оценку недостающих параметров и определить геометрию проточной части зарубежных двигателей при ограниченных сведениях о них, публикуемых в печати;
- оценить выходные параметры нового двигателя и геометрию его проточной части в режиме реального времени.

Из полученных расчетным путем номограмм хорошо видна тенденция изменения основных параметров при создании перспективных двигателей нового поколения (рис. 1–4).

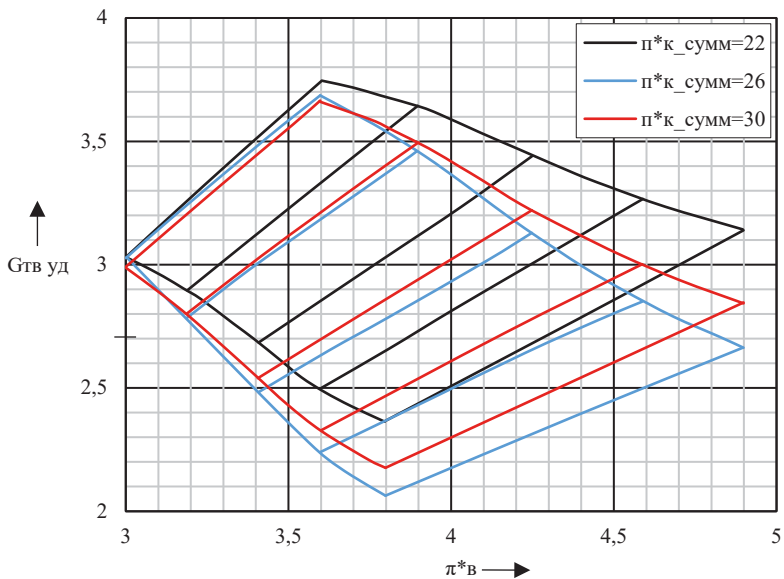
Графическое представление свидетельствует, что определение параметров по номограммам требует от специалиста терпения, усидчивости, точности и смекалки ввиду изменения кривизны зависимостей одних параметров с изменением других. Автоматизация процесса обработки номограмм способствует минимизации ошибок и сокращению трудозатрат при выполнении поисковых расчетов. С этой целью в настоящей работе предлагается усовершенствованная методика увязки двигателя, основанная на использовании имеющихся зависимостей между основными параметрами, включающая в себя номограммы и графики, иллюстрирующие связь между параметрами, и программное обеспечение, рассчитанное на использование широким кругом специалистов различного профиля, участвующих в разработке двигателей.



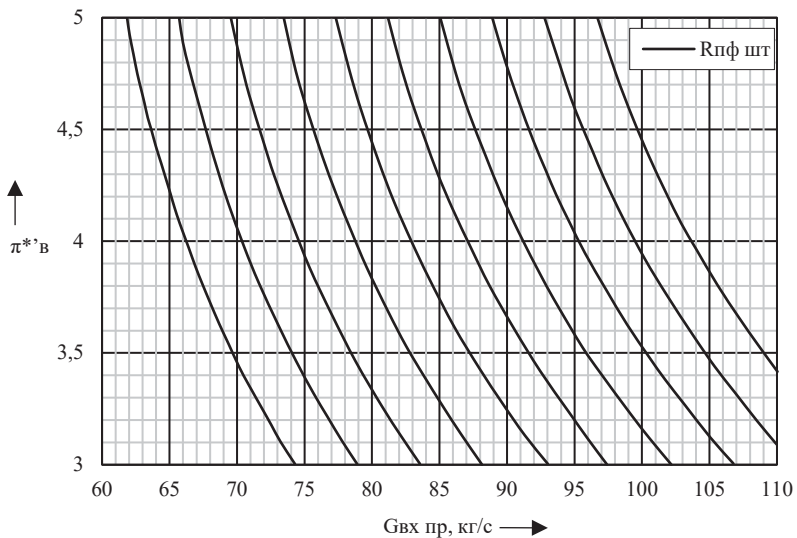
**Рисунок 1.** Параметры модификаций двигателя РД-33 с охлаждением РК и серийным компрессором ( $n_k = 1$ )



**Рисунок 2.** Параметры модификаций двигателя РД-33 с охлаждением РК



**Рисунок 3.** Удельный приведенный расход газа через турбину вентилятора



**Рисунок 4.** График для определения тяги на взлетном форсажном режиме

Разрабатываемое программное обеспечение может быть успешно использовано для оценки возможности получения нового двигателя с заданными параметрами на основе имеющихся образцов.

После ввода исходных данных — основных величин, определяющих габариты и характеристики ТРДД, следует их математическая обработка:

- поиск необходимой (заданной) зависимости в данных;
- осуществление интерполяции и экстраполяции необходимых параметров двигателя.

Описанное программное обеспечение позволит облегчить и ускорить процесс выбора параметров при создании новых двухконтурных турбореактивных двигателей со смещением потоков.

Разработка описываемого программного обеспечения, начавшаяся в КБ Расчетов в инициативном порядке, ведется в настоящее время в соответствии с Планом НИОКР. По завершении разработки, отладки и тестирования данное программное обеспечение будет внедрено в деятельность КБ Расчетов и может быть внедрено в деятельность Дирекции программы РД-33.

## **РАЗДЕЛ 2**

# **ПРОЦЕССЫ ГОРЕНИЯ И ТЕПЛОБМЕНА**





**С. В. Коцюбинский**

АО «ОДК-Климов», ИЦ КБ-7, Москва  
krylova\_s@avia500.ru

## **ПРОБЛЕМЫ ЗАПУСКА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ТУРБОСТАРТЕРА ВК-100-1МК**

**Аннотация.** В статье рассмотрены вопросы организации горения в Г-образной камере сгорания с подводом топлива через вращающийся распыливающий диск. Проанализирована физика процесса запуска Г-образной камеры сгорания и показаны причины низкой эффективности камеры сгорания на этапах запуска турбостартера. Представленные в статье материалы позволяют доработать конструкцию камеры сгорания для снижения времени запуска и увеличения высотности запуска при небольших изменениях конструкции.

**Ключевые слова:** Г-образная камера сгорания, запуск турбостартера, организация горения.

### **Вводная часть**

Процессы распыла, испарения и смесеобразования в камерах сгорания газотурбинных двигателей существенно влияют на параметры запуска, организацию горения, надежность и экономичность работы камер сгорания, термический режим отдельных элементов «горячего тракта» двигателей. Косвенно от скорости и эффективности испарения топлива зависят и массогабаритные характеристики двигателя: чем меньше потребная длина зоны смесеобразования, тем меньше длина узла камеры сгорания. Упрощение и уменьшение габаритных размеров деталей форсунок также приводит к снижению массы узла камеры сгорания и стоимости его изготовления.

В некоторых двигателях малой размерности применяются вращающиеся форсунки (распыливающие диски). В частности, вращающиеся форсунки применены на турбостартерах ГТДЭ-117 и ВК-100-1МК. Преимуществами вращающихся форсунок являются их относительная простота и дешевизна, значительное уменьшение габаритов узла камеры сгорания из-за Г-образной формы. Недостатками являются неудовлетворительные характеристики при высотном запуске (при частоте вращения вала менее 6000 об/мин), а ухудшение распыливания и смесеобразования приводит к выбросу пламени из двигателя [1]. Для увеличения высотности и улучшения запуска к свечам турбостартера и двигателя дополнительно подается кислород [2].

При испытаниях на стенде на высотах более 4 км и при температурах окружающего воздуха ниже минус 40 °С запуск в заданное время не происходил.

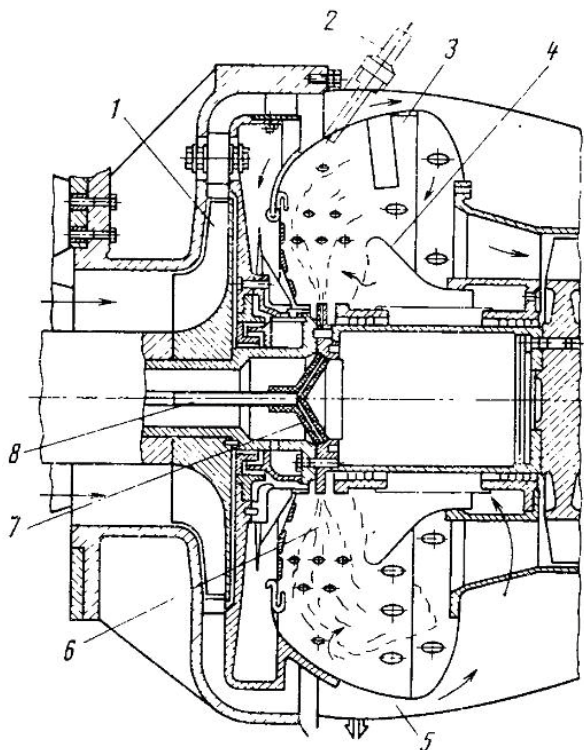
В статье проанализирована физика процесса запуска Г-образной камеры и показаны причины низкой эффективности камеры сгорания на этапах запуска турбостартера.

Предлагается модернизация турбостартеров типа ГТДЭ-117 и ВК-100-1МК с применением дополнительного воздуха (кислорода), улучшающая запуск, выравнивающая температурное поле перед турбиной, исключая выбросы пламени и прогары сопловых и рабочих лопаток, существенно увеличивающая высотность турбостартеров.

## 1. Основная часть

### 1.1. Конструктивные особенности Г-образных кольцевых камер сгорания

Известна оригинальная конструкция кольцевой камеры сгорания судового ГТД мощностью 200 кВт (рис. 1). Из центробежного компрессора 1 воздух с давлением 0,37 МПа поступает в полость 5, ограниченную кольцевым кожухом, и затем через

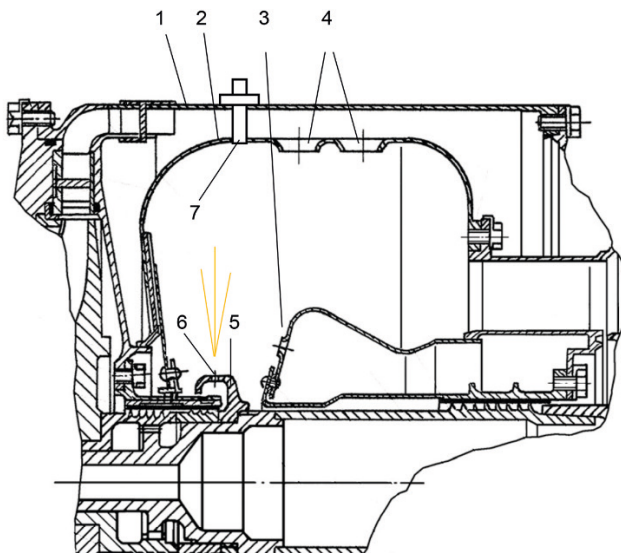


**Рисунок 1.** Кольцевая камера сгорания судового ГТД:

1 — центробежный компрессор; 2 — электрическая свеча; 3 — внешняя обечайка жаровой трубы; 4 — внутренняя обечайка жаровой трубы; 5 — полость подачи воздуха к сопловым лопаткам турбины; 6 — веер распыленного топлива; 7 — распыливающие отверстия; 8 — трубопровод подвода топлива

ряды отверстий и щелей проходит внутрь тороидальной внешней обечайки жаровой трубы 3. Часть воздуха из полости 5 через полые сопловые лопатки первой ступени турбины попадает в объем между корпусом ротора и внутренней обечайкой жаровой трубы 4. Для пуска используется электрическая свеча 2, поджигающая кольцевой веер топлива 6, подаваемого по трубе 8 и распыливаемого через отверстия 7 ротора, вращающегося с частотой до 35 тыс. об/мин. Топливо (газойль) подается при небольшом давлении за насосом и дозируется специальным клапаном. Время запуска ГТД не превышает 20 с [3]. Для увеличения высотности и улучшения запуска к свече подается кислород.

Аналогично устроены кольцевые камеры сгорания турбостартеров типа ГТДЭ-117 и ВК-100-1МК (рис. 2). Конструкция Г-образной кольцевой камеры сгорания с радиальным подводом топлива включает корпус 1, жаровую трубу 2 с рядами отверстий для подвода воздуха в зону горения 3, за струями которого образуется вихревая зона горения (так называемый аэродинамический стабилизатор пламени), и рядами больших отверстий 4 в зоне смешения для организации температурного поля газа перед турбиной, распыливающий вращающийся диск 5 на валу ротора для подачи топлива через отверстия 6, электрическую свечу зажигания 7 на корпусе камеры сгорания 1. По корпусу свечи в зону зажигания подается кислород во время запуска.



**Рисунок 2.** Кольцевая камера сгорания турбостартера:

1 — корпус камеры сгорания; 2 — жаровая труба; 3 — отверстия для подвода воздуха в зону горения и создания зоны стабилизации горения; 4 — большие отверстия для организации поля температур перед турбиной; 5 — вращающийся диск; 6 — отверстия для распыливания топлива; 7 — свеча зажигания

## 1.2. Анализ процесса запуска камеры сгорания турбостартера

Проведенные испытания на высотном климатическом стенде выявили существенные недостатки в организации горения топлива при запуске турбостартера на высоте.

При запуске на высоте  $H \geq 4$  км при температуре воздуха ниже минус  $40^\circ\text{C}$  запуск турбостартера в заданное время не происходил.

Проанализируем этапы запуска турбостартера и представим движение воздуха, топлива и кислорода в Г-образной камере сгорания.

На **первом этапе** запуска раскрученный электростартером ротор компрессора создает на входе в жаровую трубу рядом с вращающейся форсункой радиальное ламинарное течение воздуха (голубые линии) как в зоне горения на вертикальном участке жаровой трубы, так и балластного воздуха в зоне смешения через большие отверстия на горизонтальном участке. На стенде после воспламенения топливоздушнoй смеси и регистрации небольшой температуры на выходе из турбины камера долго не могла раскрутить турбину с компрессором (рис. 3).

Кислород от свечей зажигания (синие линии) с топливом (желтые пунктирные линии) создавал благоприятную зону периодического (из-за циклической работы свечей) горения красного цвета на узком шлейфе от свечей зажигания по поверхности контакта топлива с кислородом, где создается близкая к стехиометрическому соотношению ТВС, а далее (с переходом в розовый шлейф при охлаждении с не вступившим в горение кислородом и балластным воздухом смешения) горящая ТВС проходила в сопловой аппарат турбины. Малым расходом газа (сечение А-А) по всему поперечному сечению камеры сгорания высокой температуры создать нельзя, поскольку скорость распространения фронта пламени в поперечном направлении меньше скорости движения ТВС. Это может вызвать лишь местный перегрев лопаток соплового аппарата турбины.

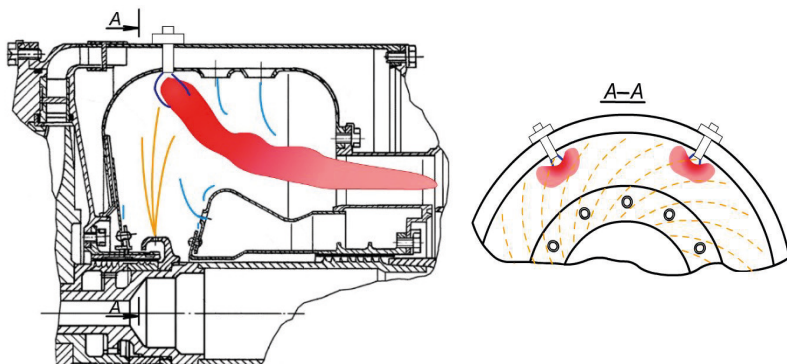
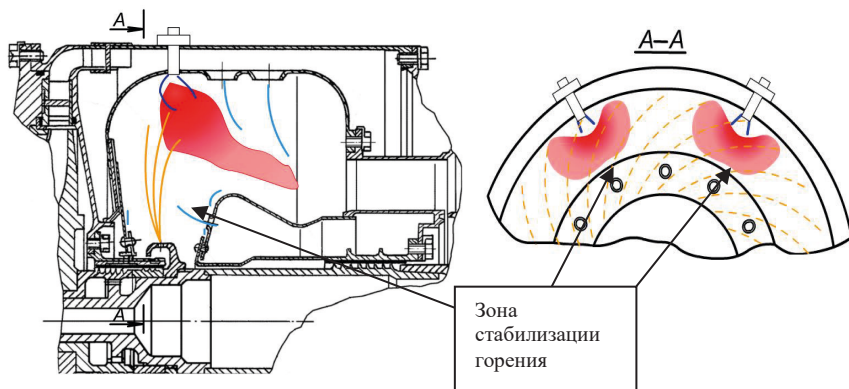


Рисунок 3. Зоны горения у свечей в камере сгорания при воспламенении ТВС

Остальной воздух, имея пониженное содержание кислорода, по заданному закону регулирования автомата запуска для поддержания температуры продуктов горения, учитывался топливной автоматикой и приводил к ограничению расхода топлива до «потребного расхода высотного запуска». После смешения с балластным воздухом, подмешивающимся через большие отверстия горизонтального участка, ТВС резко обеднялась, теряя способность воспламеняться. В некоторых случаях местное плохое смешение топлива приводило к воспламенению за турбиной и выбросам пламени. Обороты турбокомпрессора при таком малом местном объеме продуктов сгорания долго не возрастали.

Небольшой расход горячего газа свободно проходил через СА турбины, все-таки создавая некоторую часть работы для увеличения частоты вращения компрессора, в результате чего **на втором этапе запуска** обороты медленно и плавно возрастали. За счет поступления возрастающего расхода воздуха и топлива, повышения турбулентности и улучшения качества смешения горение и зона догорания (розового цвета) укорачивалась и расширялась (сечение А-А) (рис. 4). Фронт горения (зона красного цвета у двух свечей зажигания) опускался ниже, навстречу распыленному топливу и воздуху, идущему по зазору между валом и основанием жаровой трубы в зону горения.



**Рисунок 4.** Зоны горения в камере сгорания на втором этапе раскрутки

**На третьем этапе** дальнейшее увеличение частоты вращения вызывало рост давления и расхода воздуха в основании жаровой трубы, повышение турбулентности, что помогало фронту пламени у двух зон горения (за счет улучшения распыливания топлива) опуститься к «аэродинамическим стабилизаторам горения» за поперечными струями основного воздуха из отверстий и там зафиксировать вихрь устойчивого горения (рис. 5). По отношению к расходу основного воздуха доля кислорода многократно снижалась, и он переставал участвовать в горении, поскольку продукты сгорания до струй кислорода уже «не долетали» и не могли увеличить температуру газа.

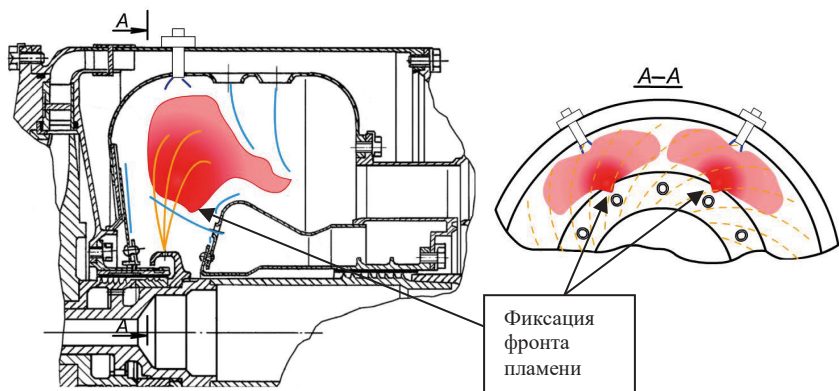


Рисунок 5. Зоны горения в камере сгорания на третьем этапе раскрутки

На четвертом этапе от двух зон устойчивого горения пламя перебрасывается поперек жаровой трубы в окружном направлении на остальные зоны стабилизации, располагающиеся за отверстиями в основании жаровой трубы. Теперь в горении участвует все топливо, распыленное вращающимся диском. Горячий газ с расчетными параметрами для эффективного запуска создает полное сгорание ТВС (рис. 6). По программе запуска выключаются свечи зажигания и прекращается подача кислорода. За счет резкого увеличения количества горячего газа происходит интенсивная раскрутка турбокомпрессора по заданной программе дозирования топлива в зависимости от расхода, давления и температуры воздуха и стартер выходит на заданную частоту вращения.

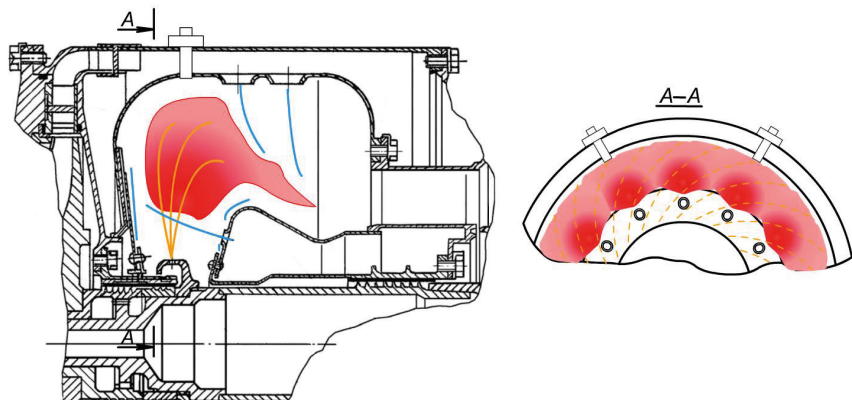


Рисунок 6. Зоны горения в камере сгорания на четвертом этапе раскрутки

При высотном запуске турбостартера из-за малой плотности воздуха значительно увеличиваются первые три этапа запуска. При испытаниях на высотном климатическом стенде при низких отрицательных температурах ( $T_n \leq -40$  °С) и разреженном воздухе ( $H \geq 4$  км) пришлось увеличить время запуска и давление кислорода поднять с 9 до 14,5 кгс/см<sup>2</sup>, при этом доля кислорода выросла и вклад его в разгон ротора увеличился, хотя и осталась только в двух секторах у свечей. Но запуск на предельных высоте и низкой температуре опять не был успешным.

## 2. Модернизация турбостартера

Задачей и результатом технического предложения является снижение времени и повышение высотности запуска турбостартера за счет создания качественного смешения топлива с дополнительным воздухом (или кислородом) в зонах стабилизации горения и гарантированного воспламенения топливовоздушной смеси в этих зонах при запуске турбостартера.

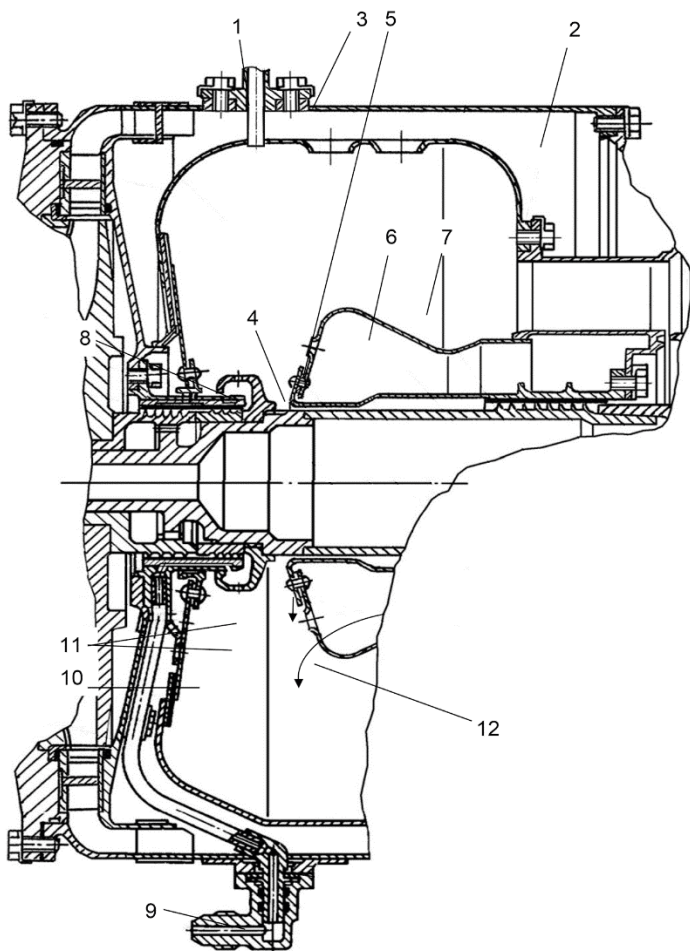
Поставленная задача решается тем, что в основании жаровой трубы устанавливается кольцевой коллектор, соединенный через трубопровод со штуцером подачи дополнительного воздуха к распыливающему диску, что создает на отверстиях диска перепад давления, улучшающий качество распыливания топливовоздушной смеси при заданном соотношении компонентов. Воспламенение ТВС в зонах стабилизации пламени обеспечивается лазерным устройством, устанавливаемым вместо свечей зажигания, фокусирующим зону воспламенения на зоне стабилизации пламени за поперечными струями основного воздуха в основании внутренней обечайки жаровой трубы.

Сущность предложения поясняется фрагментом чертежа камеры сгорания турбостартера (рис. 7), где: 1 — корпус камеры сгорания; 2 — наружная обечайка жаровой трубы; 3 — лазер; 4 — коллектор подвода топлива; 5 — распыливающий диск на валу; 6 — отверстия для стабилизации пламени за струями основного воздуха; 7 — внутренняя обечайка жаровой трубы; 8 — кольцевой коллектор для подвода дополнительного воздуха (или кислорода); 9 — штуцер подвода дополнительного воздуха (или кислорода); 10 — трубопровод; 11 — отверстия для подвода основного воздуха к основанию жаровой трубы; 12 — зона стабилизации пламени.

Камера сгорания включает в себя корпус 1, наружную обечайку 2 жаровой трубы, лазер 3, коллектор подвода топлива 4 к распыливающему диску 5 на валу ротора, отверстия 6 на внутренней обечайке 7 жаровой трубы — для стабилизации фронта пламени на струях основного воздуха, кольцевой коллектор 8 — для подвода дополнительного воздуха (или кислорода) при запуске.

В кольцевой коллектор 8 дополнительный воздух (или кислород) поступает через штуцер 9 и трубопровод 10, аналогичные подводу топлива. В наружной обечайке 2 жаровой трубы выполнены отверстия 11 подвода основного воздуха к распыливающему диску 5. За струями воздуха из отверстий 6 образуется зона 12 аэродинамической стабилизации фронта пламени.





**Рисунок 7.** Модернизированная камера сгорания турбостартера

При запуске двигателя в корпусе камеры сгорания 1 в основании жаровой трубы между обечайками 2 и 7 через отверстия 6 и 11 подается расход основного воздуха из компрессора и начинается подача дополнительного воздуха (или кислорода) в кольцевой коллектор 8 через штуцер 9 и трубопровод 10, для смешения с топливом, которое через коллектор 4 подается внутрь распыливающего диска 5. Через отверстия во вращающемся распыливающем диске 5 топливо радиально разбрасывается центробежными силами и перепадом давления от подачи дополнительного воздуха (или кислорода) и смешивается с основным воздухом. С помощью лазера 3, установленного на корпусе камеры сгорания 1 и направленного через отверстие в наружной

обечайке жаровой трубы 2, производится воспламенение топливовоздушной смеси в зонах аэродинамической стабилизации пламени 12, образованных за струями основного воздуха, поступающего через отверстия 6 в нижней обечайке 7 жаровой трубы.

Таким образом, дополнительный воздух (или кислород) позволяет при запуске турбостартера создать качественную мелкодисперсную топливовоздушную смесь в зонах стабилизации фронта пламени, дополнительно увеличивая давление в жаровой трубе, а лазер обеспечивает дистанционное зажигание топливовоздушной смеси непосредственно в зонах стабилизации пламени. Подготовленная ТВС при нулевом расстоянии зоны стабилизации от фокуса воспламенения лазера обеспечивает гарантированное воспламенение, устойчивую работу камеры сгорания на запуске, снизит время запуска и увеличит высотность турбостартера.

### 3. Заключение

В статье проанализирована физика процесса запуска Г-образной камеры и показаны причины низкой эффективности камеры сгорания на этапах запуска.

Представленные в статье материалы позволяют доработать конструкцию камеры сгорания турбостартера для снижения времени запуска и увеличения высотности турбостартера при небольших изменениях конструкции.

### Литература

1. *Каровецкий А. А., Побелянский А. В.* Создание стенда для экспериментального исследования работы камер сгорания с испарительными форсунками // Климовские чтения — 2021: перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей научно-технической конференции. СПб.: Скифия-принт, 2021. 244 с.
2. *Иноземцев А. А.* Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: учеб. / А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин, В. Л. Сандрацкий. М.: Машиностроение, 2008.
3. *Пчелкин Ю. М.* Камеры сгорания газотурбинных двигателей: учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «турбиностроение». 3-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1984. 280 с., ил.

*Л. Ю. Гомзи́ков<sup>1</sup>, А. А. Рябов<sup>1</sup>, А. Ю. Кудрявцев<sup>1</sup>,  
К. В. Шулепов<sup>1</sup>, А. В. Стародумов<sup>2</sup>, С. А. Федоров<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> — ООО «Саровский инженерный центр», Нижегородская обл.,  
п. Сатис, Технопарк «Саров»

<sup>2</sup> — ОДК УМПО ОКБ им. А. Льюльки, Москва  
lgomzikov@saec.ru

## **ПРЯМОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПЫЛА ТОПЛИВА ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ДВУХКАСКАДНОЙ ФОРСУНКОЙ**

*Аннотация.* Представлены результаты численных исследований распыла топлива центробежной двухкаскадной форсункой разработки АО «ОДК УМПО ОКБ им. А. Льюльки» с использованием методов объемной доли жидкости и адаптивного дробления сетки на границе раздела фаз. Компьютерное моделирование проведено для атмосферных условий в приближении отсутствия испарения. Работа выполнена в двух приближениях — для трехмерной модели всей форсунки и для сектора в 5°. В ходе исследования сформулированы условия достаточности глубины адаптации сеточной модели и условия получения установившейся популяции частиц на заданном удалении от кромки сопла форсунки. Определено распределение частиц по размерам. На основе полученных данных настроена модель первичной атомизации для использования в расчетах полноразмерной камеры сгорания в лагранжевой постановке.

### **Введение**

Одним из условий качественного моделирования горения воздушно-топливной смеси в условиях интенсивного турбулентного перемешивания в камере сгорания авиационного двигателя является правильное описание пространственного распределения частиц распыляемого топлива. Экспериментальное исследование распыла частиц в основном плотном потоке является серьезной проблемой, обусловленной необходимостью использования лазерного ножа высокой мощности [1], что в присутствии паров керосина опасно. Прямое численное моделирование распыла топлива форсункой затруднено требованием значительных вычислительных ресурсов. Большая часть исследований сосредоточена в основном на получении таких характеристик, как угол распыла и толщина жидкой пленки [2–4].

Численные исследования по определению размеров частиц, формируемых форсункой, в основном проводятся для низких чисел Рейнольдса [5] либо для двумерных случаев с их последующим обобщением на трехмерные [6]. Экспериментальные исследования проведены преимущественно для низкотемпературных режимов [7]. Вторым важным направлением исследований является изучение процессов неустойчивости Кельвина — Гельмгольца [8–10] и Релея — Тейлора [11–13] с получением эмпи-

рических зависимостей, связывающих размеры волн, лигаментов и частиц с параметрами потока.

Особый интерес представляют работы, обобщающие различные способы моделирования и эмпирические зависимости. Это позволяет решать полноразмерные задачи [14] совместным использованием прямого моделирования границы раздела фаз (VoF — модель объемной доли жидкости — Volume of Fluid) для первичного распада пленки, метода взвешенных моментов для зоны плотного потока частиц и лигаментов и лагранжева подхода для зоны вторичной атомизации независимых частиц или их кластеров в потоке.

Современные компьютерные технологии и вычислительные мощности уже позволяют получать хорошее соответствие расчетных размеров частиц с экспериментальными данными с использованием прямого VoF-моделирования [15, 16]. При этом использование адаптивных сеточных моделей позволяет добиться заметного снижения вычислительных затрат. Поэтому настоящая работа продолжает развитие этого подхода к численному моделированию.

Целью настоящей работы было исследование распыла топлива в атмосферных условиях для двухкаскадной центробежной форсунки с использованием пакета STAR-CCM+ и таких его возможностей для нестационарного VoF моделирования, как автоматическая оценка размеров и скорости изолированных сгустков жидкости и дробление сетки к границе раздела фаз. Основными задачами являлись разработка методов анализа популяции частиц и демонстрация возможности настройки на основе полученного распределения частиц по размерам эмпирической зависимости, пригодной к использованию в упрощенной лагранжевой постановке.

### Конфигурация модели и граничные условия

Конфигурация расчетной области (рис. 1) — двухкаскадная форсунка находится вверху цилиндрической области с диаметром 60 см и высотой 50 см.

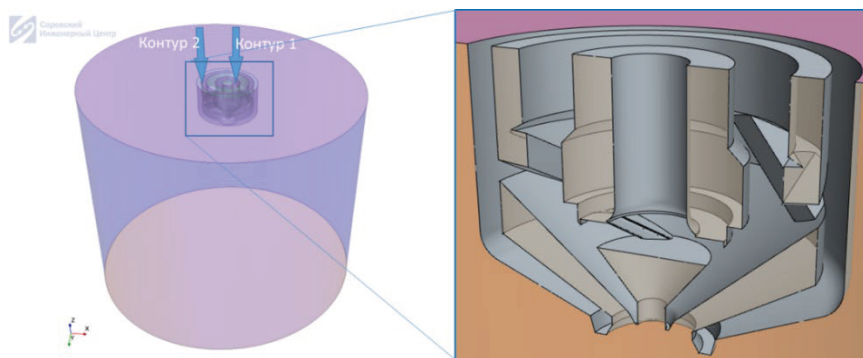


Рисунок 1. Геометрия расчетной области

Все стенки цилиндра — открытые граничные условия с давлением  $P = 1$  атм, через которые может входить и выходить воздух. На входах в форсунку подается топливо с перепадами давлений соответственно  $\Delta P_{T1} = 30$  кг/см<sup>2</sup>,  $\Delta P_{T2} = 30$  кг/см<sup>2</sup> на первом и втором каскадах.

Физические свойства жидкой фазы соответствуют керосину ТС-1: плотность при 20 °С  $\rho = 780,0$  кг/м<sup>3</sup>; коэффициент динамической вязкости  $\mu = 0,00104$  Па с; коэффициент поверхностного натяжения 0,024 Н/м.

Воздух принят несжимаемым: плотность  $\rho = 1,18415$  кг/м<sup>3</sup>; коэффициент динамической вязкости  $\mu = 1,85508 \cdot 10^{-5}$  Па с.

### Математическая постановка

Для расчетов используется реализация VoF-модели в пакете STAR-CCM+ 2020.3. Граница раздела фаз отслеживается методом HRIC (High-Resolution Interface Capturing) [17].

Поскольку существенные скорости наблюдаются только в непосредственной близости от жидкой фазы, а размер капель предварительно ожидался на уровне 20–50 мкм, модель турбулентности не используется — размерность сетки в местах высоких скоростей ожидается достаточной для того, чтобы сеточная вязкость работала, как LES-фильтрация.

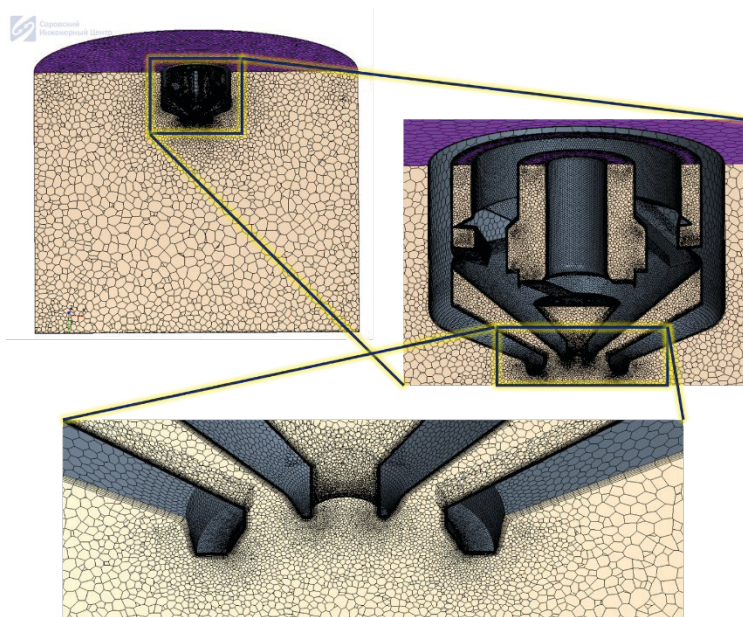


Рисунок 2. Фрагменты сеточной модели

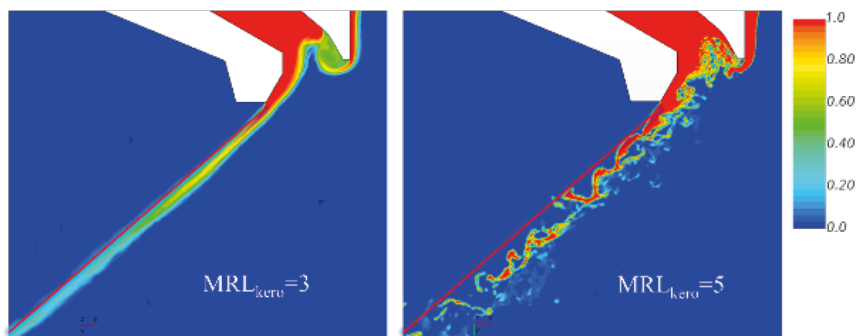
Для дискретизации по времени и пространству используется неявная схема второго порядка точности, выдерживается условие  $CFL = 1$  на границе раздела фаз. Переносные уравнения потока решаются независимо (segregated solver).

Для более точного отслеживания границы раздела фаз применяется модель автоматического дробления AMR (Adaptive Mesh Refinement). При этом стартовая сетка (рис. 2) из полигональных элементов с призматическими слоями на внутренних поверхностях форсунки имеет размерность 0,1 мм, вблизи кромок и на пленкообразующих поверхностях 0,015 мм, на внешней поверхности форсунки 0,3 мм, а в объеме от 1 до 3 мм на удалении от форсунки.

Общая размерность сеточной модели составила 4,2 млн элементов, но увеличится с учетом дробления сетки. Глубина дробления также ограничена как минимальным размером ячейки 20 мкм, так и количеством шагов — от 3 до 5 (небольшая глубина связана с режимом ростом размерности сеточной модели).

### Расчеты полноразмерной модели

Поскольку глубина дробления сетки не позволяет достичь предполагаемых размеров капель в основном объеме расчетной модели, целями расчетов полноразмерной постановки являются верифицирование модели по углу раскрытия конуса распыла и подготовка исходных данных для более детального исследования в секторной постановке.



**Рисунок 3.** Объемная доля керосина при разной глубине дробления и линия верхней границы разлета лигаментов

Угол раскрытия определялся двумя способами — по верхней границе разлета лигаментов — верхней границе оптического наблюдения (рис. 3) и по среднемассовому углу раскрытия:

$$\varphi = \frac{\int_V V_{kero} \cdot \varphi_1 dV}{\int_V V_{kero} dV}, \quad (1)$$

где  $V_{kero}$  — объемная доля керосина, а  $\varphi_l$  — локальный угол потока:

$$\varphi_l = 2 \arctg\left(\frac{V_{rad}}{V_{ax}}\right), \quad (2)$$

где  $V_{rad}$  и  $V_{ax}$  — радиальная и осевая составляющие скорости.

Видно, что при большей глубине дробления сетки плотность потока частиц (сгустков, капель, волн и лигаментов) очень высока и действительно может представлять проблему для проницаемости при оптическом измерении угла раскрытия (табл. 1).

Таблица 1

Сравнение углов раскрытия, градусы

Параметр	MRL <sub>kero</sub> = 3 98 млн эл.	MRL <sub>kero</sub> = 5 104 млн эл.	Experiment
Угол по скорости, град.	100,5	86,2	100
Угол по верхней границе, град.	100,1	100,1	

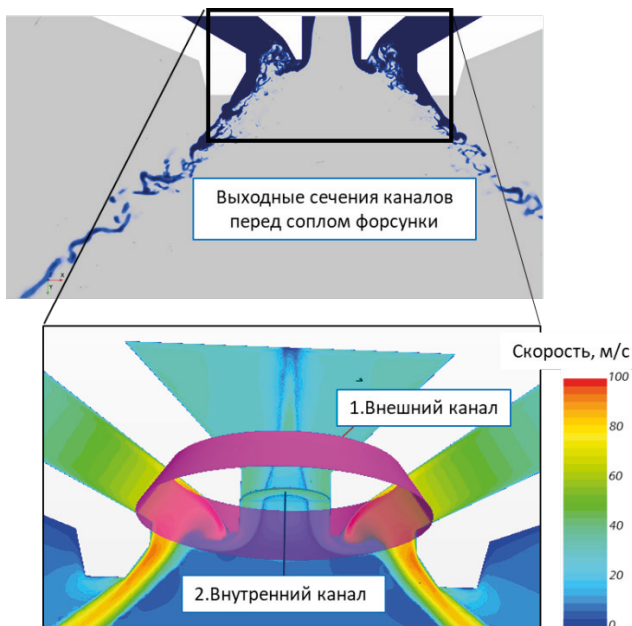


Рисунок 4. Поверхности сбора параметров потока

Для перехода к секторной постановке определяются две поверхности, в выходных каналах форсунки (рис. 4):

- во внешнем канале коническая поверхность выбрана таким образом, чтобы скорости потока в окружном направлении были равномерные, не было возвратного течения, и она вся погружена в жидкость;
- во внутреннем канале это поперечное сечение (диск), также с равномерным распределением скоростей в окружном направлении, но еще дополнительно с равномерной толщиной пленки.

На этих поверхностях определены радиальные распределения составляющих скорости  $V_{ax}$   $V_{rad}$   $V_{tan}$  с осреднением в окружном направлении для использования их в секторной постановке.

### Детальное моделирование сектора

Для детальных расчетов атомизации используется сектор исходной модели с раствором  $5^\circ$  (рис. 5), от которого поверхностями, приведенными на рисунке 4, отсечены внутренние каналы форсунки, за счет чего при сохранении размеров ячеек и достижении максимального размера 1 мм в объеме удалось снизить начальную размерность модели до 73 тыс. элементов. Внешние граничные условия — атмосферные, на поверхностях отсечения каналов задано распределение скорости с полноразмерной постановки.

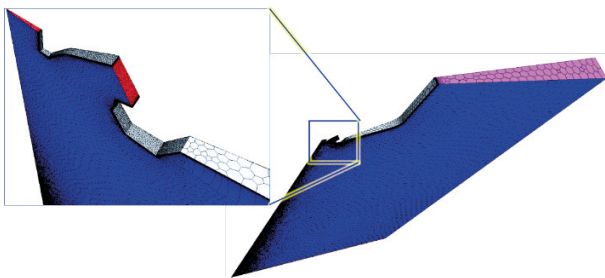


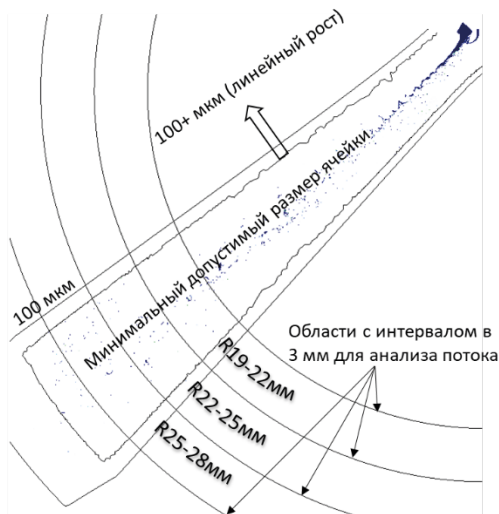
Рисунок 5. Сеточная модель сектора

Изначально задается высокая максимальная глубина дробления  $MRL_{kero} = 10$ . При уменьшении размера ячейки при каждом дроблении в 2 раза десятикратное дробление приводит к уменьшению размера элемента в 1024 раза, т. е. даже в области максимального размера элементов до размера меньше 1 мкм. Однако фактически такая глубина дробления нигде не достигается, поскольку ограничен еще и минимальный допустимый размер ячейки (на старте 80 мкм, что соответствует  $MRL_{kero} = 5$  на полноразмерной модели). Такая постановка позволяет гарантировать, что вдоль границы раздела фаз все элементы примерно одного размера, равного ограничителю дробления по размеру элемента.



При проведении расчетов ступенчато меняется минимальный допустимый размер ячейки и анализируется размерность модели и параметры облака частиц. С ростом количества детектируемых частиц при уменьшении минимального размера ячейки для удобства статистического и сравнительного анализа потребовалось разбить зону наблюдения на участки по 3 мм.

В результате адаптации большая часть сетки сосредотачивается вблизи жидкости и каждое уменьшение минимального размера ячейки в  $n$  раз приводит к росту размерности задачи  $\sim n^3$  раз. Численные эксперименты показали, что зону дробления необходимо ограничить окрестностью конуса распыла, иначе каждая отлетающая в сторону капля хотя и не сказывается на общей статистике, но стягивает на себя значительное количество ячеек сетки. Решение этой проблемы найдено на основе задания минимально допустимого размера ячейки полем — в области основного конуса распыла ограничитель равномерен и достигает минимального значения, а за пределами этой зоны минимальный размер быстро увеличивается (рис. 6).



**Рисунок 6.** Разбиение расчетного пространства на зоны

Поскольку основной объем сетки сконцентрирован именно в области конуса распыла, при снижении ограничителя по размеру ячейки в  $n$  раз размерность сетки увеличивается, обычно пропорционально  $\sim n^3$  раз. Но в ходе численного исследования при снижении минимально допустимого размера ячеек в 2 раза, с 5 мкм до 2,5 мкм, размерность сетки изменяется в 4,1 раза, что ближе к квадратичной зависимости. Это означает, что основную часть облака составляли капли 5–10 мкм, граница которых не отслеживается сеточной моделью, что и приводит к дроблению пропор-

ционально  $\sim n^3$  при ступенчатом уменьшении минимально допустимого размера ячейки до 5 мкм. При достижении размера 2,5 мкм граница этих капель определяется сеточной моделью и в больших сгустках разбиение происходит только вдоль границы раздела. Таким образом, смена кубической зависимости роста размерности модели на квадратичную зависимость является критерием достаточности глубины дробления сеточной модели.

При расчете сектора с использованием адаптивного дробления сетки при достижении ограничителя по размеру ячейки 2,5 мкм размерность дискретной области составляет 540–580  $10^6$  ячеек и позволяет описывать исследуемый процесс с приемлемой точностью и с высоким качеством разрешения по пространству. При решении в аналогичной постановке для полной модели с такой же глубиной дробления размерность сетки повышается до 25–30  $\cdot 10^9$  ячеек, а при условии обеспечения размера 2,5 мкм для всех ячеек возрастает до  $\sim 9 \cdot 10^{12}$ . Таким образом, «секторальная» постановка позволяет без потери качества моделирования значительно экономить вычислительные ресурсы.

### Статистический анализ результатов

Для определения положения, скорости и размера капли используется встроенный в STAR-CCM+ метод Blob Detection. Вначале выделяются изолированные объемы, состоящие из ячеек с объемной долей керосина, большей или равной заданному  $VoF_{drop}$ . Затем интегрированием по этому объему с весом  $VoF$  определяются скорости, центр тяжести и масса капли, на основе которой определяется эквивалентный диаметр. Недостатком этого метода является то, что масса капли оказывается зависимой от заданного значения  $VoF_{drop}$ . Если выбрать слишком большую величину, т. е. риск потерять часть массы капли. Если слишком маленькую, то множество близко летящих капель могут быть приняты за одну большую (рис. 7).



Рисунок 7. Сгустки жидкости в сечении конуса распыла на расстоянии 9–12 мм от форсунки

Для решения этой проблемы используется алгоритм фильтрации облака капель. На каждой сессии записи (раз в 50 шагов по времени) записывается два облака частиц с критериями  $VoF_{drop} = 0,01$  и  $VoF_{drop} = 0,99$ . Затем из облака  $VoF_{drop} = 0,01$  удаляются все капли, для которых в облаке  $VoF_{drop} = 0,99$  не нашлась капля на расстоянии меньше радиуса капли в  $VoF_{drop} = 0,99$ . В дальнейшем в статистику входят только капли из облака  $VoF_{drop} = 0,01$ , прошедшие фильтрацию.

Применение фильтрации приводит к тому, что до 2/3 капель в близких к форсунке регионах перестают входить в статистику, но в дальних от форсунки регионах это позволяет повысить точность определения размеров капель и снижает ошибку потери части объема из-за недостатков обработки.

После фильтрации в каждой зоне проводится группировка частиц по близким диаметрам:  $N_{i,j,n}$  — количество частиц в  $n$ -й зоне  $j$ -го диаметра в  $i$ -й записи. На основе этих данных выполняется осреднение по каждому 20 записям  $N_{i,j,n}^{20}$ .

На основании  $N_{i,j,n}^{20}$  строится функция распределения частиц от диаметра  $f_{i,n}(D)$ . То есть  $f_{i,n}(D)$  — это функция распределения частиц от диаметра  $D$  в  $n$ -й зоне с осреднением за 1000 шагов, предшествующих  $i$ -й записи (или за 20 сессий записи).

Перед началом обработки на каждом шаге записи в файл заносится около 45 тыс. частиц, из которых порядка 1/3 отсеивается фильтрацией. То есть только в секторе  $5^\circ$  форсунки в каждый момент находится  $\sim 30$  тыс. капель, а для построения  $N_{i,j,n}^{20}$  и  $f_{i,n}(D)$  используются данные о размерах 600 тыс. капель на каждый момент записи.

Вся область разбивается на 7 интервалов с шагом 3 мм:  $R_{7-10}$ ,  $R_{10-13}$ ,  $R_{13-16}$ ,  $R_{16-19}$ ,  $R_{19-22}$ ,  $R_{22-25}$ ,  $R_{25-28}$ .

Для оценки достижения статистически установившегося решения оценивается среднеквадратичное отклонение по каждому из регионов между двумя последовательными сессиями записи:

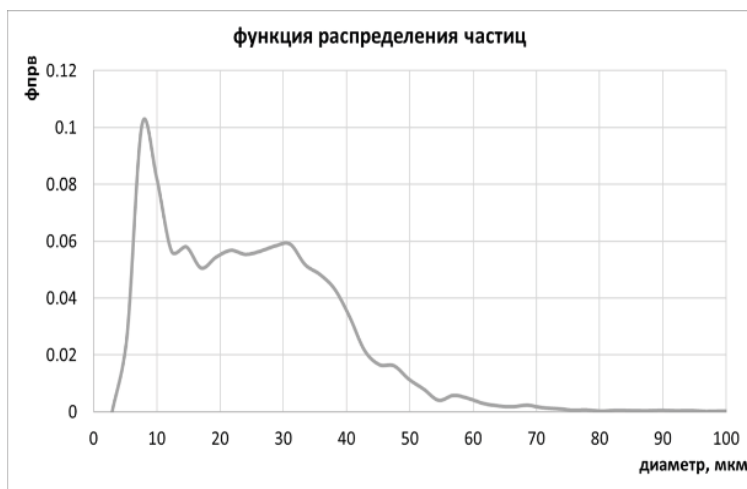
$$MSD_{i,n} = \frac{\int (f_{i,n}(D) - f_{i-1,n}(D))^2 dD}{D_{max}} \cdot 100\%. \quad (3)$$

Для определения региона, начиная с которого атомизацию можно считать завершенной, определяется среднеквадратическое отклонение на каждой записи между соседними регионами:

$$MSD_{i,n \times n-1} = \frac{\int (f_{i,n}(D) - f_{i,n-1}(D))^2 dD}{D_{max}} \cdot 100\%. \quad (4)$$

На основе этих данных регионом с завершившейся атомизацией после получения статистически установившегося решения был определен  $R_{19-22}$ .

Для региона  $R_{19-22}$  была проведена статистическая обработка по вдвое большему количеству шагов записи  $N_{i,j,R_{19-22}}^{40}$  и построена функция распределения  $f_{i,R_{19-22}}(D)$  (рис. 8).



**Рисунок 8.** Функция плотности распределения частиц по диаметру

Видно, что распределение не соответствует обычному для простых распылителей распределению Вейбула — в нем два выраженных пика на 7,5 мкм и ~ 30 мкм. Это говорит о том, что причин атомизации несколько — помимо волновой неустойчивости Кельвина — Гельмгольца, колебания в систему вносит взаимодействие внешнего и внутреннего контуров форсунки (рис. 9) — конус внутреннего контура раскрывается и бьет в пленку внешнего контура, что приводит к частичному разбрызгиванию и облаку мелких капель ниже основного конуса, а также к неустойчивости основного конуса.



**Рисунок 9.** Распределение жидкости в сечении вблизи форсунки

Среднемассовый угол распыла по этой популяции частиц также отличается от оптически наблюдаемого и составляет  $\varphi = 98,6^\circ$ .

### Настройка эмпирической модели атомизации

Применение VoF-модели с использованием данных по распылу в расчетах полноразмерной камеры сгорания требует значительных вычислительных ресурсов. Переход к лагранжевым частицам может быть осуществлен двумя способами — прямым заданием распределения частиц или с использованием какой-либо (чаще полуэмпирической) связи между параметрами форсунки и размерами частиц. Первый способ предполагает повторение изложенной в предыдущих главах работы для каждого из расчетных режимов. Для использования второго подхода необходимо иметь модель и возможность настройки ее параметров.

В STAR-CCM+ для центробежных форсунок имеется полуэмпирическая модель LISA [18]. В этой модели характерный диаметр капли  $d_0$  оценивается через условный диаметр лигаментов  $d_l$ :

$$d_0 = 1.88 \cdot d_l \cdot (1 + 3 \cdot Oh)^{\frac{1}{6}}, \quad (5)$$

где  $Oh$  — число Онезорге.

Метод определения условных диаметров лигаментов зависит от типа неустойчивости (коротковолновая/длинноволновая — оценивается по числу Вебера  $We$ ) и соотношения толщины пленки к характерным параметрам длины и периода возмущений, в определении которых используется константа пленки, связывающая уровень поверхностных возмущений при распаде  $\eta_b$  с начальными возмущениями  $\eta_0$ :

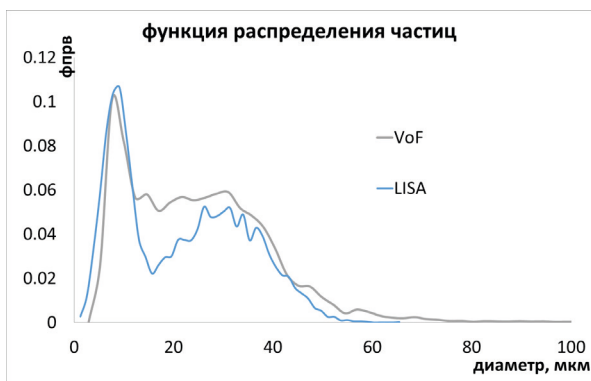
$$\zeta_b = \ln\left(\frac{\eta_b}{\eta_0}\right). \quad (6)$$

При определенных углах раскрытия, диаметре форсунки, расходе и давлении на входе в форсунку (что полностью определяет толщину пленки) константа  $\zeta_b$  остается практически единственным коэффициентом, настройка которого позволяет адаптировать модель LISA под конкретную форсунку.

Для решения задачи в настоящей работе используется модель, описанная в первом разделе, только вместо VoF подключается модель лагранжевых частиц, которые задаются с применением модели LISA с кромки сопла форсунки (кольцевой инжектор).

Для описания двух возможных источников возмущения, отмеченных в предыдущей главе, из одного и того же региона задаются два инжектора с разными переменными пленки и расходами, соответствующими расходам через внутренний и внешний контур форсунки. Затем подбираются значения переменной пленки для обоих инжекторов (рис. 10).

Видно, что оба пика частиц — мелкие и испаряющиеся первыми частицы 7,5 мкм и крупные, переносящие основную массу топлива частицы ~ 30 мкм — соответствуют достаточно хорошо.



**Рисунок 10.** Сравнение функций распределения частиц, полученных с помощью настроенной модели LISA и на основе VoF

## Заключение

Сравнительный анализ расчетных углов раскрытия распыла топлива, определенных по верхней границе конуса и среднемассовому углу, на основе численных исследований показывает, что экспериментальным данным ближе соответствует угол, определенный по верхней границе разлета лигаментов.

Определен критерий оценки размера ячейки дискретной модели расчетной области, до которого необходимо измельчать границу раздела фаз. Им является переход от кубической к квадратичной зависимости увеличения размерности сетки по отношению к декременту размера ячейки.

Продемонстрирована возможность обобщения эмпирической модели, предназначенной для моделирования однокаскадных центробежных форсунок, на случай двухкаскадной форсунки с взаимодействием каскадов. На основе анализа функции распределения настроена модель LISA не как один инжектор на форсунку, а как пара инжекторов с одинаковым расположением, позволившая получить статистически эквивалентное распределение частиц с результатами VoF-моделирования. В перспективе можно как улучшить точность этой модели, так и продолжить настройку модели на основе данных, полученных с применением VoF на других режимах.

## Литература

1. *Coghe A., Cossali G.* Quantitative optical techniques for dense sprays investigation: a survey. *Opt. Lasers Eng.* 50 (1), 46–56 (2012). <https://doi.org/10.1016/j.optlaseng.2011.07.017>
2. *Zhang H., Zhou L., Chan C.* Numerical simulation of internal flow fields of swirl coaxial injector in a hot environment. *J. Comput. Appl. Math.* 235 (13), 3783–3790 (2011). <https://doi.org/10.1016/j.cam.2011.01.025>

3. *Senecal P., Schmidt D., Nouar I., Rutland C., Reitz R., Corradini M.* Modeling high-speed viscous liquid sheet atomization. *Int. J. Multiphase Flow* 25 (6–7), 1073–1097 (1999). [https://doi.org/10.1016/s0301-9322\(99\)00057-9](https://doi.org/10.1016/s0301-9322(99)00057-9)
4. *Semkin Y.* Research of liquid outflow from low-emission swirl injectors of a low-thrust liquid rocket engine. *VESTNIK of Samara University Aerospace and Mechanical Engineering* 15(4), 150 (2017). <https://doi.org/10.18287/2541-7533-2016-15-4-150-161>
5. *Laurila E., Koivisto S., Kankkunen A., Saari K., Maakala V., Järvinen M., Vuorinen V.* Computational and experimental investigation of a swirl nozzle for viscous fluids. *International Journal of Multiphase Flow* 128 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2020.103278>
6. *Mingalev S., Inozemtsev A., Gomzikov L., Sipatov A., Abramchuk T.* Simulation of Primary Film Atomization in Prefilming Air-assisted Atomizer Using Volume-of-Fluid Method. *Microgravity Science and Technology* (2020). <https://doi.org/10.1007/s12217-020-09782-3>
7. *Wu X., Lin W., Wang L., Song G., Wu Y.* Measurement of airblast atomization of low temperature kerosene with 25 kHz digital holography. *Applied Optics* Vol. 60, Issue 4, pp. A131-A139 (2021). <https://doi.org/10.1364/AO.404322>
8. *Gibbon J., McGuinness M.* Nonlinear focussing and the kelvinhelmholtz instability. *Phys. Lett. A* 77 (2–3), 118–122 (1980). [https://doi.org/10.1016/0375-9601\(80\)90167-x](https://doi.org/10.1016/0375-9601(80)90167-x)
9. *Nayfeh A. H., Saric W. S.* Non-linear kelvin–helmholtz instability. *J. Fluid Mech.* 46 (2), 209–231 (1971). <https://doi.org/10.1017/s0022112071000491>
10. *Yi-ping L., Hua Z., Shu-hua W., Jing W.* Gas–liquid interfacial friction factor for the transition from stratified to slug flow. *Microgravity Sci. Technol.* 20 (3–4), 299–305 (2008). <https://doi.org/10.1007/s12217-008-9078-4>
11. *Malik S.K., Singh M.* Nonlinear rayleigh-taylor instability. *Astrophys. Space Sci.* 90 (1), 45–50 (1983). <https://doi.org/10.1007/bf00651545>
12. *Awasthi M. K., Asthana R., Agrawal G. S.* Viscous potential flow analysis of nonlinear rayleigh–taylor instability with heat and mass transfer. *Microgravity Sci. Technol.* 24 (5), 351–363 (2012). <https://doi.org/10.1007/s12217-012-9327-4>
13. *Guo H. Y., Wang L. F., Ye W. H., Wu J. F., Zhang W. Y.* Weakly nonlinear rayleigh–taylor instability in incompressible fluids with surface tension. *Chin. Phys. Lett.* 34 (4), 045, 201 (2017). <https://doi.org/10.1088/0256-307x/34/4/045201>
14. *Geoffroy Chaussonnet.* Modeling of liquid film and breakup phenomena in Large-Eddy Simulations of aeroengines fueled by airblast atomizers. Dissertation. Institut National Polytechnique de Toulouse — INPT, 2014. <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01006179>
15. *Warneke K., Gepperth S., Sauer B., Sadiki A., Janicka J., Koch R., Bauer H. J.* Experimental and numerical investigation of the primary breakup of an airblasted liquid sheet. *Int. J. Multiphase Flow* 91 (3), 208–224 (2017). <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2016.12.010>
16. *Ma P., Esclape L., Carbajal S., Ihme M., Buschhagen T., Naik S., Gore J., Lucht R.* High-fidelity simulations of fuel injection and atomization of a hybrid air-blast atomizer. In: 54th AIAA Aerospace Sciences Meeting, American Institute of Aeronautics and Astronautics (2016). <https://doi.org/10.2514/6.2016-1393>
17. *Muzaferija S. and Peric M.* Computation of Free Surface Flows using interface Tracking and Interface Capturing Methods. *Nonlinear Water Wave Interaction, J. Computational Mechanic*, pp. 59–100, 1999.
18. *Schmidt D. P., Nouar I., Senecal P. K., Rutland C. J., Martin J. K., Reitz R. D., Hoffman J. A.* “Pressure-Swirl Atomization in the Near Field”, SAE Technical Paper Series, 1999-01-0496 (1999). <https://doi.org/10.4271/1999-01-0496>

*Н. Б. Кузнецов<sup>1</sup>, С. В. Харьковский<sup>2</sup>, И. В. Осокина<sup>1</sup>,  
М. Ю. Мордвицев<sup>1</sup>, Н. Д. Дегтярев<sup>1</sup>*

<sup>1</sup> — АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

Kuznetsov\_nb@klimov.ru

<sup>2</sup> — ФАУ «ЦИАМ им. П. И. Баранова»

kharkovski@ciam.ru

## **ПРИМЕНЕНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ДВИГАТЕЛЕЙ В СОВРЕМЕННОМ ПРОЦЕССЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

*Аннотация.* В ОКБ существует потребность в простом инженерном инструменте для выполнения теплогидравлических расчетов узлов ГТД. Предложены программы, разработанные по методу ЦИАМ [1, 2, 3], с описанием отличительных особенностей от известного метода А. Ф. Слитенко. Приведен опыт применения программ ЦИАМ на АО «ОДК-Климов». Метод может быть рекомендован к применению в ОКБ России, особенно на стадии проектирования современных ГТД.

*Ключевые слова:* моделирование, гидравлический расчет, газотурбинный двигатель, вторичная воздушная система.

### **Введение**

Проектирование газотурбинного двигателя включает в себя многодисциплинарные повторяющиеся процессы изменения и анализа конструкции. Наиболее трудоемкими являются проектирование вторичной воздушной системы и определение теплового состояния деталей. В условиях постоянно изменяющейся геометрии инженерам приходится заново генерировать модель воздушной системы и модель граничных условий теплообмена. Имеется необходимость учета физики закрученного потока в околосекционных полостях конструкции.

Широкое распространение получают 3D-методы моделирования стационарного сопряженного теплового состояния деталей, в первую очередь — охлаждаемых лопаток и во вторую — рабочих колес турбин. Моделирование ведется в совместной постановке решения задачи течения газа, теплообмена между потоком газа и твердым телом и задач теплопроводности в газовом потоке и твердом теле. В общем случае решаются задачи 3D внешнего теплообмена, 3D вязкого течения и теплообмена в полостях системы охлаждения и 3D уравнение теплопроводности (так называемые методы 3D<sup>3</sup>).

Применение 3D<sup>3</sup>-методов остается очень трудоемким процессом и требующим значительных вычислительных ресурсов. Сегодня практически не представляется возможным применить 3D<sup>3</sup>-методы для расчета нестационарного теплового состоя-



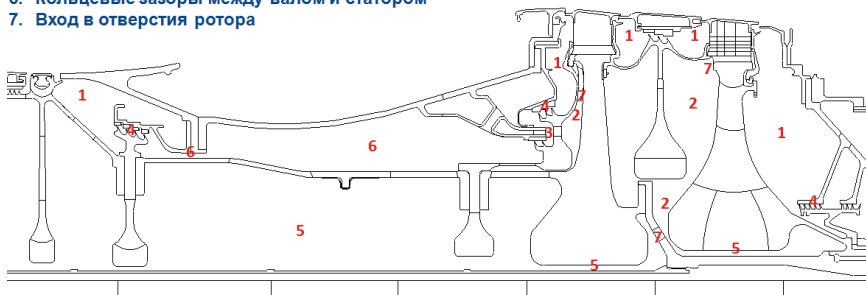
ния основных деталей и узлов ГТД, несмотря на рост производительности современных компьютеров.

Поэтому в ОКБ существует потребность в более простом инженерном инструменте, который позволял бы быстро с достаточной точностью рассчитывать вторичную воздушную систему и нестационарное тепловое состояние конструкции. Особенно остро необходимость применения такого инструмента проявляется на стадии проектирования.

### Применяемые методы теплогидравлических расчетов

Широкое распространение получил метод, разработанный А. Ф. Слитенко [4, 5], основанный на математическом моделировании воздушной системы как набора элементарных сопротивлений, где для каждого сопротивления решается одномерная задача газодинамики. Но, как показал опыт, метод А. Ф. Слитенко не работает для решения задачи закрученного потока — отсутствует возможность расчета изменения температуры и давления, а такой важный параметр, как окружная скорость воздуха, в расчете не участвует.

1. Радиальные полости между статором и ротором
2. Безлопаточный диффузор в системе подвода воздуха к охлаждаемой лопатке
3. Камера смешения за аппаратом закрутки
4. Лабиринтное уплотнение
5. Кольцевые зазоры между диском и валом
6. Кольцевые зазоры между валом и статором
7. Вход в отверстия ротора



**Рисунок 1.** Зоны воздушной системы двигателя под воздействием закрученного потока

Отметим, что в методе А. Ф. Слитенко выполняется расчет изменения коэффициента закрутки  $\zeta$ , а расчет параметров потока по радиусу полости не выполняется. Предлагаются дифференциальные уравнения типа:

- для смыкающихся пограничных слоев ([6, 7])

$$\frac{d\zeta}{dx} = f \cdot x^{1.75} \left[ (1 - \zeta)^{1.75} - \zeta^{1.75} \right] - 2 \frac{\zeta}{x},$$

- а для не смыкающихся пограничных слоев —

$$\frac{d\zeta}{dx} = f \cdot x^{1.6} \left[ (1-\zeta)^{1.2} - 1.715\zeta^{1.8} \right] - 2\frac{\zeta}{x}.$$

Во всех случаях  $\zeta_0$  может быть равно 0, 0,5 или 1. Но описание использования рассчитанного коэффициента закрутки не приведено.

На рисунке 1 показаны зоны воздушной системы двигателя, которые находятся под воздействием закрученного потока.

В ЦИАМ разработан метод моделирования теплового состояния охлаждаемых турбин [1, 2, 3]. На основе данного метода созданы программы расчета воздушной системы газотурбинного двигателя (HYDSAS) [8] и программа расчета теплового состояния деталей газотурбинного двигателя (ТЕРДИСК) [9], основанные на решении задачи течения закрученного потока в околосекторных полостях. Используются допущения об одномерном течении потока и двумерной (осесимметричной) задаче теплопроводности (двумерном поле температуры). Такие подходы формируют самостоятельный класс 1D+2D задач. Основным является допущение о постоянстве параметров потока по ширине околосекторной полости, что позволяет упростить исходную постановку задачи в трехмерной постановке и записать следующую систему уравнений для изменения параметров сжимаемого потока по радиусу полости со стенками произвольной формы. В систему входят: уравнение момента количества движения (1.1), уравнение импульса (1.2), уравнение энергии (1.3), уравнение неразрывности (1.4) и уравнение состояния идеального газа (1.5):

$$G \frac{d}{dr} (rV_\varphi) = 2\pi r^2 \tau_\Sigma \quad (1.1)$$

$$V_r \frac{dV_r}{dr} - \frac{V_\varphi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} - \frac{1}{\rho} \frac{\tau_r}{dr} \quad (1.2)$$

$$\frac{d}{dr} \left( T + \frac{V_\varphi^2}{2C_p} + \frac{V_r^2}{2C_p} \right) = \frac{1}{C_p G} \frac{dL}{dr} + \frac{1}{C_p G} \frac{dQ}{dr} \quad (1.3)$$

$$F_r V_r \frac{d\rho}{dr} + \rho V_r \frac{dF_r}{dr} + \rho V_r \frac{dV_r}{dr} = 0 \quad (1.4)$$

$$\frac{dP}{dr} = RT \frac{d\rho}{dr} + R\rho \frac{dT}{dr}. \quad (1.5)$$

Система решается при заданных на входе параметрах — давления  $P$ , температуры  $T$ , окружной компоненте скорости  $V_\varphi$  и расходе  $G$ . Здесь  $F_r$  — цилиндрическая площадь полости на радиусе  $r$ ,  $\rho$  — плотность,  $R$  — газовая постоянная,  $C_p$  — теплоемкость,  $\varpi$  — частота вращения,  $\beta_\varphi$  — коэффициент закрутки потока. Для определе-

ния напряжений трения на диске и неподвижной стенке используются критериальные уравнения [6]

$$\tau_1 = 0.0274 \operatorname{Re}_{\text{отн}}^{-0.2} \cdot \rho \cdot V_{\phi\text{отн}}^2 (1 - \beta_\phi)^{-0.6}, \quad \operatorname{Re}_{\text{отн}} = \frac{V_{\phi\text{отн}}^2 \cdot \rho \cdot r}{\mu},$$

$$V_{\phi\text{отн}} = V_\phi - \omega \cdot r, \quad \beta_\phi = \frac{V_\phi}{\omega \cdot r}.$$

$$\tau_2 = 0.047 \operatorname{Re}^{-0.2} \cdot \rho \cdot V_\phi^2, \quad \operatorname{Re} = \frac{V_\phi \cdot \rho \cdot r}{\mu}.$$

Аналогичная система уравнений используется для кольцевых зазоров и для камер лабиринтных уплотнений. Результатом интегрирования системы уравнений является распределение по радиусу полости (по длине кольцевого зазора) температуры, давления, окружной и радиальной компонент скорости. Определяются граничные условия теплообмена в относительном движении на вращающихся поверхностях и в абсолютном движении для статорных поверхностей.

### Порядок проведения расчетов в программах HYDSAS и TEPDISK

Моделирование теплогидравлического состояния статора и ротора ГТД производится с использованием программ HYDSAS и TEPDISK [8, 9]. Подготовка исходных данных частью осуществляется с помощью AutoCAD, частью структурирована в текстовых файлах.

Гидравлическая и геометрическая модель готовятся параллельно в одном чертеже AutoCAD. За основу берется продольный разрез двигателя. Выделяются элементы геометрической модели и выполняется построение сетки конечных элементов. Важным элементом является инициализация деталей геометрической модели по частоте вращения. При построении гидравлической сети выделяются участки с определенным типом течения. Такими участками являются: течение между диском и неподвижной стенкой (диск — стенка); течение между двумя дисками (диск — диск); течение в кольцевом зазоре между диском и валом, валом и статором; течение во вращающемся радиальном канале; аппарат предварительной закрутки воздуха; лабиринтное уплотнение; участки с заданной расходной характеристикой; участки с вращающимся элементарным гидравлическим сопротивлением; участки с неподвижным элементарным гидравлическим сопротивлением. Для участков типа диск — стенка (диск — диск) геометрия полости извлекается из чертежа.

Создаются блоки исходных данных для элементарных сопротивлений, для лабиринтов, кольцевых зазоров, аппаратов закрутки, расходных характеристик. Подготавливается информация по граничным узлам гидравлической сети — статическое или полное давление в абсолютном движении, полная температура в абсолютном движении, окружная составляющая скорости. Выполняется первый гидравлический расчет без учета теплообмена с конструкцией.

Построение модели граничных условий теплообмена является следующим этапом. Для решения тепловой задачи устанавливается соответствие между геометрической и гидравлической моделями. Фрагменты границы геометрической модели задаются в соответствие, во-первых, участкам типа диск — стенка (диск — диск), кольцевой зазор, лабиринтное уплотнение; во-вторых, узлам гидравлической сети; и в-третьих, выделяются оставшиеся зоны с задаваемыми значениями температуры и коэффициентов теплоотдачи (например, для проточной части турбины и т. п.).

Граничные условия теплообмена на вращающихся и статорных поверхностях определяются по критериальным зависимостям теплообмена в околodисковых полостях для вынужденной и естественной конвекции по результатам гидравлического расчета.

Выполняется тепловой расчет и определяются подогревы по участкам гидравлической модели с учетом теплообмена. Затем выполняется гидравлический расчет, в котором подогревы учитываются. По новым результатам уточняется распределение параметров по околodисковым полостям, и вновь решается тепловая задача. Последовательные приближения продолжаются до сходимости результатов.

Расчет нестационарной задачи, например, для полетного цикла состоит в определении стационарных решений для каждого из режимов цикла. Принимается допущение о постоянстве стационарных значений расхода, давления, скоростей на время действия соответствующего режима. Расчет подогревов воздуха от стенок конструкции выполняется на каждом шаге счета.

### **Сравнение метода Слитенко с программой HYDSAS**

Представляется интересным проведение сравнения результатов расчета температуры на выходе из околodисковой полости по методу А. Ф. Слитенко и программы HYDSAS. На практике пользователи программ на основе метода А. Ф. Слитенко применяют вращающееся сопротивление, которое подчиняется закону «твердого тела».

На рисунке 2 приведено изменение окружной скорости температуры потока по радиусу полости постоянной ширины с начальным радиусом 300 мм и радиусом выхода 100 мм, при постоянном расходе воздуха. Начальная закрутка задавалась равной 0, 0,5 и 1,0.

Для скоростей потока, меньших окружной скорости диска, идет подвод механической энергии, сопровождающийся увеличением температуры. В ситуации, когда воздух обгоняет диск, уже воздух отдает энергию диску.

Отметим, что начальная закрутка сильно влияет на результаты по методу ЦИАМ, и разность достигает 60К, но метод Слитенко не учитывает влияние закрутки.

На рисунке 3 приведено изменение температуры по радиусу той же полости при постоянной начальной закрутке и переменном расходе. Как можно видеть из рисунка, величина расхода оказывает значительное влияние на изменение температуры.

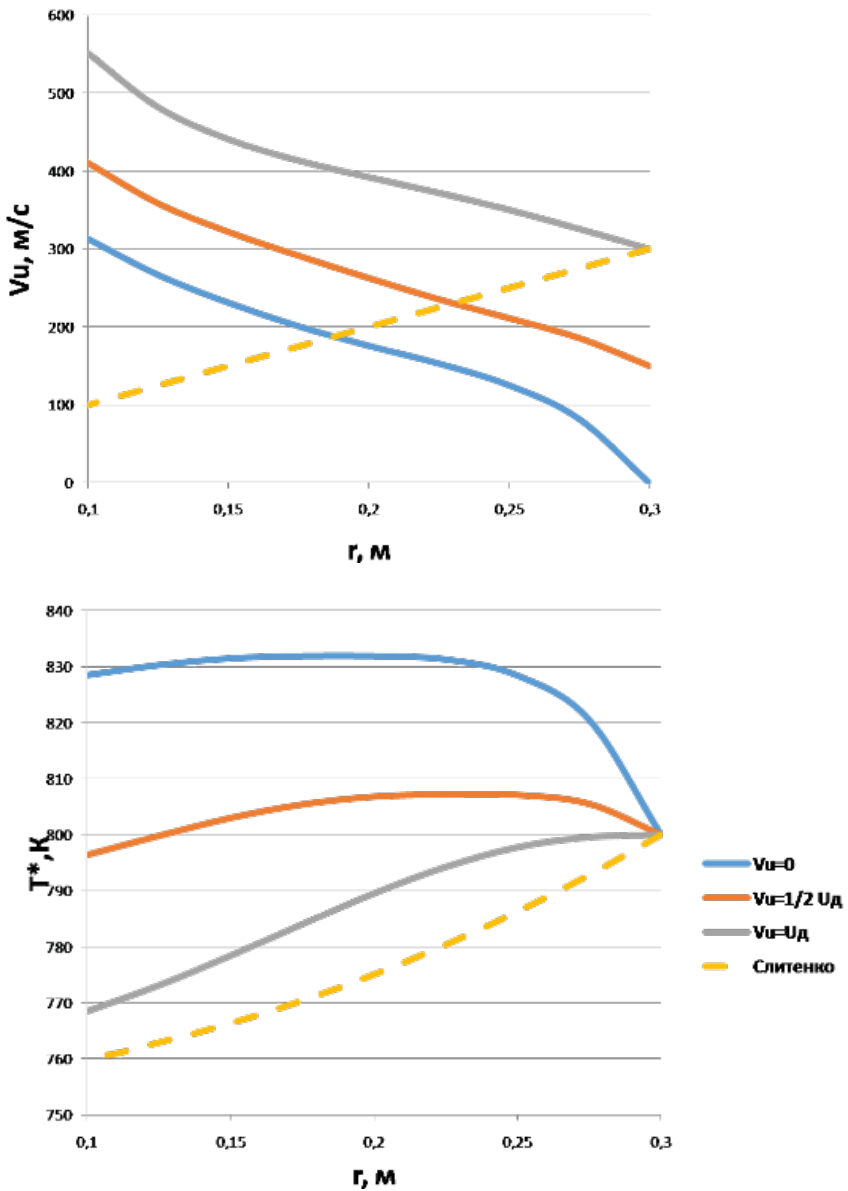
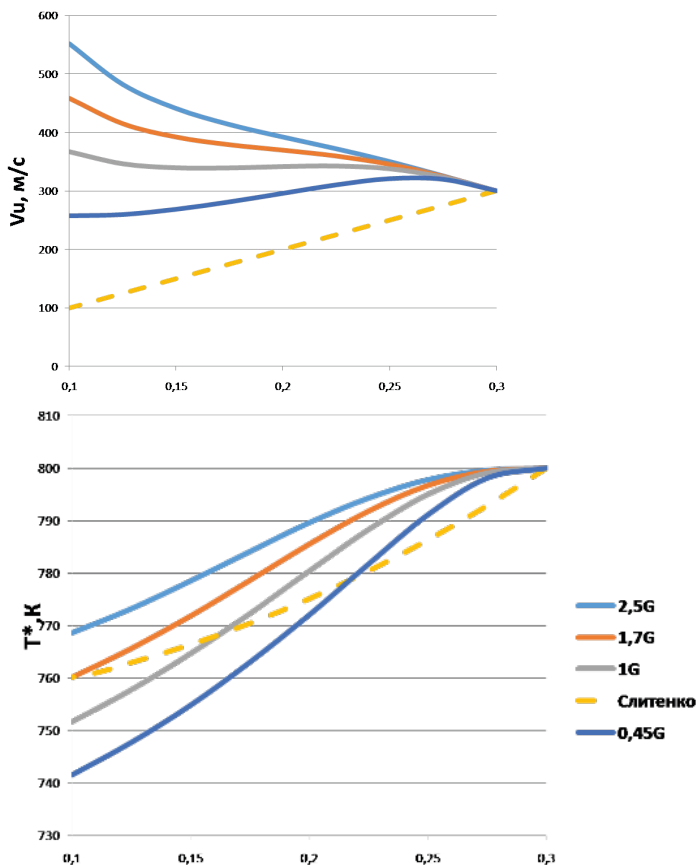


Рисунок 2. Изменение окружной скорости (слева) и заторможенной температуры (справа) воздуха по радиусу полости диск — диск при различных закрутках на входе в полость



**Рисунок 3.** Изменение окружной скорости (слева) и заторможенной температуры (справа) воздуха по радиусу полости диск — диск при постоянной закрутке на входе в полость и переменном расходе через полость

### Сравнительный анализ 1D+2D метода с методами трехмерного моделирования

С целью сопоставления 1D+2D метода, реализованного с помощью программ HYDSAS и TEPDISK, с методами трехмерного моделирования проведены гидравлические расчеты вторичной воздушной системы и расчеты теплового состояния роторных деталей узла турбины компрессора двигателя ВК-2500. При проведении сопоставления использованы данные по трехмерному моделированию в CFX из источника [10].

Схема системы охлаждения с нумерацией расходов представлена на рисунке 4.

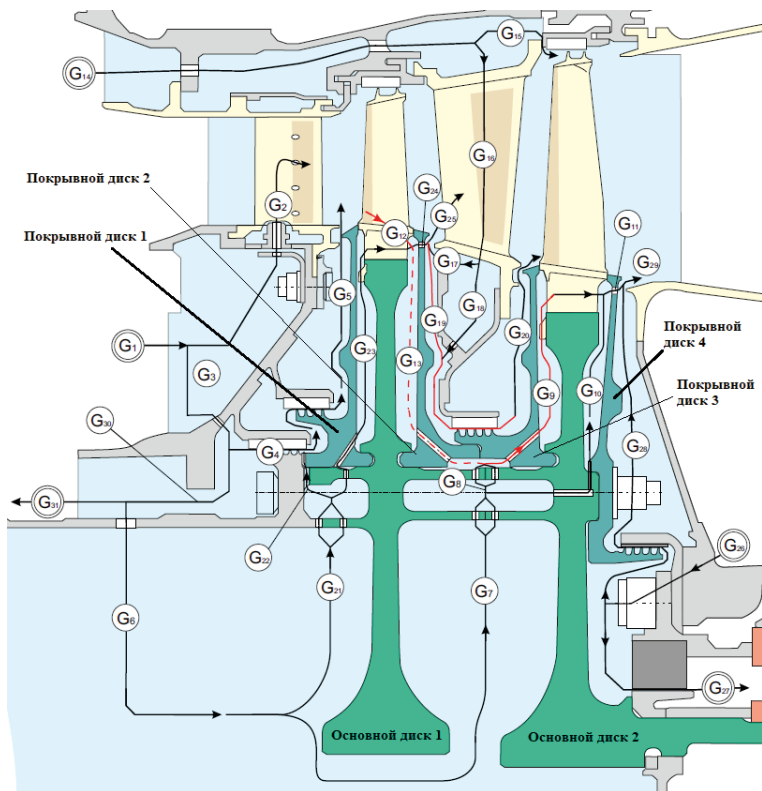


Рисунок 4. Схема системы охлаждения турбины

Таблица 1

Расходы

	CFX	HYDSAS		CFX	HYDSAS		CFX	HYDSAS
	% от $G_K$	% от $G_K$		% от $G_K$	% от $G_K$		% от $G_K$	% от $G_K$
G <sub>1</sub>	2,27	—	G <sub>12</sub>	0,13	0,18	G <sub>23</sub>	0,40	0,43
G <sub>2</sub>	0,93	—	G <sub>13</sub>	0,01	0,01	G <sub>24</sub>	0,52	0,60
G <sub>3</sub>	1,34	1,08	G <sub>14</sub>	0,81	0,84	G <sub>25</sub>	0,24	0,22
G <sub>4</sub>	0,24	0,18	G <sub>15</sub>	0,18	0,27	G <sub>26</sub>	0,28	0,28
G <sub>5</sub>	0,28	0,18	G <sub>16</sub>	0,63	0,57	G <sub>27</sub>	0,15	0,15
G <sub>6</sub>	0,95	0,74	G <sub>17</sub>	0,10	0,11	G <sub>28</sub>	0,13	0,13
G <sub>7</sub>	0,51	0,31	G <sub>18</sub>	0,53	0,46	G <sub>29</sub>	0,62	0,63
G <sub>8</sub>	0,17	0,17	G <sub>19</sub>	0,38	0,49	G <sub>30</sub>	1,10	0,91
G <sub>9</sub>	0,18	0,18	G <sub>20</sub>	0,91	0,95	G <sub>31</sub>	0,15	0,16
G <sub>10</sub>	0,31	0,14	G <sub>21</sub>	0,44	0,43			
G <sub>11</sub>	0,49	0,21	G <sub>22</sub>	0,04	—			

В модели в CFX решены 3D-задачи вязкого течения во вторичной системе и проточной части и 3D-задача теплопроводности в деталях, в том числе в сопловых аппаратах (СА), в сопряженной постановке.

Расходы G27 и G31 в 3D-модели CFX и, соответственно, в гидравлической модели являются исходно заданными. Расход G2 не влияет на тепловое состояние роторных деталей турбины, поэтому не учитывается в гидравлической модели. Все граничные условия и основные параметры системы по гидравлической и тепловой модели для программ HYDSAS и TEPDISK поставлены в полное соответствие с 3D-моделью в CFX. Подполочные полости в районе ножек рабочих лопаток и отверстия в дисках в тепловой модели программы TEPDISK выделены как тепловые стоки и поставлены в соответствие гидравлической модели; рабочие лопатки срезаны по нижним полкам, на которые приложены граничные условия третьего рода. В приведенной одномерной гидравлической модели подогрев воздуха при транзите через сопловый аппарат 2 (расход G16) является задаваемым параметром и взят из трехмерного расчета в CFX. Расчеты проведены в стационарной постановке.

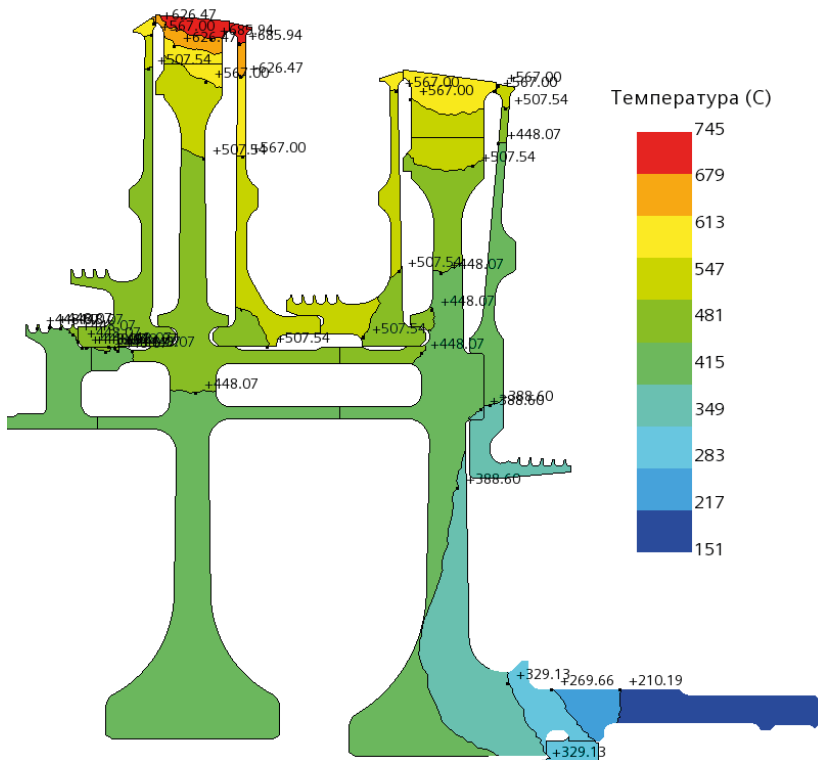
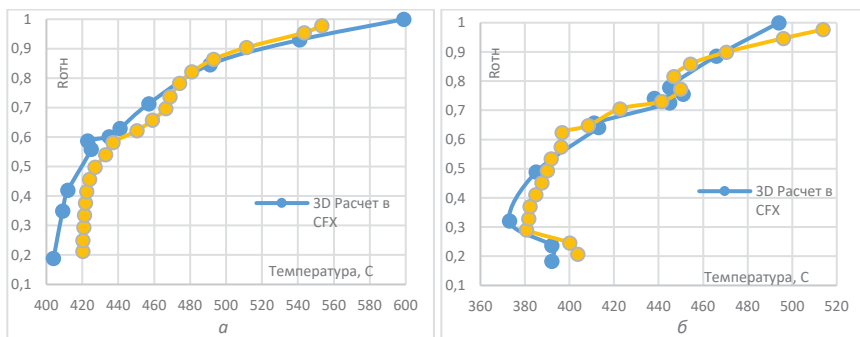
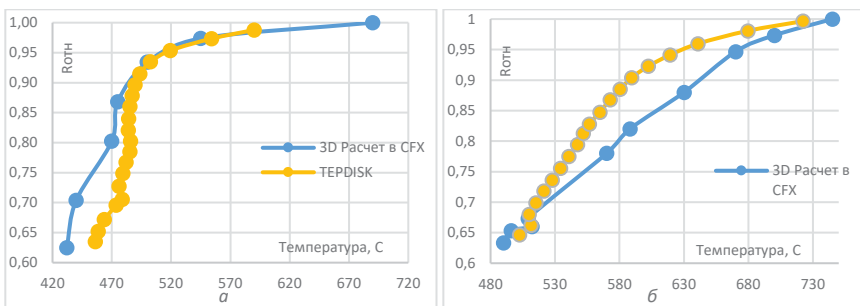


Рисунок 5. Распределение температуры по основным роторным деталям

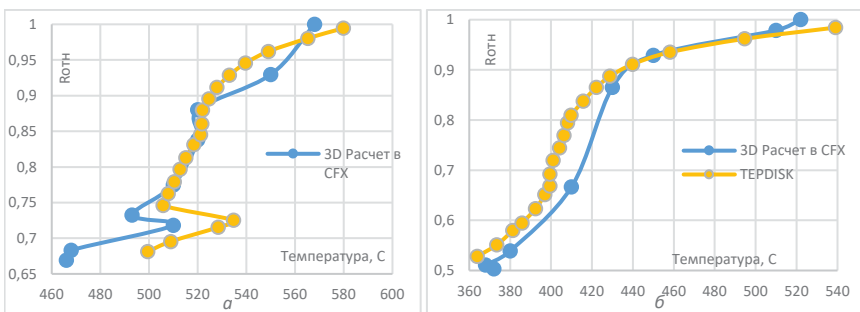




**Рисунок 6.** *a* — распределение температуры детали по радиусу основного диска ступени 1; *б* — распределение температуры по радиусу основного диска ступени 2



**Рисунок 7** *a* — распределение температуры детали по радиусу покрывного диска 1; *б* — распределение температуры по радиусу покрывного диска 2



**Рисунок 8** *a* — распределение температуры детали по радиусу покрывного диска 3; *б* — распределение температуры по радиусу покрывного диска 4

Значения расходов (в процентах от расхода воздуха на входе в компрессор) по результатам 3D-расчета в CFX и гидравлического расчета в программе HYDSAS приведены в таблице 1. Трехмерный расчет в CFX показал втекание газа через зазор между нижними полками рабочих лопаток ступени 1 в подполочную полость (расход G12). Обнаружено реверсивное течение смеси воздуха с газом под покрывным диском (ПД) 2 и его подмешивание к расходу G9. Также обнаружено реверсивное течение смеси в околodисковой полости за ПД2 (расход G19) в сторону ПД3. Выявленные особенности являются неочевидными, однако одномерный гидравлический расчет в программе HYDSAS показал полностью идентичный характер течения.

На рисунке 5 приведено распределение температуры деталей ротора турбины по результатам расчета в программе TEPDISK. На рисунках 6–8 представлены графики распределения средней по сечению температуры по радиусу для основных и покрывных дисков турбины.

Наибольшее различие температур наблюдается по ПД2 на радиусе 135 мм — около 50 °С. Это связано со сложной структурой течения в околodисковой полости за ПД2, где подмешивается воздух, приходящий от СА2.

## **Заключение**

На АО «ОДК-Климов» при проектировании газотурбинных двигателей и для расчетов разработанных изделий применяются созданные в ФАУ «ЦИАМ им. П. И. Баранова» программы моделирования сопряженного теплового состояния охлаждаемых турбин, основанные на решении задачи течения закрученного потока в околodисковых полостях.

Проведено сопоставление результатов расчета воздушной системы ГТД АО «ОДК-Климов», выполненных с использованием методов трехмерного моделирования в CFX и метода ФАУ «ЦИАМ им. П. И. Баранова». Показано:

- удовлетворительное совпадение распределения температур деталей (в среднем не более 20 °С при уровне температур от 400 до 700 °С, а максимальное отличие не превышает 50 °С);
- совпадение характера течения во вторичной воздушной системе и удовлетворительное совпадение значений расходов.

Опыт АО «ОДК-Климов» показал, что разработанный в ЦИАМ метод является достаточно простым инженерным инструментом, который позволяет с высокой производительностью и достаточной точностью рассчитывать вторичную воздушную систему и нестационарное тепловое состояние конструкции. Метод может быть рекомендован к применению в ОКБ России, особенно на стадии проектирования современных ГТД.

Анализ отличия результатов расчетов целесообразно продолжить после экспериментального исследования двигателя.

## Литература

1. *Харьковский С. В.* Разработка и внедрение методов численного моделирования теплового состояния охлаждаемых турбин: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Москва, 2001. 250 с.: ил. (<https://search.rsl.ru/ru/record/01003294455>).
2. *Костеж В. К., Харьковский С. В.* Расчетное определение параметров среды в разветвленной системе воздухоподвода турбины и граничных условий теплообмена на поверхности диска / Некоторые вопросы газодинамической эффективности и теплового состояния охлаждаемых турбин авиационных двигателей. 1990. Тр. ЦИАМ; № 1269. С. 116–128.
3. *Харьковский С. В., Булчинский Я. С., Почуев В. П., Мухин А. А., Рыкачев Ю. Ю.* Современные математические модели теплового состояния ГТД. Научный вклад в создание авиационных двигателей. Книга 2 НЗ4 / Под общей научной редакцией В. А. Скибина и В. И. Солонина. М.: Машиностроение, 2000. 616 с.: ил. С. 269–279.
4. *Слитенко А. Ф.* Метод расчета систем охлаждения ГТУ на основе теории графов и гидравлических сетей // Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок. М.: Машиностроение, 1983. 437 с.
5. *Слитенко А. Ф., Вольвольский И. Л.* Расчет воздухораспределения в охлаждающих трактах элементов газовых турбин // Энергетическое машиностроение, 1986. № 41. С. 34–39.
6. *Швец И. Т., Дыбан Е. П.* Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. Киев, Наукова думка, 1974.
7. *Шнеэ Я. И., Капинос В. М., Котляр И. В.* Газовые турбины, ч. 1, Киев: Вища школа, 1976. 295 с.
8. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021612999 от 01.03.2021 «Программа расчета воздушной системы газотурбинного двигателя “HYDSAS” (HYDraulic of Secondary Air System)». Страна происхождения лицензии — Российская Федерация.
9. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021613000 от 01.03.2021 «Программа расчета теплового состояния деталей газотурбинного двигателя “TEMPDISK” (TEMPerature Problem of Disks)». Страна происхождения лицензии — Российская Федерация.
10. *Латин А. М., Мусеев А. А.* Нестационарный анализ воздушной системы турбины компрессора // Сборник тезисов ICAM 2020, 2020. С. 416–420.

### **РАЗДЕЛ 3**

## **ТЕХНОЛОГИИ И МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**



*А. В. Беляев, Е. П. Круглов*

КНИТУ-КАИ, Казань  
alexey-beljaev@mail.ru

## ДИФфуЗИОННАЯ СВАРКА ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛИТЫХ ЛОПАТОК ГТД

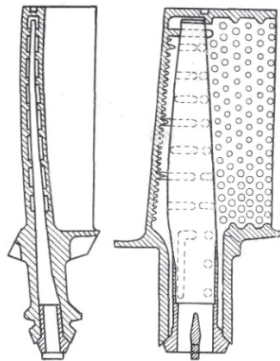
**Аннотация.** Рассмотрена технология изготовления охлаждаемых литых лопаток с применением диффузионной сварки. Данный метод успешно апробирован на предприятии по изготовлению газотурбинных двигателей. Экспериментально установлено, что предложенное решение обеспечивает заданные проходные сечения, высокий коэффициент полезного действия и повышает технологичность производства.

### Введение

Одной из проблем изготовления литых охлаждаемых лопаток турбин газотурбинных двигателей (ГТД) является снижение общей трудоемкости их изготовления, а также последующего удаления керамического стержня, образующего внутреннюю полость лопатки. Поэтому актуальной проблемой является разработка конструкции и технологического процесса изготовления литой охлаждаемой лопатки турбин ГТД без литейного стержня.

### Основная часть

Типовая конструкция литой охлаждаемой лопатки двигателя представлена на рисунке 1.



**Рисунок 1.** Типовая конструкция литой охлаждаемой лопатки газотурбинного двигателя

Одним из перспективных методов изготовления охлаждаемых литых лопаток турбин ГТД [1, 2] без керамических стержней является их изготовление из двух половин. Метод соединения двух половин лопаток должен удовлетворять следующим требованиям:

- 1) прочностные характеристики соединения конструкции должны быть не ниже, чем у основного металла лопатки с соответствующим сохранением структуры;
- 2) форма и геометрические размеры лопатки при соединении конструкции должны быть сохранены.

Попытки соединения литых охлаждаемых лопаток из двух половин предпринимались в нашей стране и за рубежом. Соединения лопаток выполнялись сваркой или пайкой. В таких лопатках практически отсутствуют какие-либо ограничения в придании формы, расположении дефлектора и его гарантированной фиксации.

Охлаждаемая лопатка составной конструкции дает возможность:

- изготавливать ее стенки с высокой точностью и надежно контролировать их размеры;
- создавать охлаждаемые лопатки с достаточно высоким газодинамическим качеством, главным образом благодаря малым толщинам профиля и выходной кромки;
- улучшить интенсивность теплообмена благодаря обеспечению стабильности формы и размеров внутренних каналов, организации струйного охлаждения входной кромки при оптимальном расстоянии между ней и щелью в облолке;
- упростить технологию отливки, так как отпадает необходимость в изготовлении литейных стержней и их последующем удалении из каналов сложной формы и небольших размеров;
- контролировать лишь качество литья наружной и внутренней поверхностей и не проводить контроль размеров наружных обводов ее частей после литья;
- получать высокую точность размеров профиля окончательно изготовленной лопатки [3].

Составные лопатки открывают широкие возможности для использования направленной кристаллизации при их отливке и применения не литейных материалов. Части лопаток можно получать штамповкой с последующими процессами механической, электроискровой, электрохимической обработок или, как указывалось выше, литьем. Опыт изготовления показал, что лопатки, изготовленные из двух частей и соединенные между собой пайкой, имеют по сравнению с цельнолитыми меньшую массу, лучшие аэродинамические характеристики. Однако прочность соединения у них меньше прочности основного металла [4, 5] и, как следствие, такие лопатки в процессе эксплуатации разъединялись.

Применение диффузионной сварки обеспечивает прочностные характеристики соединения не ниже, чем у основного металла лопатки, с соответствующим сохране-

нием структуры. Для подтверждения данного вывода проведены эксперименты на образцах из литых жаропрочных сплавов и соединенных такой сваркой, в которых:

- исключается расплавление соединяемых материалов;
- отсутствует необходимость в обязательном применении драгоценных металлов в виде припоев;
- прочность соединений изменяется в широком диапазоне в зависимости от требований к сварному узлу, превышая при этом прочность клеевых и паяных соединений;
- исключаются дополнительные промежуточные операции;
- возможно совмещение процессов сварки и термической обработки материалов с целью получения определенных свойств;
- возможно соединение разнородных по физико-химическим свойствам материалов;
- возможна автоматизация операций сварки.

Важным достоинством диффузионной сварки, как и других способов соединения в твердой фазе, является отсутствие плавления соединяемых материалов. Это исключает проблемы, связанные с ликвацией, растрескиванием и остаточными напряжениями. Материалы, упрочненные дисперсными частицами или волокнами, можно подвергать сварке, не нарушая структуры упрочняющей фазы и не снижая эффективности упрочнения при сохранении структуры зерен. Кроме того, данный способ позволяет получать соединения с большой площадью контактной поверхности. Диффузионная сварка, реализуемая при температурах, составляющих 0,7...0,8 от температуры плавления материала лопатки, позволяет получать сварные конструкции законченных форм и размеров. При этом можно исключить изменение свойств свариваемых материалов, повысить качество и надежность изделий, увеличить срок их эксплуатации и оптимизировать технологический цикл изготовления продукции.

### **Методика исследования**

Для получения прочного соединения поверхности образцов лопатки тщательно полировались, обезжиривались, а затем соединялись специальными струбцинами и помещались в вакуумную печь. Последующими металлографическими исследованиями была подтверждена возможность применения диффузионной сварки в соединении образцов из жаропрочных сплавов. На приведенных микроструктурах лопатки, полученной диффузионной сваркой (рис. 2) из жаропрочного сплава ЖС30-ВИ (табл. 1) для литья рабочих лопаток турбины с температурой  $T = 1100$  °С (разработка ФГУП «ВИАМ», далее ВИАМ), показано отсутствие различаемой границы раздела между соединяемыми деталями.

Проведенные эксперименты подтвердили возможность сохранения прочностных характеристик соединений двух половинок лопаток на уровне исходного металла и возможность изготовления литых лопаток турбин ГТД без применения кера-

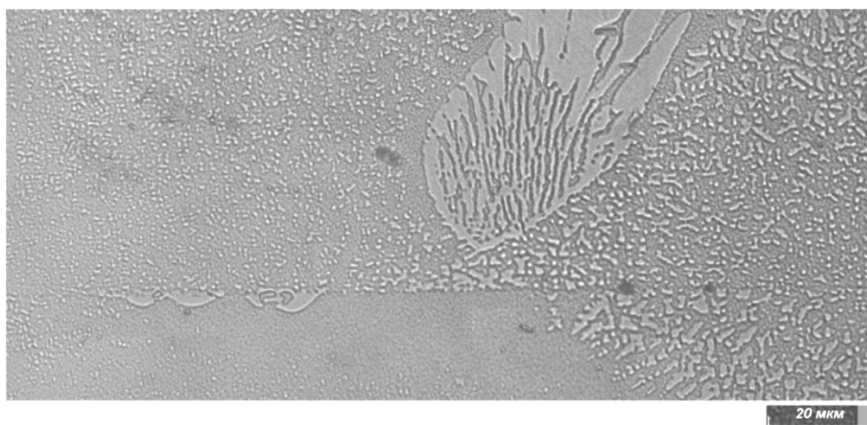
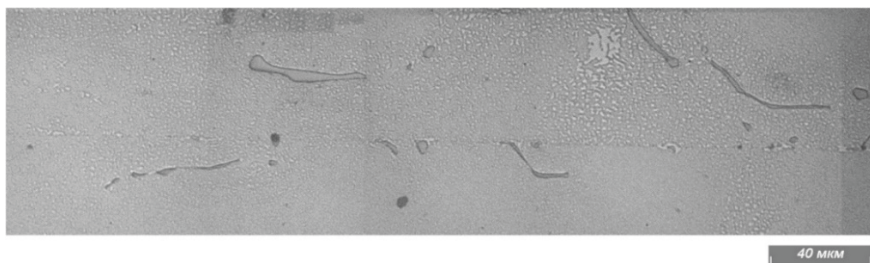


мических стержней. Для исключения раскрытия лопаток в процессе эксплуатации концевые части необходимо закреплять в неразъемные элементы.

Таблица 1

**Химический состав сплава ЖС30-ВИ, разработка ВИАМ (ОСТ 1-90126-85), в %**

Fe	C	Ni	S	P	Cr	Mo	W	Co	Ti	Al
до 1,0	0,11–0,20	56,2–65,4	до 0,01	до 0,015	5,0–9,0	0,4–1,0	11,0–12,6	7,5–9,5	1,4–2,3	4,8–5,8

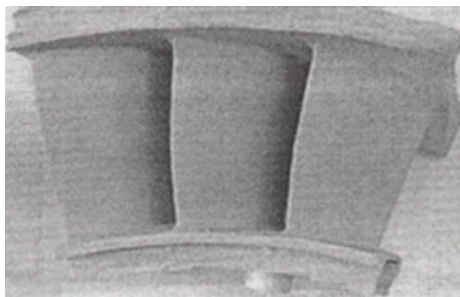


**Рисунок 2.** Микроструктуры сварных соединений, полученных диффузионной сваркой из сплава ЖС30-ВИ

В настоящее время сопловые лопатки предусмотрено изготавливать секциями, что позволяет снизить зазоры газовоздушного тракта и, соответственно, повысить КПД двигателя. Типовая секция представлена на рисунке 3. Однако конструкция секционного изготовления имеет недостатки:

- 1) низкий выход годного литья, так как при браке одной лопатки бракуется вся секция;

- 2) затруднено нанесение защитных покрытий;
- 3) большие затруднения вызывает обеспечение заданных проходных сечений.



**Рисунок 3.** Типовая секция лопатки ГТД

Одним из вариантов устранения указанных недостатков является изготовление поштучных отливок с последующим их соединением диффузионной сваркой. Для определения возможности применения диффузионной сварки секционных сопловых лопаток выполнены следующие работы.

- 1) Диффузионная сварка без использования подложки:
  - 1.1. Порезка секции сопловых лопаток;
  - 1.2. Подготовка поверхности реза полок лопаток шлифованием и полированием;
  - 1.3. Обезжиривание поверхности спиртом;
  - 1.4. Зажим темплетов секции лопатки в приспособлении;
  - 1.5. Выдержка 4 часа в вакуумной печи при температуре 1220 °С;
  - 1.6. Извлечение из приспособления;
  - 1.7. Металлографические исследования образцов.
- 2) Диффузионная сварка образцов с использованием подложки (никелевая фольга):
  - 2.1. Порезка образцов для проведения с использованием подложки (никелевая фольга);
  - 2.2. Подготовка поверхности опытных образцов, шлифование и полирование;
  - 2.3. Подготовка поверхности фольги методом электрополирования;
  - 2.4. Зажим образцов и фольги в приспособлении;
  - 2.5. Выдержка 4 часа в вакуумной печи при температуре 1220 °С;
  - 2.6. Извлечение из приспособления образцов;
  - 2.7. Металлографические исследования образцов;
  - 2.8. Спектральный анализ.

Подготовка поверхности отшлифованного реза лопаток проводилась на полировальных станках с использованием окисей хрома и магния; поверхность обезжи-

ривалась спиртом. Разрезанные темплеты сопловой секции зажимались в приспособлении. Приспособление было изготовлено специально для данного эксперимента. Особенность его в том, что болты изготовлены из коррозионностойкой жаропрочной стали марки 15X16H2AM-Ш (табл. 2), у которого коэффициент линейного расширения ниже, чем у сплава сопловых лопаток. Это нужно для того, чтобы создать давление между лопатками. При нагреве, когда материал лопаток расширяется, размеры болтов также изменяются, но в меньшей степени. Отсюда возникает необходимое для диффузионного процесса давление. Приспособление с лопатками было помещено в вакуумную печь ULVAC и подвергнуто диффузионной сварке по опытному режиму.

Таблица 2

**Химический состав стали 15X16H2AM-Ш (ЭП479Ш), в %**

Fe	C	Ni	S	P	Cr	Mo	Co
основа	0,12–0,18	2,00–2,50	до 0,02	до 0,03	15,00–16,50	0,90–1,03	9,00–10,50

По выделенным при осмотре участкам была произведена порезка образцов для исследований. Подготовка поверхности образцов, доведение плоской поверхности шлифованием и полированием проводилась с помощью абразивных инструментов. При этом металл снимался послойно с шагом в 2,0 мм. Микроисследованиями на оптическом и электронном микроскопах установлено, что микроструктура типична для материала сопловых лопаток, отливаемых из сплава ЖС6У-ВИ (табл. 3) и характеризуется следующими параметрами:

- дендритным строением;
- карбиды представлены равномерно распределенными по площади шлифа мелкими частицами глобулярной и вытянутой формы, сгруппированными по типу «китайского шрифта»;
- частицы эвтектической фазы слабо ферментированы и распределены равномерно;
- частицы упрочняющей фазы кубической формы и имеют четко очерченные границы.

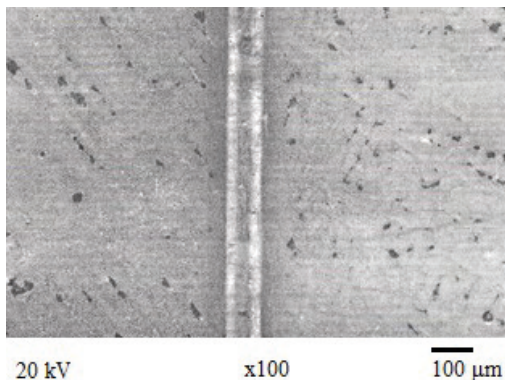
Таблица 3

**Химический состав сплава ЖС6У-ВИ, разработка ВИАМ (ОСТ 1-90126-85), в %**

Fe	C	Ni	S	P	Cr	Mo	W	Co	Ti	Al
> 1,0	0,13–0,20	54,3–62,7	до 0,01	до 0,015	8,0–9,5	1,2–2,4	9,5–11,0	9,0–10,5	2,0–2,9	5,1–6,0

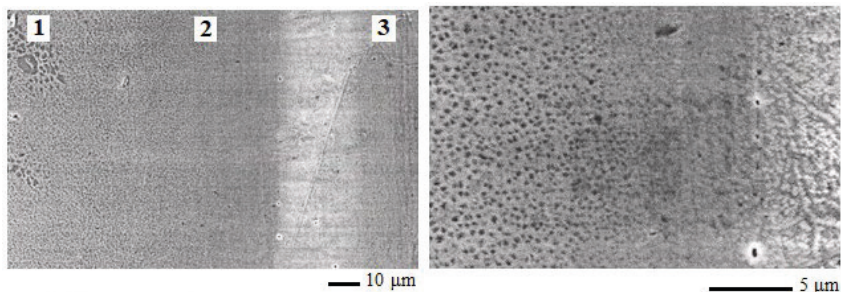
Отмечено, что микроструктура однородна и наблюдается полное диффузионное проникновение металла двух свариваемых образцов. Появление несоединенных диффузионной сваркой участков возможно при неудовлетворительной подготовке

поверхности. Для повышения качества диффузионной сварки проведен второй вариант эксперимента, заключающийся в том, что между двумя соединяемыми образцами проложена фольга, близкая по химическому составу никелевому сплаву. Предложенное решение позволяет повысить технологичность диффузионной сварки за счет устранения зазоров между двумя соединяемыми деталями. Характерные структуры для такого варианта изготовления представлены на рисунке 4–11.

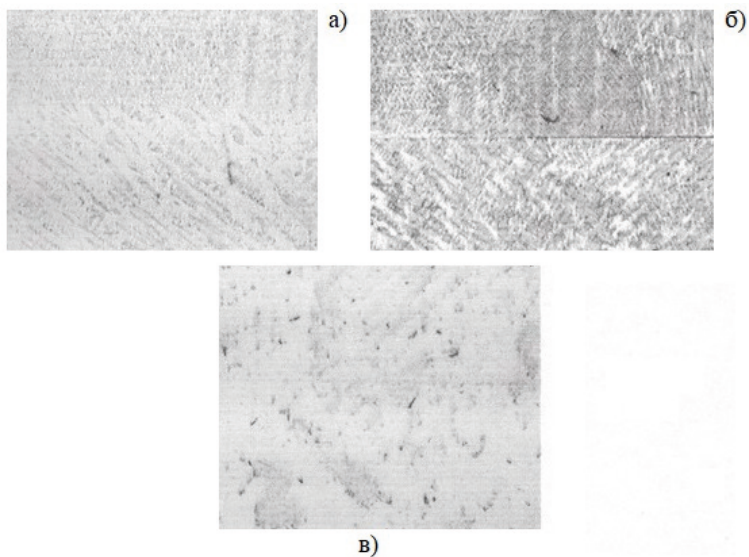


**Рисунок 4.** Микроструктура в зоне сварки, выполненная на электронном растровом микроскопе

Например, на рисунке 4 показан общий вид сварного соединения, полученного с помощью диффузионной вакуумной сварки (толщина фольги — 84 мкм). На рисунке 5 показана микроструктура различных областей сварного соединения. Здесь цифрами 1 и 3 обозначены области основного металла лопатки, 2 — бесструктурная область, являющаяся зоной диффузии фольги с материалом лопатки. На рисунках 6–7 представлены микроструктуры сечений образцов без подложки и с ней.

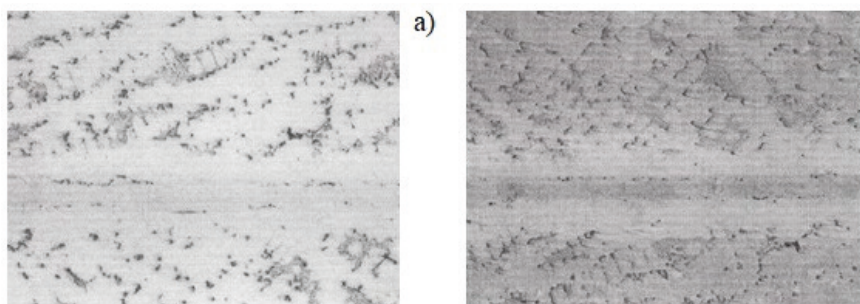


**Рисунок 5.** Различные области сварного соединения, полученного диффузионной сваркой



**Рисунок 6.** Микроструктура сечения образца без подложки:

*a* — при увеличении  $\times 85$  без травления; *б* — при  $\times 40$  протравлен; *в* — при  $\times 1700$  без травления

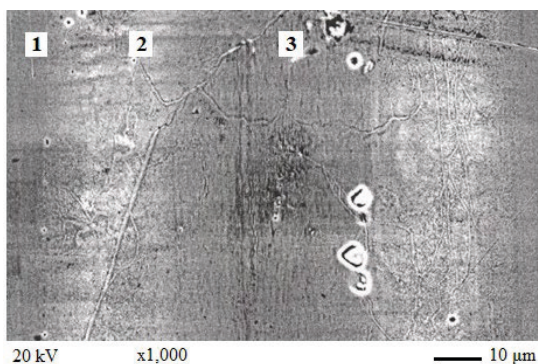


**Рисунок 7.** Микроструктура сечения образца с подложкой:

*a* — при увеличении  $\times 200$  без травления; *б* — при  $\times 200$  протравлен

На микроструктурах лопатки из сплава ЖС6У-ВИ в переходной области не наблюдается коагуляция, перегрев также отсутствует.

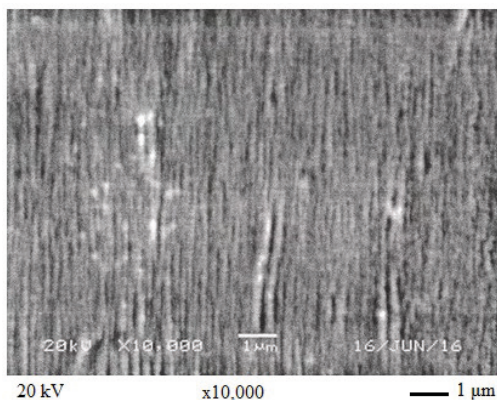
На рисунке 8 представлена микроструктура материала фольги. Произошла взаимная диффузия свариваемых материалов — фольги и металла лопатки; состояние измененное. В структуре можно выделить следующие области: основной металл лопатки 1, фольга 3 и область взаимной диффузии 2.



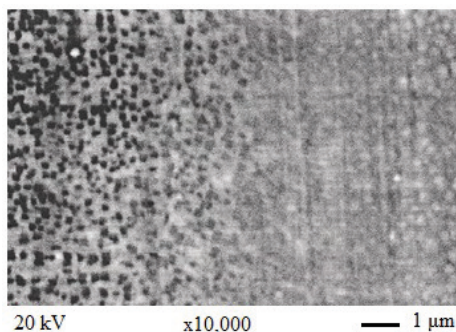
**Рисунок 8.** Микроструктура фольги

На рисунках 9–10 показаны микроструктуры сердцевины фольги и двух переходных зон соответственно. В дополнение к микроструктурному анализу выполнялся спектральный анализ металла исследуемых образцов. Анализируя представленные микроструктуры, можно сделать вывод, что диффузионная сварка обеспечивает надежное соединение сопловых лопаток при обеспечении высокой точности и чистоты поверхности. При этом для диффузионной сварки необходима постоянная нагрузка на соединяемые детали при постоянной температуре в вакууме. Наличие фольги из жаропрочного сплава повышает технологичность изготовления диффузионной сварки сопловых лопаток газотурбинных двигателей.

Изготовление, исследование и испытания образцов лопаток проведены на предприятии АО «Казанское моторостроительное производственное объединение».



**Рисунок 9.** Микроструктура сердцевины фольги



**Рисунок 10.** Микроструктура двух переходных зон

### **Выводы**

В результате проведенных исследований показана возможность применения диффузионной сварки для изготовления штучных сопловых лопаток, что является новым техническим решением. Это является актуальным для производства, так как позволяет повысить выход годного литья. Применение диффузионной сварки также повышает технологичность нанесения покрытий, а также обеспечивает заданные проходные сечения, обеспечивающие высокие коэффициенты полезного действия газотурбинных двигателей.

### **Литература**

1. *Каблов Е. Н.* Жаропрочные конструкционные материалы. М.: Литейное производство, 2005. № 7. С. 2–7.
2. *Казаков Н. Ф.* Диффузионная сварка в вакууме. М.: Машиностроение, 1968. 331 с.
3. *Копелев С. З.* Охлаждаемые лопатки газовых турбин (тепловой расчет и профилирование). М.: Наука, 1983. 144 с.
4. *Фаворский О. Н., Копелев С. З.* Охлаждаемые воздухом лопатки газовых турбин. М.: Теплоэнергетика, 1981. № 8. С. 7–11.
5. *Круглов Е. П., Галимов Э. Р., Беляев А. В., Круглов К. Е., Сироткина Л. В.* Бестигельное литье лопаток турбины на установках полунепрерывного подогрева формы // Вестник Казанского государственного технического университета им. А. Н. Туполева. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та (КНИТУ-КАИ), 2019. № 4. С. 65–67.

*О. Г. Тасун, Я. С. Шишкин, Т. А. Политова, А. С. Политов*

ОДК — Уфимское моторостроительное производственное объединение

## **СИСТЕМАТИЗАЦИЯ И УНИФИКАЦИЯ СРЕДСТВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОСНАЩЕНИЯ (СТО), ПРИМЕНЯЕМОГО В ПРОИЗВОДСТВЕ ГТД**

*Аннотация.* В целях развития производственной системы в ПАО «ОДК-УМПО» были проведены собственные исследования систематизации и унификации СТО. В процессе этой работы рассмотрены существующие направления повышения эффективности в рассматриваемой сфере, проанализирован уровень и состояние системы обеспечения жизненного цикла СТО в объединении. Разработаны и внедрены в производство алгоритмы и модули автоматизации технологической подготовки производства.

В целях повышения эффективности эксплуатации современного высокопроизводительного оборудования передовые машиностроительные предприятия постоянно модернизируют существующую и создают новые производственные системы. Эти постоянные изменения условий производства ставят задачу обеспечения технологической гибкости организации предприятия. Задачи автоматизации проектирования становятся первоочередными на всех уровнях технической подготовки производства: от оценки технологичности изделий до создания технологической документации на механическую обработку в режиме автоматизации.

Актуальность проекта систематизации и унификации СТО, применяемого в производстве ГТД, обусловлена постановлениями Правительства РФ о цифровизации отечественного производства и постановкой ключевых задач АО «ОДК» реализации программы «Трансформация индустриальной модели» (ТРИМ) по созданию единой технологической системы и единого инструментального производства. В существующих системах автоматизированного проектирования разработка технологических процессов ведется путем группирования деталей по конструктивным или технологическим признакам, однако в процессе реализации разработанных технологических процессов состояние производственной системы не учитывается. В связи с вышеперечисленным становится очевидна необходимость создания новых методов проектирования технологических процессов, способных на быстрое реагирование, на изменение производственных условий с возможностью учета особенностей любой производственной системы.

Решение вышеуказанных задач осуществимо в автоматизированной системе планирования многономенклатурных технологических процессов и их инструментального обеспечения [1]. Автоматизированная система в реальных производственных условиях осуществляет возможность параллельного проектирования технологи-



ческих процессов и предлагает многовариантные решения задач проектирования, где одним из критериев оптимизации применимо снижение номенклатуры средств технологического оснащения (СТО).

Многоуровневая иерархическая система из двух страт: страты проектирования технологических процессов и страты их реализации — на этапе проектирования позволяет создавать СТО для разрабатываемых технологических процессов, обеспечивающие возможность изготовления всей номенклатуры деталей для конкретной производственной системы, а на страте реализации определять эффективность реализации СТО в отработке технологических процессов и эффективность работы производственной системы. Данные об эффективности наряду с информацией о состоянии производственных условий поступают в виде обратной связи на страту проектирования.

Многономенклатурная система планирования предлагает общую последовательность проектирования технологических процессов на уровне технологических операций, которая подразумевает необходимость разработки структуры операции, определение средств технологического оснащения, расчет параметров обработки. Однако в зависимости от групп технологического оборудования, а также применяемой оснастки состав и последовательность проектных действий имеют существенные различия. Задачу проектирования технологических процессов разделяет применение принципов системного подхода путем разработки ряда проектных процедур.

Во исполнение поставленных задач для многономенклатурного производства газотурбинных двигателей наиболее приемлема систематизация путем создания классификаторов, основанных на типах и признаках средств технологического оснащения. Создание качественных классификаторов очень непростая задача и требует совместной работы многих специалистов из разных сфер деятельности. При этом на предприятиях процесс унификации СТО является обязанностью исполнителей, что обуславливает недостаток качества выполнения процесса.

По опыту известно:

- повышение уровня типизации, унификации и стандартизации при разработке технологических процессов во многом определяет эффективность автоматизированного проектирования;
- формирование СУБД ТП, СТО с последующей интеграцией модулей в единое информационное пространство достаточно трудоемкий длительный процесс, но он обуславливает гибкость и прозрачность рабочей среды;
- оптимальный вариант применения в машиностроении режимов обмена информацией при взаимодействии проектировщика с ЭВМ: пакетный (автоматический) и диалоговый (оперативный).

Методики решения задач технологической подготовки производства в настоящее время широко отражены в открытой печати [1, 2, 3, 4]. Однако унификация СТО, применяемых в производстве, остается наиболее значимой проблемой, обусловленной нарастающей интенсивностью научно-технического прогресса в сфере газотур-

бинных двигателей (ГТД). Также процесс унификации СТО в производстве усложняется номенклатурой изготавливаемых деталей и сборочных единиц (ДСЕ), входящих в ГТД.

Для многономенклатурного производства ГТД наиболее приемлема систематизация путем создания классификаторов СТО. Создание качественных классификаторов очень непростая задача и требует совместной работы многих специалистов из разных сфер деятельности [5]. При этом на предприятиях процесс унификации СТО является обязанностью исполнителей, что обуславливает недостаток качества выполнения процесса.

САПР разрабатывают продолжительное время, поэтому экономически целесообразно вводить ее в эксплуатацию по частям по мере готовности. Созданный базовый вариант системы может расширяться. Кроме того, возможно появление новых, более совершенных математических моделей и программ, изменяются также и объекты проектирования. САПР создается как иерархическая система, реализующая комплексный подход к автоматизации на всех уровнях проектирования.

Так, в САПР технологических процессов обычно включают подсистемы структурного, функционально — логического и элементного проектирования (разработки принципиальной схемы технологического процесса, проектирования маршрута, проектирования операции, разработки управляющих программ для оборудования с ЧПУ).

Иерархическое построение САПР относится также к специальному программному обеспечению и к техническим средствам (центральный вычислительный комплекс и автоматизированные рабочие места). САПР представляет собой совокупность информационно-согласованных подсистем. Обслуживание всех или большинства последовательно решаемых задач ведется информационно согласованными программами.

Плохая информационная согласованность приводит к тому, что САПР превращается в совокупность автономных программ. САПР должна быть инвариантной системой, т. е. универсальной или типовой.

В ПАО «ОДК-УМПО» работа по автоматизации технологической подготовки производства (ТПП) была начата уже в 90-е годы XX столетия. Непосредственно для унификации СТО в этот период заложена основа для программного модуля информационно-поисковой системы «Инструмент» (ИПС), изначально предназначенной для подбора только режущего и мерительного инструмента. Написана программа на языке программирования Delphi. В системе используется реляционная база данных (БД) с иерархической структурой, основная особенность которой в том, что данные хранятся в виде набора двумерных таблиц. Число столбцов фиксированно и структура БД известна заранее, а число строк не ограничено. Поиск информации происходит быстрее по сравнению с другими типами БД. При помощи системы управления базами данных (СУБД) выполняется управление (изменение, ввод, удаление). Хранится БД на сервере и доступна в ИПС на рабочих местах ТПП.

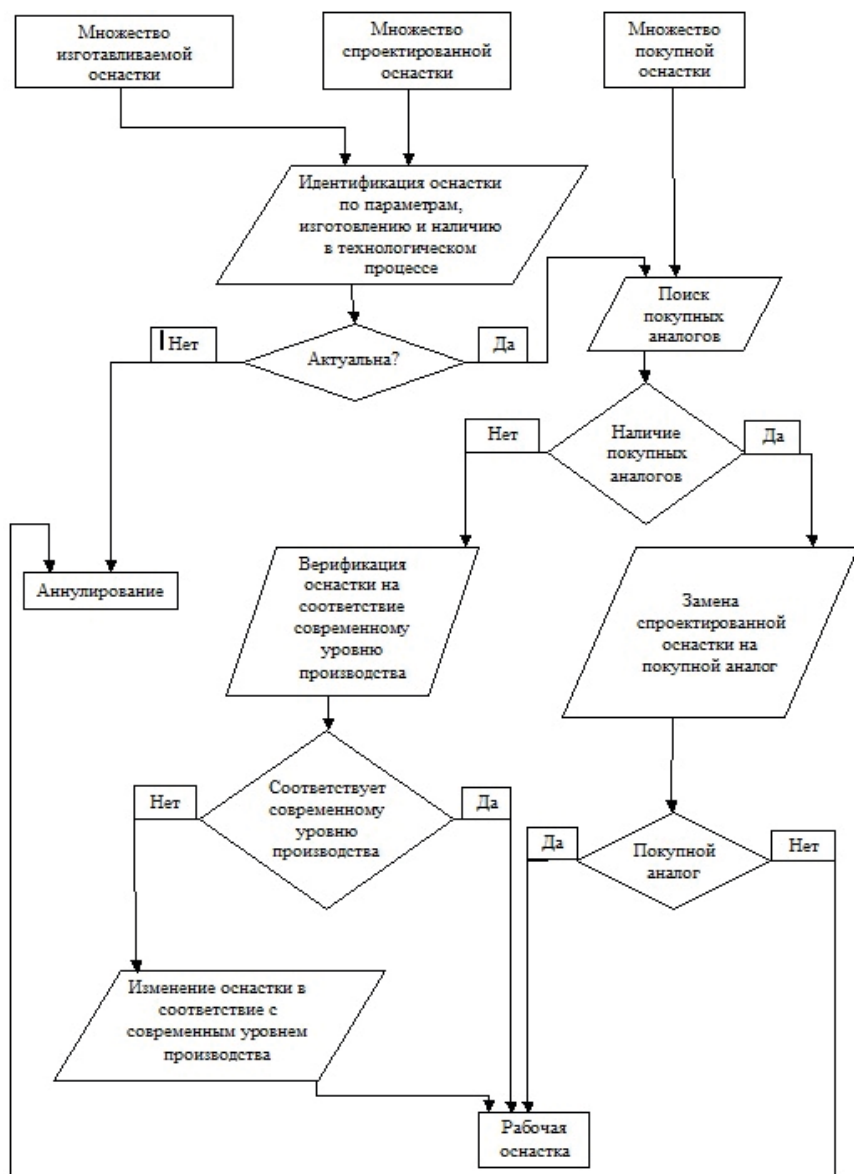


Рисунок 1. Алгоритмизация системы технологической подготовки

ПАО «ОДК-УМПО» одним из первых в отечественном машиностроении в 2005 году перешло на автоматизированное создание технологических процессов (ТП) ДСЕ ГТД в системе Search/Intermech, проектирование и изготовление СТО на основе параметризованного 3D-моделирования в системе T-FLEX DOCs/CAD — технологии с использованием глобальных вычислительных сетей. Также в объединении был сформирован единый интерактивный производственный классификатор СТО, который в настоящее время заполнен более 900 тыс. шифрами.

Автоматизированная система технологической подготовки производства (АСТПП) включает проектирование технологических процессов как заготовительного производства, так и обработки резанием и сборки, проектирование технологической оснастки, специального инструмента и нестандартного оборудования (см. рис. 1).

Математическое моделирование процесса унификации СТО с использованием средств автоматизации определило ускорение работы человека, позволив выполнять оперативный контроль и корректировку:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z = \{a | P(a_1) = P(a_2) = \dots = P(a_i), Q(a_i) \rightarrow \max\} \\ Y = \{b | P(b_i) = P(a_i)\}, \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $a$  — спроектированные СТО,  $b$  — покупные СТО,  $P(a)$  — параметры спроектированных СТО,  $P(b_i)$  — параметры покупных СТО,  $Q(a)$  — количественная характеристика в расчетный период,  $Z$  — множество актуальных СТО,  $Y$  — множество подбранных покупных СТО взамен спроектированных.

На основе модели (1) для выборки актуальных СТО по критерию применимости в ТП был разработан модуль выборки с обращением в БД системы Intermech и возможностью автоматизированного вывода в MS Excel. Автоматизация данной процедуры позволила значительно упростить и ускорить процесс верификации актуальных и типовых СТО, формирования их перечней, в том числе с целью типизации размеров ДСЕ и группирования ТП. Действующая БД ИПС была дополнена покупными СТО и ранее не рассматриваемыми по причине сложности описания их параметров.

Совокупность прикладных модулей, управляющих многопрофильными БД на рабочих местах ТПП, способствовало созданию эмерджентной эргономичной системы процесса унификации СТО производства ГТД.

На практике самостоятельное развитие каждой из вышеуказанных оптимально профильных систем автоматизации обозначило проблему их интеграции в едином информационном пространстве, необходимом для полной автоматизации ТПП, по причине разнокодированности программ. Помимо этого, по мере заполнения БД и наслонения программных алгоритмов, стали проявляться проблемы сетевых коммуникаций.

Основываясь на известных методиках [1, 2, 3, 4] и приобретенном опыте в процессе настоящего исследования, в последние два года специалистами ПАО «ОДК-УМПО» была проведена модернизация заводской сети, разработаны блок-схема алгоритма (см. рис. 1) и математическая модель процесса унификации СТО (1), по которым созданы модули оперативного управления используемых систем автоматизации ТПП (см. рис. 2).

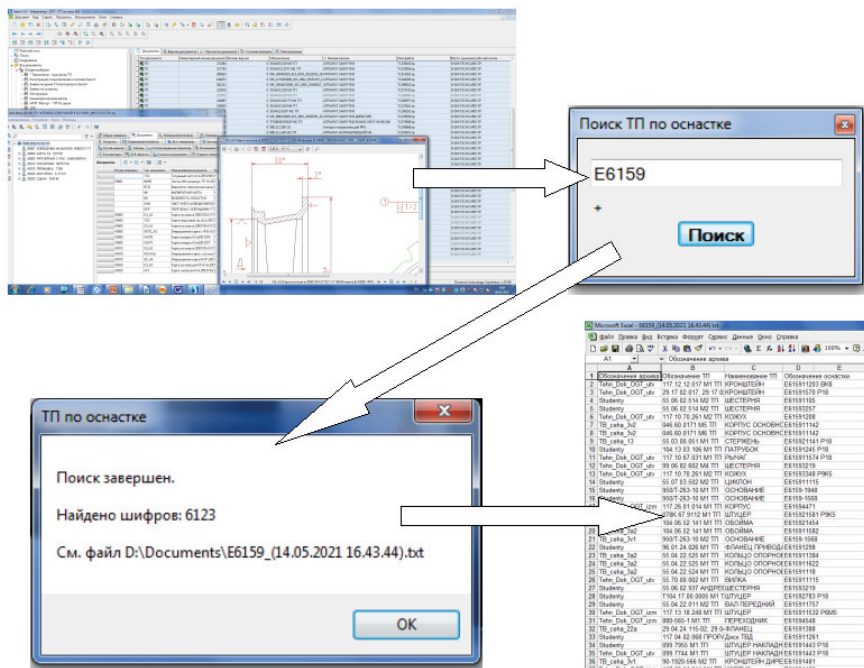


Рисунок 2. Автоматизация системы унификации СТО

Трехуровневая структура заводской сети передачи данных была усовершенствована рядом аппаратных решений:

- уровень ядра построен на маршрутизаторах Huawei S7712 и пары S7706 с возможностями мультисервисной маршрутизации и коммутации от 10G до 100G, при этом модульная конструкция, унифицированное управление пользователями и комплексные функции безопасности делают коммутаторы S77xx идеальными решениями для малых и крупных сетей;
- уровень распределения построен на маршрутизаторах Huawei S6720, предоставляющих широкий диапазон услуг, комплексные политики безопасности и различные функции QoS, с помощью которых можно создать масштабируемые, управляемые, надежные и безопасные сети;

- уровень доступа частично обновлен коммутаторами Huawei-5720-52X с 48 портами для подключения рабочих станций на скорости 1 Гбит/с и 4 портами для установки SFP/SFP+ модулей для подключения UpLink и DownLink на скорости до 10 Гбит/с по волоконно-оптическому кабелю.

В серверной зоне проведены обновления сервера базы данных системой Huawei FusionServer E9000, а системы хранения — OceanStor 2600 V3 на базе флеш-накопителей. Высокие показатели производительности и масштабируемости достигаются также благодаря интерфейсам Fibre Channel 16 Гбит/с, PCIe 3.0 и SAS 3.0 12 Гбит/с, Ethernet 1/10 Гбит/с, FCoE 10 Гбит/с.

Экспериментально систему исследовали путем переиздания в электронном виде бумажных носителей сборника типовых чертежей сверл (СТ-10А, 1137 шифров) и ряда чертежей специнструмента (8 тыс. шифров). По результатам было выведено из производства 394 шифра из СТ-10А и 2457 шифров специнструмента, что показало степень унификации на основе разработанной интегрированной системы автоматизации порядка 30%.

При этом СТ-10А был переиздан как сетевой прикладной модуль с СУБД на платформе T-Flex DOCs/ CAD с возможностью унификации при проектировании новых сверл.

## Выводы

Совокупность прикладных модулей, управляющих многопрофильными БД и используемых на рабочих местах ТПП, способствовало созданию эмерджентной эргономичной системы процесса унификации СТО производства ГТД.

Экспериментально систему исследовали путем переиздания в электронном виде бумажных носителей сборника типовых чертежей сверл (СТ-10А, 1137 шифров) и ряда чертежей специнструмента (8 тыс. шифров).

Выведено из производства 394 шифра из СТ-10А и 2457 шифров специнструмента, что показало степень унификации на основе разработанной интегрированной системы автоматизации порядка 30%. СТ-10А переиздан как сетевой прикладной модуль с СУБД на платформе T-Flex DOCs/ CAD с возможностью систематизации и унификации проектирования сверл.

В настоящее время по аналогии с СТ-10А выполнена систематизация и унификация фрез (СТ-15А) и оправок для абразивных кругов (СТ-27).

## Литература

1. *Мезенцев Д. С.* Перспективы развития инструментального хозяйства машиностроительного предприятия // Развитие современной науки: теоретические и прикладные аспекты. Сборник статей. Центр социально-экономических исследований. Пермь, 2016. № 6. С. 16–21.
2. *Мороз А. Ю., Родионова А. В., Схиртладзе А. Г.* Сокращение затрат на оснастку при конструкторско-технологической подготовке машиностроительного производства изделий // Вестник МГТУ «Станкин». 2017. № 3 (42). С. 110–113.

3. *Татарова Л. А., Жарков А. С.* Разработка системы инструментообеспечения участка фрезерной обработки // Наука и образование. МГТУ им. Н. Э. Баумана. Электрон. журн. 2016. № 8. С. 11–20.
4. *Хейфец М. Л., Точило В. С., Семенов В. И., Кусакин Н. А.* Унификация инструментов и средств технологического оснащения ремонтного производства на основе статистического анализа // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. 2008. № 8. С. 45–51.
5. *Ширякин А. Ф., Шанченко Н. И., Угасин А. Н.* О постановке задач систематизации и унификации компонентов технологической системы для повышения качества технической подготовки авиастроительного производства // Инновации, качество и сервис в технике и технологиях. Сборник научных трудов 5-й Международной НПК. Курск: Университетская книга, 2015. С. 348–353.

*Н. В. Плотников, В. А. Гонтюров, К. С. Селиванов,  
Б. О. Большаков, А. М. Смыслов*

ООО НПП «Уралавиаиспецтехнология», Уфа  
plotnikov.uast@mail.ru

## **ОСОБЕННОСТИ МИКРОСТРУКТУРЫ И СВОЙСТВ КОМБИНИРОВАННОГО ПОКРЫТИЯ СДП-1 + ВСДП-20, НАНЕСЕННОГО В ЕДИНОМ ВАКУУМНОМ ОБЪЕМЕ**

*Аннотация.* В работе представлены сравнительные результаты исследования микроструктуры и свойств комбинированного вакуумно-плазменного покрытия СДП-1 + ВСДП-20, сформированного по двум различным технологиям. Установлено, что нанесение покрытия в едином вакуумном объеме обеспечивает отсутствие оксидной пленки между слоями СДП-1 и ВСДП-20, что способствует в процессе длительного термического воздействия развитию диффузионного перемешивания атомов легирующих компонентов СДП-1 и ВСДП-20 между собой и, как следствие, приводит к существенному повышению прочностных характеристик комбинированного покрытия в целом.

### **Введение**

Современная авиационная техника эксплуатируется в различных климатических условиях [1]. Частая смена климата и условий базирования, в совокупности с возрастающими требованиями к ресурсу, надежности и безотказной работе в любых погодных условиях, обуславливают необходимость совершенствования технологии изготовления как отдельных деталей и узлов, так и газотурбинных двигателей (ГТД) в целом [1, 2]. При этом основное внимание уделяется наиболее ответственным и многочисленным деталям ГТД — рабочим и направляющим лопаткам компрессора, работающим в сложных условиях одновременного действия знакопеременных циклических нагрузок, повышенных температур, коррозионной и эрозивной среды. Наличие агрессивного воздействия приводит к существенному снижению ресурса их эксплуатации и преждевременному разрушению [2].

Одним из наиболее перспективных методов защиты лопаток от воздействия агрессивных коррозионных и эрозивных сред является нанесение специальных защитных покрытий, формируемых по различным технологиям. Наибольшее распространение нашли покрытия, формируемые ионно-плазменным методом (КИБ, PVD), обеспечивающие максимальную адгезионную прочность и минимальную пористость. Толщина таких покрытий на лопатках, как правило, не превышает 20...30 мкм и незначительно влияет на механические и усталостные свойства.

В Российской Федерации основным разработчиком материалов ионно-плазменных покрытий для деталей ГТД является ФГУП «ВИАМ», специалистами которого



для защиты лопаток компрессора высокого давления было разработано комбинированное двухстадийное покрытие СДП-1 + ВСДП-20 [2]. Подробные исследования микроструктуры, коррозионных, эрозийных и эксплуатационных свойств лопаток с нанесенным комбинированным покрытием представлены в работах [3–5]. Технология его нанесения по рекомендациям ФГУП «ВИАМ» предполагает прерывание технологического цикла обработки, развакуумирование установки и перестановку деталей для нанесения второго этапа покрытия (ВСДП-20), что увеличивает трудоемкость, стоимость обработки и риск механического повреждения поверхности деталей.

С целью совершенствования технологического процесса ООО «НПП УАСТ» была изготовлена новая специальная вакуумная установка и реализована технология, позволяющая проводить последовательное осаждение двухстадийного покрытия СДП-1+ВСДП-20 в одном технологическом цикле, без развакуумирования. Проведенные исследования направлены на изучение особенностей и установление закономерностей формирования микроструктуры и свойств двухстадийного коррозионно-стойкого покрытия СДП-1 + ВСДП-20, нанесенного по новому способу, непрерывно в одном вакуумном объеме.

### **Методики проведения исследования**

Для проведения исследований были взяты плоские образцы диаметром 30 мм и высотой 5 мм из стали 15X16K5H2MBФАБ (ЭП866-III), широко используемой для изготовления деталей компрессора высокого давления различных авиационных ГТД. Формирование комбинированного двухстадийного защитного покрытия СДП-1 + ВСДП-20 осуществлялось по двум технологиям: 1) базовая технология нанесения, предполагающая предварительную абразивоструйную обработку поверхности образцов электрокорундом, нанесение слоя СДП-1, однократное охлаждение до температуры 180 °С после завершения цикла СДП-1 с последующим развакуумированием камеры перед нанесением слоя ВСДП-20 и непосредственно цикл нанесения ВСДП-20; 2) технология нанесения ООО НПП «Уралавиапесптехнология», состоящая из предварительного электролитно-плазменного полирования материала подложки для снижения шероховатости поверхности до 0,2 Ra, ионной имплантации атомами азота и нанесения двухстадийного комбинированного покрытия СДП-1 + ВСДП-20 в едином вакуумном объеме, без развакуумирования. Для завершения формирования покрытий образцы, нанесенные по обоим технологиям, подвергались термической обработке при температуре 600 °С в течение 6 часов.

Исследование микроструктуры и локального распределения химических элементов по толщине покрытия проводили на специально подготовленных шлифах в поперечном сечении с помощью растрового электронного микроскопа Jeol GSM 6490LV, оснащенного приставкой для микрорентгеноспектрального анализа Inca X- Art Oxford Instruments.

Прочность покрытий определяли методом индентирования Scratch test [6] на установке CSM Microscratch tester. Параметры индентирования:

- наконечник типа «роквелл» с диаметром при вершине 20 мкм;
- интенсивность прилагаемой нагрузки — от 0,03 до 10 Н/мин;
- скорость индентирования — 2 мм/мин;
- длина царапины — 3 мм.

С целью изучения изменений микроструктуры и свойств сформированных покрытий на подготовленных образцах имитировали условия эксплуатации — проводили длительное термостатирование в печи Nabertherm NA-250/65 по режимам, представленным в таблице 1. После каждого этапа выдержки исследовали микроструктуру, распределение химических элементов по толщине покрытия, прочность материала покрытия.

Т а б л и ц а 1

**Режимы имитации эксплуатационной наработки**

Температура нагрева, °С	Время выдержки, ч
350	100, 300, 500, 1000
450	15, 30, 50, 100, 200, 400

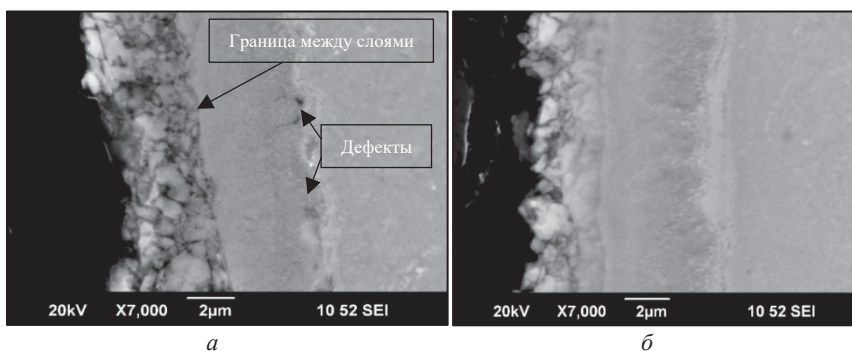
**Результаты исследования**

На рисунке 1 представлена микроструктура комбинированного двухстадийного защитного покрытия СДП-1 + ВСДП-20, сформированная по различным технологиям их нанесения. Из представленных снимков видно, что покрытие, сформированное по базовой технологии нанесения, имеет четкую границу между слоями СДП-1 и ВСДП-20 (указана стрелочкой на рис. 1а). Внешний слой покрытия (ВСДП-20) имеет ярко выраженное ячеистое строение на всю толщину, внутренний слой (СДП-1) однородный, плотный. На границе СДП-1 с подложкой отчетливо прослеживаются повышенная шероховатость, мелкие единичные и строчечные дефекты: рыхлоты и несплошности.

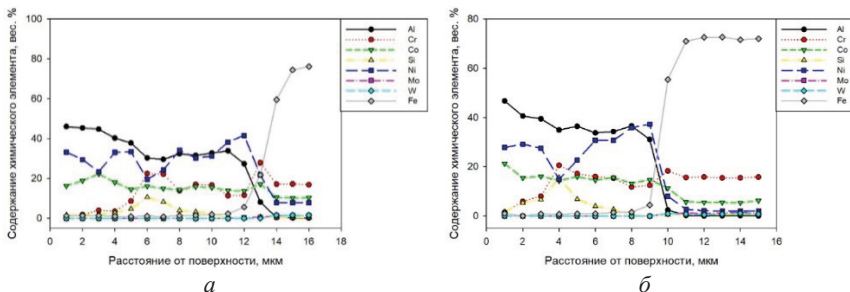
Микроструктура покрытия, сформированного по технологии ООО НПШ «Уралавиапесчтехнология», имеет существенные отличия (рис. 1б). Внешнее покрытие (ВСДП-20) имеет ярко выраженное ячеистое строение только на поверхности, которое прослеживается на глубину до 1,5 мкм. В микроструктуре покрытия отсутствует четкая граница между слоями и граница с подложкой. Покрытие имеет более плотное строение и характерный градиент цвета по толщине, что, вероятней всего, связано с «перемешиванием» химических элементов покрытий между собой. Анализ элементного состава покрытия, нанесенного без развакуумирования, подтвердил предположение о «перемешивании» химических элементов между слоями СДП-1 и ВСДП-20 (рис. 2), что выражается в повышенном содержании никеля в составе внешнего слоя

ВСДП-20 и высоким содержанием алюминия (до 38% вес.) в слое СДП-1. Следует отдельно отметить, что базовое покрытие имеет аналогичные закономерности распределения элементов, что, вероятней всего, связано со следующими технологическими особенностями процесса его нанесения:

- 1) после завершения цикла нанесения СДП-1 производилось развакуумирование камеры при температуре менее 180 °С, что способствовало образованию оксидов на поверхности образцов;
- 2) после повторного вакуумирования перед нанесением слоя ВСДП-20 образцы предварительно подвергались ионному нагреву с катода СДП-1. На этом этапе могло происходить частичное осаждение элементов катода СДП-1 на образцы поверх оксидной пленки, что объясняет повышенное содержание никеля во внешнем слое ВСДП-20.

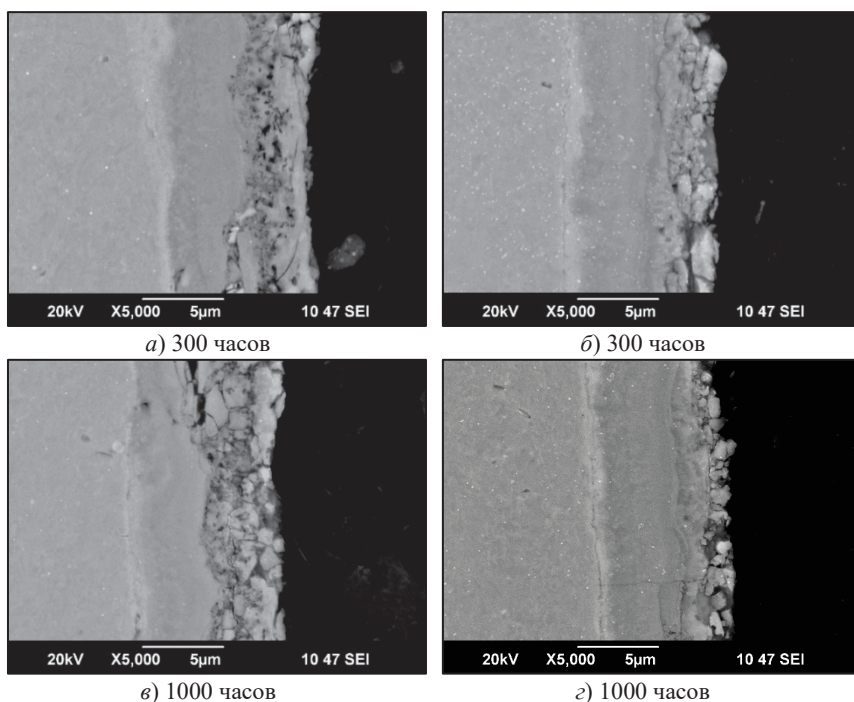


**Рисунок 1.** Микроструктура сформированного комбинированного двустадийного покрытия СДП-1 + ВСДП-20 в исходном состоянии: *а* — технология с развакуумированием; *б* — технология без развакуумирования



**Рисунок 2.** Распределение химических элементов в сформированном комбинированном двустадийном покрытии СДП-1 + ВСДП-20 в исходном состоянии: *а* — базовая технология с развакуумированием; *б* — технология без развакуумирования

Анализ микроструктуры покрытия на образцах с базовой технологией нанесения после длительного термического воздействия показал, что термостатирование при 350 °С с увеличением времени выдержки приводит к постепенному деградированию внешнего слоя покрытия (рис. 3). При этом наблюдается увеличение объемной доли пор и формирование крупных несплошностей на границе между слоями СДП-1 + ВСДП-20 (рис. 3, а и г). В то же время покрытие, нанесенное без развакуумирования, при термостатировании не претерпевает видимых микроструктурных изменений (рис. 3, б и г). При этом распределение химических элементов по толщине базового покрытия, после термостатирования с различным временем выдержки при 350 °С, показало отсутствие значительных изменений по содержанию химических элементов в сравнении с исходным состоянием, в то время как в покрытии, нанесенном без развакуумирования, в поверхностных слоях наблюдается незначительное повышение содержания хрома (до 3% вес.).

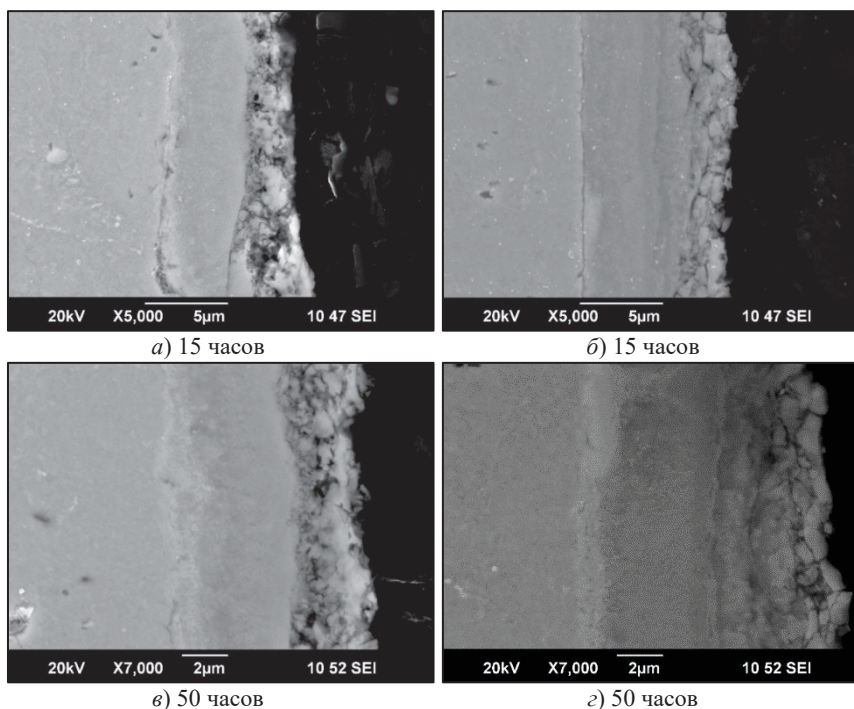


**Рисунок 3.** Микроструктура сформированного комбинированного двустадийного покрытия СДП-1 + ВСДП-20 после термоэкспозиции при 350 °С при различном времени выдержки: а и в — базовая технология с развакуумированием; б и г — технология без развакуумирования

На рисунке 4 представлена микроструктура защитных покрытий после термостатирования при 450 °С. Наблюдаемые изменения микроструктуры покрытий аналогичны полученным при 350 °С. Внешний слой покрытия, сформированного по базовой технологии, с увеличением времени выдержки при 450 °С становится более «рыхлым» с большим количеством несплошностей различной формы и размеров. При этом основная доля дефектов с увеличением времени выдержки стремится к границе раздела СДП-1 и ВСДП-20.

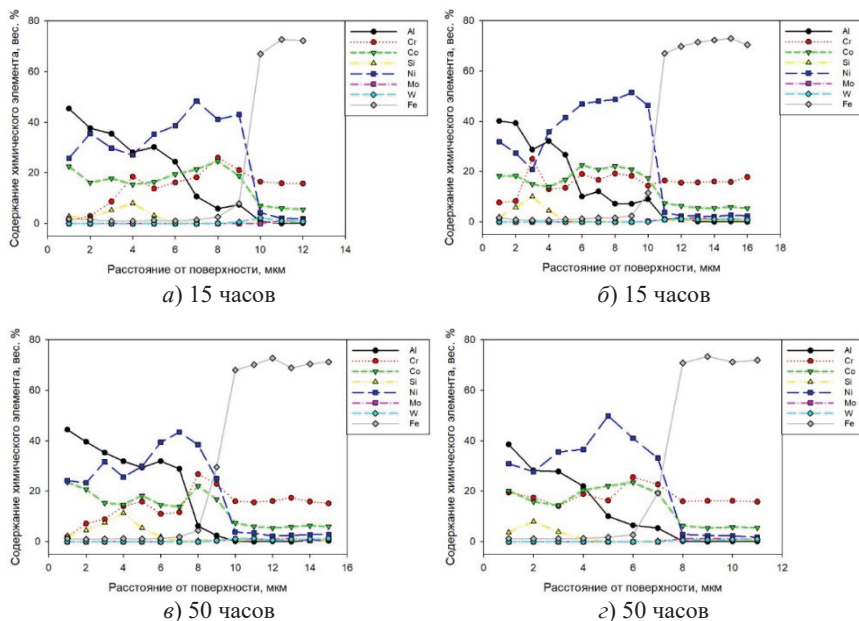
В отличие от базового, в покрытии, сформированном без развакуумирования, микроструктурных изменений после термостатирования при 450 °С не обнаружено.

Проведенный после термостатирования при 450 °С анализ распределения химических элементов по толщине базового покрытия значительных изменений не выявил (рис. 5, а и в). Распределение элементов соответствует исходному состоянию.



**Рисунок 4.** Микроструктура сформированного комбинированного двустадийного покрытия СДП-1 + ВСДП-20 после термоэкспозиции при 450 °С при различном времени выдержки: а и в — базовая технология с развакуумированием; б и г — технология без развакуумирования

Иная картина наблюдается в распределении химических элементов по толщине покрытия, сформированного по технологии ООО НПП «Уралавиаиспецтехнология» (рис. 5, б и г). С увеличением времени выдержки при температуре 450 °С на поверхности покрытия наблюдается постепенное снижение содержания алюминия и никеля. При этом происходит повышение содержания хрома, доля которого после термостатирования достигает 20% вес. Столь существенные изменения в распределении химических элементов по толщине покрытий, сформированных по различным технологиям, вероятно, обусловлены наличием между слоями СДП-1 и ВСДП-20 «барьерного слоя» в виде оксидной пленки, которая препятствует развитию процессов диффузии.



**Рисунок 5.** Распределение химических элементов в сформированном комбинированном двустадийном покрытии СДП-1 + ВСДП-20 при различном времени выдержки при 450 °С: а, в — технология с развакуумированием; б, г — технология без развакуумирования

Наблюдаемые изменения в структуре и химическом составе покрытий оказывают значительное влияние на их механические и прочностные свойства.

Определение прочности поверхности образцов с покрытиями и оценку их адгезионной прочности проводили известным методом динамического индентирования

Scratch-test [6]. На образцах с покрытиями, алмазным индентором были нанесены царапины при непрерывно увеличивающейся нагрузке от 0,3 до 10 Н. Характер разрушения покрытий исследовали визуально с помощью оптического микроскопа при увеличении от 200 до 500X.

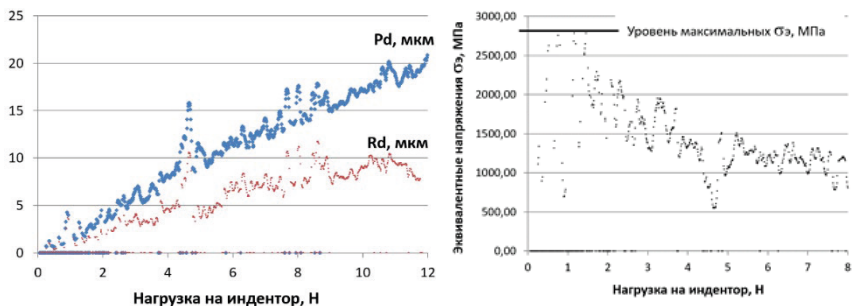
Анализ нанесенных царапин показал, что характер разрушения покрытий носит хрупкий когезионный с образованием единичных радиальных микротрещин без отслаивания от поверхности.

В ходе эксперимента были установлены зависимости глубины индентирования от прилагаемой нагрузки. По экспериментальным данным и условиям контакта жесткого шара и упругого полупространства (задача Герца) были рассчитаны эквивалентные напряжения по критерию Треска — Сен-Венана, третья теория прочности [6, 7]:

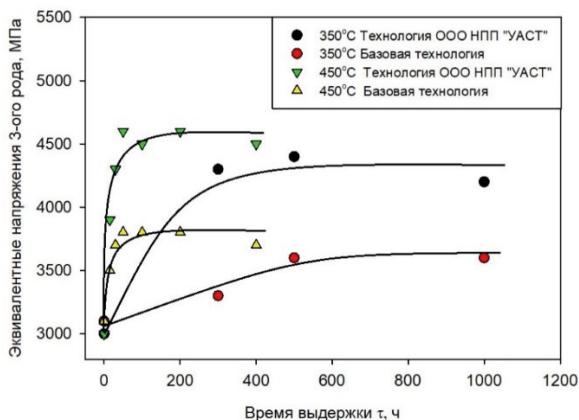
$$\sigma_3 = |\sigma_1 - \sigma_3| = 2p_0 \frac{1-2\nu}{3}, \text{ МПа}, \quad (1)$$

где  $p_0 = \frac{3L}{2\pi R h^2}$ , МПа — максимальное давление в контакте между индентором и образцом;  $L$ , Н — действующая нагрузка на индентор;  $R$ , мм радиус индентора;  $h$ , мм — глубина индентирования;  $\nu$  — модуль Юнга.

Для каждого варианта термостатирования были построены графики зависимости глубины индентирования и эквивалентных напряжений от прилагаемой нагрузки, см. рисунок 6. По полученным зависимостям определили прочность покрытия, как максимальное эквивалентное напряжение  $\sigma_3$ , при котором начинают возникать регулярные микротрещины, приводящие к дальнейшему хрупкому разрушению покрытия. Графики изменения прочности по времени при различной температуре термостатирования показаны на рисунке 7.



**Рисунок 6.** Пример изменения глубины индентирования Pd, Rd и эквивалентных напряжений  $\sigma_3$ , МПа: Pd — упругопластическая деформация; Rd — остаточная деформация



**Рисунок 7.** Изменение прочности покрытия при различной температурной выдержки

На графиках рисунка 7 видно, что в процессе температурной выдержки прочность исследуемых покрытий монотонно увеличивается до некоторого предельного значения, что связано с наблюдаемыми процессами «перемешивания» и диффузии легирующих элементов к поверхности покрытия при одновременном образовании прочной окисной пленки на поверхности покрытия. Кроме этого, из графиков видно, что с увеличением температуры термостатирования уменьшается время, за которое достигается максимальная прочность поверхности с покрытием, что объясняется большей скоростью протекания процессов диффузии и окисления.

Сравнивая исследуемые покрытия, можно отметить, что наиболее прочными, по критерию максимальных эквивалентных напряжений, являются покрытия, нанесенные в едином вакуумном объеме по технологии ООО НПП «Уралавиаспецтехнология». Основной причиной повышения их прочности при термостатировании является изменение химического состава и увеличение содержания хрома ближе к поверхности ВСДП-20. Наблюдаемое увеличение прочности и ее стабилизация на некотором уровне свидетельствуют также о формировании при температурной выдержке стабильной структуры и свойств материала покрытия, что также должно обеспечить повышение его коррозионной стойкости. Повышение температуры с 350 до 450 °С способствует ускорению формирования стабильной структуры и повышению ее прочности в пределе более 1000 ч.

## Выводы

1. Технология нанесения комбинированных покрытий СДП-1 + ВСДП-20 ООО НПП «Уралавиаспецтехнология» в едином вакуумном объеме обеспечивает отсутствие окисной пленки между слоями.



2. В процессе термостатирования в покрытии, сформированном в едином вакуумном объеме, развиваются процессы диффузии легирующих элементов между собой, что способствует формированию стабильной структуры материала покрытия с увеличенной прочностью.

## Литература

1. *Каблов Е. Н.* Ионно-плазменные защитные покрытия для лопаток ГТД / Е.Н. Каблов, С.А. Мубояджян // Литье лопаток газотурбинных двигателей (сплавы, технологии, покрытия). М.: МИСИС. 2001. С. 531–609.
2. *Каблов Е. Н.* Ионно-плазменные защитные покрытия для лопаток газотурбинных двигателей / Е. Н. Каблов, С. А. Мубояджян, С. А. Будиновский, Я. А. Помелов // Конверсия в машиностроении. 1999. № 2. С. 42–47.
3. *Жегина И. П.* Характер разрушения стали ЭП866-Ш с покрытиями / И. П. Жегина, А. Н. Луценко, С. А. Мубояджян, В. Я. Белоус, Л. В. Котельникова // Вопросы материаловедения. 2009. № 4. С. 150–156.
4. *Белоус В. Я.* Ионно-плазменные покрытия для защиты от коррозии компрессорных лопаток и других деталей ГТД, эксплуатирующихся во всеклиматических условиях / В. Я. Белоус, В. Е. Варламова, С. А. Мубояджян, Д. А. Александров // Коррозия: материалы, защита. 2012. № 1. С. 20–24.
5. *Белоус В. Я.* Комбинированное ионно-плазменное покрытие для повышения служебных характеристик стали ЭП866-Ш при температурах 450–650 °С / В. Я. Белоус, А. Д. Жирнов, А. Н. Луценко, С. А. Мубояджян, Д. А. Александров, К. А. Хромов // Авиационные материалы и технологии. 2008. № 3 (8). С. 34–43.
6. ASTM Standard C1624 (05) — Standard Test Method for Adhesion Strength and Mechanical Failure Modes of Ceramic Coatings by Quantitative Single Point Scratch testing.
7. *Джонсон К.* Механика контактного взаимодействия: Пер. с англ. М.: Мир. 1989. 510 с.
8. *Селиванов К. С.* Оценка прочности материала поверхности при его испытании методом «скретч-тест» / К. С. Селиванов // Вестник УГАТУ. 2015. Т. 19, № 1 (67). С. 100–106.

*А. М. Смыслов, Д. Р. Таминдаров*

ООО НПП «Уралавиаиспецтехнология», Уфа  
tamindarov@nppuast.ru

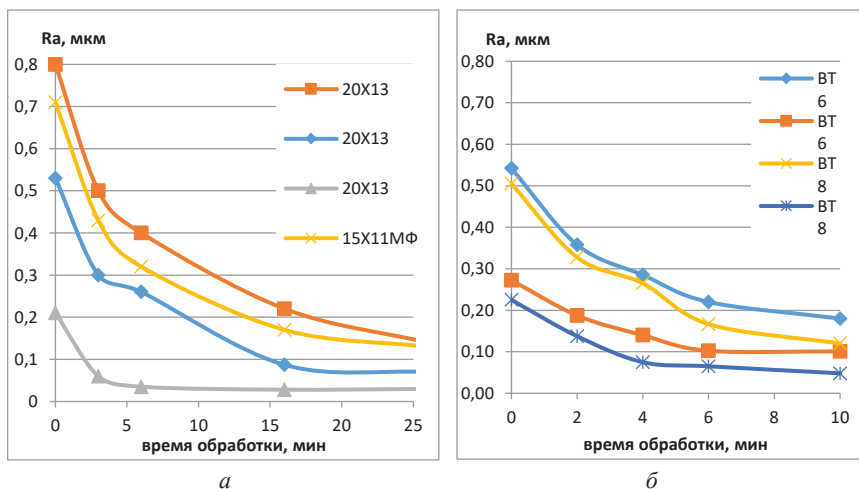
## **ЭЛЕКТРОЛИТНО-ПЛАЗМЕННОЕ ПОЛИРОВАНИЕ В ТЕХНОЛОГИИ ФОРМИРОВАНИИ ПОВЕРХНОСТИ ЛОПАТОК ГТД**

*Аннотация.* В работе представлен обзорный материал, дающий представление о возможности использования метода электролитно-плазменного полирования в технологии изготовления лопаток ГТД.

Финишная обработка поверхности лопаток во многом определяет их качество и, как следствие, эксплуатационную надежность. На финишных операциях изготовления производится доводка профиля пера лопаток до требуемых размеров по контрольным сечениям, формирование профиля кромок и окончательное полирование [1, 2]. По этой причине на большинстве предприятий, занимающихся изготовлением лопаток ГТД, данные операции выполняются вручную полировальными кругами на войлочной основе, накатанными абразивными шлифпорошками и микрошлифпорошками различной зернистости. В связи с высокими требованиями к качеству поверхности ( $Ra \leq 0,32 \dots 0,16$  мкм) и точности геометрических форм (до 0,04 мм) [2, 3] данный метод обработки является очень трудоемким и требует высокой квалификации рабочего персонала. Несмотря на широкое распространение, данный метод обработки характеризуется существенными недостатками, которые могут оказывать негативное влияние на эксплуатационные свойства обработанных лопаток. Окончательная обработка полировальными кругами приводит к большой вероятности появления глубоких единичных рисок, которые могут быть неразличимы на фоне общей шероховатости. Кроме этого, на общем фоне шероховатости могут быть не различимы риски, оставленные режущим инструментом на предыдущих операциях изготовления, и следы шаржирования поверхности абразивными зёрнами. К недостаткам ручной полировки можно отнести и сложность получения округлой формы кромок без получения эффекта «огранки». Учитывая сложность выявления на стадии контроля, данные виды дефектов могут стать причиной преждевременного усталостного разрушения лопаток, так как являются концентраторами напряжений.

Применение метода электролитно-плазменного полирования (ЭПП) в дополнение к методу механического полирования может решить обозначенные выше проблемы. В настоящее время метод ЭПП широко используется в различных отраслях машиностроения. Рядом научных коллективов ведутся работы по внедрению метода ЭПП в технологию производства лопаток ГТД из железоникелевых и титановых

сплавов [4, 5]. Метод обработки реализуется погружением обрабатываемых деталей в ванну с нагретым электролитом, при этом к детали прикладывается положительный потенциал величиной порядка 300 В, относительно стенок ванны. В качестве электролита для ЭПП используют водные растворы неорганических солей общей концентрацией не более 5%. В результате выделения джоулева тепла на поверхности детали происходит процесс испарения электролита, что в совокупности с выделением электролизного газа приводит к формированию вокруг обрабатываемой детали парогазовой оболочки (ПГО). Высокая напряженность электрического поля внутри ПГО приводит к эмиссии электронов с поверхности электролита и ионизации входящих в ее состав газов. Попеременное воздействие ионизированных частиц и компонентов электролита на обрабатываемую поверхность приводит к ее интенсивному окислению и растворению окисленного металла при правильном подборе компонентов электролита. Из-за повышенной напряженности электрического поля вблизи микровыступов обрабатываемой поверхности происходит их интенсивное (преимущественное) растворение. Благодаря избирательному механизму растворения металла с поверхности, описанному выше, реализуется процесс снижения шероховатости обрабатываемых деталей (рис. 1, 2), а также процесс округления кромок (рис. 3).

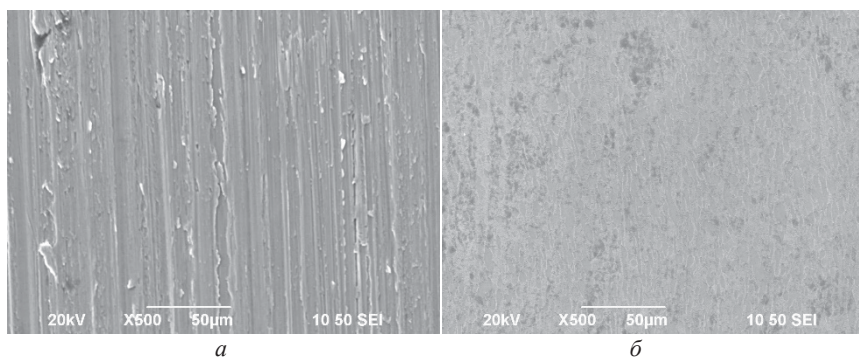


**Рисунок 1.** Графики изменения шероховатости поверхности в результате ЭПП: *а* — коррозийностойкие стали, *б* — титановые сплавы

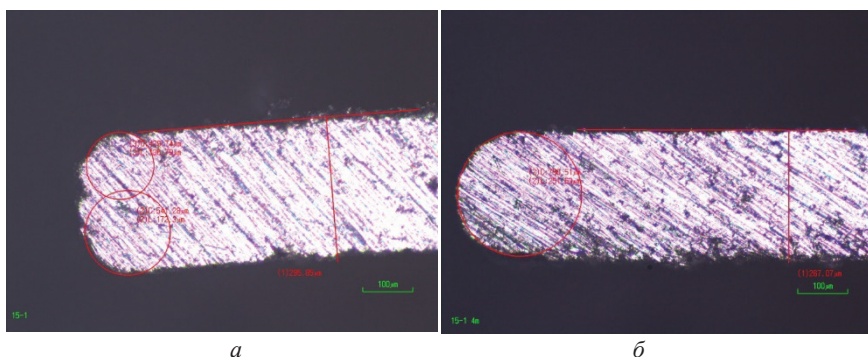
Интенсивное снижение шероховатости поверхности идет до тех пор, пока напряженность электрического поля вдоль обрабатываемой поверхности не выровняется, что иллюстрируется формой кривых, описывающих изменение величины шероховатости в зависимости от времени ЭПП (рис. 1). Из графиков видно, что для метода ЭПП характерно достижение минимального значения шероховатости, величина

которого определяется значением исходной шероховатости. Дальнейшее полирование приводит к эквидистантному повторению профиля поверхности с сохранением волнистости, при этом характер изменения шероховатости для деталей из стали и титановых сплавов не отличается. Поверхность после ЭПП характеризуется отсутствием дефектов, характерных для механических способов полировки (рис. 2). В результате ЭПП поверхность приобретает высокую отражательную способность.

Описанные характеристики метода ЭПП позволяют использовать данный метод непосредственно после традиционного формирования профиля корыта и спинки абразивными кругами для получения требуемой шероховатости и геометрии кромок.



**Рисунок 2.** Изображение поверхности сплава ВТ6 в отраженных электронах:  
*a* — механическое полирование, *б* — ЭПП



**Рисунок 3.** Поперечное сечение кромки опытного образца из сплава ВТ6:  
*a* — до ЭПП, *б* — после 4 мин. ЭПП

Глубокие риски, образованные на стадии формирования геометрии профиля лопаток, не могут быть удалены методом ЭПП ввиду особенностей физики процесса,

однако получаемая высокая отражательная способность поверхности способствует выявлению глубоких рисок. Это обстоятельство многократно повышает качество контроля, позволяя вывести риски механически с повторным проведением процесса ЭПП.

### Литература

1. *Жуплов М. В., Яковлев М. Г.* Современные проблемы автоматизации финишной обработки пера лопаток авиационных двигателей // Проблемы машиностроения и автоматизации. № 1. 2011. С. 132–138.
2. *Макаров В. Ф., Бычина Е. Н.* Оптимизация процесса полирования лопаток газотурбинных двигателей из титановых сплавов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии № 4/3 (288). 2011. С. 41–47.
3. Отраслевой стандарт 1 02571–86. Лопатки компрессоров и турбин. Предельные отклонения размеров, формы и расположения пера.
4. *Смыслов А. М., Таминдаров Д. Р., Мингажев А. Д., Смылова М. К., Самаркина А. Б.* Пат. Российская Федерация № 2 552 203 С25F 3/16. Способ полирования деталей из титановых сплавов. Оpubл. 2015, бюл. № 16.
5. *Ерочкин Г. М., Ерочкин М. П., Афанасов С. А., Тугов С. Н., Козулин С. В., Герасимова Л. А., Плешкун В. В.* Пат. Российская Федерация № 2 765 553 С1. Способ электролитно-плазменного полирования деталей из жаропрочных сплавов. Оpubл. 2022, бюл. № 4.

*М. И. Кузьмин, П. А. Гаврилов, А. Ю. Тамм*

ФГАОУ ВО «СПбПУ», Санкт-Петербург

kuzmi\_mi@spbstu.ru, gavrilov\_pa@spbstu.ru, tamm@spbstu.ru

## ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КОРПУСА СТАТОРА АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

**Аннотация.** В настоящей работе рассмотрен подход к топологической оптимизации входного корпуса газотурбинного двигателя в составе каркасной модели статора. Подход дает возможность учесть взаимное влияние корпусов статора друг на друга. Проведен расчет и произведена оценка НДС исходной и оптимизированной конструкций. Показана схема проведения оптимизации в составе каркасной модели, получены результаты оптимизации. Достигнуто снижение массы исходной конструкции на 7,28%, при этом учтены ограничения технологического характера.

**Ключевые слова:** газотурбинный двигатель, топологическая оптимизация, корпуса статора, снижение массы.

### Введение

В числе параметров, влияющих на эффективность ГТД, важную роль играет вес — его снижение, наряду с улучшением КПД, является основным способом уменьшения расхода топлива и повышения удельной тяги [1]. Для достижения лучших характеристик ГТД как на этапе проектирования, так и в процессе доводки используются различные методы: применение эффективных конструкторских наработок, итеративный процесс разработки — конструкторская оптимизация выявленных «слабых» узлов по рекомендациям расчетчика или результатам эксперимента, численные методы оптимизации.

Основным инструментом инженерного сообщества при решении оптимальных задач многие годы является параметрическая оптимизация. Последнюю можно охарактеризовать как (в зависимости от числа выбранных параметров) некоторое приближение к описанию того или иного математического объекта с помощью более простых объектов. Существующие и разрабатываемые подходы структурной и топологической оптимизации позволяют продвинуться в решении полномасштабной задачи оптимизации, т. е. оптимизировать форму конструкции или ее элементов по заданным критериям — характеристикам.

Основная идея топологической оптимизации заключается в наилучшем распределении материала в области проектирования при заданных нагрузках с удовлетворением некоторой системы ограничений [2]. В качестве таких ограничений могут выступать различные функции (и их сочетания), например, податливость или потенциальная энергия деформации, перемещения, прочностные характеристики, однако

главными, как правило, выступают геометрические (конструкционные) характеристики изделия (детали).

В области проектирования ГТД основное внимание уделяется оптимизации элементов ротора, а также камеры сгорания и сравнительно мало исследований проводится в области оптимизации статорной части двигателя [3–5]. Это связано с большим потенциалом оптимизации этих элементов, позволяющей локальными изменениями геометрии, не затрагивающими общих прочностных характеристик двигателя, как уменьшить массу, так и улучшить газодинамические параметры его тракта.

Статор, как сравнительно менее нагруженная и более объемная часть двигателя, имеет больший потенциал именно с точки зрения уменьшения веса, но также имеет ряд ограничений, связанных с требованием сохранения жесткостных характеристик, закладываемых на этапе эскизного проекта — податливость опор ротора и поясов подвески, влияние на величины зазоров эксплуатационных нагрузок двигателя. Интерфейсные площадки корпусов, по которым производится крепление обвязки и агрегатов, создают конструкционные ограничения на изменения геометрии в процессе оптимизации [6].

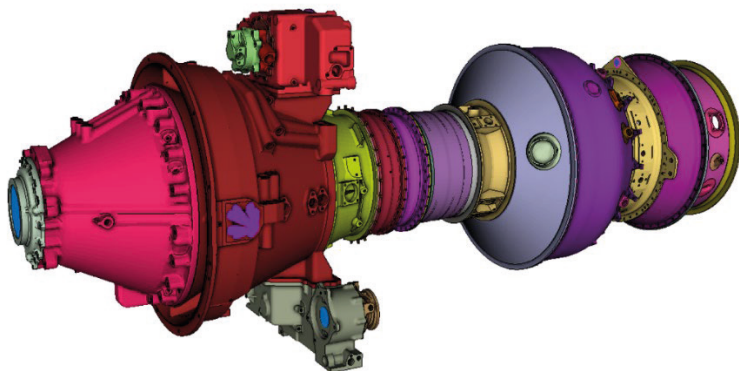
Помимо этого, традиционно прочностные расчеты узлов двигателя проводятся по отдельности, используя эквивалентные условия нагружения выделенной части. В таких условиях нагружения оценка влияния изменения жесткости оптимизируемого объекта на общую жесткость конструкции затруднена. Эти факторы приводят к тому, что в качестве одного из условий оптимизации в расчетной практике принимают сохранение исходной жесткости объекта.

Задачей данной работы являлась апробация подхода топологической оптимизации элементов статора двигателя, в котором процедура оптимизации проводится в составе полной каркасной модели корпусов. Подобная методика обеспечивает наименьшее количество начальных гипотез и допущений, позволяя при этом контролировать наибольшее количество параметров модели. Это дает возможность использовать в качестве расчетных критериев интегральные жесткостные характеристики двигателя, такие как величины зазоров, и обеспечивает более гибкий подход к ограничениям процедуры оптимизации.

## **Оптимизация корпуса**

В качестве объекта исследования был выбран входной корпус двигателя ТВ7-117СТ-01, как один из наиболее массивных корпусов статора [7]. Топологическая оптимизация входного корпуса проводилась в ПО Optistruct в составе общей каркасной модели статора двигателя (рис. 1), построенной по принципу модульности, с возможностью собирать модель из готовых блоков — конечно-элементных сеток корпусов, блока нагрузок и блока настроек решателя. Благодаря такому подходу реализуется возможность быстрой замены сетки и нагрузок. В данном случае для оптимизируемого корпуса была построена мелкая сетка из гексаэдральных конечных элементов с

характерным размером 2 мм, позволяющая с приемлемой точностью описать изменения топологии в процессе оптимизации.



**Рисунок 1.** Общий вид модели статора двигателя ТВ7-117СТ-01

В модели статора использованы линейные упругие материалы со свойствами, обеспечивающими необходимые массовые характеристики для каждого из модулей статора (характеристики с учетом отсутствующих в модели деталей). Расчет исходной конструкции корпуса проведен на четырех наиболее консервативных комбинациях эксплуатационных нагрузок, складывающихся из внутренних силовых факторов (давления, температуры, газовые силы) и внешних — инерционных нагрузок в виде гироскопического момента от воздушного винта и линейных ускорений, а также силы тяги. В качестве закреплений к модели приложены ограничения перемещений для передней и задней подвесок двигателя, которые смоделированы при помощи абсолютно жестких балочных элементов.

На выбранных режимах анализировались величины запасов прочности, а также исследовалась общая жесткость конструкции. Критерием податливости в данном случае выступали величины перемещений статора в сечениях рабочих колес относительно оси двигателя. Полученное НДС корпуса использовалось для проведения оптимизации.

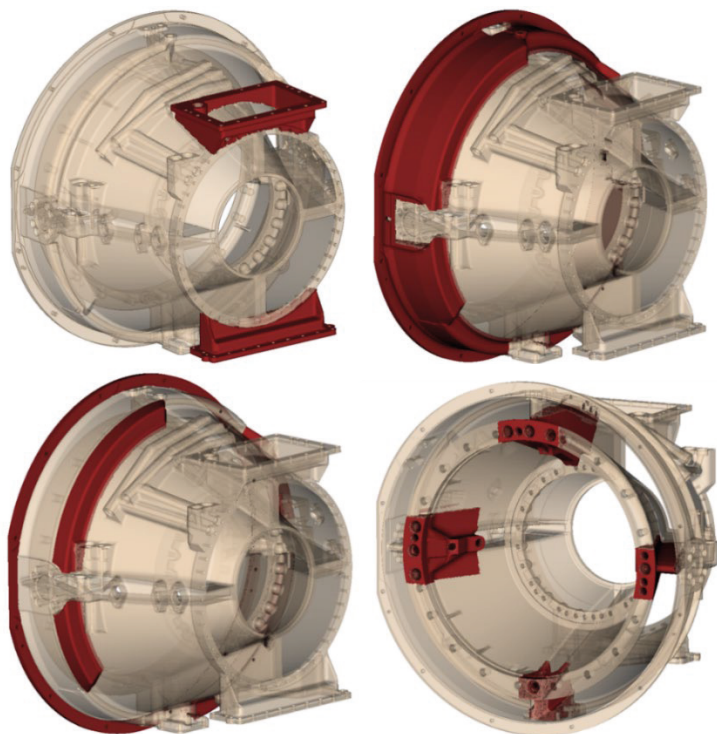
Процедура топологической оптимизации проведена по алгоритму SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization method). В SIMP методе в качестве варьируемой переменной выступает плотность материала, и поэтому его часто называют методом плотности [8, 9]. Плотность материала непрерывно варьируется между 0 и 1, где 0 — это состояние пустоты, отсутствие материала, а 1 — это твердое состояние. Метод плотностей применяет штрафную степенную функцию для соотношения между плотностью и жесткостью:

$$\underline{K}(\rho) = \rho^p K, \quad (1)$$



где  $\underline{K}$  — оштрафованная матрица жесткости элемента,  $K$  — настоящая матрица жесткости элемента,  $\rho$  — плотность,  $p$  — штрафной фактор, который всегда больше 1.

Для проведения топологической оптимизации было разработано четыре варианта модели, различающиеся оптимизируемой (Design Space) и «замороженной» (Non-Design Space) областями детали. Общий вид для каждой из разработанных моделей для оптимизации представлен на рисунке 2. На представленных видах темным насыщенным цветом указана область детали, подвергаемая оптимизации (Design Space), светлым полупрозрачным — область детали, не подвергаемая оптимизации (Non-Design Space).



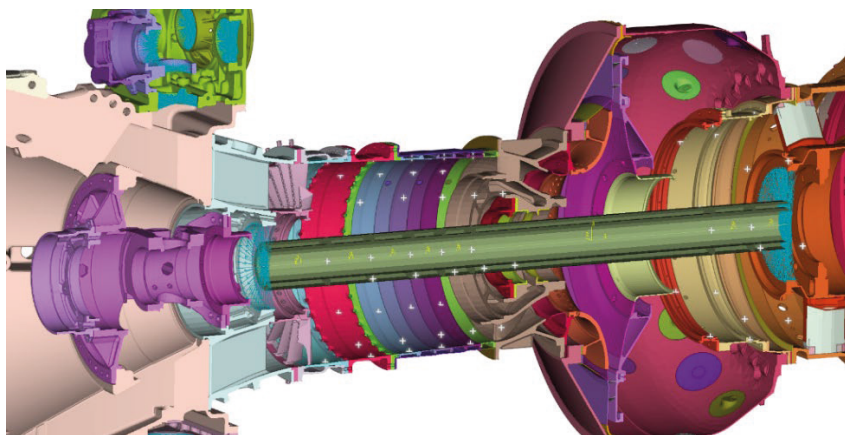
**Рисунок 2.** Общий вид моделей входного корпуса для оптимизации

Целевой функцией оптимизации являлась масса, при этом дополнительным условием являлось сохранение жесткости всего статора в целом, проверочным критерием чего являлась величина радиального зазора между рабочими колесами и статором. Также было принято ограничение на уровень напряжений, действующих в оптимизированном корпусе, — по условию он не должен превышать напряжений в исходной конструкции.

Для реализации ограничения общей изгибной жесткости результирующей конструкции двигателя в каркасную модель статора был введен имитатор ротора, смоделированный при помощи последовательно соединенных абсолютно упругих балочных элементов, соединение которых с каркасной моделью производится на внутренних поверхностях первой и третьей опор при помощи абсолютно жестких балочных элементов.

Для контроля значений радиальных зазоров в каждом из сечений рабочих колес была разработана следующая методика:

- для каждого сечения было выбрано восемь узлов на внутренней поверхности соответствующего корпуса, в которых определялось смещение в радиальном направлении (рис. 3);
- для каждого узла имитатора ротора, располагающегося в центре сечения рабочего колеса, определялось смещение в радиальном направлении;
- на основе определенных радиальных смещений, исходных значений радиальных зазоров и значений теплового удлинения лопаток производился контроль результирующих значений радиальных зазоров для каждого из сечений рабочего колес.



**Рисунок 3.** Общий вид сечения каркасной модели двигателя с обозначением узлов на внутренних поверхностях корпусов, для которых определялись радиальные смещения

В результате было получено выражение, с помощью которого определялось значение радиальных зазоров для каждого из восьми узлов каждого из сечений рабочих колес:

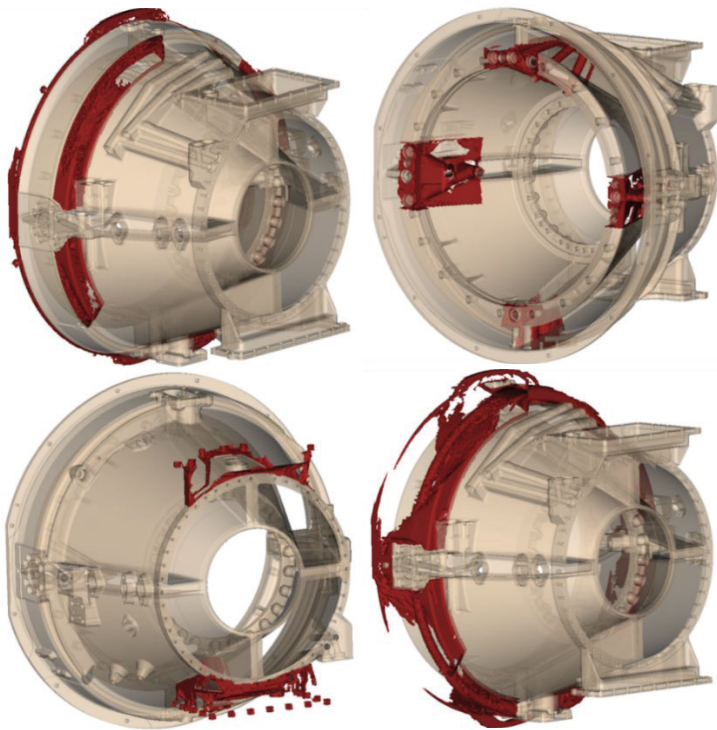
$$T_{ki}^{calc} = T_i - (dr_{ki} + dL_i - ds_{ki}), \quad (2)$$

где  $T_{ki}^{calc}$  — итоговое значение зазора для  $k$ -го узла для каждого  $i$ -го сечения рабочих колес;  $T_i$  — исходное значение зазора для каждого  $i$ -го сечения рабочих колес;  $dr_{ki}$  — проекция смещения ротора на направление  $k$ -го узла для каждого  $i$ -го сечения рабочих колес;  $dL_i$  — значение удлинения лопатки от температурного воздействия для каждого  $i$ -го сечения рабочих колес;  $ds_{ki}$  — проекция радиального смещения  $k$ -го узла на внутренней поверхности корпуса для каждого  $i$ -го сечения рабочих колес.

На основе описанного выше выражения (2) для каждого из узлов в каждом из сечений было определено неравенство, с помощью которого в процессе топологической оптимизации производился контроль общей изгибной жесткости двигателя:

$$0 < T_{ki}^{calc} \leq T_i. \quad (3)$$

В результате проведенной оптимизации для каждого из четырех вариантов модели входного корпуса были получены распределения плотности материала, принимающие значения от 0 до 1, на основе которых были построены модели изоповерхностей оптимизированных деталей для эффективной плотности больше 0,7 (рис. 4).



**Рисунок 4.** Общий вид построенных моделей изоповерхностей для каждого из вариантов оптимизации

В результате проведенного анализа полученных результатов и последующей конструкторской проработки была разработана CAD-модель входного корпуса с новой геометрией, имеющей следующие изменения:

- для широкого фланца крепления корпуса к воздухозаборнику выполнена выборка между крепежными отверстиями;
- изменена геометрия окружных ребер — ребра оставлены только вблизи мест креплений передней подвески;
- аналогично изменению геометрии окружных ребер изменены области вдоль окружного коллектора;
- для фланцев крепления коробок приводов выполнено уменьшение толщин стенок до 3 мм и уменьшение ширины фланца в местах непосредственного контакта фланца с внешней поверхностью корпуса до 14 мм.

Таким образом, удалось разработать новую конструкцию входного корпуса, приведенную на рисунке 5, имеющую массу на 7,28% ниже, чем у исходной, при удовлетворении критериев прочности для корпуса и жесткости всего статора двигателя.

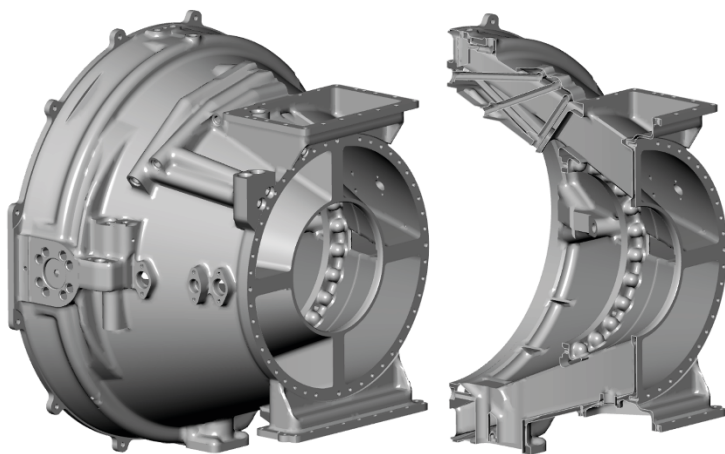


Рисунок 5. Общий вид и сечение разработанной CAD-модели входного корпуса

## Заключение

Разработанная методика позволяет оперативно проводить оптимизацию отдельных деталей в составе общей модели конструкции, при этом в качестве целевой и граничных функций могут выступать как масса, прочность, жесткость, так и другие необходимые параметры (податливость, определенная форма геометрии и т. д.), что существенно снижает себестоимость конечной продукции. Данная методика оптимизации в составе модульной модели двигателя может быть использована на различных

этапах проектирования как для снижения массы готовой конструкции на конечных этапах с целью снижения конечной стоимости продукции, так и для разработки интуитивно не определяемой геометрии деталей на ранних этапах проектирования. В дальнейшем, кроме прочностных и жесткостных характеристик, описанная модульная структура может быть дополнена другими необходимыми параметрами, выступающими в качестве ограничений к целевой функции оптимизации.

## Литература

1. *Иноземцев А. А., Сандрацкий В. Л.* Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. 1204 с.
2. *Супотницкий Е. С., Курносов В. Е., Андреева Т. В.* Топологическая оптимизация конструкций в области проектирования. Научное обозрение. Педагогические науки. 2019. № 3–2. С. 91–95.
3. *Темис Ю. М., Якушев Д. А.* Оптимизация конструкции деталей и узлов ГТД. Авиационная и ракетно-космическая техника. 2011.
4. *Васильев Б. Е., Магеррамова Л. А.* Анализ возможности применения топологической оптимизации при проектировании неохлаждаемых рабочих лопаток турбин. 2015. Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета.
5. *Попова Д.Д., Самойленко Н. А., Сменов С. В., Балакирев А. А., Головкин А. Ю.* Применение метода топологической оптимизации для уменьшения массы конструктивно подобного кронштейна трубопровода авиационного ГТД. 2018. Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. № 55.
6. *Нормы прочности авиационных газотурбинных двигателей гражданской авиации.* Издание 6. М.: ЦИАМ, 2004. 260 с.
7. *Двигатель ТВ7-117СТ-01.* Руководство по технической эксплуатации. Книги 1–2, 2018.
8. *Altair HyperWorks 2017. OptiStruct User's Guide.*
9. *Bendsøe M. P.* Optimal shape design as a material distribution problem. 1989. Structural Optimization. 1 (4). 193–202 с.

*Ю. А. Горский, Т. А. Паутова, П. А. Гаврилов,  
А. Ю. Тамм, А. И. Боровков*

ФГАОУ ВО «СПбПУ», Санкт-Петербург  
gorskij\_yua@spbstu.ru, pautova\_ta@spbstu.ru, gavrilov\_pa@spbstu.ru,  
tamm@spbstu.ru, borovkov@spbstu.ru

## **ВОЗМОЖНОСТИ ЦИФРОВОГО ДВОЙНИКА ГТД НА БАЗЕ ЦИФРОВОЙ ПЛАТФОРМЫ CML-BENCH™**

*Аннотация.* Ключевым аспектом, определяющим конкурентоспособность продукции и производств, в условиях 4-й промышленной революции стало применение передовых наукоемких технологий, в том числе цифровых двойников. В данной статье описано создание цифрового двойника (ЦД) газотурбинного двигателя ТВ7-117-СТ01 на базе цифровой платформы CML-Bench™, в состав которого входят различные виртуальные испытательные стенды (ВИС), позволяющие оценить не только работоспособность конструкции и отдельных ее элементов, но и проанализировать широкий спектр параметров для особых случаев нагружения, вызванных локальными отклонениями параметров конструкции и аварийными ситуациями. Использование ЦД также позволило провести оптимизацию деталей двигателя с учетом условий его работы и технологии изготовления.

*Ключевые слова:* цифровой двойник, цифровая платформа, виртуальные испытания, газотурбинный двигатель.

### **Введение**

Понятие «Цифровые двойники» прочно вошло в современную новостную повестку. На текущий момент практически во всех отраслях промышленности происходит цифровизация — внедряются новые технологии передачи, обработки, хранения и анализа данных. Благодаря высокому уровню развития вычислительных и сетевых технологий стало возможным создавать и внедрять цифровые аналоги реальных объектов, позволяющие, если сейчас не в полной мере, то в ближайшем будущем с высокой точностью предсказывать поведение объектов путем компьютерных вычислений.

Ключевым элементом цифровизации является цифровой двойник (ЦД). Согласно принятому государственному стандарту, ЦД — это система, состоящая из цифровой модели изделия и двусторонних информационных связей с изделием (при наличии изделия) и (или) его составными частями [1]. Отмечается, что цифровой двойник создается на всех стадиях жизненного цикла изделия.

ЦД ложатся в основу систем управления производством нового поколения, поскольку позволяют с высокой степенью точности описывать поведение объекта в различных ситуациях и на всех этапах жизненного цикла [2].

Технология цифровых двойников активно применяется в аэрокосмической сфере [3]. Используя ЦД, инженеры могут прогнозировать большое количество вероятных ситуаций и проблем, связанных с деталями корпуса, двигателями или другими компонентами, чтобы в конечном итоге обеспечить безопасность людей на борту.

Широкое использование ЦД нашли также в области автомобилестроения. Эти технологии позволяют охватить все этапы автомобильной промышленности, начиная с проектирования, разработки, мониторинга и технического обслуживания автомобиля [4]. За последние 15 лет ведущим производителям автомобилей удалось в значительной степени сократить долю натуральных испытаний, заменив их виртуальными испытаниями, выйдя при этом на новый уровень производства и качества, соответствующий текущему темпу развития промышленности.

Цифровые двойники в области строительства позволяют моделировать и оценивать различные сценарии, характерные для условий эксплуатации проектируемого здания [5]. При этом полный процесс строительства может быть спланирован, визуализирован и оптимизирован еще до того, как начнется само строительство.

ЦП CML-Bench™ предоставляет пользователям широкие возможности для реализации процессов цифрового проектирования, ставшего в последние годы новой парадигмой современной промышленности, отличающейся высокими темпами развития продукции, в частности — ее технологичности и наукоемкости. Это позволяет достичь сосредоточения большей доли временных и ресурсных затрат на стадии проектирования изделия и проходить натурные испытания с первого раза.

Цифровому двойнику сложного изделия присуща мультидисциплинарность — взаимосвязь моделей различных областей физики и различной размерности. Следовательно, ЦД способен существовать только в информационной платформе, имеющей соответствующий функционал по хранению, обработке, систематизации данных об изделии, проведению расчетов.

Одна из базовых задач при создании ЦД — это формализация требований, предъявляемых к изделию. Иными словами, каждый элемент многоуровневой матрицы целевых показателей и ограничений готового изделия преобразуется в конкретную численную и/или логическую связь с моделью (расчетом). Для управления требованиями в системе CML-Bench™ существует специальный инструмент, Target Library. Данный инструмент позволяет создавать, модифицировать и назначать различные численно-логические условия на численные значения, получаемые в результате расчетов. Требования принимают численные значения и математические условия в виде равенств, строгих и нестрогих неравенств. Каждый элемент матрицы требований содержит описание требования, условия применимости, источник и другую необходимую информацию, используемую при формализации.

CML-Bench™ обладает всем необходимым функционалом для создания и использования ЦД:

- управление расчетными моделями, вариантами, в том числе отображение и управление их взаимосвязями с другими объектами ЦП;

- автоматическая обработка результатов расчета с отображением наиболее важных оцениваемых параметров, зависимостей и изображений;
- возможность просмотра истории развития объекта исследования с одновременным отображением изменений ключевых показателей;
- инструменты управления процессами проектирования, например, возможность назначения и модификации задания на конкретного пользователя платформы с последующим согласованием его выполнения;
- инструменты управления требованиями к изделию, проверка соответствия изделия действующей нормативной документации.

### Цифровой двойник ГТД ТВ7-117-СТ-01

С 2019 года СПбПУ совместно с АО «ОДК-Климов» ведет работы по созданию цифрового двойника газотурбинного двигателя ТВ7-117СТ-01 (рис. 1). Созданный цифровой двойник двигателя является комплексной мультидисциплинарной моделью, состоящей из множества взаимосвязанных компьютерных моделей различного порядка детализации (одно-, двух- и трехмерных) и существующей в цифровой платформе CML-Bench™. В ЦД предусмотрены возможности для уточнения моделей по условиям эксплуатации и данным экспериментов.

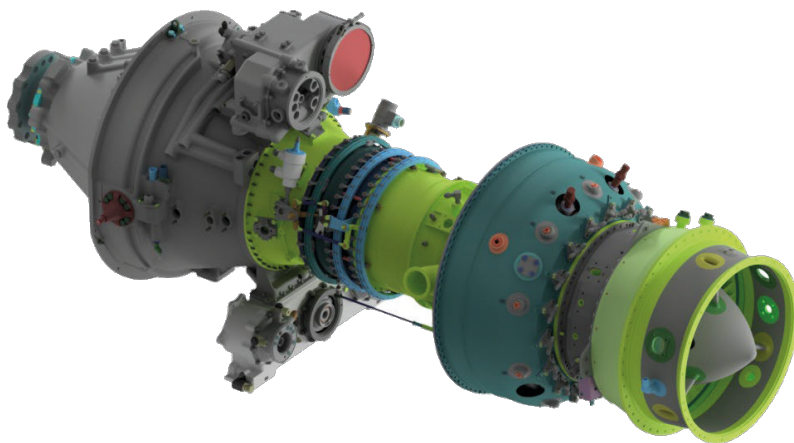


Рисунок 1. Общий вид двигателя

При создании ЦД проведены следующие основные шаги: валидация расчетных методик прочности, гидрогазодинамики и топологической оптимизации применительно к рассматриваемому объекту и используемому программному обеспечению. Для CML-Bench™ разработаны методики взаимосвязки компьютерных моделей систем и деталей двигателя посредством автоматизированной обработки результатов



расчетов и передачи данных между мультидисциплинарными расчетами. В автоматизированном режиме определяются все необходимые газодинамические параметры ГТД, КПД, ресурсные показатели редуктора и приводов вспомогательных агрегатов, коэффициенты запаса прочности и циклической долговечности для лопаток турбины и компрессора.

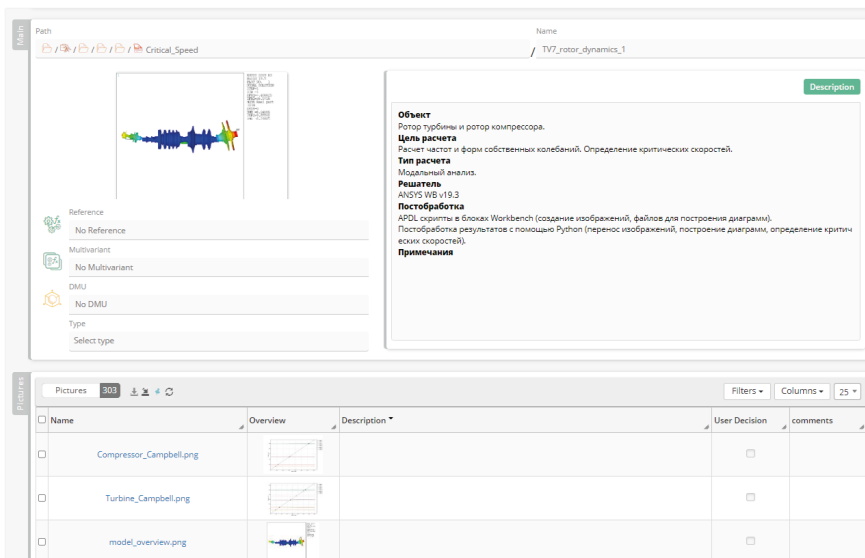
Для всех используемых материалов подготовлены валидированные модели материалов в форматах соответствующего используемого программного обеспечения. Разработаны методики моделирования контрольных испытаний материалов: контроль твердости, определение кратковременной прочности, определение ударной вязкости. В SML-Bench™ полученные результаты обрабатываются автоматически: строятся диаграммы, вычисляются требуемые значения, проверяется попадание в доверительный интервал.

В рамках работ созданы правила разработки компьютерных моделей составных частей двигателя, методы именования расчетных моделей деталей (сеточных регионов, доменов), методы связи подмоделей между собой. Так, например, создана модульная мастер-модель двигателя, позволяющая в короткие сроки производить пересчет модели при изменениях конфигурации и отдельных деталей. Такая модель используется в ЦД для анализа прочности ГТД, податливости опор роторов при динамическом анализе работы двигателя на экстремальных режимах: отрыв лопатки, сектора диска турбины и компрессора, заклинивание подшипников, заклинивание подшипников роторов.

Произведена унификация расчетных методик, настроена автоматизация расчетной цепочки, позволяющая тиражировать некоторые виды расчетов. Например, для динамического анализа отрыва лопатки достаточно заменить в составе общей модели двигателя ступень, в которой происходит обрыв лопатки, путем замены субмодели, входящей в состав расчетного случая, на более детализированную.

При разработке ЦД также была отлажена методика определения и анализа критических скоростей системы роторов, в том числе разработаны программные сценарии обработки результатов, позволяющие производить определение критических скоростей каждого ротора, входящего в связанную систему. На рисунке 2 представлен общий вид оформления расчета в цифровой платформе с применением автоматической обработки результатов: выводятся диаграммы Кэмпбелла для каждого из роторов связанной системы, формы колебаний, расчетные критические скорости вращения.

В составе ЦД также разработаны специальные программные модули для теплогидравлического расчета вторичной системы двигателя, а также термодинамических расчетов двигателя в привязке к данным теплогидравлического расчета. Передача уточненных значений отборов, подводов и утечек в термодинамическую модель двигателя осуществляется в автоматическом режиме. Модуль также в автоматическом режиме формирует граничные условия 3-го рода для расчета теплового состояния с использованием конечно-элементных пакетов.



**Рисунок 2.** Пример отображения расчетов роторной динамики в ЦП

На этапах производства и эксплуатации в деталях и узлах любого оборудования появляются отклонения (геометрических, физико-механических характеристик) от конструкции в номинальных размерах, созданной проектировщиком. Цифровой двойник должен уметь учитывать полученные отклонения, вызванные неидеальностью и особенностями технологических процессов, а также другими факторами. Для ЦД ТВ7-117СТ-01 разработаны методики внесения геометрических отклонений на фланцах сопрягаемых деталей статора, а также отклонений в виде несоосностей шлицевых соединений коробок приводов, дисбалансов в элементах редуктора и валах коробок приводов. Такой подход позволяет преобразовать цифровой двойник производства в цифровой двойник конкретного экземпляра двигателя, демонстрировать и сигнализировать обо всех малейших взаимных влияниях деталей двигателя, оценивать влияние технологических отклонений на интегральные характеристики двигателя.

Для анализа работы механизмов (зубчатых передач и подшипников), определения вызванных вибрационных воздействий настроены интерфейсы между специализированными программными пакетами. Таким образом, частоты воздействий и усилия на подшипниковых узлах передаются в конечно-элементные пакеты для выполнения расчетов динамики и прочности корпусов.

Параметризация моделей в системе позволяет вносить карты отклонений и отслеживать их влияние на остальные параметры ГТД. Параметризация моделей и автоматизированные интерфейсы позволяют анализировать влияние возмущающих воздействий от механизмов на вибрационное состояние роторов.

Создание и использование высокоточных методик моделирования технологических процессов изготовления и интеграция методик внесения производственных отклонений в цифровые модели изделий согласно концепции ЦД позволяет сместить основную долю изменений в конструкцию на начальные фазы разработки и тем самым сократить временные и ресурсные затраты для выхода продукции на рынок.

На базе цифровой платформы CML-Bench™ разработаны системы, обеспечивающие перенос физико-механических параметров деталей от стадии к стадии на всей технологической цепочке производства. Таким образом создаются цепочки сквозного моделирования технологических процессов производственных операций, где компьютерная модель детали на каждой новой технологической операции наследует необходимые параметры с предыдущей операции [6]. Данный подход позволяет проводить исследования вариативности технологических процессов производства деталей, «подставляя» в модель детали, изготовленные тем или иным способом, и оценивать целесообразность применения. Методики апробированы на примере лопатки ВНА — созданы рабочие цепочки технологических процессов производства традиционным и аддитивным методом.

Выполнена оптимизация по массе статора двигателя. Использование технологии цифровых двойников позволило учесть давления и температуры, действующие на оптимизируемые части двигателя, а также ограничения, накладываемые технологией изготовления деталей. Детали, прошедшие оптимизацию, встраиваются в мастер-модель двигателя для анализа влияния внесенных изменений на интегральные характеристики двигателя (например, на критические скорости вращения роторов).

Разработанные в ЦД двигателя технологии позволяют заменить многие натурные испытания экстремальных режимов работы двигателя виртуальными аналогами, что позволяет отслеживать максимальное количество параметров и повысить безопасность продукции. К режимам экстремальных нагрузок можно отнести: анализ отрыва лопатки, сектора диска турбины и компрессора, заклинивание подшипников, заклинивание подшипников роторов. Благодаря настроенной автоматизированная обработка результатов в информационной системе сразу доступна справка о выполнении (или невыполнении) требования локализации деталей внутри корпуса двигателя, но и также дополнительные сведения (например, силовой отклик в подвеске двигателя), направляемые в соответствующие расчетные модели в качестве граничных условий.

## **Заключение**

При условии новых вызовов, с которыми сталкивается российская промышленность, применение технологии цифровых двойников может позволить создавать продукцию более высокого уровня, способную конкурировать с ведущими мировыми производителями, основанную на внутренних ресурсах и мощностях, а потому независимую от внешних факторов. При этом важной особенностью является возмож-

ность создания ЦД без привязки к определенному перечню программного обеспечения для выполнения различных видов анализа, что обеспечивается, в частности, использованием ЦП CML-Bench™ и возможностью интеграции в нее широкого спектра ПО, в зависимости от нужд групп инженеров, работающих над разрабатываемой продукцией.

Применение технологии цифровых двойников позволяет прогнозировать качество и заблаговременно выявлять дефекты продукта на ранних этапах проектирования. При этом имеется возможность оптимизации конструкции для снижения затрат на изготовление при выпуске конкурентоспособной продукции. Кроме того, использование ЦД позволяет в значительной степени сократить издержки на проектирование и изготовление опытных образцов, а также общее время, затрачиваемое на производство новой высокотехнологичной продукции, что крайне важно для сохранения конкурентоспособности компаний и их изделий в текущих условиях развития промышленности.

С использованием технологий ЦД возможно значительно снизить время выхода продукции на рынок, ведь оценка вариативности технологических процессов производства и их влияния на характеристики конструкции в целом может быть проведена в цифровом поле еще до изготовления.

В цифровом двойнике возможно определять характеристики каждого конкретного экземпляра изделия — загружать карту технологических отклонений в деталях двигателя при производстве и оценивать их влияние друг на друга и интегрально на двигатель в целом.

Виртуальные испытания делают возможным без дополнительных финансовых затрат проводить многократные исследования поведения двигателя на особых, аварийных режимах, таких как обрыв вала турбины, заклинивание подшипника и т. д. Также в виртуальных испытаниях инженер может «заглянуть» в те части конструкции, куда не получилось бы при натурных.

Цифровой двойник, как подход к проектированию и доводке оборудования, при грамотной реализации и активном участии предприятий промышленности позволит увеличить эффективность разработки и значительно повысить конкурентоспособность отечественной продукции.

## Литература

1. ГОСТ Р 57700.37-2021 Компьютерные модели и моделирование. Цифровые двойники изделий. Общие положения. М.: Российский институт стандартизации, 2021. 23 с.
2. Паутова Т. А. Цифровая платформа как инструмент управления жизненным циклом продукта / Т. А. Паутова, Ю. А. Горский, П. А. Гаврилов, Г. И. Никитин // Материалы конференции. V Всероссийская научно-практическая конференция. Системы управления полным жизненным циклом высокотехнологичной продукции в машиностроении: новые источники роста. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2022. С. 195–200.

3. *Yin H. Z.* Application and Development Prospect of Digital Twin Technology in Aerospace. / H. Yin Z, L. Wang // IFAC-PapersOnLine. 2020. V53. Pp. 732–737. ISSN 2405-8963, <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2021.04.165>.
4. *Ibrahim M.* Overview on Digital Twin for Autonomous Electrical Vehicles Propulsion Drive System / M. Ibrahim, A. Rassölkín, T. Vaimann, A. Kallaste // Sustainability. 2022. V. 14. № 2. P. 16.
5. De-Graft Joe Opoku. Digital twin application in the construction industry: A literature review / D. G. J. Opoku; S. Perera; R. Osei-Kyei; M. Rashidi // J. Build. Eng. 2021. V. 40. ISSN 2352-7102, <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2021.102726>.
6. Наполнение цифрового двойника и оптимизация по массе с учетом технологической проработки ДСЕ двигателя ТВ7-117СТ-01 (заключительный, этап 3), отчет о составной части ОКР, Санкт-Петербург, 2022.

**В. И. Кузьмин, И. П. Гуляев, А. С. Тамбовцев, П. А. Тырышкин**

Институт теоретической и прикладной механики им. С. А. Христиановича  
СО РАН, Новосибирск  
gulyaev@itam.nsc.ru

## **ТЕХНОЛОГИИ ВОЗДУШНОГО ПЛАЗМЕННОГО НАНЕСЕНИЯ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ ДЛЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

*Аннотация.* В статье представлены результаты работ ИТПМ СО РАН (Новосибирск) по созданию оборудования и технологий атмосферного плазменного нанесения (АПС) на базе установки «Термоплазма-50». Продемонстрированы возможности нанесения теплозащитных покрытий (ТЗП) с управляемой микроструктурой и новыми составами. Обсуждается применение метода сверхзвукового напыления HV-APS, заменяющего высокоскоростные технологии HVOF, для нанесения плотных металлических слоев ТЗП, а также износостойких покрытий на основе карбидов WC и Cr<sub>3</sub>C<sub>2</sub>. Представлен плазмотрон ID-APS для напыления на внутренние поверхности диаметром от 115 мм.

### **Введение**

В современном газотурбинном двигателе применяется около 200 типов защитных покрытий, наносимых различными методами газотермического напыления: многослойные металлокерамические теплозащитные покрытия деталей горячего тракта (лопатки турбины и статора, стенки камеры сгорания и газосборника), жаростойкие покрытия коллекторов и трубопроводов, прирабатываемые высокотемпературные покрытия секторов турбины, износостойкие покрытия лопаток компрессора, масляного насоса, привода, коррозионная защита деталей компрессора и т. д. Для этих целей применяют различные виды технологий газотермического напыления: атмосферное плазменное (APS), высокоскоростное газопламенное (HVOF), детонационное (DS).

На предприятиях авиационного двигателестроения широко распространены установки газотермического напыления APS и HVOF зарубежного производства: Oerlikon Metco (Швейцария), GTV (Германия), FST (Голландия). Также многие типы покрытий наносятся с использованием зарубежных порошковых материалов: Oerlikon Metco (Швейцария, США), H. C. Starck (США), Hognas (Швеция), что приводит к серьезным рискам в условиях санкционных ограничений. Совершенно нераскрытым остается потенциал применения отечественного плазменного оборудования [1] и технологий на его основе, учитывая наличие научно-технических не только не уступающих традиционным зарубежным аналогам, но и превосходящих их по многим параметрам.

Данная работа посвящена обзору технологий защитных покрытий для газотурбинных авиадвигателей, реализованных на базе отечественного комплекса атмосфер-

ного плазменного напыления «Термоплазма-50», разработанного в ИТПМ СО РАН (Новосибирск).

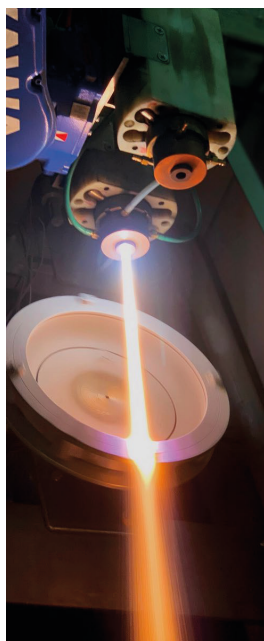
### Оборудование атмосферного плазменного напыления

Комплекс атмосферного плазменного напыления «Термоплазма-50» обладает рядом особенностей, которые выгодно отличают ее от аналогов:

- использование воздуха в качестве плазмообразующего газа (экономичность);
- каскадная схема плазмотронов ПНК (высокая стабильность дуги и ресурс электродов);
- кольцевая инжекция порошка в канал плазмотрона (высокая производительность напыления);
- сверхзвуковой режим HV-APS (полная замена HVOF);
- плазмотроны ID-APS для нанесения покрытий на внутренние поверхности (от 115 мм).



**Рисунок 1.** Комплекс плазменного напыления «Термоплазма-50»: пульт управления, источник питания, блок автономного охлаждения, интерфейс панели оператора, плазмотроны



**Рисунок 2.** Плазмотрон ПНК HV-APS в работе

Напылительная установка оснащена двумя плазмотронами: HV-APS «Сверхзвук» — для нанесения металлического слоя, HE-APS «Керамика» — для нанесения керамического слоя. Переключение между плазмотронами осуществляется программно и занимает не более 30 секунд. Наличие сверхзвукового плазмотрона HV-APS [2] позволяет исключить необходимость дополнительного оснащения участка газопламенным оборудованием HVOF для нанесения металлического слоя ТЗП и износостойких покрытий на основе карбидов вольфрама WC и хрома Cr<sub>3</sub>C<sub>2</sub>. Опциональный плазмотрон ID-APS может устанавливаться вместо любого из двух основных устройств.

Все плазмотроны серии ПНК основаны на каскадной схеме с изолированными межэлектродными вставками (МЭВ). Важным преимуществом является то, что в качестве плазмообразующего газа используется воздух — высокоэнтальпийный и доступный рабочий газ. Небольшое количество метана в количестве 3–5% подается на завесу анода и, в соответствии с технологией, в транспортирующий газ.

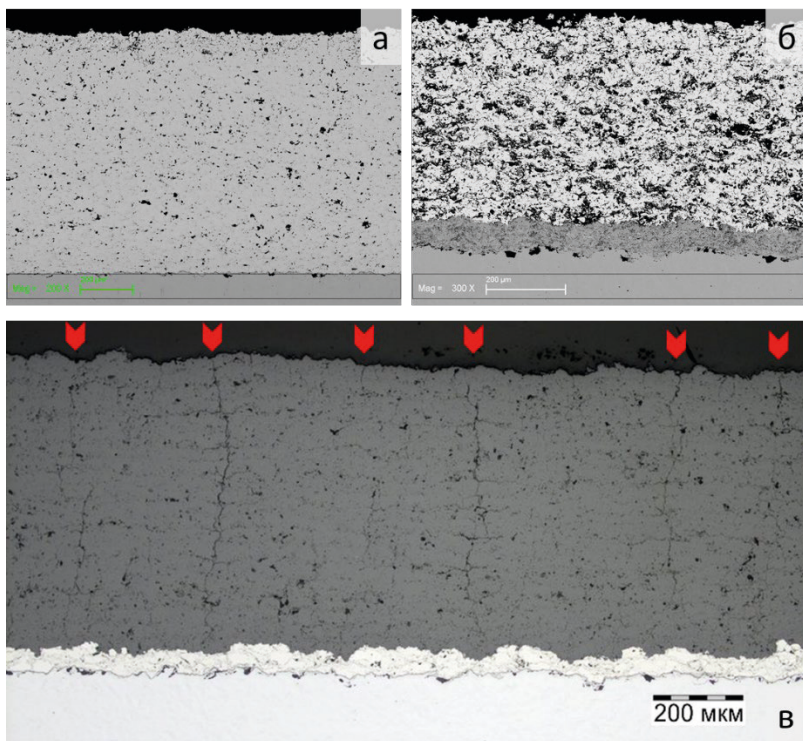
Принципиальным элементом конструкции плазмотрона является узел кольцевой инжекции порошка в канал с газодинамической фокусировкой, который обеспечивает ввод порошкового материала на оси потока, что способствует эффективному нагреву и ускорению частиц. ПНК обеспечивает наилучшую в сравнении с другими популярными серийными плазмотронами производительность напыления порошковых материалов.

### Теплозащитные покрытия для деталей горячего тракта

При использовании традиционного режима напыления APS воздушный плазменный поток имеет высокую температуру 4500–7000 К и низкую скорость 400–800 м/с. Такие условия эффективны для напыления тугоплавких керамик, используемых для нанесения теплозащитных покрытий. Традиционно для этих целей применяется оксид циркония, стабилизированный 7–8 вес. % оксидом иттрия (YSZ). На рисунке 3 показаны примеры покрытий с различной микроструктурой, полученные из порошковых материалов Z7Y производства ООО «Т:СП» (п. Горный Щит). Наряду с традиционной для APS слоистой структурой с пористостью 10–15% (рис. 3а) возможно получение покрытий с повышенной пористостью на уровне 30% и выше (рис. 3б) для использования в качестве прирабатываемых уплотнений секторов турбины высокого давления [3]. Покрытия большой толщины (1 мм и выше) с сегментированной структурой, образованной вертикальными трещинами с плотностью 4–5 шт/мм (отмечены красными стрелками), проходящими через всю толщину керамики, показаны на рисунке 3в. Все представленные покрытия получены с использованием одинаковых исходных порошковых материалов, различия структур достигнуты за счет варьирования режима напыления.

К теплозащитным покрытиям газотурбинных двигателей нового поколения предъявляются повышенные требования по повышению рабочей температуры, снижению теплопроводности, повышению стойкости к термоциклическим нагрузкам,

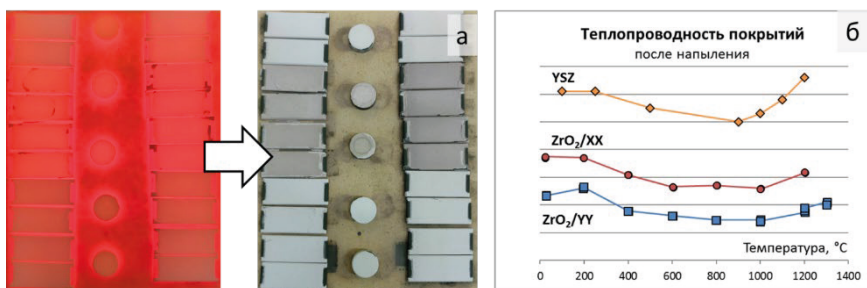




**Рисунок 3.** Теплозащитные покрытия YSZ с различной микроструктурой: *а* — базовое покрытие с пористостью 12%; *б* — покрытие с пористостью до 30%; *в* — сегментированные покрытия с вертикальными трещинами DVC

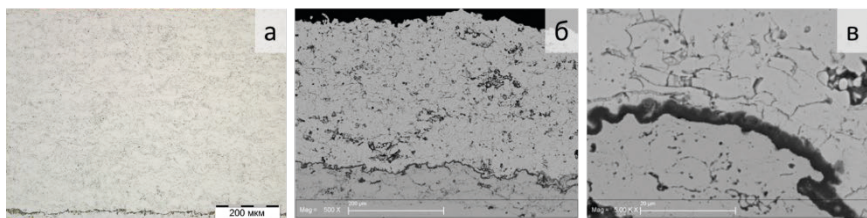
стойкости к воздействию расплавов вулканического пепла [4]. Для решения этой задачи в ИТПМ СО РАН ведутся работы по разработке технологий нанесения керамических покрытий из новых составов. Испытания и исследования включают анализ микроструктуры, механических характеристик керамики, жаростойкости многослойных металлокерамических покрытий, стойкость к термоудару и термоциклическим нагрузкам (рис. 4а). Проведенные работы позволили получить покрытия с теплопроводностью на 30–50% ниже традиционной керамики YSZ, повышенной рабочей температурой (рис. 4б)

Металлический слой теплозащитных покрытий, для нанесения которого традиционно используется технология HVOF, во всех работах ИТПМ СО РАН формируется плазмотронами HV-APS. Сниженная до уровня 2800–3200 К температура плазмы и скорость более 2000 м/с [5] позволяют наносить покрытия NiCoCrAlY высокого качества.



**Рисунок 4.** Испытания и исследования новых составов для керамических слоев ТЗП: *а* — испытания на циклическую жаростойкость и термоудар; *б* — сравнение теплопроводности традиционной керамики YSZ и новых составов

На традиционных порошковых составах ПВ-НХ20К20Ю13, ПВ-НХ16Ют, ЖС6У, а также новых системах ПР-ХН67Ю12 и ПВ-НК23Х18Ю13Ит (АО «Полема») обеспечивается плотная структура покрытий с пористостью менее 2% (рис. 4а). Сравнительные испытания покрытий NiCoCrAlY/YSZ на жаростойкость по ГОСТ 6130 (рис. 4б, в) и термоциклическую стойкость по ISO 13123 подтвердили преимущество систем, нанесенных с помощью воздушного метода HV-APS (воздух)/APS(воздух), над системами, нанесенными методами HVOF (керосин)/APS (Ar/H<sub>2</sub>).



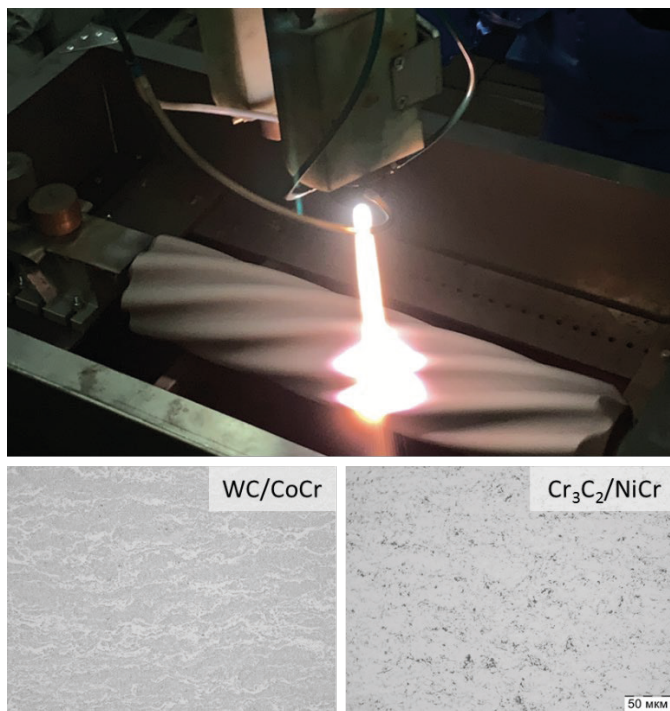
**Рисунок 5.** Микроструктура металлического покрытия NiCoCrAlY, нанесенного методом HV-APS: *а* — снимок оптического микроскопа после нанесения; *б* — двухслойное покрытие после испытаний на жаростойкость при температуре 1100 °C на базе 850 ч; *в* — увеличенное изображение слоя термически выращенного оксида ТВО

### Износостойкие покрытия на основе карбидов WC и Cr<sub>3</sub>C<sub>2</sub>

Покрытия на основе карбидов вольфрама WC и хрома Cr<sub>3</sub>C<sub>2</sub> в настоящее время имеют лучшие показатели износостойкости и позволяют повысить ресурс деталей на порядок. Для снижения хрупкости покрытия наносят в виде металлокерамических композитов с содержанием металлической связки в количестве 8–20% вес. В качестве металлической матрицы традиционно применяют металлы и сплавы на основе

Ni, Co, Cr, например: WC/10Co4Cr или Cr<sub>3</sub>C<sub>2</sub>/20NiCr. Покрытия на основе карбида вольфрама имеют более высокие механические характеристики (твердость, стойкость к абразивному, кавитационному, эрозионному износу и т. д.), однако ограничены рабочей температурой на уровне 600 °С. Покрытия на основе карбида хрома имеют более низкие износостойкие характеристики (примерно 20–30%), однако работают до температур 850–900 °С, что позволяет их применять в узлах горячего тракта газотурбинных двигателей.

Метод HV-APS позволяет наносить карбидные износостойкие покрытия с характеристиками, превышающими типичные значения технологии HVOF. На рисунке 6 показаны микроструктуры покрытий WC/10Co4Cr и Cr<sub>3</sub>C<sub>2</sub>/20NiCr, нанесенных в сверхзвуковом режиме плазменного напыления с использованием порошков фракции 20–45 мкм, а в таблице 1 — их характеристики.



**Рисунок 6.** Износостойкие покрытия WC/10Co4Cr и Cr<sub>3</sub>C<sub>2</sub>/20NiCr, полученные методом сверхзвукового напыления

Все опробованные режимы сверхзвукового воздушно-плазменного напыления продемонстрировали микротвердость и адгезию на изгибе на уровне HVOF или превосходящем его [6].

### Характеристики карбидных покрытий HV-APS

	WC/10Co4Cr	Cr <sub>3</sub> C <sub>2</sub> /20NiCr
Пористость, %	менее 0,5	менее 2,0
Микротвердость, HV <sub>0,3</sub>	1300 ± 50	1000
Адгезионная прочность, МПа	более 90	более 80
Шероховатость Ra, мкм	3,0–3,5	3,0–3,5
Производительность, кг/час	до 20	до 15

### Нанесение покрытий на внутренние поверхности ПНК-ID

Важной задачей газотермического напыления, вызывающей затруднения с точки зрения технической реализации, является нанесение покрытий на внутренние поверхности (например, внутренняя поверхность труб, камер сгорания и проч.), имеющие малые размеры и большие протяженности.

С этой целью для плазматрона ПНК были разработаны модификации ПНК-90 и ПНК-ID (рис. 7). Плазматрон ПНК-90 сохраняет все особенности ПНК и ПНК-HV при этом имеет более компактный корпус, а также выводы кабель-шлангов под углом 90°, эти особенности позволяют наносить покрытия внутри диаметров от 350 мм. Плазматрон ПНК-ID имеет модифицированное сопло, поворачивающее поток плазмы на угол 60°. При дистанции напыления 40–60 мм появляется возможность нанесения покрытий на внутренние поверхности диаметром от 115 мм. Сопло оснащено сменными насадками для напыления металла и керамики.

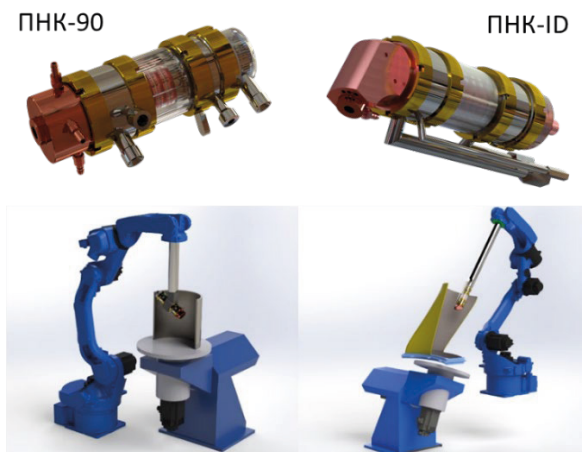


Рисунок 7. Модификации плазматронов ПНК-90 и ПНК-ID (сверху) и сценарии их применения (снизу)

## Выводы

Представлено новое оборудование и технологии атмосферного плазменного напыления с использованием воздуха в качестве плазмообразующего газа. Напылительные устройства APS обладают широкими диапазонами скоростей и температур плазменного потока, что позволяет наносить теплозащитные, прирабатываемые и износостойкие покрытия практически из любых материалов. Реализованы технологии нанесения керамических слоев теплозащитных покрытий различной микроструктуры: традиционные, прирабатываемые с пористостью до 30%, сегментированные с системой вертикальных трещин DVC. Разработаны технологии нанесения теплозащитных покрытий из новых составов, имеющих теплопроводность на 30–50% ниже традиционной керамики YSZ. Метод HV-APS позволяет наносить карбидные износостойкие покрытия WC/10Co4Cr и Cr3C2/20NiCr с характеристиками на уровне лучших мировых результатов. Модульная конструкция плазмотрона ПНК позволяет путем установки поворотного сопла осуществлять нанесение покрытий на внутренние поверхности диаметром от 115 мм.

## Литература

1. Кузьмин В. И. и др. Установка плазменного напыления покрытий. Патент на изобретение 2753844 С1, 24.08.2021.
2. Kornienko E. et al. Microstructure and properties of Ni-Al coatings obtained by conventional and high-velocity atmospheric plasma spraying // Results in Surfaces and Interfaces 6 (2022), 100038.
3. Patha P. et. al. Enhanced High-Temperature YSZ-polyester Abradable Honeycomb Seal Structures // Journal of Thermal Spray Technology 31 (2022), pp. 307–314.
4. Bakan E., Vaßen R. Ceramic Top Coats of Plasma-Sprayed Thermal Barrier Coatings: Materials, Processes, and Properties // Journal of Thermal Spray Technology 26 (2017), p. 992.
5. Гуляев И. П., Кузьмин В. И. и др. Визуализация газодинамической структуры плазменных потоков напылительного плазмотрона «ПНК-50» теневым методом // Вестник Югорского государственного университета. № 51. 2018. С. 61–68.
6. Bolelli G., Lusvarghi L., Barletta M. HVOF-sprayed WC–CoCr coatings on Al alloy: Effect of the coating thickness on the tribological properties // Wear 267 (2009), pp. 944–953.

**А. И. Дубин**

ПАО «ОДК-УМПО», Уфа

DubinAI@umpo.ru

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРМИРОВАНИЯ ЭПЮРЫ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В РЕЗУЛЬТАТЕ УПРОЧНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ЖАРОПРОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ**

*Аннотация.* Рассмотрены подходы по формированию эпюр распределения остаточных поверхностных напряжений (ОПН) по глубине поверхностного слоя на примере жаропрочного сплава ХН73МБТЮ. Рассмотрены вопросы получения эпюр механическим методом послыонного травления и рентгеновским методом. Приведены результаты исследований ОПН на образцах после упрочняющих обработок на основе поверхностно-пластического деформирования (ППД).

### **Введение**

По статистике, большинство разрушений деталей машин в эксплуатации носит усталостный характер. Чаще всего усталостное разрушение начинается в тонком приповерхностном слое, с зарождения небольшого очага или ряда очагов, которые, развиваясь, превращаются в усталостную трещину. Сопротивление усталости и долговечность работы деталей зависят от быстроты зарождения усталостной трещины и скорости ее распространения. На это, в свою очередь, влияют пластические свойства материала, его структура, физико-механические и химические свойства, напряженное состояние поверхностного слоя и геометрические параметры поверхности [1, 4, 5].

Согласно [1], на сопротивление усталости таких ответственных деталей газотурбинных двигателей (ГТД), как диски компрессоров, работающих в условиях умеренно-повышенных температур и циклических нагрузок, влияют конструктивные элементы, определяющие уровень концентрации напряжений сложнопрофильной формы части диска, параметры микрогеометрии поверхности, физико-механические свойства поверхностного слоя.

Вопросы получения оптимальной системы параметров качества поверхности деталей машин, которая бы наиболее полно отражала их эксплуатационные свойства, изложены в исследованиях А. И. Исаева, А. А. Маталина, В. Ф. Безъязычного, А. Г. Сулова, В. С. Мухина, В. М. Смелянского и других авторов.

При изготовлении деталей машин их качество в большой степени зависит от финишной обработки, так как именно на ней формируется поверхностный слой детали, определяющий основные эксплуатационные свойства [2].

В этой связи необходимость оптимального наведения и оценки напряженного состояния поверхностного слоя деталей сложной формы, в местах, являющихся концентраторами напряжений (выкружки пазов, радиусы переходов, проточки и т. д.), особенно актуальна при эксплуатации изделий с большим ресурсом и прогнозировании остаточного ресурса в дальнейшем.

Основная задача состоит в определении не только знака остаточных напряжений, но и их уровня, глубины залегания, характера распределения [2, 4]. Исследование ОПН является обязательным при внедрении новых методов обработки и выборе оптимальных технологических режимов.

В настоящее время применяются как разрушающие методы исследований ОПН, так и неразрушающие. В большинстве случаев для определения ОПН используются разрушающие механические методы, основанные на измерении прогибов или деформаций деталей при их разрезке, высверливании (метод Матара), снятии слоев [5]. Также известны метод замера деформаций, метод расточки (метод Закса), метод полного освобождения и др. Например, в работах [7, 8] механический метод [3] на основе метода Н. Н. Давиденкова выступал в качестве базового проверочного для построения эпюр распределения ОПН при исследовании жаропрочных сплавов. Вместе с тем применение разрушающих методов в ряде случаев имеет ограничения.

Альтернативным направлением исследования ОПН неразрушающим физическим методом, в частности, является дифрактометрический рентгеновский метод, основанный на измерении эффектов, определяющих степень искажения кристаллической решетки материала. Основное преимущество данного метода контроля заключается в отсутствии необходимости разрушения исследуемой детали. В совокупности с относительно небольшим (при условии обработанности режима) временем контроля это перспективно для широкого применения данного направления в современной промышленности. Метод позволяет определять средние интегральные остаточные напряжения в поверхностном слое на глубинах, в зависимости от материала и технических характеристик применяемого оборудования, в среднем 5...15 мкм. Для построения эпюры распределения напряжений по глубине поверхностного слоя проводится серия последовательных измерений одной и той же исследуемой зоны (окружности) с применением специального устройства для размерного травления. Необходимо отметить, что это возможно, как правило, на небольших темплатах (образцах), например, вырезанных из натурной детали. Измерение параметров решетки выполняется из соотношения Вульфа — Брегга с использованием эталонного образца. Интегральная оценка ОПН производится исходя из анализа уширения рентгеновских пиков с учетом ширины пика от эталона. Для более широкого применения направления рентгеновских методов исследований ОПН необходима методическая поддержка аналогично, например, EN 15305.

Вопросы применения рентгеновских методов измерения остаточных напряжений, такие как метод  $\sin^2 \psi$ , симметричной съемки, а также вопросы релаксации напряжений при удалении поверхностных слоев и предложения по учету влияния

электроэрозионной резки рассмотрены в работе [6]. Авторами предлагается методика корректировки результатов измерения ОПН рентгеновским методом с учетом их релаксации при удалении поверхностных слоев.

Еще одним направлением в изучении напряженного состояния элементов конструкций и прогнозирования их поведения при эксплуатации является компьютерное моделирование. При наличии верифицированных численных моделей и расчетов параметров ОПН в зависимости от вида и режимов обработки по технологическому маршруту изготовления детали с учетом технологической наследственности появляется возможность получить достоверную и наиболее полную информацию по распределению напряжений в любой точке конструкции.

В последнее время при проектировании современных двигателей появляются задачи к наведению и исследованию заданного разработчиком определенного напряженного состояния и наклепа в таких конструктивных элементах деталей, как галтельные переходы, радиусы скругления и др., а также задачи по повышению сопротивления усталости.

Приоритетным условием обеспечения качества изготовления деталей является необходимость упрочнения (модификации) на режимах, исключающих изменение геометрических параметров детали и наводящих оптимальные для каждого конкретного материала уровни значений ОПН и степени наклепа.

Таким образом, возможность управления технологическими параметрами упрочнения для повышения сопротивления усталости и циклической долговечности деталей ГТД из жаропрочных сплавов путем формирования эшюры распределения ОПН заданной формы является актуальной задачей современного авиационного двигателестроения.

### Основная часть

В работе проведено исследование контрольных пластин и образца-имитатора детали из жаропрочного сплава на никелевой основе марки ХН73МБТЮ. Данный материал применяется для изготовления различных деталей авиационной техники с рабочей температурой до 750 °С [9]. Исходной заготовкой являлась штамповка. Кратковременные механические свойства исследуемого материала контрольных пластин и образца-имитатора детали, определенные на образцах, приведены в таблице 1.

Т а б л и ц а 1

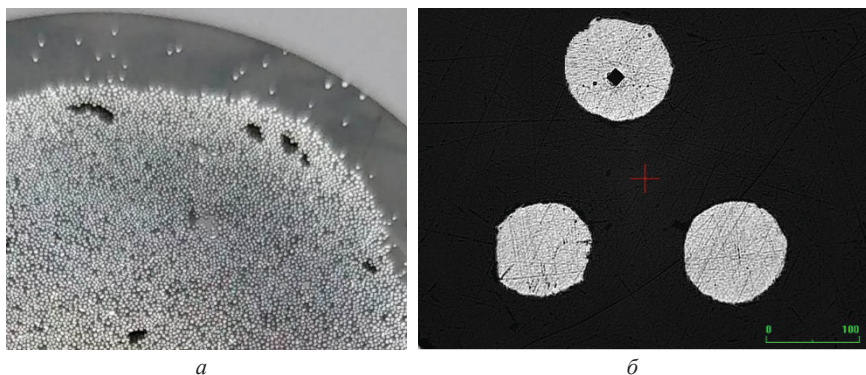
Кратковременные механические свойства исследуемого материала

Режим термической обработки	Температура испытания, °С	Кратковременные механические свойства		
		$\sigma_s$ , МПа	$\delta$ , %	НВ
Закалка 1120 °С, воздух, Отпуск 1000 °С, воздух	20	1190	17,5	302
Требования по ТУ		$\geq 1150$	$\geq 16$	286–340



Экспериментальное наведение в поверхностном слое пластин и образца-имитатора детали остаточных напряжений выполнялось обработкой на роторной дробе-метной и автоматизированной пневмогидродробеструйной установках. Основные технологические параметры упрочняющей обработки — размер и концентрация рабочих тел, величина давления воздуха, время обработки, угол между потоком микрошариков и обрабатываемой поверхностью, расстояние от среза сопла до поверхности образца, а также скорость перемещения (вращения).

Проведено исследование микротвердости применяемых стальных микрошариков  $\varnothing 0,1$  мм. Их внешний вид, а также характерный отпечаток индентора приведен на рисунке 1.



**Рисунок 1.** Стальные микрошарики:

*a* — внешний вид на шлифе; *б* — вид отпечатка индентора на шлифе, 10х

Определение значений микротвердости по Виккерсу  $HV_{0,1}$  проводилось измерениями на прямых шлифах на автоматизированном микротвердомере по методу восстановленного отпечатка согласно ГОСТ 9450. Измерение выполняли в центральной части шлифа микрошарика (рис. 1 б).

Численное значение величины микротвердости рассчитывается по формуле 1.

$$HV = P/S = 1,854 \cdot d^2, \quad (1)$$

где  $P$  — нагрузка, Н;

$S$  — условная площадь поверхности отпечатка, мм<sup>2</sup>;

$d$  — длина диагонали отпечатка индентора, мм.

В результате исследования определено, что значения микротвердости  $HV_{0,1}$  стальных микрошариков находятся в диапазоне от 4800 до 5100 МПа.

Исследование степени наклепа определяли на наклонных шлифах образцов.

Исследование ОПН выполняли механическим методом на призматических образцах на установке типа ПИОН. Исходные остаточные напряжения  $\sigma_{ост}(a)$  на поверх-

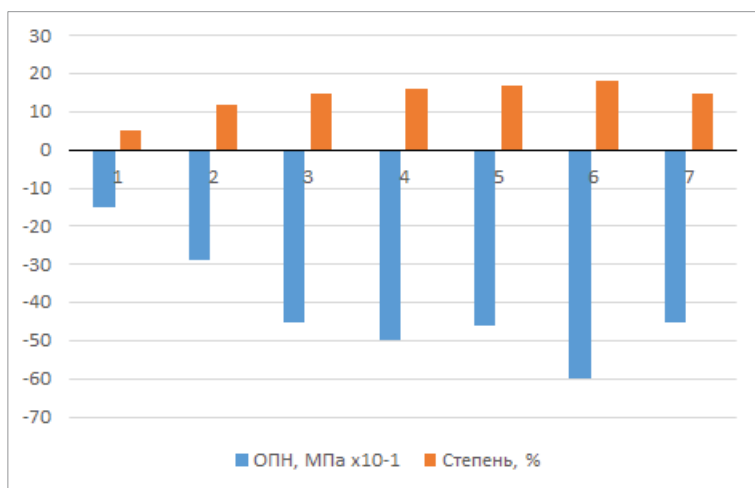
ностном слое образца на глубине  $a$ , которые в соответствии с принимаемыми допущениями предполагались постоянными вдоль исследуемой поверхности, определяются в общем случае по формуле 2:

$$\sigma_{ocm}(a) = -\sigma_{\epsilon}(a) + \sigma^*(a) - \sigma_0(a), \quad (2)$$

где  $\sigma_{\epsilon}(a)$  — дополнительные напряжения в глубине слоя  $a$ , возникающие при вырезке образца из детали;  $\sigma^*(a)$  — дополнительные напряжения в глубине слоя  $a$  непосредственно перед его удалением;  $\sigma_0(a)$  — напряжения, существующие в глубине слоя  $a$  после вырезки образца и удаления предыдущих слоев.

Полученные результаты исследований статистически обрабатывались.

Результаты исследования образцов прямоугольных пластин, обработанных по различным режимам ППД, приведены на рисунке 1.



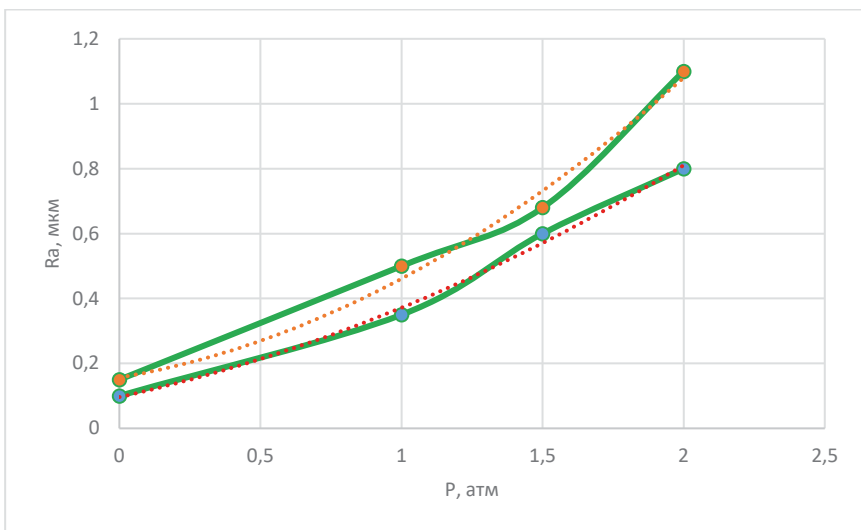
**Рисунок 2.** Результаты исследования образцов:

1 — исходное состояние; 2–7 — различные варианты упрочнения

Как следует из рисунка 2, в результате пневмогидродробеструйной обработки образцов из жаропрочного сплава ХН73МБТЮ в их поверхностном слое наводятся ОПН сжатия максимальной величиной  $-600$  МПа (по варианту № 6), с увеличением на  $450$  МПа по отношению к исходному состоянию. При этом степень наклепа достигает  $18\%$ .

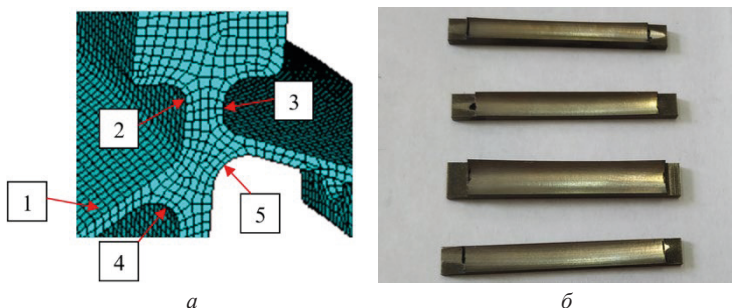
Был определен характер зависимости влияния технологического параметра давления воздуха на изменение величины микронеровностей (шероховатости) поверхности, что иллюстрируется рисунком 3.

Далее было проведено упрочнение поверхностей технологического образца-имитатора детали, представленного на рисунке 4а, по режиму обработки № 2.



**Рисунок 3.** Характер изменения шероховатости поверхности

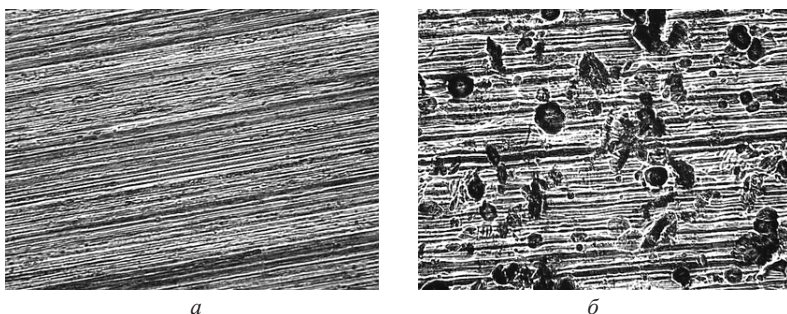
Исследование эпилор ОПН «доступного» и «труднодоступных» для неразрушающего дифрактометрического рентгеновского метода участков образца-имитатора детали в окружном направлении выполняли механическим методом [3]. Подготовку образцов выполняли электроэрозионной резкой проволочным электродом на режимах, не вносящих дополнительных напряжений. Внешний вид образцов приведен на рисунке 4б.



**Рисунок 4.** Схема образца-имитатора детали:

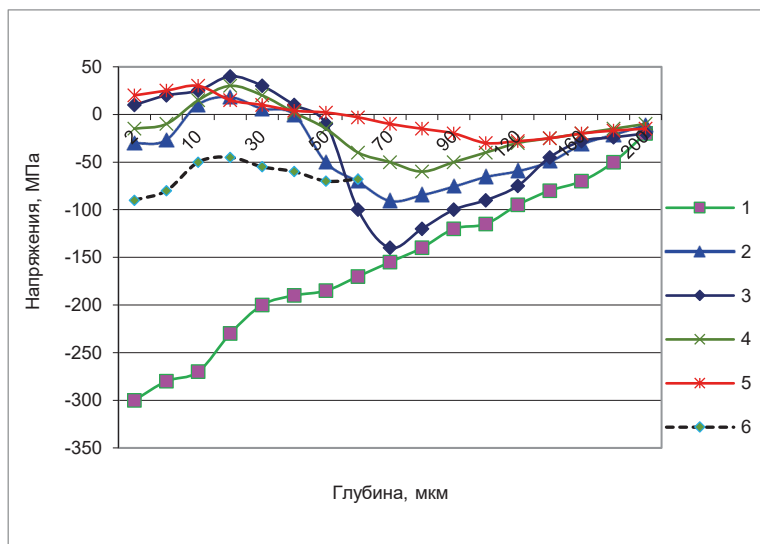
*а* — пример «доступного» № 1 и «труднодоступных» — 2–5-х участков контроля образца-имитатора детали; *б* — внешний вид исследуемых образцов

Внешний вид макрорельефа образца-имитатора детали, упрочненного по режиму обработки № 2 приведен на рисунке 5.



**Рисунок 5.** Внешний вид макрорельефа образца-имитатора детали: *a* — до упрочнения, 10х; *б* — после упрочнения, 10х

Результаты исследований в виде эпюр распределения ОПН в образце-имитаторе детали из сплава ХН73МБТЮ приведены на рисунке 6.



**Рисунок 6.** Эпюры распределения напряжений: 1, 2, 3, 4, 5 — номера участков имитатора детали; 6 — дополнительная обработка

Как следует из анализа формы эпюр на рисунке 6, в поверхностном слое образца-имитатора детали после упрочнения формируются монотонно-убывающие ОПН сжатия на «доступном» участке № 1 максимальной величиной до  $-300$  МПа. В «труднодоступных» участках № 2–5 эпюры распределения напряжений имеют сложный знакопеременный характер, наводятся поверхностные и подслоиные остаточные

напряжения растяжения величиной до 20–40 МПа, которые по мере удаления от поверхности постепенно переходят в уравнивающие подслоинные напряжения сжатия. Такой характер может быть объяснен особенностями геометрии детали и возможным экранирующим эффектом при обработке от сопрягаемых поверхностей.

Для изменения формы начального участка эпюры для «труднодоступных» участков № 2–5 были дополнительно подобраны параметры обработки (давление, время обработки). В результате дополнительной обработки (рис. 6) удалось изменить характер начального участка эпюры распределения ОПН и обратить ее до глубины 50–60 мкм в область напряжений сжатия с максимальным уровнем до –90 МПа.

## Заклучение

Таким образом, в результате проведенного исследования на примере жаропрочного сплава ХН73МБТЮ показана возможность управления формированием эпюры распределения остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя. Наряду с механическими методами послойного травления перспективны исследования эпюры распределения ОПН упрочненных поверхностей ответственных деталей неразрушающим рентгеновским методом.

## Литература

1. *Петухов А. Н.* Сопротивление усталости деталей ГТД. М.: Машиностроение, 1993. 240 с.
2. *Сулима А. М.* Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин / А. М. Сулима, В. А. Шулов, Ю. Д. Ягодкин. М.: Машиностроение, 1988. 238 с.
3. Определение остаточных напряжений в поверхностном слое пера лопаток двигателей. Методические материалы / НИАТ. 1965. 20 с.
4. *Смелянский В. М.* Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием. М.: Машиностроение, 2002. 300 с.
5. *Мухин В. С.* Поверхность: технологические аспекты прочности деталей ГТД. М.: Наука, 2005. 296 с.
6. *Ашмарин А. А.* Остаточные напряжения в поверхностных слоях с градиентной структурой [Текст] / А. А. Ашмарин, С. Я. Бецофен, А. А. Лозован и др. // Деформация и разрушение материалов. 2022. № 2. С. 18–26.
7. *Новиков С. В.* Поверхностные остаточные напряжения в деталях из сплава ХН73МБТЮ-ВД и методы их контроля / С. В. Новиков, В. В. Астанин, М. В. Песин и др. // в сб. материалов Всероссийской научно-технической конференции «Современные жаропрочные никелевые деформируемые сплавы и технологии их производства». М.: НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ, 2021. С. 64–79.
8. *Дубин А. И.* К вопросу обеспечения повышения сопротивления усталости деталей ГТД упрочняющей обработкой [Текст] / А.И. Дубин // в сб. докладов научно-технической конференции «Климовские чтения — 2019. Перспективные направления развития авиадвигателестроения». С-Пб.: Скифия-принт, 2019. С. 150–156.
9. Марочник сталей и сплавов. 2-е изд., доп. и испр. / А. С. Зубченко, М. М. Колосков, Ю. В. Каширский и др. Под общей ред. А. С. Зубченко. М.: Машиностроение, 2003. 784 с.

*А. С. Кохтырев*

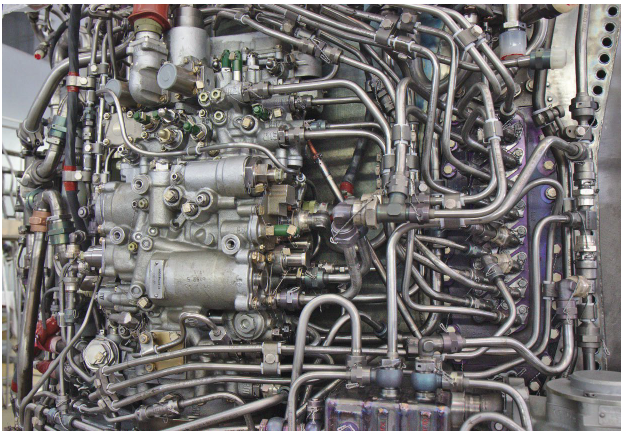
АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
kohtyrev\_as@klimov.ru

## СОЗДАНИЕ КОНТРОЛЬНОГО ОБРАЗЦА ТРУБОПРОВОДА

*Аннотация.* Рассмотрен существующий процесс изготовления контрольных образцов трубопроводов. Описаны проблемы, возникающие при изготовлении и эксплуатации контрольных образцов. Приведен порядок создания контрольных образцов по 3D-моделям. Описаны преимущества создания контрольных образцов по 3D-моделям по сравнению с существующим порядком.

В конструкции большинства авиационных газотурбинных двигателей присутствуют трубопроводные коммуникации, которые являются частью обвязки авиационного двигателя. Трубопровод представляет собой, как правило, неразборный узел, состоящий из трубы и концевой арматуры (ниппелей, накидных гаек, штуцеров, фланцев). Кроме того, трубопроводы могут содержать патрубки, компенсаторы и другие детали.

В составе авиационного двигателя присутствует значительное количество трубопроводов. В зависимости от самого двигателя, количество трубопроводов может находиться в диапазоне от 20 до 220 трубопроводов. Зачастую трубопроводная обвязка представляет собой сложную сеть соединений между различными адресатами (рис. 1). Для обеспечения сборки столь сложной внешней обвязки необходимым требованием является точность изготовления каждого трубопровода.



**Рисунок 1.** Трубопроводная обвязка авиационного двигателя

Одной из основных деталей трубопровода является трубка, которая изготавливается из трубы. Трубка представляет собой набор прямых и гнутых участков. Каждый гиб трубы делается по одному радиусу и в одной плоскости. Радиусыгиба меняются в зависимости от диаметра трубы. Сами гбы находятся в разных плоскостях и имеют разные углы загиба. Прямые участки, расположенные между гыбами, также имеют разную длину. Помимо конфигурации трубки, важным является момент определения пространственного расположения арматуры, входящей в состав трубопровода. Для некоторой арматуры, такой как фланцы и тройники, важно определять ее пространственное положение. Для определения конфигурации трубки и для определения расположения арматуры в трубопроводе предусмотрены контрольные образцы.

Контрольный образец — это макетно-собранный трубопровод конфигурация которого является базовой для изготовления трубопроводов. Изготовление трубопроводов по контрольным образцам регламентировано ОСТ 1 00956-79. В соответствии с ОСТ 1 41968-92, контрольный образец является частью конструкторской документации. Для обеспечения сохранности конфигурации трубопроводов, а также для обеспечения изготовления трубопроводов существуют трубопроводные стапелы (рис. 2), которые повторяют геометрию контрольных образцов трубопроводов.



**Рисунок 2.** Контрольный образец трубопровода на стапеле

Также в соответствии с требованиями инструкций на изготовление трубопроводов требуется два контрольных образца стапеля (контрольный образец и образец-дублер, по которому изготавливают «боевые» трубопроводы). Разумеется, на каждый контрольный образец требуется свой стапель. Так как на каждый трубопровод требуется свой уникальный стапель, то на комплект трубопроводов одного двигателя может потребоваться до 440 стапелей с контрольными образцами, что занимает значительное пространство на производстве. На каждом предприятии, которое занимается изготовлением трубопроводов по классическим технологиям, существуют специализированные помещения, для хранения контрольных образцов. В настоящее время имеется тенденция изготовления трубопроводов предприятиями по кооперации. Для обеспечения изготовления этими предприятиями трубопроводов требуется

передача дубликатов контрольных образцов трубопроводов этому предприятию от разработчика. В таких случаях возможно изменение конфигурации во время транспортировки, несмотря на требования оговоренных к транспортировке и упаковке трубопроводов.

Трубопроводы авиационных двигателей, как правило, устанавливаются после монтажа узлов и агрегатов, к которым они подсоединяются, т. е. при монтаже трубопроводы замыкают размерные цепочки двигателя. Также нередко встречается, что трубопроводы соединяются друг с другом. В связи с тем, что у каждой детали, которая участвует в размерной цепочке, имеются свои допуски, трубопровод, как итоговый элемент размерной цепочки должен обеспечивать ее замыкание. Это обеспечивается за счет податливости трубопровода за счет его подгибки с учетом пределов, оговоренных инструкцией на изготовление и монтаж трубопровода, а также иногда за счет регулировочных элементов типа прокладок и т. п. Встречаются такие случаи, когда трубопровод по тем или иным причинам невозможно смонтировать на двигатель, и пределы подгибки не обеспечивают его монтаж. В эти моменты порой сложно определить, в чем причина несоответствия, и несправедливо крайним чаще становится сам трубопровод, так как его пытаются обвинить в несоответствии его базовой конфигурации или нарушении конфигурации самого контрольного образца по тем или иным причинам, а также в нарушении условий макетирования самого трубопровода. Такие проблемы часто возникают тогда, когда ведется мелкосерийное производство двигателей.

Создание контрольных образцов трубопроводов происходит на натурном образце двигателя, который называется макет двигателя. Процесс создания контрольных образцов на двигателе называется макетирование. Вся материальная часть, из которой собран макет, также имеет свои допуски или, еще хуже, незамеченные несоответствия, которые отследить порой очень сложно. Также из практики проектирования новых трубопроводов порой принимаются решения о проведении макетирования в составе уже «боевых» двигателей. В таком случае нет никаких гарантий, что двигатель будет соответствовать КД и не иметь отклонений. В результате вышесказанного могут встречаться случаи, что трубопровод, который обеспечивает сборку на макете, не позволяет обеспечивать качественный монтаж на «боевом» двигателе. Такие отклонения для определения истинной причины несоответствия требуют набора статистики по нескольким изделиям для принятия решения о корректировке контрольного образца.

Вышеописанные технологии создания трубопроводов и конфигурации трубопроводов в любом случае были приемлемы в условиях одного предприятия и до времени развития цифровых технологий. Во времена, когда идет развитие САД-программ 3D-моделирования на вновь разрабатываемых изделиях, которые не используют серийные трубопроводы, созданные классическим способом, требуется выполнять создание контрольных образцов по 3D-моделям трубопроводов на трехмерной модели двигателя. Так как 3D-модели двигателя собираются в номинал, то и



3D-модели трубопроводов также собираются в номинал. Существуют и PLM-системы, которые могут обеспечивать удобную связку конструкторской документации с 3D-моделью трубопровода, а именно с его конфигурацией. Но как же увязать 3D-модель с железным контрольным образцом трубопровода? Сегодня на рынке станков по созданию трубопроводов существует огромное количество оборудования. В первую очередь многим уже известные трубогибочные станки с ЧПУ (рис. 3).

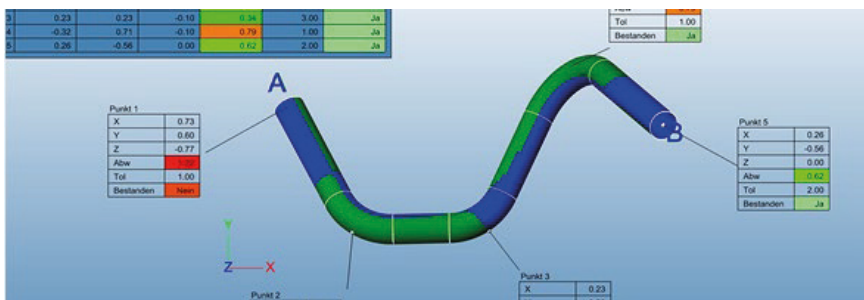


**Рисунок 3.** Трубогибочный станок с ЧПУ

Станки с ЧПУ позволяют изготавливать трубки прямо по 3D-моделям. Но обеспечивают ли они достаточную точность? После гибки трубы на угол, допустим,  $45^\circ$  каждая труба, в зависимости от партии, имеет свой коэффициент пружинения, которая отыгрывает на угол  $43\text{--}44^\circ$ . Для корректировки конфигурации трубки используется оборудование по контролю ее конфигурации с помощью контрольно-измерительных машин (КИМ) (рис. 4) и с помощью определенного программного обеспечения происходит пересчет и адаптации всех углов гибов под соответствующий 3D-модели угол, чтобы получить правильную конфигурацию. Проще говоря, программа станка гнет трубу на угол  $46\text{--}47^\circ$ , а за счет пружинения получается приемлемый угол.

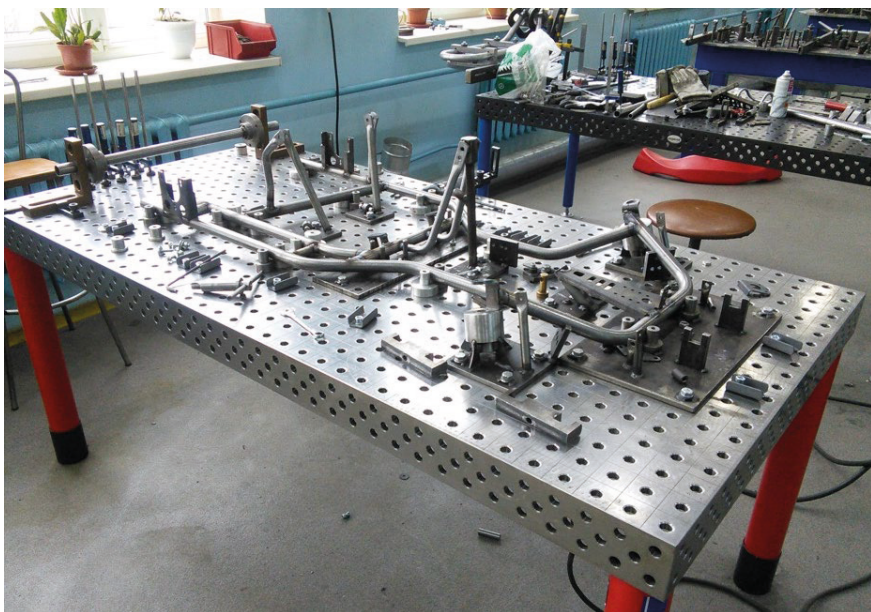


**Рисунок 4.** Контроль конфигурации трубопровода с помощью КИМ



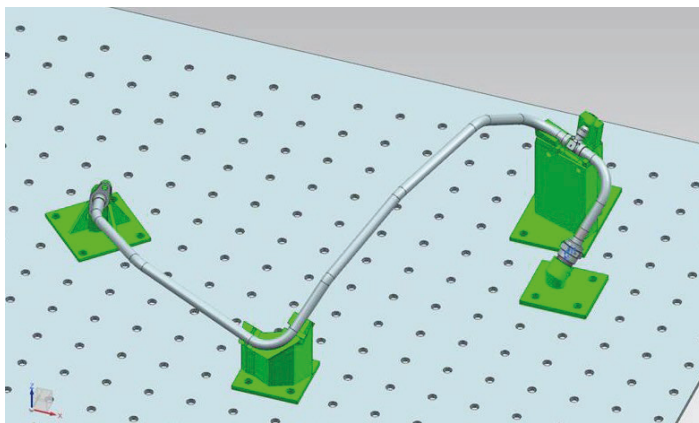
**Рисунок 5.** Наложение 3D-модели обмеренного трубопровода и базовой 3D-модели

Даже точное изготовление трубки не решает полностью задачу создания контрольной конфигурации трубопровода. Требуется решить проблему непосредственно выставления прочей арматуры, такой как фланцы, тройники в составе трубопровода. Такую задачу вполне можно выполнить уже непосредственно на макете двигателя, но, опять же, не всегда можно гарантировать высокую точность изготовления. Выставить арматуру уже можно с помощью специально собранных ступелей, изготовление таких ступелей возможно на столе универсального ступельного приспособления (УСП) (рис. 6).



**Рисунок 6.** Универсальное ступельное приспособление

Поверхность УСП-стола имеет высокую точность изготовления с размещенными на нем отверстиями, закоординированными также с высокой точностью. Но, чтобы на нем выставить правильно арматуру, нужно разработать стапельные ложементы сложной формы, необязательно они должны быть очень жесткими, но должны быть достаточно точными. Для создания подобных ложементов можно использовать аддитивные технологии, которые печатают разовые ложементы со сложной геометрией и достаточно высокой точностью до 0,1–0,2 мм, что удовлетворяет требованиям по точности контрольного образца и трубопровода. Для создания подобных ложементов можно использовать дешевый пластик (например, ABS), который на рынке стоит около 1500 рублей за 1 кг.



**Рисунок 7.** Модель трубопровода в составе УСП с выращенными ложементами

В итоге вся конструкция из печатных ложементов собирается на столе УСП и на ней возможно монтировать все элементы трубопровода с дальнейшей прихваткой аргоно-дуговой сваркой деталей трубопроводов между собой. Краткое воздействие высоких температур от сварки не должно повлиять на качество изготовления при правильной разработке подобного стапеля. Конечно, есть риски усадки после сварки, но тем не менее стапель может в пространстве с достаточно высокой точностью выставить контрольный образец трубопровода. После подобной работы по созданию требуется контролировать конфигурацию контрольного образца с помощью КИМ для подтверждения его качества. После изготовления и подтверждения конфигурации контрольного образца на соответствие 3D-модели требуется изготовить привычный серийный сварной стапель для данного трубопровода, по которому требуется изготовить 1-й пробный макетный образец трубопровода. Далее комплект макетных образцов трубопровода требуется направить на примерку в составе макета двигателя на окончательное подтверждение конфигурации контрольного образца. Проведение

апробирования непосредственно собранного контрольного образца в составе макета повышает риск нарушения конфигурации во время его монтажа.

Подобная технология создания контрольных образцов не требует отказа от серийных сварных ступелей, так как они позволяют сохранить конфигурацию контрольного образца во время эксплуатации, а также ускорить процедуру сдачи трубопровода на конфигурацию, нежели чем с помощью КИМ. Создание опытного ступеля для контрольного образца может быть осуществлено с помощью других методов, более фундаментальных, таких как фрезерование подобных ступелей механическим способом, однако данный способ требует большой уверенности в самой конфигурации трубопровода, в чем нельзя быть уверенным со 100%-ной гарантией, нежели чем после примерки на железном макете двигателя, где определяются все изъёмы опытной конфигурации, в том числе на собираемость. В случае если выращивать детали ложением на 3D-принтере, это обойдется гораздо дешевле с меньшими затратами по технологической подготовке и по материалу.

На основании вышеизложенного, процесс создания контрольного образца по 3D-моделям, а также использования 3D-модели в качестве первичного источника информации лишает множества недостатков классическую технологию изготовления и хранения классических контрольных образцов. При изготовлении трубопровода и выявлении каких-то проблем во время сборки двигателя можно будет проверить контрольный образец на соответствие 3D-модели, в этом случае это будет являться основанием, что отклонения были получены на этапе изготовления и монтажа узлов и агрегатов, которые участвуют в этой размерной цепочке. Для работы с кооперантами можно будет вместо дубликата контрольного образца отправлять 3D-модели. А также для проверки качества контрольного образца перед монтажом на изделие возможно проверять конфигурацию с помощью КИМ, в случае возникновения каких-либо вопросов.

## Литература

1. *Старцев Н. И.* Трубопроводы газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1976. 272 с.
2. *Иноземцев А. А., Сандрацкий В. Л.* Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. 1195 с.
3. ОСТ 1 00956-79 «Трубопроводы газотурбинных двигателей».
4. ОСТ 1 41968-92 «Контроль качества двигателей и агрегатов по контрольным образцам».

*Н. А. Бессонова<sup>3</sup>, А. А. Живушкин<sup>1</sup>, А. А. Жлоба<sup>2</sup>,  
О. В. Кузьмин<sup>1</sup>, И. Г. Стещенко<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> — АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

<sup>2</sup> — АО «ММП им. В. В. Чернышева», Москва

<sup>3</sup> — Московский политехнический университет, Москва  
a.a.zhloba@yandex.ru

## **ОСОБЕННОСТЬ ЗАВИСИМОСТИ КОМПЛЕКСА МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СПЛАВА ЭП741НП ОТ НАЛИЧИЯ ДВОЙНИКОВ В ЕГО МИКРОСТРУКТУРЕ**

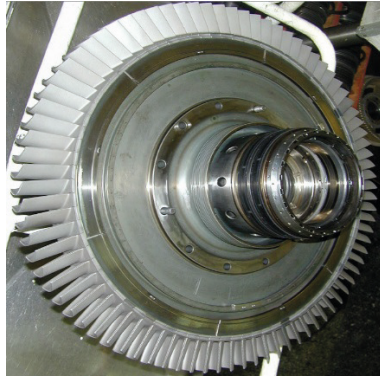
*Аннотация.* При исследованиях турбинных дисков с наработкой из сплава ЭП741НП отмечено снижение прочностных свойств материала. Исследовалась микроструктура поверхностных слоев деталей, в которых проходила пластическая деформация и повышалась вероятность образования трещин. Объектами исследований стали двойники, присутствующие в микроструктуре материалов заготовок дисков, и их влияние на изменение свойств материала. Проводя металлографические исследования после восстановительной термической обработки, было отмечено уменьшение количества двойников в микроструктуре и восстановление комплекса механических свойств. Результаты исследований микроструктуры и механических испытаний материала доказывают возрастание механических свойств с уменьшением количества двойников в структуре материала.

С целью повышения надежности и назначенного ресурса эксплуатации предлагается способ термической обработки, который позволит восстановить комплекс механических свойств материалов дисков, увеличить назначенный ресурс деталей и дать значительный экономический эффект.

*Ключевые слова:* турбинный диск, наработка, сплав ЭП741НП, микроструктура, пластическая деформация, двойники, механические свойства, восстановительная термическая обработка.

### **Введение**

Газотурбинный двигатель является одним из наиболее сложных изделий современного машиностроения. Одними из наиболее критичных элементов газотурбинных двигателей являются диски турбин, изготавливаемые из никелевых жаропрочных сплавов. Эксплуатация дисков происходит в условиях сложного комплекса высоких температур, динамических, статических, повторно-статических, усталостных, термомеханических и других нагрузок [1]. Темп снижения механических свойств материала дисков может быть различен и зависит от температур и нагружений в процессе работы.



**Фото 1**

Целью проведения данной работы является определение причин снижения механических свойств материала дисков, следствием чего может быть появление трещин и последующее разрушение. Исследовалась микроструктура материала заготовок турбинных дисков, и наличие двойников рассматривалось как наличие дефектов в микроструктуре, а также изменения микроструктуры, как результат воздействия динамических нагрузжений и влияние этих изменений на эффективность восстановления механических свойств при проведении термообработки. Для этой цели отбирались турбинные диски с наработкой от 400 до 1000 часов, проводились исследования и сравнения микроструктуры дисков с наработкой после восстановительной термообработки с микроструктурой заготовок.

Приведены значения механических свойств материала турбинного диска с наработкой и этого же материала после восстановительной термообработки. В ходе проведения исследовательских работ показаны результаты механических свойств материала ЭП741НП, в микроструктуре которого двойники практически отсутствуют.

### **Пластическая деформация и условия для образования двойников**

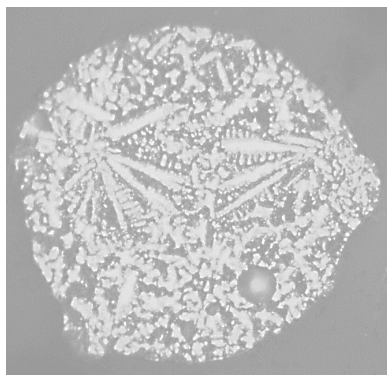
Если исходить из того, что двойникованием является переориентация решетки, которая происходит в случае затруднения деформации скольжением, то можно выделить некоторые факторы, способствующие этому процессу:

- невыгодная ориентация систем легкого скольжения;
- высокая скорость деформации;
- низкая температура деформации.

Еще необходимо отметить, что в процессе производства заготовок турбинных дисков происходит деформация гранул с литой структурой и что переход от литого состояния к деформированному происходит со сменой преимущественного механизма деформации. Деформация двойникованием характерна для литого состояния.

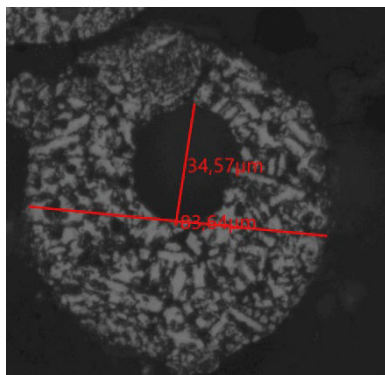
Для этого проведено металлографическое исследование, начиная с отдельных гранул и заканчивая микроструктурой сплава ЭП741НП в различных термообработанных состояниях.

Для гранул свойственна литая структура (фото 2) и наличие пор внутри гранул (фото 3).



x500

Фото 2



x200

Фото 3

Рассматривая процесс их деформирования, необходимо учитывать, что метод ГИП предполагает деформацию, которая должна обеспечить прилегание и «консолидацию»<sup>1</sup> гранул без образования пор в «стыке трех зерен» и схлопывание пор, находящихся внутри гранул, с последующим их сращиванием. «Считается, что метод ГИП и последующая изотермическая штамповка обеспечивает гарантированное снижение количества дефектов, таких как наследственные границы гранул, разноразмерность, поры, карбиды, окисные частицы» [1]. Проводя исследование микроструктуры материала, необходимо рассмотреть и дать объяснение появлению двойников в деформированном сплаве ЭП741НП.

«Для металлов с ГЦК структурой свойственно наличие большого числа возможных систем скольжения и, следовательно, быстрое вовлечение в процесс деформации множественного скольжения. Но пластическая деформация может осуществляться не только наиболее распространенным способом — скольжением, но и путем двойникования. Обычно двойникование идет в тех случаях, когда по разным причинам оказывается затрудненным скольжение. Поэтому оно не является основным видом деформации в металлах с ГЦК структурой, обладающих большим числом систем скольжения» [2]. Исходя из этого можно сделать вывод, что при деформировании гранул появляются места с не выгодной ориентацией систем легкого скольжения, что при действии двух других факторов — высокой скорости и низкой температуре деформации — приводит к появлению в материале некоторого количества двойников (фото 4, 5).



x200

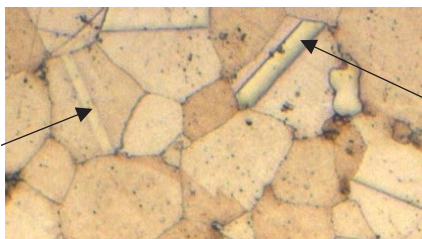
**Фото 4**



x200

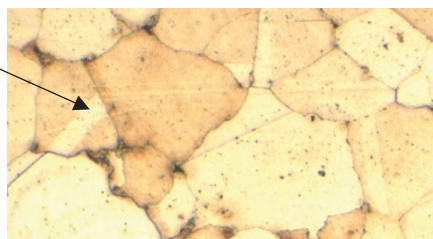
**Фото 5**

«Двойниковые прослойки, возникшие в результате пластической деформации, принято называть деформационными или механическими двойниками. Возможно, присутствие двойников, вызванное влиянием и другого процесса, как результат рекристаллизационного отжига (двойники отжига). Визуально они различаются между собой тем, что при рассмотрении под микроскопом механические двойники выглядят в виде тонких линий (фото 4, 5), а двойники роста и отжига — как широкие полосы, соизмеримые с размером зерна» [2] (фото 6, 7).



x200

**Фото 6**



x200

**Фото 7**

По длинным сторонам «на границах двойников сохраняется когерентность (сопряженность) решеток матрицы и двойника. Это обстоятельство определяет их низкую энергию и, следовательно, высокую устойчивость (двойники исчезают с большим трудом и лишь при высоких температурах нагрева) [2]. Для исчезновения двойников требуется миграция границ.

Количество двойников в микроструктуре сплава ЭП741НП (фото 8) после воздействия температуры выше закалочной уменьшается.

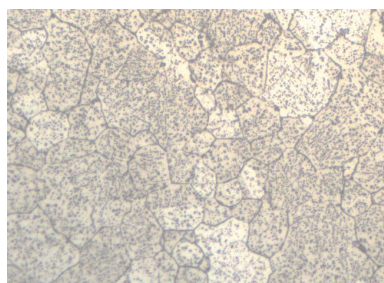
Статическое, динамическое или термодинамическое воздействие являются условием для миграции границ (особенно торцевых не когерентных границ) и исчезновения двойников (фото 9), тем самым давая материалу приобрести более высокие значения механических свойств по отношению к ранее имеющимся (табл. 1).





x200

**Фото 8**



x100

**Фото 9**

Проведены испытания образцов из сплава ЭП741НП со структурами, указанными на фото 4–7, 8, 9. Результаты испытаний указывают на средние значения механических свойств материала.

Т а б л и ц а 1

№ фото	$\sigma_B$ кг/мм <sup>2</sup>	$\sigma_{0,2}$ кг/мм <sup>2</sup>	$\delta\%$	$\psi\%$
4–7	130–145	95–105	15–18	18–22
8	143–149	100–110	14–22	15–22
9	150–160	110–120	15–20	18–25
Требования ТУ 1-357-2014	130	85	13	15

Из приведенных в таблице 1 данных следует вывод, что с уменьшением количества двойников в структуре материала прочностные характеристики возрастают с сохранением пластических свойств.

### **Способ восстановления комплекса механических свойств материала турбинных дисков ТВД после наработки на основе термической обработки**

Решение задачи по восстановлению работоспособности турбинного диска предлагают авторы С. В. Коцюбинский и В. П. Чистотин в патенте ИЗ № 2760895 «Способ восстановления циклической долговечности дисков авиационных газотурбинных двигателей». Способ восстановления заключается в определении глубины подлежащего удалению слоя с микротрещинами, снятии дефектного слоя механической обработкой, полировании и упрочнении обработанной поверхности микрошариками.

Но снятие дефектного слоя без восстановления механических свойств самого материала не решает проблемы долговечности детали, а обработка поверхности микрошариками создает наклеп, что может привести к образованию микротрещин под упрочненным слоем.

С целью увеличения срока эксплуатации турбинных дисков, изготовленных из сплава ЭП741НП, проводится работа по оптимизации режимов термической обработки для восстановления прочностных характеристик материала дисков после наработки.

Термическая обработка проводится в вакууме и включает в себя режимы низкотемпературного отжига, закалки и старения. Этапы термической обработки отличаются от тех, что используются при изготовлении заготовок дисков, так как в материале детали, бывшей в эксплуатации, появляются места, где прошла пластическая деформация. Поэтому восстановительная термообработка начинается с низкотемпературного отжига для восстановления микроструктуры материала и снятия напряжений. Контроль за сохранением геометрических параметров детали с наработкой ведется путем измерения двух диаметров ступичной части диска в ЦИЛ до и после проведения восстановительной термической обработки. Результаты измерений представлены в таблице 2.

Таблица 2

Чертежные размеры	Действительные размеры	Отклонения
До восстановительной термообработки		
$\varnothing 147,6^{+0,04}$	147,62...147,63	–
$\varnothing 173_{-0,26}$	172,97...173,0	–
После восстановительной термообработки		
$\varnothing 147,6^{+0,04}$	147,62...147,655	0,015
$\varnothing 173_{-0,26}$	172,97...173,0	

Целесообразность применения восстановительной термообработки подтверждается результатами проведенных механических испытаний образцов (табл. 3).

Таблица 3

Состояние материала диска	$\sigma_{в}$ кг/мм <sup>2</sup>	$\sigma_{0,2}$ кг/мм <sup>2</sup>	$\delta\%$	$\psi\%$
Материал заготовки диска	130–145	95–105	15–18	18–22
Материал диска с наработкой 400–500 часов	130–135	90–95	14–17	20–22
Материал диска с наработкой 700–1000 часов	<b>130–135</b>	<b>70–88</b>	<b>24–28</b>	<b>20–22</b>
Материал диска с наработкой после термообработки	<b>142–147</b>	<b>105–110</b>	<b>16–20</b>	<b>18–22</b>
Требования ТУ 1-801-357-2014	130	85	13	15

Механические свойства материала диска в процессе эксплуатации снижаются. К пятистам часам наработки незначительно снижаются предел прочности ( $\sigma_{в}$ ) и пре-

дел текучести ( $\sigma_{0,2}$ ), а от 500 до 1000 часов предел текучести может уменьшиться до значений, ниже требуемых ТУ 1-801-357-2014.

Механические свойства материала диска с наработкой после термообработки восстанавливаются до значений исходной заготовки и выше и отвечают требованиям ТУ 1-801-357-2014.

Целесообразность применения восстановительной термической обработки подтверждают испытания на малоцикловую усталость. Результат испытаний образцов — в таблице 4.

Таблица 4

№ сегментов	Температура испытания, °С	Максимальное напряжение цикла, $\sigma$ , Мпа (кг/мм <sup>2</sup> )	Частота приложения нагрузки, Гц	Число циклов до разрушения, ц., не менее
Образцы из материала диска с наработкой после термообработки	650	1000 (102)	1,0	14 000–27 000
ТУ 1-801-1237-2018 Выпуск 01	650	1000 (102)	1,0	7000

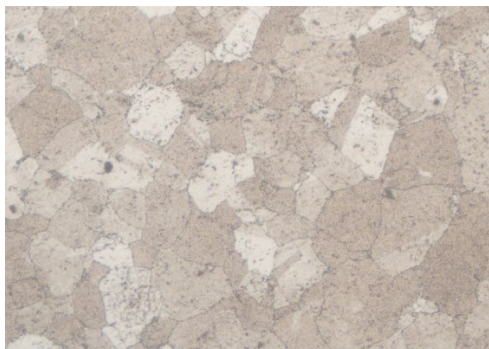
Также проводились исследования материала заготовок дисков (ЭП741НП) с целью повысить прочностные характеристики путем проведения дополнительной термической обработки. Существенного прироста значений механических свойств достичь не удалось. Это говорит о том, что для повышения механических свойств требуются изменения в микроструктуре материала, которые могут произойти только под действием динамических нагрузок во время эксплуатации и последующей термической обработки.

Экспериментальная работа с воздействием на испытательные образцы предварительных нагрузок и последующей термической обработки показывает, что происходящие изменения в микроструктуре материала оказывают влияние на рост механических свойств. В микроструктуре материала наличие двойников не наблюдается (фото 9). Результаты механических испытаний в таблице 5.

Таблица 5

Материал ЭП741НП	$\sigma_B$ кг/мм <sup>2</sup>	$\sigma_{0,2}$ кг/мм <sup>2</sup>	$\delta\%$	$\psi\%$
Образцы после нагружений и термической обработки	156–158	115–118	17–20	18–29
ТУ 1-801-357-2014	130	85	13	15
Образцы из заготовки, произведенной по ТУ 1-801-1237-2018				
ТУ 1-801-1237-2018	145	100	15	15

Материалу турбинных дисков, производимых из сплава ЭП741НП согласно ТУ 1-801-1237-2018, свойственна микроструктура, в которой практически отсутствуют двойники (фото 10) и соответствуют механические свойства, указанные в таблице 5.



x20

**Фото 10**

### **Экономический эффект**

Решение вопросов, связанных с повышением надежности и увеличением назначенного ресурса эксплуатации, требует обоснования экономического эффекта от применения способа восстановления механических свойств материала без механического воздействия на поверхность детали, т. е. термообработкой. Согласно результатам проведенных металлографических исследований и механических испытаний, можно предположить, что выполнение восстановительных термообработок в процессе межресурсных ремонтов обеспечит пригодность турбинных дисков для дальнейшего восстановления свойств материала при наработке 1000 часов и свыше. Эксплуатация турбинных дисков с наработкой свыше 800–1000 часов позволит исключить затраты на закупку заготовок и значительную часть операций механической обработки.

С финансовой точки зрения процесс восстановления механических свойств материала деталей можно рассматривать как капиталосберегающую технологию.

В сокращенном виде расчет себестоимости технологического процесса восстановления механических свойств материала турбинного диска можно представить в трех пунктах, включающих в себя:

- перечисление технологических операций и оборудования;
- затраты на инструмент, сырье и материалы;
- затраты на оплату труда.

И если вычесть из стоимости заготовки стоимость затрат на восстановление, то рентабельность технологического процесса становится очевидной.

## Выводы

1. Зависимость механических свойств от микроструктуры подтверждается металлографическими исследованиями и механическими испытаниями.
2. Применение термической обработки дисков с наработкой повышает механические свойства материала.
3. Так как основными зонами турбинного диска, в которых наблюдается появление пластической деформации в процессе эксплуатации, являются венцовая часть диска, радиус перехода R2,5 и др., то целью периодического применения термообработки становится восстановление микроструктуры материала и повышение сопротивления разрушению.
4. Восстановительную термическую обработку целесообразно применять через каждые 350–400 часов эксплуатации при выполнении межресурсного ремонта.
5. Необходимо проводить исследования сопротивления термоциклической усталости на образцах из сплава ЭП741НП, производимого по ТУ 1-801-357-2014, в сравнении с производимым по ТУ 1-801-1237-2018.
6. Применение восстановительной термообработки увеличит назначенный ресурс эксплуатации турбинных дисков и повысит надежность изделия в целом, уменьшит затраты на изготовление новых деталей и даст значительный экономический эффект.

## Литература

1. *Логунов А. В., Шмотин Ю. Н.* Современные жаропрочные никелевые сплавы для дисков газовых турбин (материалы и технологии). М.: Наука и технологии, 2013. 264 с.
2. *Грачев С. В., Барз В. Р., Богатов А. А., Швейкин В. П.* Физическое металловедение. Изд-во Уральского государственного технического университета. УПИ, 2001. 534 с.

*Л. В. Грязнова<sup>1,2</sup>, С. Р. Музафарова<sup>1</sup>,  
Е. А. Тихомирова<sup>1,2</sup>, А. А. Живушкин<sup>1</sup>*

<sup>1</sup> — АО «ОДК-Климов»

<sup>2</sup> — СПбГМТУ

## **ПРИМЕНЕНИЕ EBSD-АНАЛИЗА В ИССЛЕДОВАНИИ ВЛИЯНИЯ ВОДОРОДА НА ОХРУПЧИВАНИЕ ПОДШИПНИКОВОЙ СТАЛИ**

*Аннотация.* В данной статье продемонстрированы возможности метода EBSD-анализа применительно к прикладным задачам исследования дефектности структуры деталей подшипника. Было выявлено наличие гидридной фазы в структуре стали ЭИ347-Ш и дана оценка ее влияния. На основании анализа литературы установлено, что совместное действие двух процессов, деформации и мартенситного превращения, приводит к большей интенсификации массопереноса (диффузии), чем каждого в отдельности, причем характер деформации может существенно отличаться в зависимости от изначальной сформировавшейся структуры зерен и их кристаллографической ориентации (КГО) при изготовлении. Интенсивность диффузионного перераспределения может еще дополнительно увеличиться в несколько раз, особенно для водорода, принимая во внимание его высокую диффузионную подвижность, в большей степени по границам зерен и вдоль крупных мартенситных блоков.

В настоящий момент при проведении металлографического анализа материалов широко используются методики оптической и электронной микроскопии, в которых отсутствует возможность получения информации о кристаллографической ориентировке зерен и статистической информации о влиянии пластической деформации на изменения субструктуры материала и фазовом составе.

В отличие от вышеприведенных методик, EBSD-анализ — это метод дифракции рассеянных электронов, позволяющий получить карты распределения ориентировок кристаллитов в исследуемой зоне материала.

Для исследования микроструктуры стали ЭИ347-Ш на электронном сканирующем микроскопе Луга 3 с детектором EBSD использовались детали подшипника качения после эксплуатации. Исследование выполнялось на внешней обойме подшипника по местам образования дефектов, таких как трещины и усталостное выкрашивание, возникших в процессе эксплуатации (рис. 1).



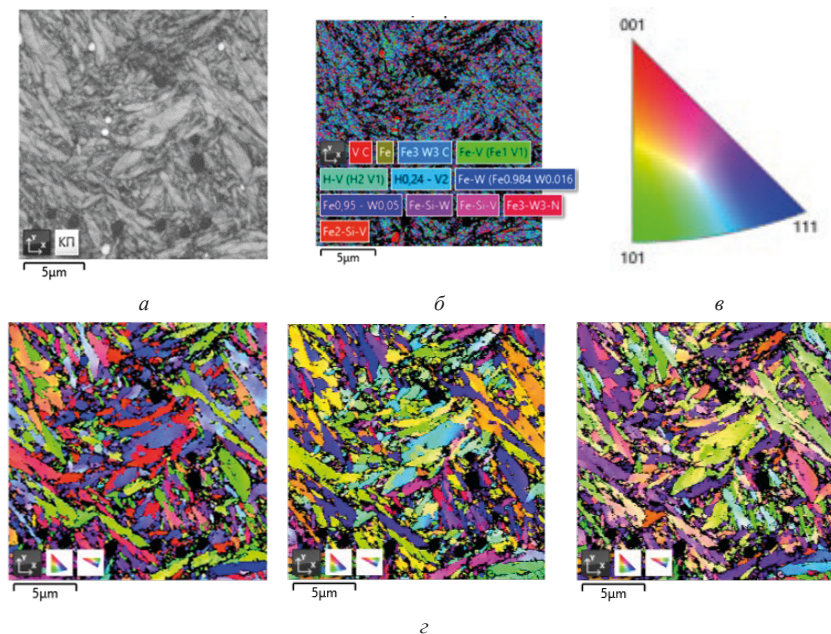
**Рисунок 1.** Внешний вид наружной обоймы подшипника

Микроструктура стали ЭИ347-Ш (8Х4В9Ф2-Ш) в продольном и поперечном направлении является однородной и представляет собой мелкоигольчатый мартенсит и карбиды, с равномерным распределением карбидной фазы, и одинакова для исследованных участков.

Задачей для EBSD-анализа являлось получение наглядной ориентационной картины структуры материала ЭИ347-Ш в продольном и поперечном направлении внешней обоймы подшипника в местах наличия и отсутствия дефектов.

На поперечном и продольном шлифах по местам дефектов обнаружены множественные подповерхностные микротрещины протяженностью 1–5 мкм.

На шлифе поперечного направления представлена ориентация блоков мартенсита относительно трех направлений X, Y, Z и также фазовый состав данного участка образца (рис. 2). Анализ полученной карты ориентаций показал, что структура стали ЭИ347-Ш состоит из блоков мартенсита с преобладанием ориентировок типа [101] и [111] отмечено зеленым и синим цветами. Наличие большой разориентировки блоков мартенсита свидетельствуют о возникновении процесса зарождения микротрещин по границам фрагментов в результате интенсивной пластической деформации материала подшипника в процессе эксплуатации.

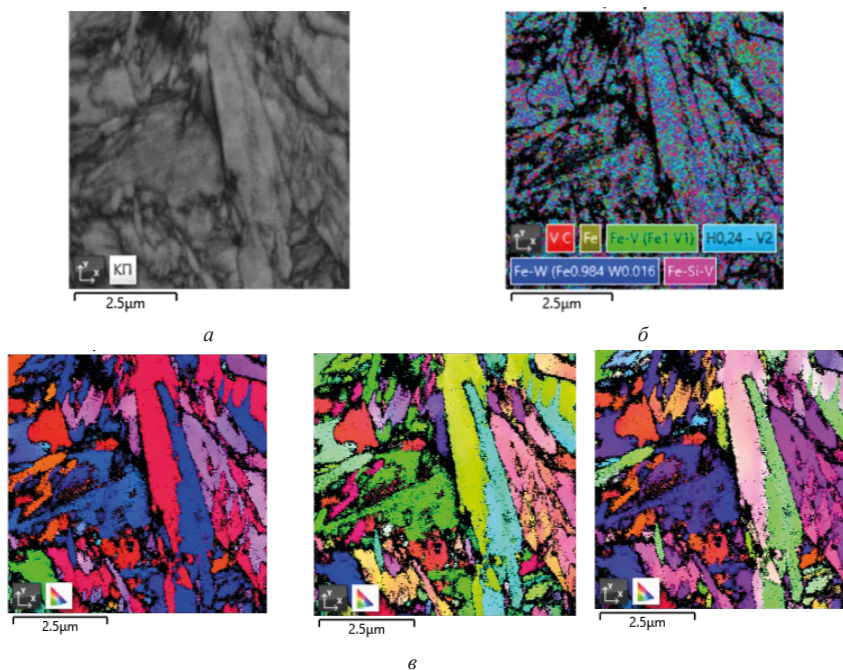


**Рисунок 2:** *a* — расположение микротрещины относительно блоков мартенсита; *б* — фазовый состав участка стали ЭИ347-Ш; *в* — направление по осям X, Y, Z; *г* — карта кристаллографических ориентировок относительно X, Y, Z

Фазовый состав материала ЭИ347-Ш, по данным качественного анализа при использовании базы данных Crystallography Open Database [1], соответствует следующим фазам: Fe<sub>α</sub>, Fe-V, Fe<sub>3</sub>W<sub>3</sub>C, VC, Fe-W, Fe-Si-V, H<sub>0,24</sub>V<sub>2</sub>.

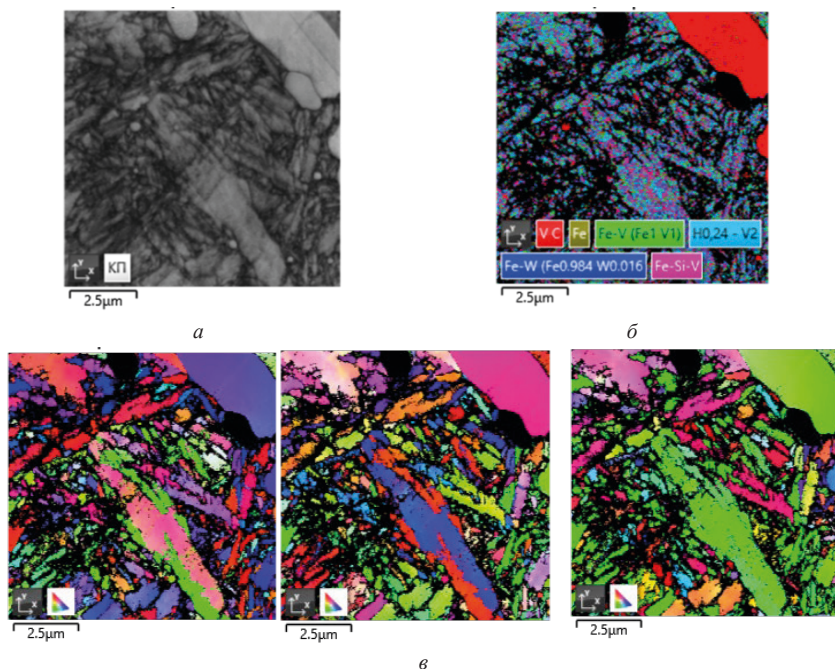
Основным компонентом гидридной фазы является ванадий, который чувствителен к примесям газов, в частности водорода. Особенностью ванадия и карбидов ванадия считается высокая растворимость в нем водорода [2]. При наличии карбидов ванадия в сталях плотность захвата водорода увеличивается, особенно при увеличении мартенситной составляющей, что приводит к водородному охрупчиванию стали [3].

При работе подшипника в условиях высоких вибрационных нагрузок наличие неоднородностей структуры материала по фактору кристаллографической разориентации крупных блоков мартенсита приводит к возникновению и развитию микротрещин, образовавшихся при изготовлении, в местах максимального напряженного состояния. В доказательство сделанных выводов представлены участки в поперечном (рис. 3) и продольном (рис. 4) направлении с микротрещинами, расположенными на границе крупных мартенситных блоков с разориентацией, и фазовый состав данных областей.



**Рисунок 3:** *a* — расположение микротрещины относительно блоков мартенсита;  
*б* — фазовый состав участка стали ЭИ347-Ш;  
*в* — карта кристаллографических ориентировок относительно X, Y, Z





**Рисунок 4:** *а* — расположение микротрещины относительно блоков мартенсита; *б* — фазовый состав участка стали ЭИ347-III; *в* — карта кристаллографических ориентировок относительно X, Y, Z

Было установлено, что помимо карбидов вольфрама и карбидов ванадия в структуре присутствует в большом количестве гидридная фаза  $H_{0,24}V_2$  (17–20%), которая распределена в объеме неравномерно по границам зерна и по местам выделения крупных мартенситных блоков.

Для объяснения полученного характера распределения гидридной фазы были использованы источники [4, 5]. Установлено, что совместное действие двух процессов, деформации и мартенситного превращения, приводит к большей интенсификации массопереноса (диффузии), чем каждого в отдельности [4].

В свою очередь, характер деформации может существенно отличаться в зависимости от изначальной сформировавшейся структуры зерен и их кристаллографической ориентации (КГО) при изготовлении. Таким образом, интенсивность диффузионного перераспределения может еще дополнительно увеличиться в несколько раз, особенно для водорода, принимая во внимание его высокую диффузионную подвижность, особенно по границам зерна и вдоль крупных мартенситных блоков.

Расчитанные в работе [5] концентрационные профили, в зависимости от расстояния, могут служить примером для определения характера диффузии, наблюдае-

мой в экспериментах. Полученные соотношения, обобщающие решение Фишера, могут быть использованы в качестве критерия интенсификации массопереноса (диффузии) и позволят интерпретировать экспериментальные данные по измерениям коэффициента зернограничной диффузии, который связывается с неравновесным состоянием границ зерен и структуры в субмикроструктурном материале, формируемым в процессе интенсивной пластической деформации и мартенситного превращения при изготовлении детали. Образовавшиеся микродефекты при неблагоприятных условиях эксплуатации, особенно в условиях высоких вибрационных нагрузок при работе подшипника, могут развиваться, снижая тем самым его работоспособность.

## Выводы

1. Применение EBSD-метода позволило получить дополнительные данные о структуре и фазовом составе стали ЭИ347-Ш, предназначенной для изготовления деталей подшипника. При помощи EBSD-метода в структуре стали выявлено наличие гидридной фазы, которая не была обнаружена при исследованиях с помощью оптической микроскопии.
2. Внедрение в практику лабораторий EBSD-метода помимо данных, получаемых при помощи оптической микроскопии, значительно увеличивает качество металлографических исследований. Так, по результатам настоящего исследования были определены возможные причины появления микротрещин в наружной обойме подшипника: накопление внутренних напряжений в области крупных разориентированных блоков мартенсита при наличии гидридной фазы.
3. Установлено, что развитие наблюдаемых повреждений и трещин в материале наружной обоймы в условиях высоких вибрационных нагрузок при работе подшипника может привести к снижению его работоспособности.

## Литература

1. <http://www.crystallography.net/cod/> Crystallography Open Database.
2. Слотвинский-Судаков Н. П., Андреев В. К. Аналитическая химия ванадия. М., 1989.
3. Wang Z., Liu J., Huang F., Bi Y., Zhang S. Hydrogen Diffusion and Its Effect on Hydrogen Embrittlement in DP Steels With Different Martensite Content. *Front. Mater.*, 08 December, 2020. <https://doi.org/10.3389/fmats.2020.620000>
4. Миронов В. М. и др. Диффузионные процессы в металлах и сплавах при мартенситных превращениях. *Вестник СамГУ — Естественнонаучная серия*. 2006. № 3 (43). С. 134–146.
5. Красильников В. В., Савотченко С. Е. Модели нестационарной диффузии по неравновесным границам зерен в наноструктурных материалах. *Журнал технической физики*, 2015. Том 85, вып. 7. С. 87–94.

*А. Д. Едигарев<sup>1</sup>, К. Г. Масленников<sup>2</sup>, В. В. Писарев<sup>2</sup>,  
Б. А. Сайпушев<sup>1</sup>, М. В. Шемет<sup>1</sup>, А. П. Чуфистов<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> — АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

<sup>2</sup> — ФАУ «СибНИА им. С. А. Чаплыгина», Новосибирск  
edigarev@klimov.ru

## **АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГИБРИДНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК НА БАЗЕ ТВАД АО «ОДК-КЛИМОВ» В СОСТАВЕ РАЗЛИЧНЫХ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ**

*Аннотация.* Проведен анализ эффективности применения гибридных силовых установок на базе ТВАД АО «ОДК-Климов» в составе различных летательных аппаратов с применением автоматизированной модели расчета эффективности применения гибридных силовых установок последовательной и параллельной схемы. По результатам проведенных расчетов были построены трехмерные габаритные модели элементов гибридных силовых установок, выполнено размещение моделей в летательных аппаратах разработки ФАУ «СибНИА им. С. А. Чаплыгина», рассчитана центровка летательных аппаратов.

### **Введение**

Гибридикация силовых установок в настоящее время является одной из преобладающих тенденций развития авиации. Комбинация тепловой и электрической машины позволяет получить преимущества применения обоих источников энергии и добиться синергетического эффекта.

Развитие мировой авиации в направлении гибридикации на сегодняшний день с некоторым запозданием в силу особенностей сертификации коррелирует с автомобильной отраслью. Проводя соответствующую параллель, можно предположить, что гибридикация является промежуточным этапом между применением тепловых и электрических машин в эволюции силовых установок для летательных аппаратов (ЛА). Однако в силу значительно большей энергетики и нерешенной на данный момент задачи рекуперации данный этап в авиации может значительно затянуться, а гибридные силовые установки (ГСУ) уверенно займут свою нишу в отрасли.

Одним из неоспоримых преимуществ ГСУ является возможность создания новых архитектур ЛА с распределенными двигателями (например, коптерная схема ЛА). Также применение ГСУ на ЛА позволяет частично решить становящуюся все более острой проблему вредных выбросов, а также в некоторой степени повысить топливную эффективность.

Важно отметить, что одним из недостатков ГСУ являются дополнительные потери, возникающие за счет преобразования механической энергии в электрическую. Однако более высокий КПД «электрической ветки» ГСУ (например, АКБ — преоб-

разователь — электродвигатель) и повышенный режим работы ГТД практически на всем полетном цикле (оптимизация двигателя под один, наиболее эффективный режим работы) позволяет ГСУ конкурировать с традиционными СУ на базе тепловых машин.

Данная работа выполнена в рамках научно-исследовательской работы АО «ОДК-Климов» по созданию ГСУ для летательного аппарата. Расчет параметров ГСУ для самолетов разработки ФАУ «СибНИА им. С. А. Чаплыгина» был проведен с помощью автоматизированного программного комплекса [2]: для перспективных самолетов, которые находятся на этапе проектирования, и для существующих самолетов с традиционными силовыми установками, для которых рассмотрена ремоторизация.

В процессе выполнения совместной с ФАУ «СибНИА им. С. А. Чаплыгина» проработки возможности применения ГСУ были рассмотрены восемь ЛА. В данной статье представлены результаты по двум наиболее перспективным ЛА с точки зрения применения ГСУ: ТВС-2МС (ремоторизация) и «Арктик» (вновь разрабатываемый).

### **Анализ эффективности применения ГСУ на ЛА**

Анализ эффективности применения для каждого ЛА проводился в следующей последовательности:

- 1) формирование перечня технических характеристик, необходимых для расчета эффективности применения ГСУ;
- 2) расчет эффективности применения ГСУ различных схем (последовательной, параллельной, а также с различными турбовальными двигателями (ТВаД) АО «ОДК-Климов», используемыми в качестве привода) с помощью автоматизированного программного комплекса [2], выбор наиболее рациональной конфигурации ГСУ;
- 3) формирование перечня основных характеристик наиболее рациональной ГСУ, разработка габаритных моделей составных частей ГСУ;
- 4) проведение предварительного компонования ГСУ в ЛА, расчет центровки, корректировка ЛТХ и итерационная корректировка технических характеристик силовой установки (для перспективных ЛА, при необходимости);
- 5) формирование заключения о возможности применения ГСУ.

#### *Самолет ТВС-2МС*

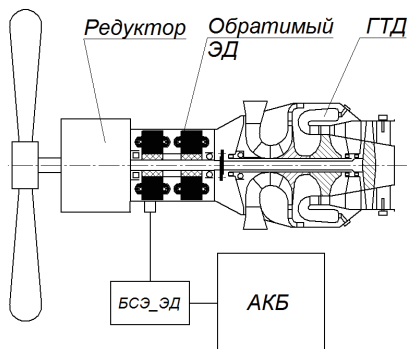
Среди ЛА ФАУ «СибНИА им. С. А. Чаплыгина», предложенных к ремоторизации, наиболее перспективным признан ТВС-2МС.

ТВС-2МС представляет собой однодвигательный самолет с 12 пассажирскими местами. В качестве силовой установки используется турбовинтовой двигатель ТРЕ331-12 (разработки компании Honeywell, США) с флюгерно-реверсивным винтом. ЛТХ ТВС-2МС приведены в таблице 1.

## ЛТХ самолета ТВС-2МС

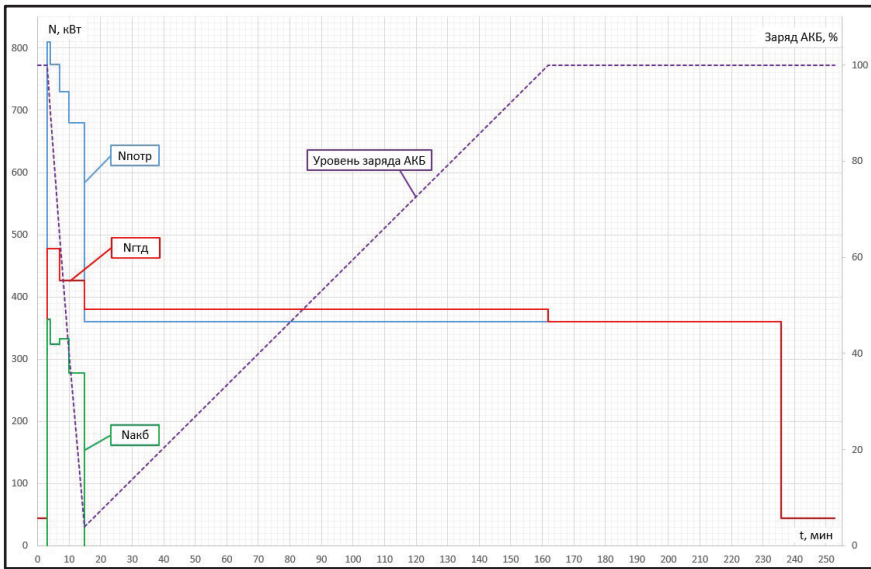
Параметр	Значение
Максимальная взлетная масса, кг	5500
Максимальная посадочная масса, кг	5500
Масса топлива полностью заправленного ЛА, кг	950
Максимальная масса полезной нагрузки, кг	1500
Экономическая крейсерская скорость (МСА, 3000 м), км/ч	200
Практический потолок, м	4000
Максимальная дальность полета, км	780
Длина разбега (МСА, уровень моря), м	250
Длина пробега (МСА, уровень моря) с торможением / с торможением и реверсом, м	220/210
Тип и мощность двигателя, л. с.	ТВД ТРЕ331-12, 1100

В результате проведенной оценки возможности применения ГСУ на ТВС-2МС наиболее эффективной оказалась ГСУ параллельной схемы на базе двигателя ВК-650В (см. рис. 1).



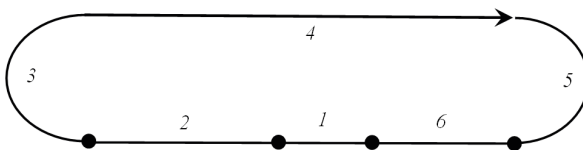
**Рисунок 1.** Структурная схема ГСУ для ТВС-2МС: ЭД — электрический двигатель, ГТД — газотурбинный двигатель, АКБ — аккумуляторная батарея, БСЭ — блок силовой электроники

Параметры ГСУ, представленные в таблице 2, были рассчитаны на основе типового полетного цикла, представленного на рисунке 2, а также с учетом необходимости обеспечения аварийной посадки при отказе ГТД на этапе взлета или во время разбега (см. рис. 3).



**Рисунок 2.** Полетный цикл самолета ТВС-2МС с ГСУ

В течение крейсерского полета происходит заряд АКБ до 100%, что позволяет совершать полет в пункты назначения, в которых отсутствует инфраструктура для заряда АКБ.



**Рисунок 3.** Схема возвращения и посадки самолета ТВС-2МС:

1 — разбег (отказ ГТД в конце разбега в момент отрыва); 2 — набор высоты 120 м; 3 — разворот на 180° (первый и второй развороты при выполнении «коробочки»); 4 — прямолинейный полет в обратном взлету направлении для выхода в зону захода на посадку на аэродром вылета; 5 — разворот на 180° (третий и четвертый развороты); 6 — участок снижения, выравнивания, посадки и торможения (пробега)

Приведенные в таблице 2 массовые характеристики относятся к уровню развития электрических элементов ГСУ, достигнутых на 2022 г.

По результатам расчета ГСУ сформированы габаритные модели 3D-модели и проведен расчет центровки самолета для различных вариантов расположения элементов ГСУ. Наиболее приемлемым вариантом с точки зрения обеспечения центровки и минимального изменения конструкции самолета является вариант с распо-

ложением АКБ в боковых стеллажах внутри салона (см. рис. 4 и 5). Значение центровки пустого самолета получено в размере 20,3% САХ, центровка же полностью снаряженного самолета составляет 24,7% (предельная задняя центровка не должна превышать 29,5%).

Таблица 2

### Основные характеристики ГСУ самолета ТВС-2МС

Параметр	Значение
Располагаемая емкость АКБ, кВт·ч	63,7
Оценочное время полной зарядки АКБ, мин	147
Масса ГТД (с агрегатами), кг	115
Масса обратимого ЭД, кг	47
Масса БСЭ_ЭД, кг	35
Масса системы охлаждения, кг	40
Масса соединительных кабелей, кг	30
Масса редуктора, кг	40
Масса АКБ, кг	394
<b>Масса ГСУ, кг</b>	<b>701</b>
Масса топлива (с учетом 5% запаса), кг	521
<b>Масса ГСУ с учетом топлива, кг</b>	<b>1222</b>

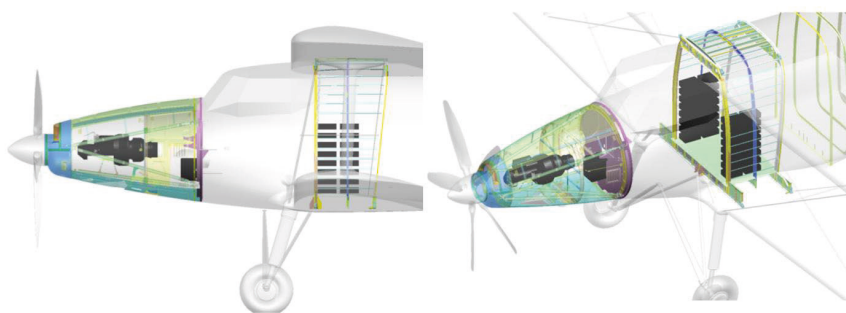
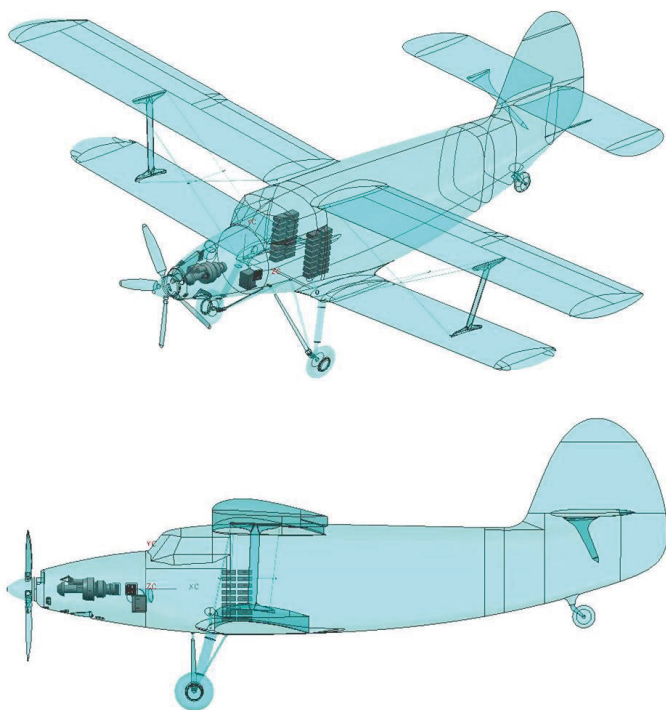


Рисунок 4. Размещение ГСУ в ТВС-2МС

Также было проведено сравнение некоторых экономических параметров ГСУ с традиционной силовой установкой (см. табл. 3). Текущий уровень развития электрических элементов ГСУ оказался недостаточным для сохранения массы полезной нагрузки на уровне самолета с традиционной СУ, поэтому в обеспечение максимальной взлетной массы полезная нагрузка снижена на 93 кг.



**Рисунок 5.** Компоновка ТВС-2МС с ГСУ

Несмотря на сокращение массы полезной нагрузки, применение ГСУ позволяет в значительной мере улучшить топливную эффективность ТВС-2МС — сократить удельный расход топлива на 41,4% (относительно фактически замеренных значений расхода топлива). Это объясняется уменьшением размерности теплового двигателя в терминах мощности почти в 2 раза.

Т а б л и ц а 3

**Экономические характеристики ТВС-2МС с ГСУ**

Параметр	Значение для традиционной СУ	Значение для ГСУ	Относительная разница, %
Километровый расход топлива, кг/км	1,14	0,628	-44,9
Масса полезной нагрузки, кг	1500	1403	-6,5
Удельный расход топлива, г(топлива)/кг(пн) км	0,763	0,447	-41,4



Однако необходимо отметить, что переход с традиционной силовой установки на ГСУ в самолете ТВС-2МС показывает прирост дальности полета (оцениваемой на основе значений теоретического километрового расхода самолета с традиционной силовой установкой) лишь на 6%.

Также был проведен расчет эффективности применения ГСУ для уровней развития технологий, на 2030 и 2050 гг., сформированных на основе прогнозов развития ведущих отечественных и зарубежных институтов. Так, к 2030 г. масса ГСУ может быть снижена до 489 кг (–30%), а к 2050 г. — до 329 кг (–53%).

Среди преимуществ применения ГСУ на самолете ТВС-2МС следует выделить следующие:

- повышение безопасности полета за счет наличия двух источников энергии на борту в виде керосина и АКБ;
- увеличение ресурса ГТД за счет уменьшения количества режимов работы ГТД в цикле;
- сокращение километрового расхода и повышение топливной эффективности;
- снижение вредных выбросов в зоне аэропорта за счет пониженного режима работы ГТД на этапе взлета.

В качестве недостатков применения ГСУ на самолетах ТВС-2МС можно отметить следующее:

- некоторое усложнение конструкции самолета (размещение на борту аккумуляторов, блоков силовой электроники, их комплексирование с бортовой сетью);
- удорожание конструкции самолета ТВС-2МС в случае использования ГСУ по сравнению с традиционной СУ.

### *Легкий самолет ультракороткого взлета и посадки «Арктик»*

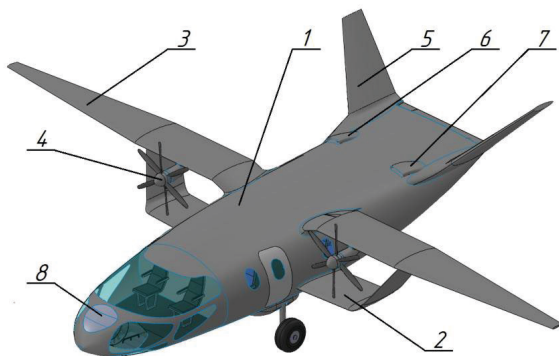
Среди перспективных ЛА для применения ГСУ наиболее подходящим признан самолет «Арктик».

Основной особенностью данного самолета является расширенная возможность базирования: взлет и посадка с неподготовленной короткой взлетно-посадочной полосы (ВПП) длиной до 200 м или с заснеженной площадки с глубиной снега до 0,5 м.

Фюзеляж данного самолета несущий, выполнен в виде профилированного крыла малого удлинения. Винтомоторная группа представляет собой две пары биротативных винтов. В носовой части самолета имеется балансировочный импеллер-вентилятор, который компенсирует пикирующий момент от активного обдува механизации и вносит вклад в создание подъемной силы.

Общий вид самолета «Арктик» представлен на рисунке 6.

В таблице 4 приведены летно-технические характеристики (ЛТХ) самолета «Арктик».



**Рисунок 6.** Общий вид самолета «Арктик»:

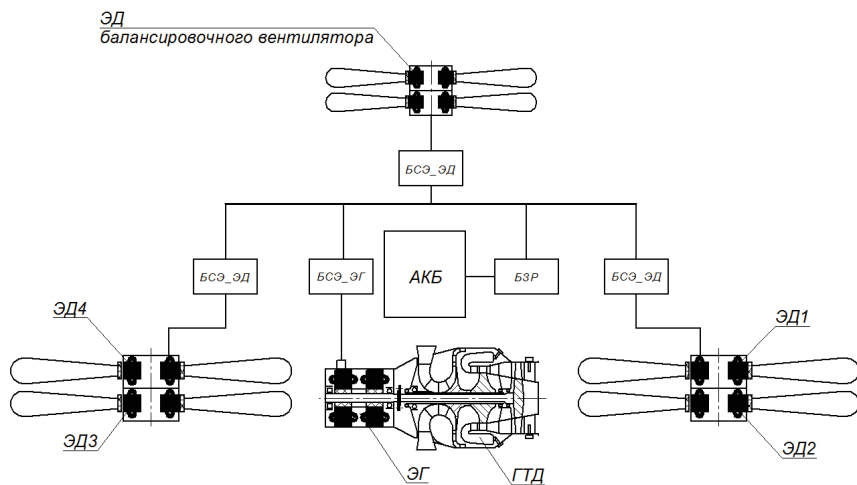
1 — фюзеляж, 2 — замкнутые полоторапланные крылья, 3 — законцовка большого удлинения, 4 — ВМГ с ЭД, 5 — V-образное оперение, 6 — ГТД, 7 — ВСУ, 8 — импеллер-вентилятор

Т а б л и ц а 4

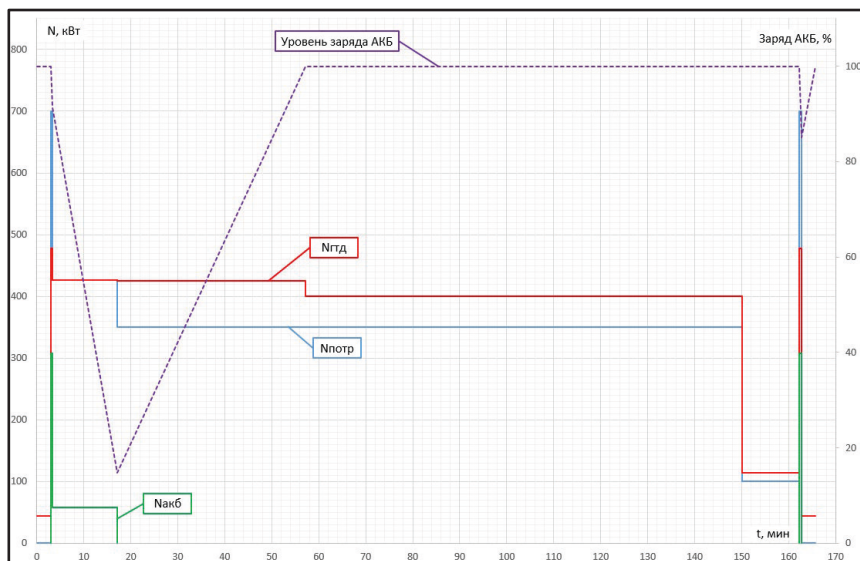
**ЛТХ самолета «Арктик»**

Характеристики	Значение
Количество пассажиров/экипаж	8/1
Взлетная масса, кг	3000
Масса пустого, кг	1600
Крейсерская скорость, км/ч	400
Дальность полета, км	800...1000
Высота полета, км	3
Потребная длина ВПП, м	200
Топливо	Керосин ТС-1, JP-4

В результате оценки эффективности применения ГСУ наиболее рациональной оказалась последовательная ГСУ с энергоузлом на базе двигателя ВК-650В. Структурная схема ГСУ самолета «Арктик» представлена на рисунке 7. Характеристики ГСУ, представленные в таблице 5, были рассчитаны на основе полетного цикла, представленного на рисунке 8, а также с учетом необходимости обеспечения аварийного режима при отказе ГТД на этапе крейсерского полета.



**Рисунок 7.** Структурная схема последовательной ГСУ самолета «Арктик»: ЭГ — электрогенератор, БЗР — блок заряда-разряда



**Рисунок 8.** Полетный цикл самолета «Арктик» с ГСУ

На этапе крейсерского полета осуществляется заряд АКБ. Таким образом обеспечивается возможность совершения полета «туда-обратно» в пункты назначения, лишенные инфраструктуры для заряда АКБ.

Т а б л и ц а 5

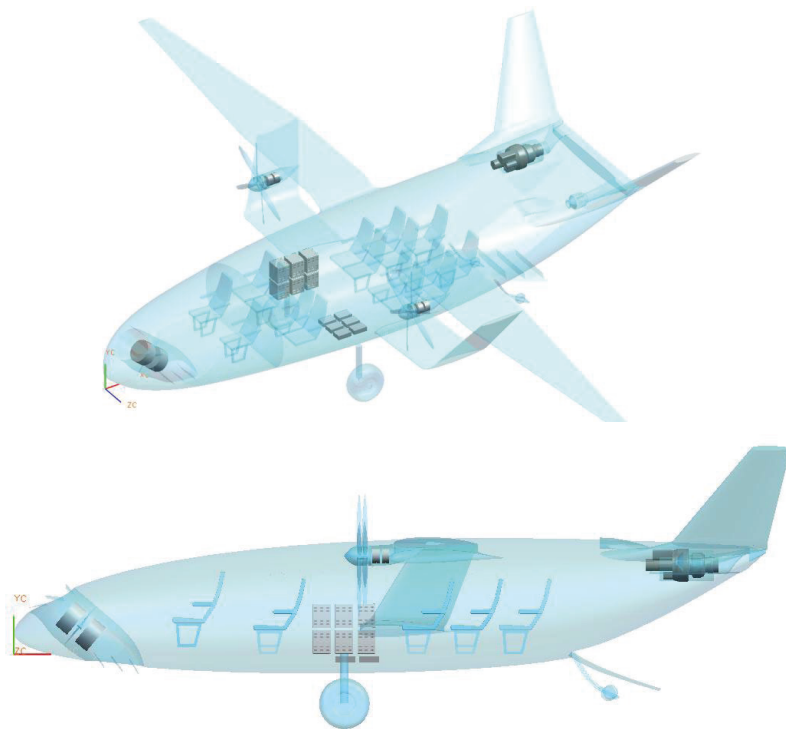
**Основные характеристики ГСУ самолета «Арктик»**

Параметр	Значение
Располагаемая емкость АКБ, кВт·ч	18
Оценочное время полной зарядки АКБ, мин	31
Масса ГТД (поставочная), кг	115
Масса ЭГ, кг	38
Масса ЭД (4 шт. х 150 кВт), кг	100
Масса БСЭ_ЭГ, кг	16
Масса БСЭ_ЭД (4 шт.), кг	25
Масса ЭД для балансировочного вентилятора (2 шт. х 50 кВт), кг (с учетом БСЭ)	21
Масса БЗР, кг	12
Масса системы охлаждения (с учетом охлаждающей жидкости), кг	35
Масса соединительных кабелей, кг	66
Масса АКБ, кг	85
<b>Масса ГСУ, кг</b>	<b>513</b>
Масса топлива (с учетом 5% запаса), кг	362
<b>Масса ГСУ с учетом топлива, кг</b>	<b>875</b>

По результатам расчета характеристик ГСУ были сформированы габаритные 3D-модели составных частей ГСУ, которые были применены для компонования силовой установки в самолете и расчетов центровки.

По результатам расчетов центровки при учете количества и расположения пассажи́ров, топлива и за счет «маневрирования» элементами ГСУ удалось достигнуть значения центровки в 14,2% САХ, что близко к значениям, справедливым для самолета традиционной аэродинамической схемы. Объемно-массовая компоновочная схема самолета «Арктик» с ГСУ представлена на рисунке 9.

Следует отметить, что, поскольку конструктивная проработка самолета «Арктик» еще не проведена, расчет центровки носит оценочный характер. Тем не менее при разработке конструкции самолета «Арктик» на последующих этапах проектирования, изменяя расположение элементов ГСУ при разработке компоновочных схем, возможно будет добиться рациональных центровочных характеристик.



**Рисунок 9.** Объемно-массовая компоновочная схема самолета «Арктик» с ГСУ

Текущий уровень развития технологий электрических компонентов позволяет осуществить полет самолета «Арктик» на проектную дальность лишь с сокращением количества пассажиров до 5. Либо сохранить количество пассажиров, но значительно (до 513 км) снизить дальность полета.

Также были проведены расчеты эффективности применения ГСУ с учетом прогноза развития электрических элементов на 2030 и 2050 гг., которые показали, что масса ГСУ к 2030 г. снизится до 442 кг (–13,8%), что позволит увеличить количество пассажиров до 6 либо увеличить дальность полета с проектным количеством пассажиров (8) до 713 км. К 2050 г. прогнозируется сокращение массы ГСУ до 330 кг (–35,7%), что обеспечит реализацию полета на проектную дальность с 8 пассажирами.

Применение ГСУ на самолете «Арктик» является безальтернативным вариантом в силу распределенности двигателей. Применение электрических технологий в совокупности с ТВаД позволяет реализовать представленную концепцию самолета с обеспечением заложенных в него преимуществ [1].

## Заключение

В результате проведенного анализа эффективности применения ГСУ в составе самолетов разработки ФАУ «СибНИА им. С. А. Чаплыгина» можно отметить, что применение ГСУ:

- 1) позволяет снизить расход топлива по сравнению с традиционными силовыми установками за счет применения ГТД, соответствующего наиболее длительному режиму работы;
- 2) наиболее целесообразно для перспективных самолетов с большим числом двигателей, поскольку реализовать их на основе традиционных СУ затруднительно, ввиду необходимости организации сложной трансмиссии;
- 3) позволяет достигать необходимых показателей центровок самолета за счет возможности распределения элементов ГСУ в различных частях планера;
- 4) на текущем уровне готовности технологий позволяет получить преимущества при ремоторизации существующих и создании новых ЛА.

Развитие электрических элементов ГСУ, в особенности химических источников тока, в средней перспективе (до 2050 г.) позволит в полной мере реализовать преимущества комбинирования электрической и тепловой машины.

## Литература

1. Научно-технический отчет о составной части научно-исследовательской работы «Разработка технических обликов перспективных летательных аппаратов с гибридной силовой установкой. оценка возможности применения гибридных силовых установок на существующих и разрабатываемых летательных аппаратах», УДК 629.735.33, Инв. № 12806А. Отчет № 45-21 / ФГУП «СибНИА им. С. А. Чаплыгина». 2021. 132 с.
2. *Власов П. П., Едигарев А. Д., Митюрин И. В., Сайтушев Б. А., Солуянов И. А., Шемет М. В.* Автоматизированная математическая модель для рациональной конфигурации гибридной силовой установки в составе летательных аппаратов // Климовские чтения — 2021: перспективные направления развития авиадвигателестроения. СПб.: Скифия-принт, 2021. С. 129–139.
3. *Варюхин А. Н., Захарченко В. С., Рахманкулов Д. Я., Сунцов П. С., Овдиенко М. А., Гелиев А. В., Киселев И. О., Власов А. В.* Традиционные, гибридные и электрические силовые установки самолетов местных воздушных линий // Авиационные двигатели. 1 (14). 2022. С. 19–32.

*В. Ю. Христосова, Н. А. Шарова, к. т. н.*

АО «ОДК-Климов»

## **ВОЗМОЖНЫЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЖАРОПРОЧНОСТИ И ЖАРОСТОЙКОСТИ ДЕТАЛЕЙ ГОРЯЧЕГО ТРАКТА АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

*Аннотация.* Показано, что для повышения жаропрочности и жаростойкости деталей горячего тракта авиационных газотурбинных двигателей необходимо одновременно решать комплекс вопросов, связанных с выбором сплава и покрытий, а также с выбором ремонтной технологии восстановления покрытий; дана экспресс-оценка свойств сплавов с покрытием.

Создание новых газотурбинных двигателей (ГТД) для авиации, а также транспортных и стационарных газотурбинных двигателей неразрывно связано с разработкой новых жаропрочных материалов с повышенными эксплуатационными свойствами. Обеспечить надежную защиту от воздействия высокотемпературного газового потока и химического разрушения поверхностей помогает применение надежных жаростойких покрытий. Благодаря оптимизации химического состава новых композиций жаропрочных сплавов и покрытий можно осуществить результативный поиск в решении проблемы повышения жаропрочности в целом. Применяя и осваивая новые способы усовершенствования структуры и свойств как известных, так и вновь создаваемых систем «сплав-покрытие», можно добиться повышения долговечности деталей горячего тракта газотурбинного двигателя.

Для повышения жаропрочности и жаростойкости деталей горячего тракта АГТД необходимо одновременно решать комплекс взаимосвязанных вопросов:

- использование высокожаропрочных никелевых сплавов III и IV поколений и выше;
- использование высокожаростойких конденсационно-диффузионных покрытий;
- обеспечение ремонтпригодности и мобильности покрытий;
- разработка экспресс-оценки свойств системы «жаропрочный сплав — жаростойкое покрытие».

Выполнение этих четырех задач позволит решить вопрос о возможном внедрении покрытий в перспективную разработку.

На данный момент существует пять эволюционных поясов развития высокожаропрочных сплавов на никелевой основе направленной и монокристаллической структуры, причем IV и V поколения отличаются дополнительным легированием рения и рутения.

Использование более высокожаропрочных никелевых рений-рутенийсодержащих безуглеродистых сплавов направленной и монокристаллической структуры способствует повышению жаропрочности деталей [1, 2], но с одновременным изменением кратковременных характеристик прочностных свойств. Используемые на сегодняшний день сплавы ЖС26-ВИ и ЖС32-ВИ (ренийсодержащий) уже исчерпывают свою возможность как углеродосодержащие сплавы.

При повышении жаропрочности снижается жаростойкость. Благодаря использованию защитных высокожаростойких покрытий можно добиться успешного использования материалов с высокими характеристиками жаропрочности и удовлетворительной сопротивляемостью газовой эрозии, что дает возможность значительно продвинуться вперед в решении проблемы обеспечения высокой надежности газотурбинных двигателей, многие из которых функционируют при температурах газа на входе в турбину свыше 1600 °С.

Исходное высокожаростойкое покрытие возможно наносить двумя способами — электронно-лучевым и ионно-плазменным [3, 4]. Отличием является то, что при первом методе испаряемый материал покрытий нагревается электронным лучом, оплавляется и в паровой фазе переносится на подложку; при ионно-плазменном способе отрыв наносимого материала осуществляется за счет образуемого электрического поля в установках с использованием эффекта Холла. Наиболее широкое распространение в авиации получила ионно-плазменная технология на установках типа МАП-1.

К основным серийным ионно-плазменным покрытиям, перспективным для защиты более высокожаропрочных сплавов, относятся СДП2+ВСДП16 (рис. 1), СДП1+ВСДП13 (рис. 2) и ВСДП11 (рис. 3), из которых, в свою очередь, уже за счет дополнительного легирования рением и рутением можно получить более сложные композиции.

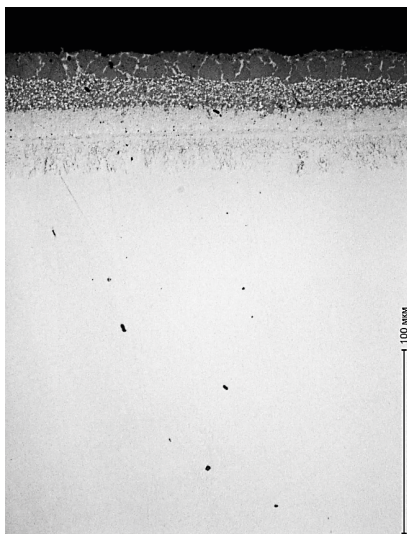
Один из опробованных АО «ОДК-Климов» вариантов — защита жаропрочного сплава ВЖМ4 покрытием ВСДП11 (рис. 4). Данное алитированное покрытие характеризуется высокой жаростойкостью за счет формирования уникального состава в системе «сплав-покрытие» с «самозалечивающимся» эффектом после диффузионного отжига.

Любое покрытие, как бы совершенно оно ни было, рано или поздно изнашивается и возникает проблема с ремонтом. Для решения данного вопроса необходимо проработать ряд пунктов, а именно:

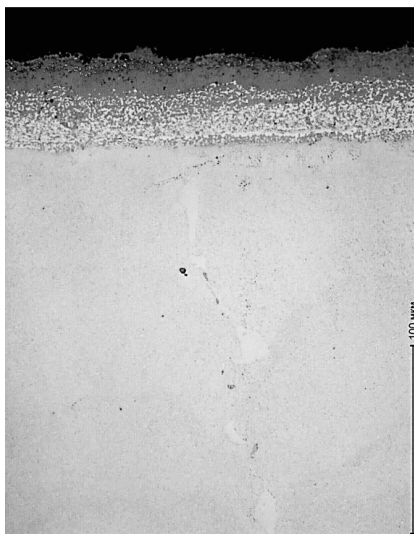
- ремонтная технологическая мобильность методов;
- возможная локальность методов;
- обеспечиваемая эрозионная и газозерозионная защита основного жаропрочного сплава;
- возможность восстанавливать размеры деталей;
- возможность образования «самозалечивающейся» структуры при регламентированном слое и наработке, при высокой адгезии покрытия к подложке и при минимальном влиянии на нее;



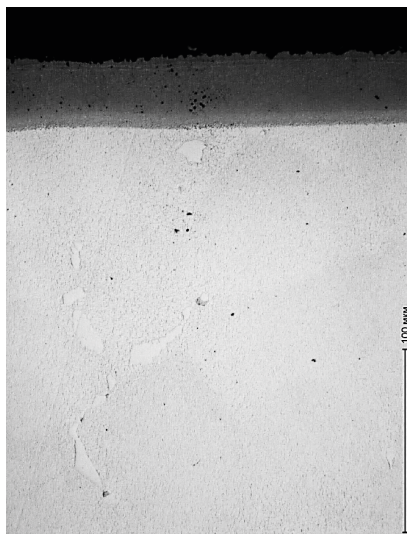
- возможность широкой регламентации толщины слоя от 0,04 до 0,60 мм.



**Рисунок 1.** Микроструктура покрытия СДП2+ВСДП16

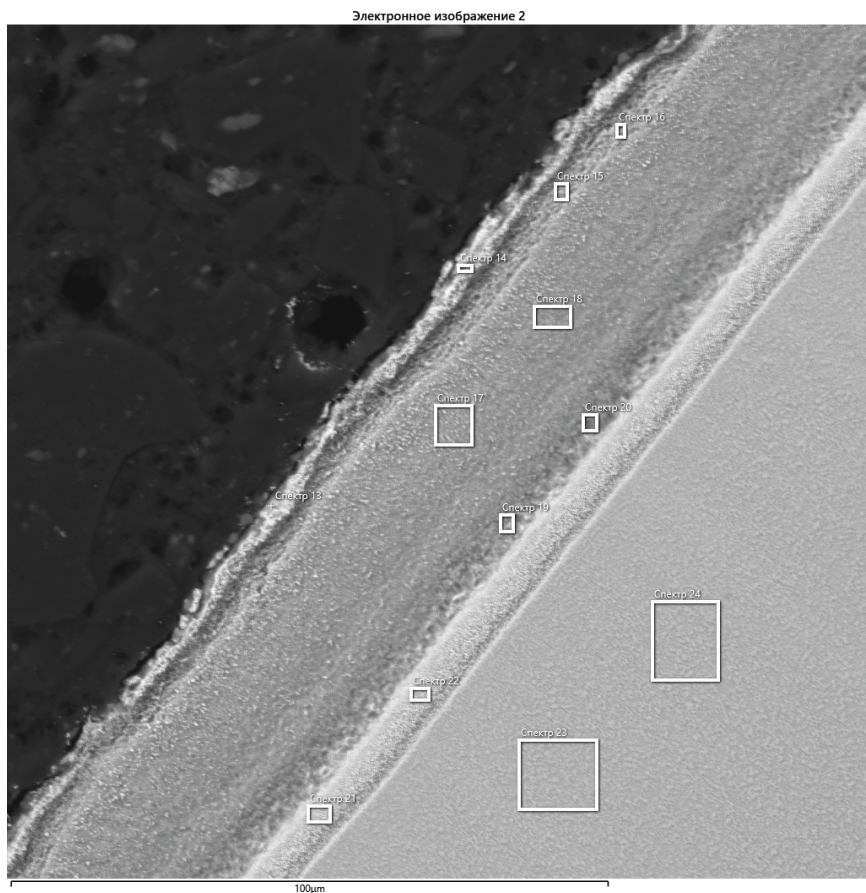


**Рисунок 2.** Микроструктура покрытия СДП1+ВСДП13



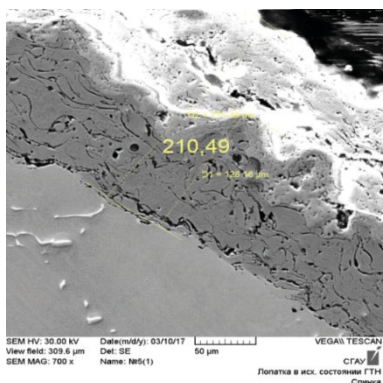
**Рисунок 3.** Микроструктура покрытия ВСДП11

По опыту и литературе, широкое применение в качестве ремонтной технологии получило газотермическое напыление. Для восстановления высокожаростойкого покрытия, возможности увеличения толщины слоя, сохранения адгезии нами в качестве аналога было выбрано покрытие ВКНА [5]. Прорабатывалось три варианта возможного использования ремонтных покрытий.

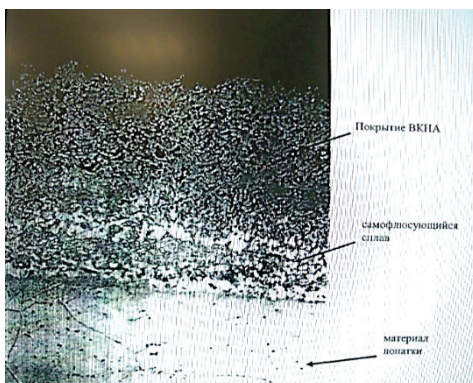


**Рисунок 4.** Микроструктура покрытия ВСДП11 на подложке из жаропрочного сплава ВЖМ4

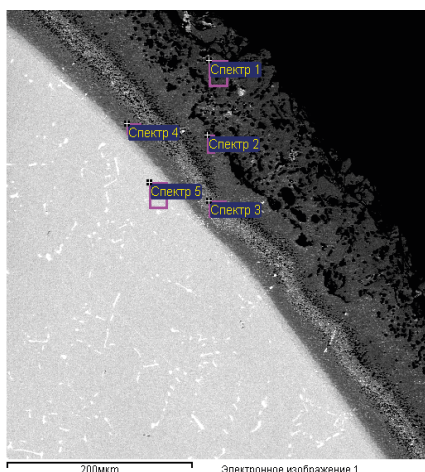
Первый вариант получения покрытия — это прямое газотермическое напыление (рис. 5). Если необходим серьезный локальный ремонт, то используем вариант с самофлюсующимся сплавом по патенту [5] (рис. 6). Третий вариант — усиление жаростойкости покрытия ВКНА с дополнительным алитированием (рис. 7).



**Рисунок 5.** Микроструктура газотермического покрытия



**Рисунок 6.** Микроструктура покрытия с самофлюсующимся сплавом



**Рисунок 7.** Микроструктура покрытия ВКНА дополнительным алитированием

При анализе вариантов ремонтпригодных покрытий выявляются следующие недостатки. У прямого газотермического напыления основные недостатки — пониженная адгезия и заметный газорозорзионный износ в эксплуатации, приводящий к снижению жаростойкости. Недостаток варианта с самофлюсующимся сплавом — ограниченность по толщине, толщина наносимого жаростойкого материала не может превышать  $\sim 0,3$  мм, с увеличением толщины происходит накопление остаточных напряжений и последующее отслаивание напыленного материала. При дополнительном алитировании газотермического слоя покрытий возможно заметное снижение длительной прочности исходной подложки.

Как основное, так и ремонтное покрытие необходимо оценивать в режиме онлайн с точки зрения правильности сочетания исходной и ремонтной композиций «сплав-покрытие». Для этого было выбрано два вида оптимальных испытаний на образцах: длительная прочность и термическая усталость. Испытание на длительную прочность проводится согласно ГОСТ 10145-81 на стандартных образцах с покрытием и без него до разрушения.

Для оценки термической усталости была разработана специальная форма конструктивно-подобного образца (рис. 8), которая была апробирована на образцах сплавов с разными покрытиями и без него [6].

Метод заключается в осуществлении циклических возвратно-поступательных движений образцов в термическую печь с заданной температурой термоцикла. Охлаждение производится до заданной температуры, контроль температуры охлаждения пиromетрический.

После проведения данных испытаний получаем достаточно объективную оценку исследуемой системы «сплав-покрытие» по термостойкости и циклической жаростойкости.

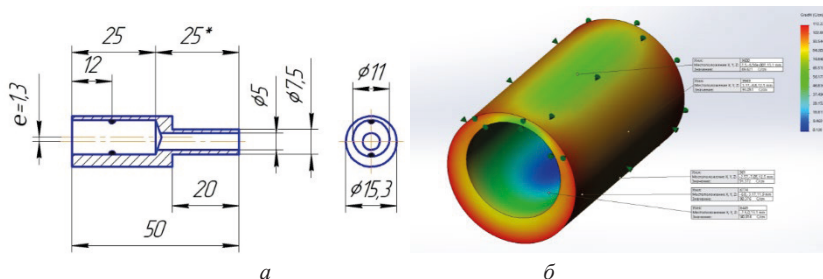


Рисунок 8. Конструктивно-подобный образец: а — эскиз; б — 3D-модель

Результаты проведенных работ представлены в таблице 1.

Таблица 1

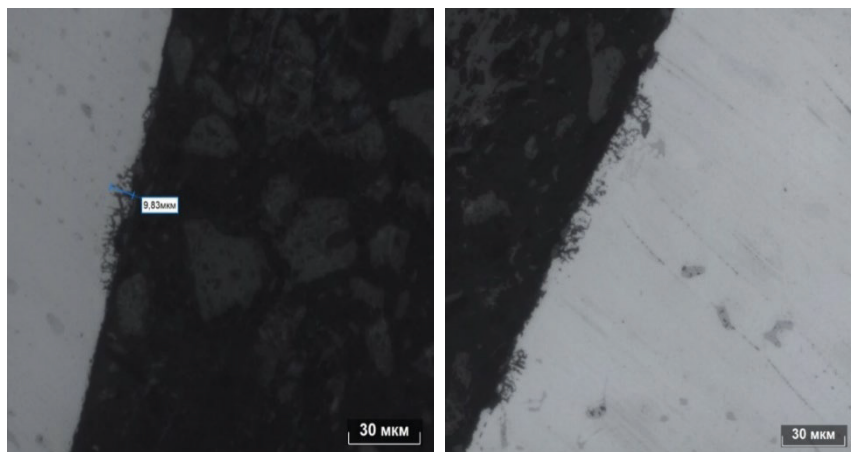
**Результаты испытаний на длительную прочность и термостойкость**

Материал образцов	Средние значения $\tau_p^{975}$ при $\sigma = 20$ кгс/мм <sup>2</sup> , час	Средние значения $N_0^{975 \rightarrow 20}$ циклов ( $N_0$ — число термоциклов до начала образования трещин)
ЖС6К-ВИ	104,5	800
ЖС6К-ВИ+ВКНА	62,1	(920)
ЖС6К-ВИ+ВКНА + Al	47,7	(1050)
По ТУ	$\tau_{p \text{ норма}}^{975} \geq 40$ часов	

Дополнительно проводится капиллярный, фрактографический и металлографический контроль, соответственно, для фиксации момента зарождения термоусталостной трещины, анализа состояния излома и анализа микроструктуры сплава с покрытием.

Результаты металлографического исследования представлены на рисунках 9–11.

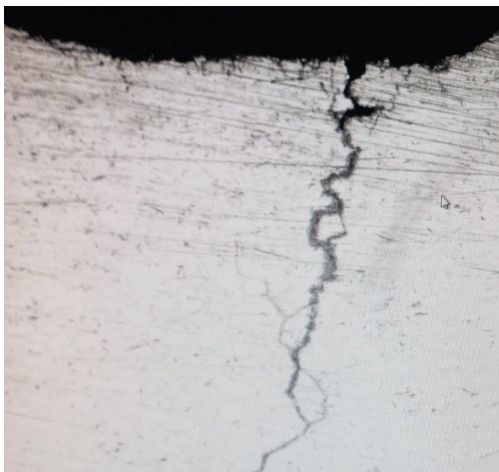
Как видно из рисунка 9, на образцах без покрытия уже после 800 циклов появляются так называемые очаги термоусталостных трещин. Исходная очаговая мелкая фрагментация поверхности может перерасти в термоусталостную трещину (рис. 10) с выкрашиванием поверхностных слоев. Использование покрытия ВКНА + алитирование защищает жаропрочный сплав от столь скорого появления термоусталостных трещин. На рисунке 11 представлена микроструктура на образцах с покрытием ВКНА + Al после 1050 циклов, зарождения очагов термоусталостных трещин не наблюдается.



**Рисунок 9.** Микроструктура образцов без покрытия после 800 циклов

На сегодняшний день проведенные лабораторные и стендовые испытания, включая опытную эксплуатацию, показывают, что:

- основной метод повышения жаропрочности для деталей конструкций (типа РЛ ТВД) связан с использованием в перспективе сложнолегированных высокожаропрочных монокристаллических никелевых рений-рутенийсодержащих сплавов типа ВЖМ4;
- для повышения жаростойкости сплавов типа ВЖМ4 целесообразно опробовать серийные высокожаростойкие конденсационно-диффузионные покрытия типа СДП1+ВСДП13, СДП2+ВСДП16 и ВСДП11 на алюминиевой основе, содержащие РЗМ;



**Рисунок 10.** Термоусталостная трещина



**Рисунок 11.** Микроструктура образца с покрытием после 800 циклов

- для ремонта деталей высокотемпературного горячего тракта проточной части (типа РЛ ТВД) после наработки целесообразно применять «самозалечивающиеся» высокожаростойкие газотермические покрытия на основе ВКНА;
- в качестве методов экспресс-оценки свойств сплавов с покрытием целесообразно применять испытания образцов на термоусталость (термостойкость) и длительную прочность, с использованием капиллярной дефектоскопии, фратографического и металлографического методов исследований.

Автор выражает признательность ведущим специалистам А. А. Живушкину, С. А. Будиновскому и Б. В. Рябенко за помощь и консультацию при написании данной статьи.

## Литература

1. *Каблов Е. Н., Бондаренко Ю. А., Ечин А. Б., Сурова В. А.* Развитие процесса направленной кристаллизацией лопаток ГТД из жаропрочных сплавов с монокристаллической и композиционной структурой // *Авиационные материалы и технологии*. 2012. № 19220. С. 3–8.
2. *Ечин А. Б.* Влияние температурного градиента и скорости кристаллизации на структуру и свойства монокристаллических Re- и Ru-содержащих жаропрочных сплавов применительно к высокоградиентной технологии литья лопаток ГТД. Автореферат на соискание ученой степени кандидата технических наук. Москва, 2016.
3. *Иванов А., Смирнов Б.* Электронно-лучевое напыление: технология и оборудование. Нанотехнологии. Вып. 6, 36. 2012. С. 28–34.
4. *Будиновский С. А.* Многослойные жаростойкие покрытия для лопаток ГТД из жаропрочных литейных никелевых сплавов на рабочие температуры до 1200 °С и ионно-плазменные технологии и оборудование для их нанесения и ремонта. Автореферат на соискание ученой степени доктора технических наук. Москва, 2011.
5. Патент РФ № 2 556 175 С1, МПК В23Р 6/00, С23С14/34.
6. *Дегтярева С. П., Сафронов Д. А., Тихомирова Е. А., Живушкин А. А.* Выбор методики лабораторных термоциклических испытаний защитных покрытий для лопаток турбин, работающих в условиях термической усталости. Климовские чтения — 2021: перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей НТК. СПб., 2021. С. 23–31.

*Д. А. Сафронов, Е. А. Тихомирова, к. т. н.*

АО «ОДК-Климов»

klimov@klimov.ru

## **ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ АДДИТИВНЫХ ОБРАЗЦОВ КОРСЕТНОЙ ФОРМЫ ИЗ ТИТАНОВОЙ МЕТАЛЛОПОРОШКОВОЙ КОМПОЗИЦИИ Ti-6Al-4V ПРИ ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ**

*Аннотация.* В статье разработана и верифицирована конечно-элементная модель термоциклических испытаний образца корсетной формы исходя из результатов экспериментальных исследований. Выполнен анализ полей распределения температур, особенностей протекания пластической деформации на различных этапах термоциклических испытаний.

*Ключевые слова:* конечно-элементное моделирование, аддитивные технологии, термическая усталость, порошковая металлургия, селективное лазерное плавление.

### **Введение**

Для оценки долговечности материала деталей, работающих в условиях циклического изменения температуры, выполняют термоциклические (ТЦ) испытания с применением образцов корсетной формы (рис. 1а), в ходе которых при нагреве образец испытывает напряжения сжатия, а при охлаждении — напряжения растяжения. Корсетные образцы и особенности протекания пластической деформации в них при ТЦ-испытаниях имитируют критические зоны деталей с точки зрения их возможного разрушения вследствие воздействий циклического изменения температуры.

Изучение процесса разрушения деталей, изготовленных методами аддитивных технологий (АТ-метод селективного лазерного плавления), накладывает ряд дополнительных сложностей, которые необходимо учитывать при выполнении прочностных расчетов по оценке числа циклов до начала разрушения и особенностей протекания пластической деформации из-за неоднородностей макро- и микроструктуры, наличия дефектов в результате построения [1]. При исследовании долговечности аддитивных деталей необходимо учитывать ключевые технологические параметры процесса их выращивания, к которым относятся направление выращивания; толщина порошкового слоя; мощность лазера; скорость сканирования лазера; остаточная пористость; расположение заготовки в рабочей зоне установки и т. д.

Расчет величины пластической деформации при ТЦ-испытаниях, возникающей в рабочей зоне корсетного образца, в условиях жесткого стеснения, выполняемый по

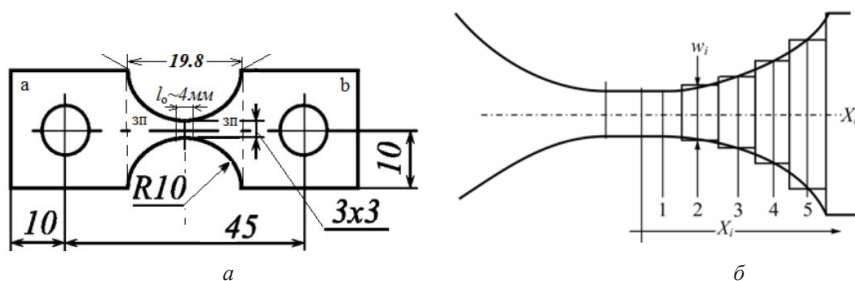


методикам, изложенным в работах [2–6], требует сравнения с другими методиками расчета, например, в программном пакете Deform 3D, а также экспериментальными данными. Так, для расчета пластической деформации  $\epsilon_{пл}$  (1) рабочая зона образца разделяется на части равной длины с известной шириной, в пределах которых значения физико-механических параметров для заданного уровня температуры принимаются неизменными. Итоговое значение  $\epsilon_{пл}$  находится путем суммирования значения  $\epsilon_{пл}$  каждой из частей рабочей зоны образца (рис. 1б).

$$\epsilon_{пл} = \frac{\Delta l_{своб} - \Delta l_{упр}}{l_0}, \quad (1)$$

где  $\Delta l_{своб}$  — свободное термическое удлинение,  $\Delta l_{упр}$  — упругое термическое удлинение.

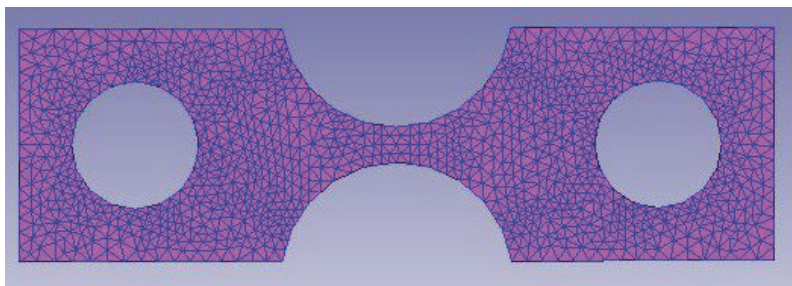
К несовершенству принятых расчетных методик [4, 5] следует отнести следующее: оценка величины пластической деформации выполняется без учета участия всего объема корсетного образца в процессе пластического деформирования. Расчет выполняется только до запячечиков образца (мест крепления).



**Рисунок 1:** а) эскиз образца корсетной формы; б) фрагментация рабочей длины образца для выполнения расчета величины  $\epsilon_{пл}$

### Постановка задачи

Для физического моделирования процесса пластической деформации образца корсетной формы при ТЦ-испытаниях была разработана конечно-элементная модель (КЭМ) данных испытаний в программном пакете Deform 3D. На первом этапе работы была создана трехмерная САД-модель корсетного образца, геометрически соответствующая натурному образцу для экспериментальных испытаний (рис. 2) с наложением расчетной сетки плотностью 32 000 элементов. Для моделирования полуцикла охлаждения в зоны запячечиков корсетного образца был смоделирован непрерывный подвод хладагента (воды), в соответствии с охлаждением, реализованным в лабораторной установке, моделирование нагрева осуществлялось пропусканием электрического тока.



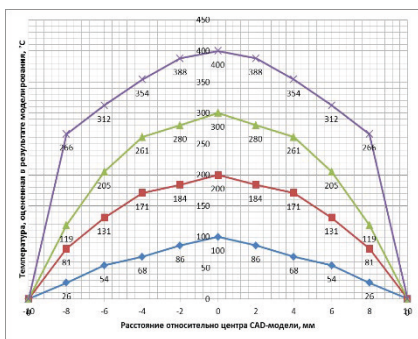
**Рисунок 2.** Трехмерная CAD-модель корсетного образца

На втором этапе работы были заданы граничные условия моделирования для максимального приближения к условиям лабораторного эксперимента: материал образца Ti-6Al-4V; окружающая температура, 20 °С; скорость нагрева, 12°С/с; скорость охлаждения, 5°С/с; охлаждение головок образца водой с температурой 11 °С; жесткое стеснение образца по технологическим отверстиям в заплечиках, нагрев и охлаждение моделировалось пропусканием электрического тока. Одним из наиболее важных критериев достоверности разрабатываемой КЭМ испытаний является соответствие физико-механических и теплофизических свойств материала, из которого изготовлен натуральный образец, свойствам материала трехмерной CAD-модели в программном пакете (поскольку в библиотеке материалов, загруженной в программный продукт, могут отсутствовать некоторые свойства материала или они могут быть приведены для узкого диапазона температур, что в свою очередь существенно снизит достоверность данных, полученных в результате моделирования). Далее была выполнена верификация разработанной КЭМ исходя из результатов экспериментальных исследований на базе одного цикла и 350 циклов испытания ( $T_{\min} \leftrightarrow T_{\max} \leftrightarrow T_{\min}$  20 ↔ 400 ↔ 20 °С).

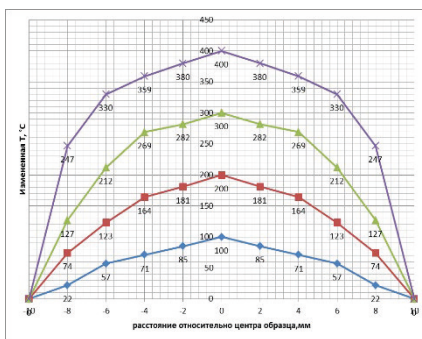
### **Результаты расчетов и испытаний**

Распределение температур по длине трехмерной CAD-модели корсетного образца, полученное в результате моделирования МКЭ, в реперных точках с шагом 2 мм, соответствующих расположению спаев термопар на натурном образце корсетной формы из титановой МПК марки ВТ6 (российский аналог сплава Ti-6Al-4V), изготовленного методом селективного лазерного плавления (Selective laser melting, SLM), приведено на рисунке 3а, распределение температур, полученное в результате лабораторного эксперимента, приведено на рисунке 3б.

Сравнительный анализ распределений температур показывает, что при нагреве до заданной температуры испытания (400 °С) разница между значениями для CAD-модели и эксперимента в центральной зоне образца отклонений не имеет, а для зоны, расположенной на расстоянии 6 мм от центра, составляет –11 °С.



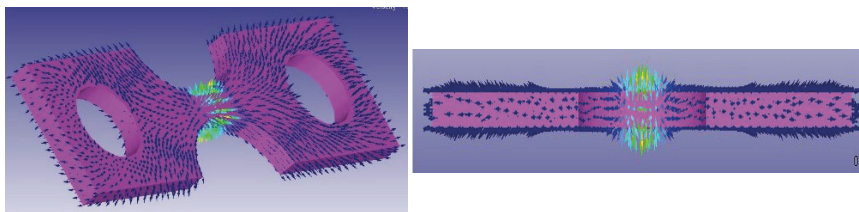
*a*



*b*

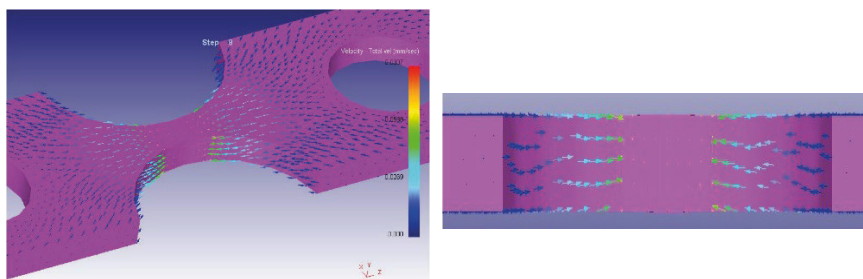
**Рисунок 3:** *a* — распределение температур по длине рабочей зоны САД-модели корсетного образца; *b* — распределение температур по длине рабочей зоны натурального образца из титановой МПК марки ВТ6, измеренное термопарами

Выполнен анализ деформационных процессов, происходящих во время одного цикла ТЦ-испытания (20–400–20 °С). Течение материала, обусловленное началом пластической деформации во всем объеме образца при нагреве до максимальной температуры цикла испытания (400 °С), показано на рисунке 4. Можно отметить, что при нагреве образца в условиях жесткого стеснения областью с наибольшей интенсивностью течения материала является рабочая зона образца, которая имеет наименьшую площадь поперечного сечения и наибольшую температуру. Течение материала преимущественно направлено по нормали к поверхности образца с образованием утолщения, что подтверждается расчетно и экспериментально. Данные свидетельствуют о процессе необратимой деформации сжатия в рабочей зоне образца.



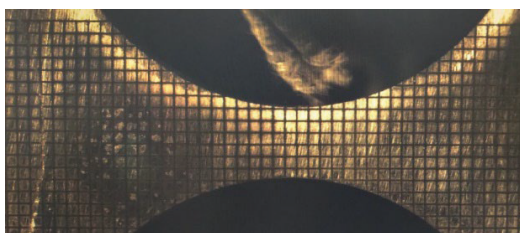
**Рисунок 4.** Пластическое течение материала в САД-модели корсетного образца при нагреве

При охлаждении образца до комнатной температуры (рис. 5) направление течения материала сменяется на противоположное, что обусловлено изменением характера действующих напряжений сжатия на растяжение, с образованием утончения в рабочей зоне.

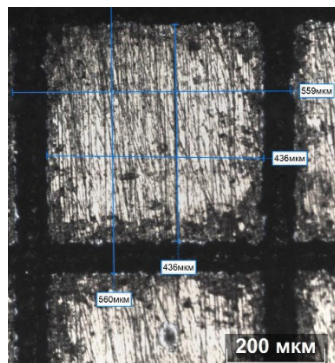


**Рисунок 5.** Пластическое течение материала в CAD-модели корсетного образца при охлаждении

Для экспериментального исследования деформационных процессов на поверхность образца была нанесена сетчатая структура при помощи лазера. Внешний вид приведен на рисунке 6. Перед началом проведения опытных исследований по оценке деформации ячеек сетчатой структуры при помощи растрового электронного микроскопа были выполнены измерения характерных размеров ячеек данной структуры, а также длины рабочей зоны образца. Внешний вид ячейки сетчатой структуры с указанием ее характерных размеров приведен на рисунке 7. Размеры одной ячейки составляют 436 на 436 мкм, толщина прохода лазера между ячейками составляет (61...62) мкм (погрешность измерения  $\pm 3,0\%$ ).

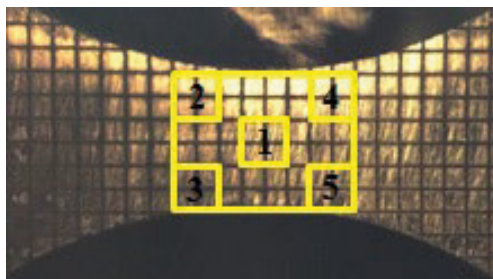


**Рисунок 6.** Внешний вид образца корсетной формы, изготовленного при помощи метода аддитивных технологий из титановой МПК марки ВТ6 с сетчатой структурой



**Рисунок 7.** Внешний вид ячейки сетчатой структуры на поверхности образца корсетной формы, с указанием характерных размеров

Оценка деформации ячеек сетчатой структуры выполнялась после полного цикла испытания при  $T_{max}$  100, 200, 300 и 400 °С соответственно. Рабочая зона исследуемого образца с сетчатой структурой была разделена на 5 зон (рис. 8), в каждой из которых были выбраны ячейки для оценки изменения их линейных размеров.



**Рисунок 8.** Разбиение рабочей части корсетного образца на зоны для оценки пластической деформации ячеек сетчатой структуры

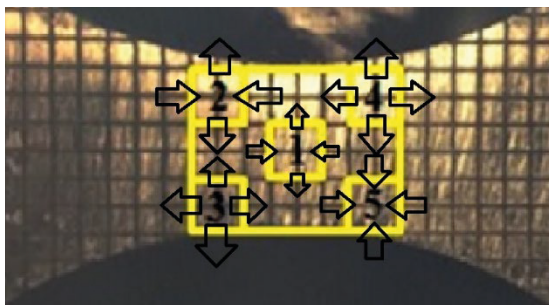
В таблице 1 приведены результаты измерений характерных ячеек сетчатой структуры, расположенных соответственно в зонах 1...5.

Т а б л и ц а 1

**Результаты измерений характерных ячеек сетчатой структуры, расположенных в зонах 1...5 рабочей зоны корсетного образца при заданной температуре испытания**

	Характерные размеры ячеек на рабочей части корсетного образца									
	1		2		3		4		5	
	X1	Y1	X2	Y2	X3	Y3	X4	Y4	X5	Y5
Исходное состояние	436	436	436	436	436	436	436	436	436	436
T = 100 °С	424	437	428	431	428	431	424	433	427	431
T = 200 °С	427	437	436	436	432	433	425	442	429	435
T = 300 °С	431	436	431	442	444	442	451	440	434	428
T = 400 °С	434	437	434	449	451	450	463	451	431	425

Анализ данных измерений показывает, что процесс пластической деформации, протекающий в натурном образце, несколько отличается от результатов моделирования. Так, зоны 3 и 4 при охлаждении до комнатной температуры испытывают растяжение вдоль оси абсцисс; зона 1 не испытывает всестороннего сжатия, а имеет остаточное удлинение по оси ординат, т. е. деформационные процессы не равномерны по длине рабочей зоны образца (рис. 9).



**Рисунок 9.** Направления течения материала в натурном корсетном образце при последовательном нагреве до заданной температуры цикла испытания

На последнем этапе работы была выполнена оценка величины пластической деформации, возникающей в корсетном образце при нагреве в условиях жесткого стеснения, путем сравнения данных, полученных в результате моделирования МКЭ, методического расчета [4, 5] и экспериментальной оценки изменения размеров сетчатой структуры. Результаты приведены в таблице 2, которые свидетельствуют, что при моделировании МКЭ значения  $\epsilon_{пл}$  ниже, чем при лабораторном эксперименте. Необходимо отметить, что наблюдается увеличение разницы в  $\epsilon_{пл}$  при повышении  $T_{max}$  цикла.

Т а б л и ц а 2

**Оценка величины пластической деформации после первого цикла испытаний**

Метод оценки, значение $\epsilon_{пл}$	Цикл испытания $T_{min} - T_{max} - T_{min}$	20–100–20 °С	20–200–20 °С	20–300–20 °С	20–400–20 °С
Расчет [4, 5]	Значение $\epsilon_{пл}$	0,23%	1,66%	2,19%	4,24%
МКЭ		0,11%	1,21%	2,05%	3,90%
Эксперимент		0,30%	1,90%	2,30%	4,60%

При верификации разработанной конечно-элементной модели испытаний корсетного образца, включающей в себя физическое моделирование протекания пластической деформации  $\epsilon_{пл}$  на базе 350 циклов испытаний (табл. 3), установлено, что с ростом числа термических циклов разница между моделированием МКЭ и экспериментом возрастает, что обусловлено накоплением необратимой деформации из-за наличия внутренних структурных дефектов материала (по экспериментальным данным, скрытая стадия «накопления повреждений в материале» заканчивается после 174-го цикла и наступает стадия «активного пластического течения»).

## Оценка величины пластической деформации после 350 циклов испытаний

Метод оценки, значение $\epsilon_{пл}$	Цикл испытания $T_{min} - T_{max} - T_{min}$	20–400 °С
Расчет [4,5]	Значение $\epsilon_{пл}$	4,24%
МКЭ		4,06%
Эксперимент		5,05%

При моделировании МКЭ отмечается непрерывный линейный рост величины пластической деформации вплоть до 35-го цикла испытаний ( $\epsilon_{пл} = 3,90\%$ ) с последующим образованием плато и плавным ростом до  $\epsilon_{пл} = 4,06\%$ . Экспериментально эти данные были подтверждены путем исследований образцов через каждые 25 циклов испытаний, в ходе которых был отмечен факт деформирования образца по прошествии 174 циклов испытаний, которое привело к росту  $\epsilon_{пл}$  до 5,05%.

### Выводы

В результате выполненной работы установлено:

1. Величина пластической деформации, установленная в результате моделирования МКЭ, ниже, чем при расчете [2–6], что объясняется включением в расчет всего объема образца с заплечиками. Однако рассмотренные расчетно-экспериментальные методы оценки  $\epsilon_{пл}$  даже на базе одного цикла испытаний могут быть использованы для приближенной оценки долговечности материала согласно закону Л. Ф. Коффина.

2. Характер пластического течения материала в натурном образце корсетной формы и в CAD-модели имеет ряд отличий: так, в натурном образце присутствуют зоны, испытывающие большее остаточное удлинение, что обусловлено изначальной дефектностью и структурной неоднородностью материала, образованными при построении. При расчетах МКЭ для деталей аддитивного производства необходимо использовать CAD-модели, учитывающие уровень дефектности материала, что возможно реализовать в программном пакете Deform 3D.

3. При верификации конечно-элементной модели на базе 350 циклов испытаний установлено, что разница в величине  $\epsilon_{пл}$  между моделированием и экспериментом возрастает до  $\sim 1,0\%$ . Для оценки долговечности материала такая величина является значительной, что свидетельствует о необходимости введения поправок на увеличение величины пластической деформации в цикле и соответствует к закону  $\epsilon_{пл} N^k = C$ .

4. Результаты свидетельствуют, что расчетные методики дают несколько заниженные данные о величине пластической деформации при ТЦ-испытаниях по сравнению с экспериментальными данными. Поэтому прогнозируемая расчетная оценка долговечности конструкции может быть завышена по сравнению с фактической при эксплуатации детали (по опасным зонам, где вследствие тяжелых режимов нагружения и нагрева возникают термоусталостные повреждения).

## Заключение

Таким образом, для прогнозирования долговечности деталей аддитивного производства при оценке величины пластической деформации в цикле необходимо использовать комплексный подход, который должен включать в себя применение расчетных моделей с учетом уровня дефектности материала и экспериментальные ТЦ-испытания с измерением необратимой деформации. При построении базовой кривой долговечности на основе закона Л. Ф. Коффина необходимо добавлять поправку на увеличение пластической деформации в цикле.

## Литература

1. *Илларионов А. Г.* Технологические и эксплуатационные свойства титановых сплавов: учебное пособие / А. Г. Илларионов, А. А. Попов. Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2014. 137 с.
2. Выбор методики лабораторных термоциклических испытаний защитных покрытий для лопаток турбин, работающих в условиях термической усталости / С. П. Дегтярева, Д. А. Сафронов, Е. А. Тихомирова, А. А. Живушкин // Климовские чтения — 2021: перспективные направления развития авиадвигателестроения: Сборник статей научно-технической конференции. Санкт-Петербург, 26 октября 2021 года. СПб.: ООО «Скифия-принт», 2021. С. 23–31.
3. *Гецов Л. Б., Рыбников А. И., Семенов А. С., Григорьев А. В., Тихомирова Е. А.* Сопротивление деформированию и разрушению монокристаллических сплавов при статическом и термоциклическом нагружении / Надежность и безопасность энергетики. 2012. № 18. С. 53–62.
4. *Серенсен С. В., Котов П. И.* Об оценке сопротивления термической усталости по методу варьируемой жесткости нагружения // Заводская лаборатория. 1962. Т. 28, № 10. С. 1233–1238.
5. *Дегтярева С. П.* Термоциклические испытания с применением образцов корсетной формы — перспективный метод исследования термической усталости изделий / С. П. Дегтярева // Вопросы материаловедения. 2020. № 3 (103). С. 61–69.
6. *Тихомирова Е. А.* Изменение структуры и свойств жаропрочного никелевого сплава при температурно-силовом воздействии // Диссертационная работа к. т. н. Тихомировой Е.А. 2013. С. 222.



*Н. А. Бессонова*<sup>3</sup>, *А. А. Живушкин*<sup>1</sup>,  
*А. А. Жлоба*<sup>2</sup> *И. Г. Стещенко*<sup>2</sup>

<sup>1</sup> — АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

<sup>2</sup> — АО «ММП им. В. В. Чернышева», Москва

<sup>3</sup> — Московский политехнический университет, Москва  
a.a.zhloba@yandex.ru

## МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТ ПО СЕЛЕКТИВНОМУ ЛАЗЕРНОМУ СПЛАВЛЕНИЮ (СЛС)

**Аннотация.** В статье установлено, что обеспечение сплавления частиц при селективном лазерном сплавлении (СЛС) без образования дефектов в структуре материала в виде усадочных пор, расслоений и микроструктурной неоднородности заключается в наличии в сплаве достаточного количества эвтектики, которая при кристаллизации заполняет междендритное пространство. Именно кристаллизация эвтектики в виде кластеров в междендритном пространстве уменьшает усадку металла и предотвращает образование горячих трещин. Например, как это происходит при кристаллизации алюминиевых сплавов с содержанием кремния выше 5%. В жаропрочных сплавах тоже существуют эвтектики, но другой принцип кристаллизации и, соответственно, распределение в структуре материала. Таким образом, выбор материалов для использования при СЛС должен основываться на исследованиях кривых охлаждения при кристаллизации сплавов.

**Ключевые слова:** СЛС, анализ, кристаллизация, эвтектика, кластер, отвердевание, охлаждение, кривая охлаждения.

### Введение

Метод селективного лазерного сплавления заключается в производстве металлических деталей путем сплавления отдельных частиц (порошка) — синтеза на 3D-принтерах. К преимуществам метода СЛС относят:

- возможность изготовления сложнопрофильных деталей;
- высокие значения коэффициента использования металла;
- возможность изготовления большого количества деталей одновременно.

Однако при сплавлении различных материалов методом СЛС во многих случаях происходит образование типичных дефектов материала в виде усадочных пор, несплавлений, трещин, что требует поиска объекта исследования, который оказывает основное влияние на положительность результата.

**Цель:** Анализ выбора материалов для использования при СЛС.

Метод проведения исследования заключается в:

- описании примеров проводимых работ;
- делении по оценке результатов;

- сличении материалов по присущим им свойствам;
- нахождении отличительной особенности — объекта исследования;
- анализе полученных результатов.

### Краткое описание результатов проводимых работ

1. Сплавление материала (сплав ЖС32) с материалом наплавки (ЖС32) способом СЛС.

Полного сплавления основного материала (сплав ЖС32) с материалом наплавки (ЖС32) не происходит, на границе сплавления наблюдаются крупные поры и рыхлоты, в материале наплавки микроструктурная неоднородность.

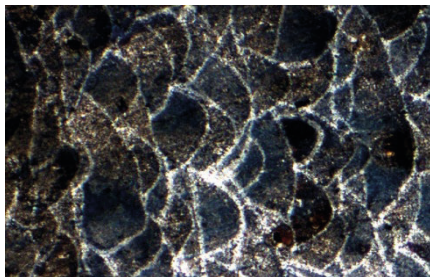
2. Сплавление нержавеющей стали 12Х18Н10Т.

При селективном лазерном сплавлении в синтезированных материалах деталей из нержавеющей сталей также выявляются аналогичные распространенные типы дефектов, такие как пористость, расслоение и микроструктурная неоднородность.

Наличие вышеперечисленных дефектов значительно снижает комплекс механических свойств, что отражается в качестве производимых деталей.

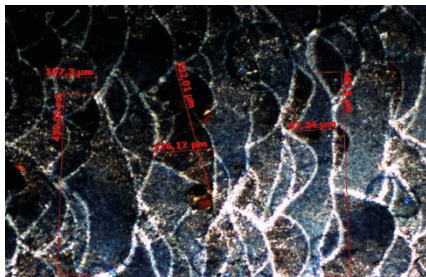
Но существуют материалы, которые при применении способа СЛС позволяют достичь достаточно высоких результатов. Приводим следующих два примера:

1. При сплавлении порошка AlSi10 получается материал с мелкозернистой структурой и достаточно высокими механическими свойствами ( $\sigma_{\text{в}} \geq 40 \text{ кгс/мм}^2$ ,  $\delta \geq 8\%$ ). Поры, расслоения и непроплавления практически отсутствуют (фото 1, 2).



x50

Фото 1



x100

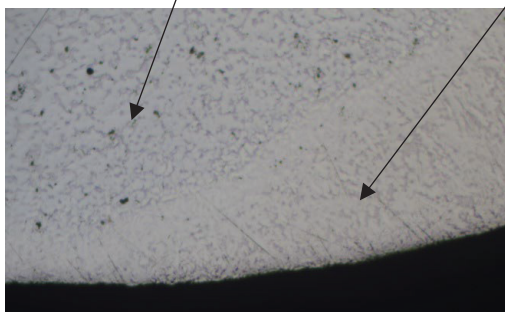
Фото 2

2. Эффективное применение технология СЛС нашла в способе ремонта изношенных поверхностей кулачков распределительных валов из порошкового материала PFC4 (фото 3) наплавочным материалом Ni-Cr-Si. Химический состав материала налавляемых частиц — в таблице 1.

Таблица 1

C	Si	Cr	Ni	Fe
0,60	2,80	12,09	79,87	3,76

Материал детали PFC4, наплавочный материал Ni-Cr-Si



x50

Фото 3. Микроструктура наплавленного материала

В микроструктуре наплавленного материала дефектов в виде пор, расслоений не выявлено.

### Анализ результатов вышеприведенных примеров работ

1. Разделение приведенных примеров по оценке результата.

Составив таблицу, в которой указаны: материал, оценка результата сплавления и присущие типы дефектов, возникающие при сплавлении частиц, разделяем материалы на две группы по оценке результата применения способа СЛС.

В первых двух примерах использовались высоколегированные материалы, во вторых двух — алюминиевый сплав AlSi10 и сплав Ni-Cr-Si.

В таблице 2 представлены результаты сравнительного анализа по качеству сплавления и наличию внутренних дефектов.

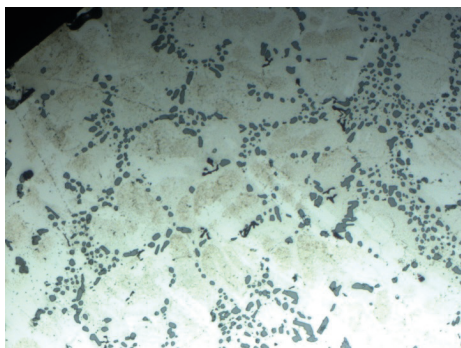
Таблица 2

Материал	Оценка результата сплавления	Тип дефекта при сплавлении
ЖС32ВИ	Отрицательная	Поры Рыхлоты Микроструктурная неоднородность
Нержавеющая сталь	Отрицательная	Поры Расслоения Микроструктурная неоднородность
AlSi10	Положительная	Практически отсутствуют
Ni-Cr-Si	Положительная	Не выявлено

## 2. Сличение материалов по присущим им свойствам.

К положительно влияющим на результат сплавления относятся: размер частиц, жидкотекучесть металла. Учитывая, что жидкотекучесть у всех этих сплавов и материалов достаточно высокая, необходимо найти отличие в свойствах, обеспечивающее сплавление частиц.

Обеспечение сплавления частиц при СЛС без образования дефектов в структуре материала в виде усадочных пор и горячих трещин заключается в разности процесса кристаллизации жидкого металла, а именно в кристаллизации эвтектики, присущей алюминиевым сплавам с достаточным содержанием Si, и сплаву Ni-Cr-Si. Достаточное количество эвтектики  $\alpha$ -Al Si кристаллизуется в виде кластеров (колоний), заполняя междендритное пространство (фото 4).



x200

Фото 4

Наличие таких кластеров снижает усадку материала, предотвращает образование горячих трещин при полном отвердевании металла при охлаждении.

В жаропрочных сплавах эвтектика  $\gamma\gamma'$  выпадает дисперсно в условиях плоского фронта кристаллизации, чем обеспечивает жаропрочные свойства сплава, при других условиях эти свойства обеспечены не будут.

Частицы материалов типа Ni-Cr-Si сплавляются хорошо, но не обеспечивают высоких механических свойств, и тем более таких, как жаропрочность, из-за отсутствия необходимых легирующих элементов.

Таким образом, выбор материалов для использования при СЛС должен основываться на исследованиях кривых охлаждения при кристаллизации сплавов.

Результатом проведенной работы по определению причин образования дефектов в структуре материалов является предположение, согласно которому:

- 1) сплавление частиц материала зависит от наличия в нем эвтектической составляющей, количество которой может обеспечить отсутствие усадки материала и предотвратить образование горячих трещин при полном отвердевании металла при охлаждении;

- 2) корректировать подбор материалов для использования в процессах с применением селективного лазерного сплавления необходимо, основываясь на исследованиях кривых охлаждения при кристаллизации сплавов.

### **Выводы**

1. На основании проведенного анализа выявлен фактор, положительно влияющий на качество сплавления материала при применении СЛС.
2. Сделан вывод о возможности применения метода СЛС для металлических материалов в зависимости от условий кристаллизации, что определяет принцип выбора групп порошковых материалов.

### **Литература**

1. Жаропрочные эвтектические сплавы с карбидно-интерметаллидным упрочнением // *Металловедение и термическая обработка металлов* / Е. Б. Качанов, Н. В. Петрушин, И. Л. Светлов. ФГУП «ВИАМ» ГНЦ, № 4, 1995.
2. *Новиков И.И.* Теория термической обработки металлов. *Металлургия*, 1986. 480 с.

*А. А. Каровецкий*

АО «ОДК-Климов»

## ИСПАРИТЕЛЬНАЯ КАМЕРА СГОРАНИЯ

**Аннотация.** В статье рассмотрено устройство испарительной камеры сгорания (КС). Описаны основные типы испарительных элементов и предложена методика их проектировочного расчета с учетом влияния гидравлического сопротивления на общие потери полного давления.

**Ключевые слова:** камера сгорания, испарительные элементы (форсунки), система подачи топлива.

### Введение

В настоящее время испарительные камеры сгорания (КС) широко применяются в зарубежных газотурбинных двигателях (ГТД) малой и средней размерности. Они хорошо komponуются в данных типах двигателей и способны в ограниченных габаритах обеспечивать более высокие характеристики по сравнению с КС на центробежных или струйных форсунках [1].

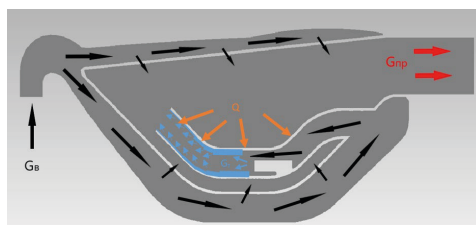
В отечественных двигателях испарительные КС используются только в ВСУ ТА-6 и ТА-12. Это связано с отсутствием полных и верифицированных методов их расчета и проектирования.

Существующие расчетные методики [2, 3, 4] являются преимущественно эмпирическими, не всегда имеют достоверное экспериментальное подтверждение и не могут ответить на все инженерные вопросы, возникающие при проектировании испарительных КС.

Необходимость развития сферы малоразмерных ГТД (в том числе, для беспилотных ЛА) при одновременном повышении требований к топливной эффективности и параметрам КС определяет актуальность создания современных методов расчета и проектирования испарительных КС.

### Конструкция испарительных камер сгорания

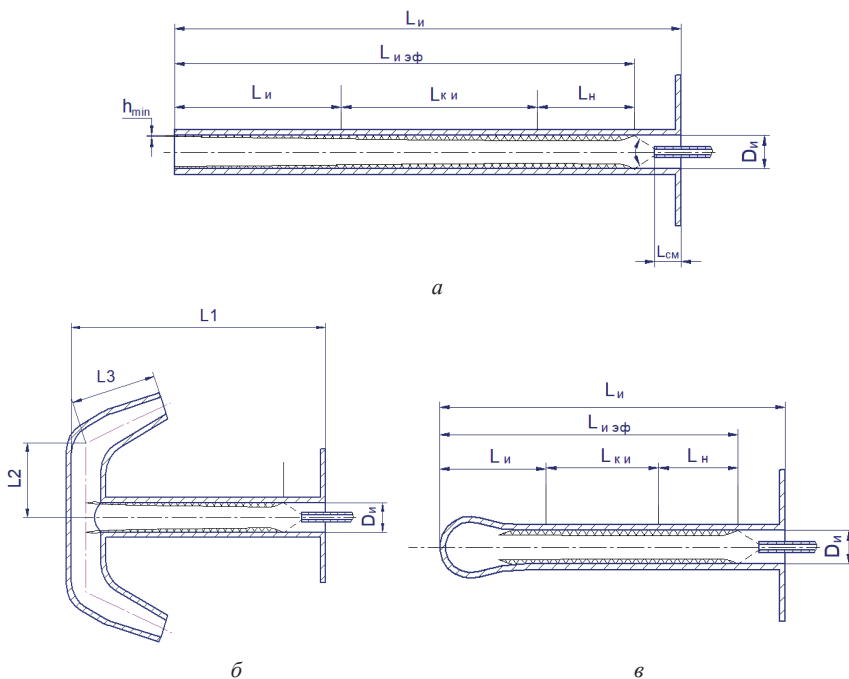
Испарительная КС отличается от традиционных камер сгорания с форсунками центробежного и струйного типа наличием специальных испарительных элементов (трубок), находящихся в зоне горения (рис. 1). Топливо в трубки подается при помощи струйных форсунок. Попадая на нагретые стенки трубок, топливо закипает, испаряется и, смешиваясь с воздухом, поступающим из наружного кольцевого канала, попадает во внутренний объем жаровой трубы.



**Рисунок 1.** Испарительная камера сгорания

В настоящее время в ГТД применяются преимущественно три типа испарительных элементов — трубчатые, грибковые и комбинированные трубчато-грибковые (рис. 2).

Испарительные элементы трубчатого типа используются в малых ГТД КЖ-66, Hammer IQ-180 и JetCat P1000. Испарительные элементы грибкового типа применяются в более крупных ГТД Olympus 593, TP-500 и ВСУ ТА-6 / ТА12. Испарительные элементы трубчато-грибкового типа используются в средних ГТД Arrisus 2G1 Turbomeca и JetCat P100 RX.



**Рисунок 2.** Типы испарительных элементов:  
*а* — трубчатый; *б* — грибковый; *в* — трубчато-грибковый

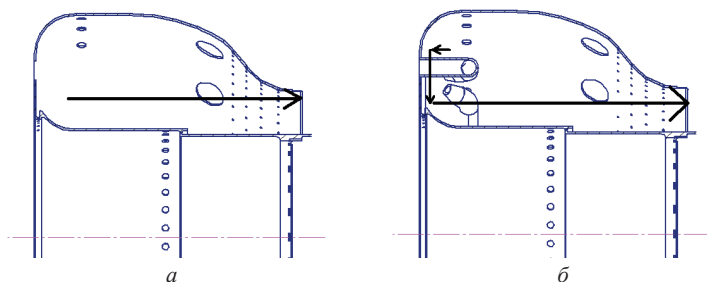
Основными параметрами испарительного элемента, определяющими его работоспособность и характеристики, являются длина (полная  $L_{и}$  и эффективная  $L_{и\text{эф}}$ ), диаметр (полный  $D_{и}$  и эффективный  $D_{и\text{эф}}$ ), диаметр установки в жаровой трубе  $D_{ср\ и}$ , а также количество испарительных элементов  $N_{и}$ , установленных в КС.

Эффективная длина испарительного элемента равна длине той части конструкции, на которой реально происходит испарение топлива, и определяется величиной смещения точки подачи топлива относительно начала испарительной трубки, а также углом распыла  $\alpha$ :

$$L_{и\text{эф}} = L_{и} - \left( L_{см} + \frac{D_{и}}{\tan(\alpha/2)} \right). \quad (1)$$

Величина эффективного диаметра испарительного элемента определяет фактический объем воздуха, проходящего через каждую трубку, и рассчитывается по формуле  $D_{эф} = k \cdot D_{и}$ , где  $k$  — коэффициент истечения, зависящий от сечения трубки (круг или овал) и отношения статического давления в наружном кольцевом канале к скоростному напору в сносящем потоке. Для предварительных расчетов можно принять  $k = 0,6$ .

Испарительные элементы в КС размещаются так, чтобы выходящий из них поток топливно-воздушной смеси (ТВС) был обращен на фронтальную стенку жаровой трубы. Ударяясь о нагретую стенку и разворачиваясь на 180 градусов, данный поток попадает в зону горения. Отверстия в центральной части жаровой трубы вновь разворачивают часть потока, формируя зону вихревых токов. За счет такой траектории движения достигается увеличение времени пребывания ТВС в КС (даже по сравнению с наиболее компактной КС с центробежной вращающейся форсункой) (см. рис. 3).



**Рисунок 3.** Условный путь движения топливоздушной смеси в КС: *а* — с центробежной вращающейся форсункой, *б* — с испарительными элементами

### Методика расчета процессов в испарительном элементе

Общий проектировочный расчет испарительной КС предлагается проводить итерационным методом по схеме, представленной на рисунке 4. При этом традици-



онные блоки газодинамических расчетов, выполняемых по стандартным 1D-, 2D- и 3D-методикам, дополняются новым блоком расчета теплообмена в испарительных элементах КС и определения характеристик ТВС перед зоной горения.

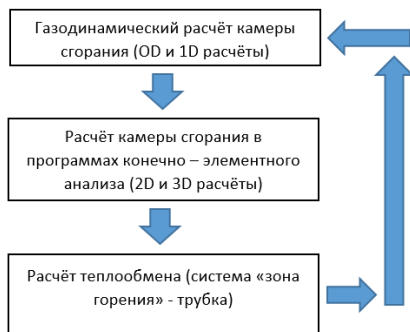


Рисунок 4. Порядок расчета

Рассмотрим процессы, происходящие в испарительном элементе, на примере простейшего испарителя трубчатого типа. По его длине можно выделить три участка: участок нагрева керосина  $L_n$ , участок кипения и испарения керосина  $L_{ки}$ , а также  $L_{и}$  — участок испарения керосина и подсыхания стенки. Длина третьего участка является условной и должна быть заведомо больше фактической длины данного участка на испарительном элементе, так как в случае полного испарения керосина со стенки и ее подсыхания произойдет резкое повышение температуры последней, что является недопустимым для обеспечения термической стойкости материала. По тем же соображениям недопустимо и образование сплошной пленки паров керосина, отделяющих следующие, жидкие слои керосина от стенки трубки. Помимо роста температуры стенки, это приведет и к резкому ухудшению теплоотдачи от стенки трубки к керосину.

Рассмотрим каждый из участков в отдельности. На участке нагрева необходимо подвести через поверхность трубки такое количество теплоты к топливу, чтобы изменить температуру керосина до температуры кипения (при этом необходимо учитывать изменение температуры кипения керосина в зависимости от величины давления в испарительном элементе). Какое-то количество теплоты при этом будет затрачено на нагрев воздуха, движущегося по испарительной трубке, а также на нагрев стенок самого испарительного элемента:

$$Q_1 = c_{p \text{ возд}} G_{\text{возд и}} (T_w - T_B) + c_{p \text{ т}} G_{\text{т и}} (T_w - T_T) + c_{p \text{ ст}} m (T_w - T_B), \quad (2)$$

где  $G_{\text{возд и}} = \frac{G_{\text{фронт}}}{N_{и}}$  — расход воздуха через испарительный элемент,  $G_{\text{т и}} = \frac{G_{т}}{N_{и}}$  — расход топлива через испарительный элемент,  $T_w$  — температура стенки испарителя,  $T_B$  и  $T_T$  — начальные температуры воздуха и топлива соответственно.

Граница между вторым и третьим участком является достаточно условной, так как кипение не заканчивается «моментально» на некоторой длине трубке  $l$  — лишь существенно уменьшается интенсивность процесса.

На участках 2 и 3 к рабочему телу необходимо подвести количество теплоты, достаточное для осуществления фазового перехода. При этом необходимо вновь учесть и то количество теплоты, которое пойдет на дальнейшее нагревание воздуха, движущегося по испарительной трубке, а также самого испарительного элемента. Из этих соображений:

$$Q_{2-3} = c_{p \text{ ф.п.}} G_{\text{т}} T_{\text{н}} + c_{p \text{ возд}} G_{\text{возд}} (T_{\text{в}} - T_1) + c_{p \text{ ст}} (T_{\text{в}} - T_1). \quad (3)$$

Задачу расчета теплообмена «горячие газы — керосин» можно разделить на три процесса: теплоотдача от горячего газа к испарительному элементу (нагрев цилиндра потока, направленным в перпендикулярном ему направлении в условиях вынужденной конвекции), передача тепла теплопроводностью по толщине стенки элемента, теплоотдача от нагретой стенки к пленке жидкости (теплопередача и лучистый теплообмен), движущемуся по испарительной трубке. Каждому процессу будет соответствовать свой коэффициент  $\alpha_i$ . Для упрощения расчета стенку трубки будем считать равномерно прогретой.

В общем случае уравнение теплопередачи через стенку записывается как

$$Q = K(T_1 - T_2)F_w, \quad (4)$$

где  $K = \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}$  — коэффициент теплопередачи.

Неизвестной величиной выступает площадь рабочей поверхности  $F_w$ , через которую можно получить длину испарительного элемента как

$$L_{\text{и}} = \frac{F_w}{\pi d_0}. \quad (5)$$

Первоначально определим количество теплоты, подводимое к испарительному элементу. Поскольку картина течения газа во внутреннем объеме жаровой трубы является сложной, точно вычислить количество теплоты, подводимое к испарительному элементу, также достаточно сложно. Поэтому в качестве первого приближения определим количество теплоты, подводимое через площадь наружной поверхности  $S_{\text{н}}$  испарительного элемента с учетом картины течения и допущений, указанных на рисунке 5.

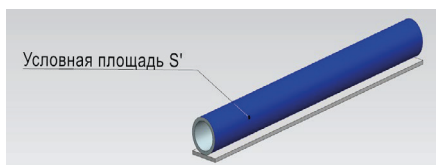
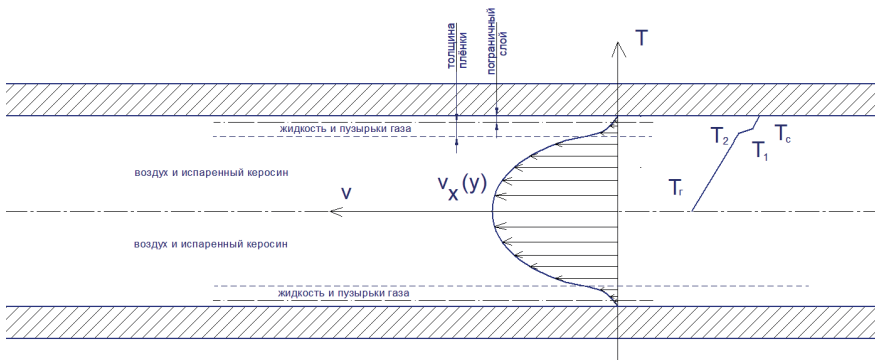


Рисунок 5. Площадь поверхности



**Рисунок 6.** Процессы в испарительном элементе

Из газодинамического расчета камеры сгорания известна скорость и местная плотность рабочего тела во внутреннем объеме жаровой трубы (позднее она может быть уточнена на основании 3D-расчета в программах конечно-элементного анализа). Из уравнения неразрывности  $\dot{m} = \rho Av$ , где  $\dot{m}$  – массовый расход,  $\rho$  – плотность,  $A$  – площадь поперечного сечения,  $v$  – скорость. Обозначим длину условных поверхностей первого и второго участков  $L_{x1}$  и  $L_{x2}$ . Тогда, подставив в формулу остальные, известные величины, массовый расход через площадь поверхности, запишем массовый расход потока рабочего тела в зоне испарителя  $G_{1n} = k * L_x$ , где  $k$  – известный коэффициент. Диаметр испарителя задается на основании опыта проектирования и уточняется в ходе второй расчетной итерации в случае получения неудовлетворительных результатов.

Теперь единственным неизвестным в (4), помимо  $L_x$ , остается  $K$ . Процессы теплообмена в испарительном элементе можно описать с помощью системы уравнений, состоящей из:

уравнения движения пара

$$v_x \frac{\delta v_x}{\delta x} + v_y \frac{\delta v_y}{\delta y} = \left( \frac{\rho_{ж} - \rho}{\rho} \right) g + v \frac{\delta^2 v_x}{\delta y^2}, \quad (6)$$

уравнения неразрывности потока пара

$$\frac{\delta v_x}{\delta x} + \frac{\delta v_y}{\delta y} = 0; \quad (7)$$

уравнения сохранения энергии в потоке пара

$$h^* = h + pr = \rho c_p \Delta T \left( 1 + \frac{r}{c_p \Delta T} \right) = \rho c_p \Delta T K_r, \quad (8)$$

где  $K_r$  — число Кутателадзе (коэффициент фазового перехода).

Введя безразмерную температура пара  $\theta = \frac{T}{\Delta T}$ , получаем систему уравнений:

$$\rho \left( v_x \frac{\delta v_x}{\delta x} + v_y \frac{\delta v_y}{\delta y} \right) = \lambda \frac{\delta^2 T}{\delta y^2}$$

$$v_x \frac{\delta v_x}{\delta x} + v_y \frac{\delta v_y}{\delta y} = \frac{\lambda \Delta T}{\rho c_p \Delta T K_r} \frac{\delta^2 \theta}{\delta y^2} = a_* \frac{\delta^2 \theta}{\beta y^2} \quad (9)$$

$$a_* = \frac{\alpha}{K_r},$$

где  $a^*$  — теплопроводность пара, записанная с учетом теплоты фазового перехода.

Решение подобной системы уравнений может быть осуществлено по аналогии с методикой Польгаузена и описано, например, в [5]. Решением системы является так называемое критериальное уравнение вида

$$Nu = A Re^a Ga^b Pr^{0,333}, \quad (10)$$

где  $A, a, b$  — константы,  $a Nu = \frac{\alpha d_n}{\lambda}$ ,  $Re = \frac{4G_{эфн}}{\mu \pi d_n}$ ,  $Gr = g_0 \beta \Delta T_w \frac{d_0^3}{\nu^2}$ .

Константы  $A, a, b$  должны быть уточнены проведением экспериментальных проверок, что будет являться темой дальнейших работ. На первом этапе можно принять  $A = 0,0625$ ,  $a = 0,5$ ,  $b = 0,01$  по рекомендациям [6]. Решение данного уравнения позволяет получить коэффициент  $\alpha$ :

$$\alpha = \frac{\lambda \cdot A Re^a Ga^b Pr^{0,333}}{d_n}. \quad (11)$$

Подставив в 4 (2), (5) и (11), получаем уравнение с одним неизвестным  $L_x$ . Решая его, получаем требуемую длину участка нагрева. На участке нагрева данное решение должно быть проведено для керосина и воздуха отдельно (для упрощения расчета принимается, что воздух нагревается прямо от стенки испарительного элемента). Проведя аналогичную операцию для участка кипения и испарения керосина, получим его требуемую длину.

Итоговая длина испарительного элемента может быть получена как

$$L_{и.р.} = L_{x1} + k L_{x2}, \quad (12)$$

где  $k$  — коэффициент, обеспечивающий заведомо неполное испарение топлива на любом режиме работы двигателя. Точное значение коэффициента может быть установлено в ходе экспериментальной отработки. Для предварительного расчета примем  $k = 0,85$ .

Получен метод расчета длины испарительного элемента. Данный метод является весьма приближенным и пригоден только для первой расчетной итерации.

Важными параметрами, определяющими работоспособность испарителя, являются температура его стенки и режим кипения, реализуемый в нем. Как известно из теории теплопередачи, возможны два вида процесса кипения — пузырьковый и пленочный, при первом из них процесс кипения протекает существенно быстрее. Чтобы

понять, какой режим кипения характерен для проектируемого испарительного элемента ГТД, необходимо оценить величину критической тепловой нагрузки  $q^*$ , что можно сделать по формуле (13):

$$q^* = 0,135r\sqrt{\rho_n^4 g \sigma (\rho - \rho_n)}. \quad (13)$$

Для керосина марки ТС-1  $q^* = 4,16 \cdot 10^7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ .

Задача определения температуры стенки испарительного элемента достаточно сложна. Какой-либо верифицированной методики ее расчета на настоящий момент не представлено. В одной из зарубежных работ [7] предложена эмпирическая формула (14), устанавливающая взаимосвязь между средней температурой стенки испарительного элемента и параметрами рабочего тела на входе в него:

$$\frac{q(T_{vm}, T_1)^{0,636}}{(T_{vm} \cdot T_a)} = \frac{62193 m_1^{0,8} (\rho_1 \sigma)^{1,408} \rho_g^{0,145} Pr^{0,106}}{L^{0,674} [(T_b \cdot T_1) m_1 c_1]^{0,353}}, \quad (14)$$

где  $T_4$  — температура воздуха на входе,  $T_1$  — температура жидкости на входе,  $c_1$  — теплоемкость жидкости на входе,  $\rho_g$  и  $\rho_1$  — плотности воздуха и жидкости на входе соответственно,  $L$  — скрытая теплота парообразования при температуре кипения,  $Pr$  — число Прандтля жидкого керосина.

При проведении уточняющего расчета элемента необходимо учитывать более сложные процессы, оказывающие влияние на процессы теплообмена испарителя. Ключевым из них является стефановский поток.

Поскольку в испарительном элементе происходит интенсивный процесс испарения сложного химического соединения (керосин), в нем возникает сильное стефановское течение, увеличивающее скорость потока в пристеночной зоне. Влияние стефановского потока может быть учтено дополнительным множителем в критериальном уравнении и является тематикой отдельного исследования. Рядом научных коллективов предпринимались попытки разработки учета влияния данного процесса на процессы в испарительных элементах [2, 8]. Были получены формулы, устанавливающие зависимость между начальной температурой компонентов, коэффициентом теплоотдачи  $\alpha$  и температурной стенки испарительного элемента.

Рассмотрен расчет испарительного элемента трубчатого типа. Расчет грибка испарительного элемента предлагается проводить по той же методике с тем различием, что при проектировании элемента суммарная длина его участков L1 — L3 (см. рис. 3) должна равняться рассчитанной длине  $L_{и.р.}$ .

### Гидравлическое сопротивление испарительного элемента

Важным параметром, характеризующим испарительный элемент, является его вклад в суммарное гидравлическое сопротивление узла камеры сгорания. При течении в трубке имеют место сопротивление, вызванное трением, а также сопротивление, вызванные геометрией элемента (повороты и сужения испарительной трубки).

В соответствии с уравнениями гидродинамики, местные сопротивления, вызванные трением, могут быть найдены как

$$\xi_{\text{т.и.э.}} = 400Re^{-1} + 0,2. \quad (15)$$

Для грибкового испарительного элемента (рис. 3б) необходимо учесть сопротивление, вызванное поворотом потока:

$$\xi_{\text{и.э.}} = 150Re^{-1} + 0,3 + 0,5(1 - F_2/F_1)^{3/4}, \quad (16)$$

где  $F_1$  — площадь сечения испарительного элемента до сужения, а  $F_2$  — площадь на его срезе. Ввиду небольшого вклада в общую величину сопротивления  $\xi_{\text{т.и.э.}}$  (что будет показано ниже), в расчете можно не учитывать. Тогда расчет сопротивления испарительной камеры сгорания с трубчатыми испарителями не будет отличаться от расчета КС с центробежными форсунками, а в случае камеры сгорания испарительного типа с грибковыми или трубчато-грибковыми испарителями:

$$\xi_{\text{КС}} = \xi_{\text{д}} + \xi_{+} \left( \left( \frac{F_{\text{КК}}}{\sum \mu F_{\text{ок}}} \right) \right)^2 \left( \frac{F_{\text{К}}}{F_{\text{КК}}} \right)^2 (1 - \delta_{\Sigma \text{отб}})^2 + \xi_{\text{и}}. \quad (17)$$

## Заключение

Предложен метод расчета испарительного элемента камеры сгорания газотурбинного двигателя. Перечислены факторы, которые должны быть учтены в расчете для учета специфики процессов, протекающих в испарителе.

Для уточнения расчетных коэффициентов необходима экспериментальная проверка работы испарительного элемента, рассчитанного по предложенной методике, что будет являться темой дальнейших исследований.

Создание методики проектирования испарительной камеры сгорания позволит повысить конкурентоспособность отечественных МГТД, улучшить характеристики двигателя в целом и является особенно актуальным в связи с необходимостью развития направления беспилотных летательных аппаратов различного назначения.

## Литература

1. Каровецкий А. А., Побелянский А. В. Создание стенда для экспериментального исследования работы камер сгорания с испарительными форсунками / Климовские чтения — 2021: перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей научно-технической конференции. СПб.: Скифия-принт, 2021. С. 32–41.
2. Китанин Э. Л., Отерова М. Ю., Добровольский А. С. Тепломассообмен в пленочно-испарительных системах смесеобразования камер сгорания ГТУ / Теплоэнергетика. № 3. 1993. С. 12–15.
3. Cavallini A., Doretti L., Del Col D., Longo G. A. Refrigerant vaporization insise enhanced tubes: A heat transfer model. / Heat and Technology. Calore e Tecnologia. Vol. 17, n. 2. 1999. P. 29–36.

4. *Безродный М. К., Голяд М. Н., Барабаш П. О., Дейнеко А. И.* Теплообмен при конденсации движущегося пара в горизонтальных трубах / Пром. теплотехника, 2008. Т. 30, № 5. С. 29–36.
5. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: справочник / Е. В. Аметистов и др.; под ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. М.: Энергоиздат, 1982. 512 с.
6. Теплообменные аппараты: учебное пособие / В. В. Сахин. Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2010. 131 с.
7. Vaskopoulos T., Polymeropoulos C. E., Sernas V. Temperatures in a gas turbine vaporizer at near idle engine conditions. // International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 1993, 8 p.
8. *Баскаков А. П.* О влиянии стефановского потока на коэффициенты тепло- и массоотдачи (бинарная система) / Теплоэнергетика. № 7. 2012. С. 57.

*А. В. Федоренков, Т. Н. Азизов, Б. А. Хасянов*

АО «ММП имени В. В. Чернышева»

## **СВАРКА МАТЕРИАЛОВ, ПОЛУЧЕННЫХ МЕТОДОМ СЕЛЕКТИВНОГО ЛАЗЕРНОГО ПЛАВЛЕНИЯ**

Аддитивное производство захватило воображение производственного сообщества и обладает революционным потенциалом в ряде направлений [1]. По мнению специалистов, развитие генеративного дизайна явилось причиной бурного развития аддитивных технологий, так как традиционные технологии (литье, ковка, *сварка*, обработка металлов резанием и давлением) в настоящее время уже не могут обеспечить потребность современных конструкторских решений [2].

Однако для изготовления деталей, превышающих размеры рабочего стола 3D-принтера, для интеграции деталей в крупные сборки, а также для исправления дефектов печати — традиционная технология сварки по-прежнему востребована.

Сварка аддитивных материалов требует особого подхода, так как микроструктура таких заготовок отличается от микроструктуры литых, кованных или катаных заготовок.

Целью данной работы является установление возможности сварки синтезированных сплавов AlSi10Mg, CoCr MP1 и ПС-КХМ 20/45, полученных методом селективного лазерного плавления (СЛП), с сохранением допустимой микроструктуры и высоким уровнем механических свойств сварного шва относительно основного материала.

В данной работе были исследованы сварные соединения следующих образцов: синтезированный алюминиевый сплав AlSi10Mg + AlSi10Mg, синтезированный кобальт-хромовый сплав CoCr MP1 + CoCr MP1, а также сочетание синтезированного кобальт-хромового сплава ПС-КХМ 20/45 (СЛП) с хромо-никелевой сталью 08X15H5Д2Т (ЭП 410, листовой прокат).

### **AlSi10Mg**

Наиболее широко используемый алюминиевый сплав из-за его простоты печати, в сочетании с такими физическими свойствами, как малый вес, хорошая механическая прочность, высокая тепловая и электрическая проводимость, высокая коррозионная стойкость.

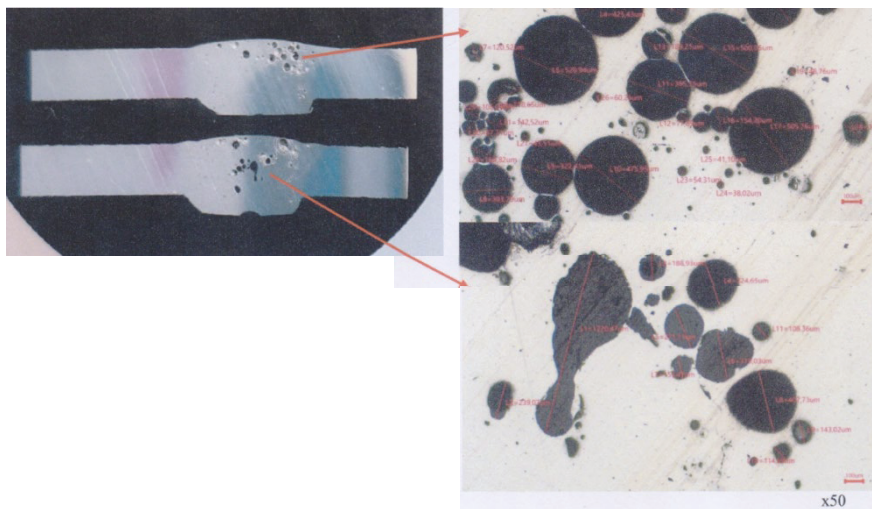
Технологическая сложность сварки алюминиевых сплавов заключается в наличии на поверхности окисной пленки Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, способной адсорбировать газы, особенно водяной пар.



Сварка образцов выполнялась ручной аргоно-дуговой сваркой. Предварительное удаление оксидной пленки выполнялось химическим травлением.

Выполнен визуальный и рентгенографический контроль качества сварных швов, металлографические исследования.

В сварных швах присутствует большое количество мелких и крупных пор величиной до 1,2 мм (фото 1, 2, 3).



**Фото 1**

Оценено влияние газовой пористости на механические свойства сварных швов. Прочность сварных швов составила 29,3...58,15% от прочности основного материала при норме не менее 80%. Примечательно, что наиболее высокая прочность, 58,15% отмечается в начале сварного соединения и последовательно снижается до 29,3% по направлению к окончанию шва.

Явная пористость в сварном шве также была обнаружена в исследованиях отечественных и иностранных авторов [1, 3, 4]. Согласно некоторым результатам исследований, образование пор может быть явно уменьшено с помощью различной подготовки поверхности [5], разделки кромок и режимов сварки.

После получения первых результатов были опробованы следующие технологические приемы по уменьшению газовой пористости:

- X- и V-образная разделка кромок для вывода газовых пор;
- корректировка режимов сварки;
- применение попеременно-импульсной подачи аргона и гелия для защиты сварочной ванны.

Для первой группы образцов выполнялась X-образная разделка кромок под  $45^\circ$ , вторая группа образцов выполнена с V-образной разделкой кромок под  $45^\circ$ .

Удаление окисной пленки выполнялось механической зачисткой свариваемых поверхностей, для присадочной проволоки выполнялось травление.

Сварка первой группы образцов выполнялась ручной дуговой сваркой в среде аргона неплавящимся электродом, вторая группа образцов — с попеременно-импульсной подачей аргона и гелия для защиты сварочной ванны. Опробованы различные значения силы тока от 55 до 110 А, частоты от 50 до 150 Гц, баланс полупериодов от  $-15$  до  $+25\%$ . В качестве присадочного материала использовалась сварочная проволока св. АК-5 ГОСТ 7871-75.

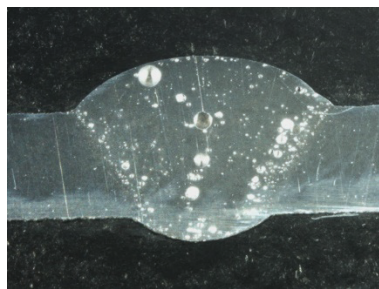
По результатам исследований сварных швов образцов первой и второй группы отмечается большое количество мелких и крупных пор.

При X-образной разделке кромок выявлено наибольшее количество крупных пор. Причиной повышения количества крупных пор является выполнение двустороннего шва. Данная форма разделки кромок не способствует интенсивному выходу пор из сварочной ванны.

При V-образной разделке кромок отмечается увеличение количества мелких пор. Возможной причиной образования пор является применение попеременно-импульсной подачи аргона и гелия. Повышая перемешивание расплавленного металла сварочной ванны, вероятно повышается интенсивность образования пористости.



**Фото 2.** Образец с X-образной формой кромок



**Фото 3.** Образец с V-образной формой кромок

Основное скопление пор в швах образцов двух групп наблюдается по границам сварных швов. Данная локализация говорит о необходимости выбора оптимальной разделки кромок, способствующей снижению пористости сварного шва.

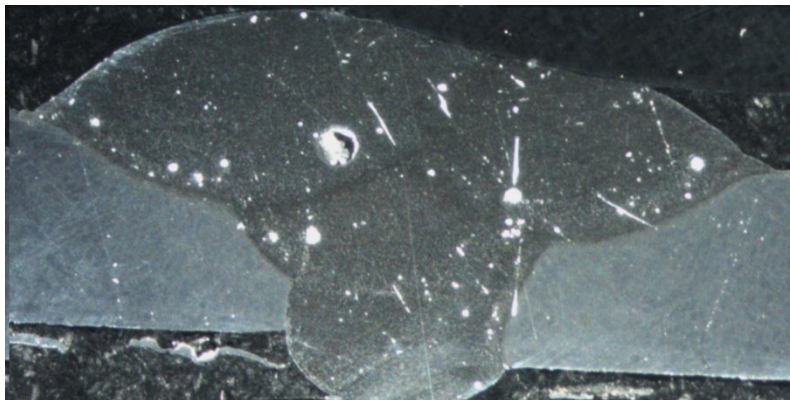
После анализа полученных результатов были изготовлены образцы с односторонней разделкой кромки под  $70^\circ$ .

Удаление окисной пленки выполнялось механической зачисткой свариваемых поверхностей, для присадочной проволоки выполнялось травление.

Выполнен предварительный подогрев образцов до  $300^\circ\text{C}$  перед сваркой.

Сварка образцов выполнялась ручной дуговой сваркой в среде аргона неплавящимся электродом. Сила тока 55 А, частота 115 Гц, баланс полупериодов +10%. Сварка выполнялась за 3 прохода.

Применение данных технологических приемов позволило снизить количество пор в сварном шве (фото 4).



**Фото 4.** Сварной шов сплава AlSi10Mg

### **Кобальт-хромовый сплав CoCr MP1**

Жаропрочные сплавы на основе кобальта, легированные тугоплавкими элементами, успешно применяются в деталях газотурбинных двигателей [8]. Используемые в настоящее время сплавы системы Co-Cr-Ni-W-Ta применяют для отливок деталей соплового аппарата, топливных форсунок, горелок и деталей сопла [9]. Вероятность образования трещин в отливках из кобальт-хромовых сплавов существенно ниже, чем в отливках высоколегированных никелевых сплавов. Кобальтовые сплавы превосходно свариваются [8].

Аргоно-дуговая сварка синтезированных образцов также показала хорошую свариваемость.

При рентгенографическом и визуальном контроле после сварки недопустимых дефектов не выявлено.

Выполнены металлографические исследования образцов после сварки (фото 5), а также после сварки и термической обработки для снятия остаточных напряжений. Дефекты сварных швов отсутствуют (фото 6).

Предел прочности сварных швов составляет более 80% от нижнего предела прочности основного материала по сертификату, что соответствует требованиям нормативной документации.

## ПС-КХМ20/45+08Х15Н5Д2Т (ЭП410)



Фото 5



Фото 6

Целью опробования сварки образцов синтезированного сплава ПС-КХМ20/45 с коррозионностойкой жаропрочной сталью 08Х15Н5Д2Т (ЭП410) является применение данного сочетания материалов в ДСЕ газотурбинных двигателей.

Отработка режимов и сварка образцов производилась на автоматической установке для аргоно-дуговой сварки продольных швов.

Сварка образца № 1 выполнялась с присадочной проволокой св. ЭП-367 Ø2 ГОСТ 2246-70, образец № 2 сваривался без присадочного материала, образец № 3 сваривался присадочным материалом ПС-КХМ20/45 Ø2.

При визуальном и рентгенографическом контроле сварных швов недопустимых дефектов не выявлено (№ СВД 804-02602-539-2021).

Выполнены металлографические исследования образцов после сварки (фото 7). Дефекты сварных швов отсутствуют.

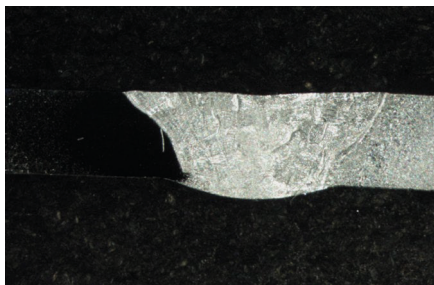


Фото 7

Механические испытания показали, что прочность сварных швов материалов ПС-КХМ20/45+ЭП410 составляет 75...77% от прочности материала ПС-КХМ20/45.

Однако прочность полученных сварных швов ниже сочетания материалов ЭП410У-Ш+ЭП410У-Ш на 31,1...35,2%, в зависимости от присадочного материала.

Снижение прочности сварных швов ПС-КХМ20/45+ЭП410, по сравнению со сварными швами ЭП410У-Ш+ЭП410У-Ш, обусловлено низким значением предела прочности материала ПС-КХМ20/45 (96,83...98,03 кг/мм<sup>2</sup>) по сравнению со сталью ЭП410 (131,42...136,42 кг/мм<sup>2</sup>).

## Выводы

1. Образцы синтезированного алюминиевого сплава AlSi10Mg имеют ограниченную свариваемость. По сравнению с аналогичными литейными сплавами, в сварных швах присутствует большое количество пор, которые влияют на прочностные характеристики соединений. Данное явление может возникать по причине низкой скорости поглощения энергии материалом.

Образование пор при сварке плавлением может быть явно уменьшено с помощью различной подготовки поверхности, разделки кромок и режимов сварки.

В дальнейших исследованиях должны быть подробно изучены механические свойства сварных соединений и влияние наличия влаги, содержащейся в химическом составе порошка для печати.

2. Образцы синтезированных кобальт-хромовых сплавов PC-KXM20/45 и CoCr MP1 имеют хорошую свариваемость и удовлетворительные механические свойства сварных соединений.

Полученные результаты работ рекомендуются к сведению для разработчиков изделий, специалистов аддитивного и сварочного производства.

## Литература

1. *Milo Gill, Ethan Terry, Yusuf Staton Hawkes, Jacob Rindler, David Schick, Antonio Ramirez and Edward D. Herderick.* Joining Technologies for Metal Additive Manufacturing in the Energy Industry, OM, Vol. 72, No. 12, 2020.
2. *Борисенко Д. Н., Борисенко Е. Б., Жохов А. А., Колесников Н. Н., Прохоров Д. В., Редькин Б. С.* Оборудование и технология изготовления профилированных изделий из тугоплавких металлов (W, Mo, Nb) способом 3D-печати. УДК 621.365.22: 621.762.
3. *Jarmo Mäkikangasa, Timo Rautioa, Aappo Mustakangasa, Kari Mäntyjärvia.* Laser welding of AlSi10Mg aluminium-based alloy produced by Selective Laser Melting (SLM).
4. *Карваев А. К., Пучков Ю. А.* Исследование структуры и свойства сплава AlSi10Mg, полученного методом селективного лазерного сплавления. УДК 621.745.55:669.715
5. *Haboudou A., Peyre P., Vannes A. B., Peix G.* Reduction of porosity content generated during Nd:YAG laser welding of A356 and AA5083 aluminium alloys, Materials Science and Engineering. A363 (2003) 40–52.
6. *Lei Wang, Yanhong Wei, Wenyong Zhao, Xiaohong Zhan, Lybo She.* Effects of welding parameters on microstructures and mechanical properties of disk laser beam welded 2A14-T6 aluminum alloy joint, Journal of Manufacturing Processes. 31 (2018). 240–246.
7. *Федотов С. А., Рожкова Ю. Н., Федотова Н. С., Митрошков И. А.* Исследование свариваемости и межкристаллитной коррозии образцов из сплава AlSi10Mg, полученных методом селективного лазерного плавления.
8. *Donachie M. J., Donachie S. J.* Superalloys: A Technical Guide, 2<sup>nd</sup> Edition. ASM International. 2002. 439 p. ISBN: 978-0-87170-749-9.
9. *Reuchet J., Remy L.* High Temperature Low Cycle Fatigue of MAR-M 509 Superalloy I: The Influence of Temperature on the Low Cycle Fatigue Behaviour from 20 to 1100 °C // Materials Science and Engineering. 1983. Vol. 58. P. 19–32.

**В. А. Семенов**

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

## **ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРУБЧАТОГО ДИФFUЗОРА СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА**

*Аннотация.* В настоящее время существует постоянная потребность в улучшении характеристик авиационных двигателей и газотурбинных установок. Одним из направлений улучшения двигателя является повышение его КПД. Применение трубчатого диффузора в перспективе может позволить снизить потери полного давления на выходе из ступени центробежного компрессора, а значит, повысить КПД компрессора и двигателя в целом. В данной статье изложены основные принципы методики проектирования трубчатого диффузора, позволяющие рассчитать геометрические параметры канала диффузора, его внутренний и внешний диаметры.

В настоящее время производители авиационной техники независимо от ее назначения стремятся создать как можно более конкурентоспособные воздушные суда для удовлетворения требований, предъявляемых их заказчиками. В гражданской авиации наиболее весомыми показателями конкурентоспособности самолетов и вертолетов являются технические показатели: топливная эффективность, трудоемкость изготовления, назначенные ресурсы воздушного судна и его комплектующих, надежность и весовое совершенство [10]. В случае военной авиации к перечисленным показателям следует добавить также боевую эффективность (скорость, маневренность, скрытность и др.). Все указанные показатели напрямую зависят от технических и эксплуатационных данных двигателя: термодинамического и газодинамического совершенства, надежности, ресурса, веса и эксплуатационной технологичности. Из сказанного следует, что совершенство авиационных двигателей является первостепенным фактором обеспечения конкурентоспособности воздушных судов.

Газодинамическое совершенство двигателя напрямую связано с совершенством его проточной части, которая формируется входным устройством, рабочими полостями компрессора, камерой сгорания, межлопаточным пространством соплового аппарата и лопаток турбины, соплом, и иногда форсажной камерой. В газотурбинных двигателях используются компрессоры 2 типов: осевые и центробежные. Немаловажным элементом с точки зрения термодинамического совершенства центробежного компрессора, а значит и всего двигателя, является диффузор. В нем происходит торможение потока воздуха, выходящего из межлопаточного пространства рабочего колеса компрессора, с закономерным преобразованием динамического давления в статическое. При этом совершенство диффузора можно оценить величиной потерь полного давления в его полостях.

Центробежный компрессор широко используется как в авиационной технике, так и в наземном оборудовании. Его применение обосновывается более высокой степенью повышения давления в сравнении с осевым компрессором. При этом использование центробежного компрессора позволяет сократить осевые размеры установки. Однако применение радиального компрессора в авиации приводит к увеличению наружного диаметра двигателя, что является причиной возрастания его массы. Данный недостаток требует уменьшения наружного диаметра диффузора для меньшего размера и веса компрессора.

Существуют различные типы диффузоров, простейшим из которых является безлопаточный. В нем торможение потока происходит в кольцевом пространстве между стенками диффузора. При этом высокие значения КПД диффузора такого типа можно обеспечить, только увеличивая его внешний диаметр. На сегодняшний день наибольшее применение в центробежных компрессорах нашел лопаточный диффузор. Однако он обладает большими потерями на нерасчетных режимах его работы в отличие от трубчатого диффузора.

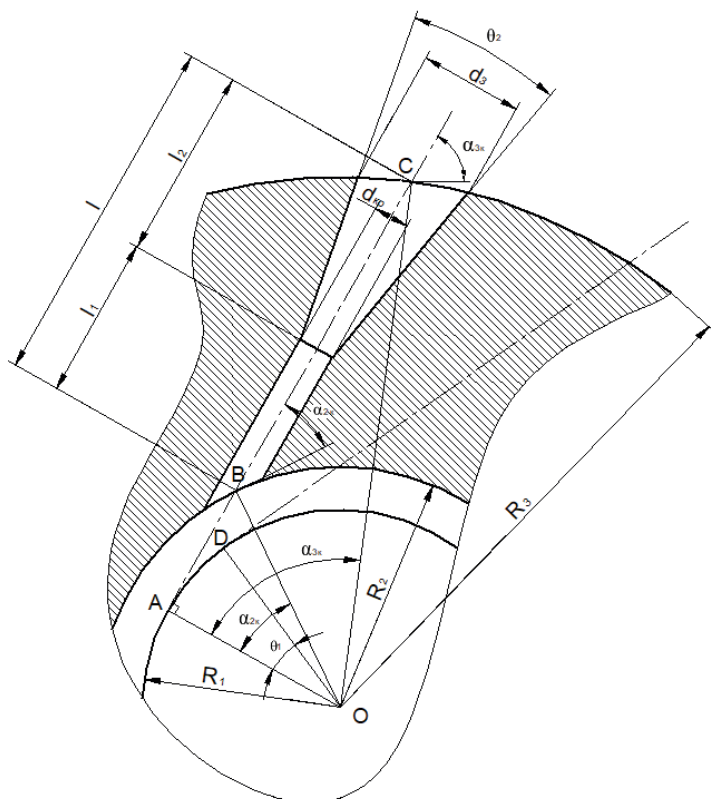
Трубчатый диффузор представляет собой кольцо с расположенными в нем по окружности профилированными каналами. Колесо центробежного компрессора располагается во внутреннем диаметре диффузора. Таким образом, воздух, покидая межлопаточные каналы колеса, направляется в профилированные отверстия диффузора, в которых происходит торможение потока и преобразование его динамического давления в статическое. Поверхности профилированных каналов по мере приближения к внутреннему диаметру диффузора пересекаются таким образом, что образуют острые кромки на входы в каналы.

Благодаря этой особенности, как утверждается в статьях [4, 8], диффузор трубчатого типа может воспринимать сверхзвуковой поток, выходящий из рабочего колеса компрессора, с наименьшими потерями по сравнению с другими типами диффузоров. Также численные методы показывают, что во входной области диффузора возникают два встречных вихря, которые существуют в структуре потока во всем диффузоре и могут существовать и на выходе из него. На генерацию этих вихрей существенно влияет край пересечения соседних каналов диффузора. Поэтому существует необходимость оптимизации геометрии каналов в месте их пересечений, что позволит контролировать вихри и улучшить структуру потока. По результатам расчетов, описанных в статье [9], для трубчатого диффузора предпочтителен отрицательный угол атаки.

В статье [9] также описаны исследования лопаточного и трубчатого диффузоров с помощью программного обеспечения Numeca. Для проведения расчетов был применен модуль Numeca Fine/Turbo. В качестве модели турбулентности была использована модель Спаларта — Аллмараса. Исследование проводилось на расчетном режиме работе ступени. По результатам расчета изоэнтропический КПД ступени с лопаточным диффузором составил 79,36%. Данный показатель отличается изоэнтропического КПД трубчатого диффузора, который составил 83,23%. Коэффициент вос-

становления полного давления для трубчатого диффузора показывает также более высокие значения в сравнении с лопаточным: 91,84% — трубчатый, 86,03% — лопаточный.

Основные принципы методики проектирования трубчатого диффузора, изложенные в данной работе, основана на представленных в статьях [1, 3, 5] геометрических и эмпирических соотношениях, на уравнении неразрывности потока и газодинамических функциях. В качестве вводных данных выступают: внешний диаметр рабочего колеса компрессора, массовый расход воздуха, а также температура и давление торможения на входе в диффузор.



**Рисунок 1.** Геометрические параметры канала трубчатого диффузора

На рисунке 1 показан канал трубчатого диффузора, ось которого касается окружности с радиусом  $R_1$  в точке A. При этом данный радиус является радиусом выхода из рабочего колеса компрессора. Размер  $R_2$  является радиусом входа в диффузор, а размер  $R_3$  — радиусом выхода из диффузора. Согласно источникам [3, 5],



отношение внутреннего радиуса диффузора к внешнему радиусу рабочего колеса находится в диапазоне  $D_2/D_1 = 1,05 \dots 1,15$ , а отношение внешнего радиуса диффузора к его внутреннему радиусу составляет  $D_3/D_2 = 1,2 \dots 1,3$ . Исходя из этих рекомендуемых диапазонов значений и зная внешний радиус рабочего колеса, можно найти внутренний и внешний радиусы диффузора.

Как видно на рисунке 1, ось AC, радиус OA и радиус OC образуют прямоугольный треугольник, в котором длина оси AC может быть представлена следующим образом

$$AC = \sqrt{OC^2 - OA^2} = \sqrt{R_3^2 - R_1^2}. \quad (1)$$

Подобным образом можно найти величину отрезка AB

$$AB = \sqrt{OB^2 - OA^2} = \sqrt{R_2^2 - R_1^2}. \quad (2)$$

Следовательно, длина оси канала диффузора равна

$$l = \sqrt{R_3^2 - R_1^2} - \sqrt{R_2^2 - R_1^2}. \quad (3)$$

Согласно источникам [1, 2], количество каналов трубчатого диффузора обычно равно  $Z = 16 \dots 34$ . Задавшись количеством каналов, можно рассчитать шаг расположения каналов диффузора на входе в них

$$t_2 = \frac{2\pi R_2}{Z} \quad (4)$$

и на выходе из каналов

$$t_3 = \frac{2\pi R_3}{Z}. \quad (5)$$

Конструктивный угол входа в канал диффузора можно найти по следующей формуле

$$\alpha_{2к} = \arccos \frac{R_1}{R_2}. \quad (6)$$

Известно, что угол атаки представляет собой разницу конструктивного угла и фактического угла потока. Следовательно, угол атаки потока на входе в канал трубчатого диффузора равен

$$i_2 = \alpha_{2к} - \alpha_2. \quad (7)$$

Для того чтобы избежать отрыва потока от стенок канала диффузора, для чисел Маха  $0,15 \dots 1,2$  угол атаки на входе должен находиться в диапазоне  $0 \dots 4^\circ$  [7].

Конструктивный угол выхода канала диффузора может быть найден по формуле

$$\alpha_{3к} = \arccos \frac{R_1}{R_3}. \quad (8)$$

Площадь цилиндрической части канала диффузора может быть найдена по следующей формуле

$$F_2 = \frac{G \cdot \sqrt{2 + M^2(k-1)}}{Z \cdot \rho \cdot M \cdot \sqrt{2 \cdot k \cdot R \cdot T_2^*}} \quad (9)$$

где  $G$  — массовый расход воздуха через диффузор;  
 $k$  — показатель адиабаты;  
 $M$  — число Маха;  
 $R$  — универсальная газовая постоянная;  
 $T_2^*$  — температура торможения на входе в диффузор;  
 $\rho$  — плотность воздуха.

Зная площадь поперечного сечения цилиндрической части канала диффузора, можно рассчитать диаметр критического сечения канала

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi}} \quad (10)$$

Диаметр поперечного сечения на выходе из канала рассчитывается

$$d_3 = d_2 + 2l_2 \tan \frac{\theta_2}{2}, \quad (11)$$

где  $\theta_2$  — угол раскрытия конической части диффузора. Рекомендуемый [1] диапазон  $5 \dots 6,5^\circ$ .

Длина цилиндрической части канала трубчатого диффузора определяется из соотношения [2, 6]

$$\frac{l_1}{d_2} = 0,5 \dots 1,84. \quad (12)$$

Следовательно, длина конической части канала диффузора равна

$$l_2 = l - l_1. \quad (13)$$

Таким образом, вышеуказанные зависимости позволяют рассчитать основные размеры канала диффузора, его внутренний и внешний диаметры. Изложенные в данной статье принципы послужат основой для формирования полноценной методики проектирования трубчатого диффузора. В настоящее время ведутся работы по расширению и уточнению вышеуказанных положений посредством проведения расчетов методами конечно-элементного анализа и эскизного проектирования установки ступени центробежного компрессора для проведения экспериментальных исследований. Помимо расчета геометрических параметров каналов в методике проектирования диффузора должны быть отражены принципы проектирования его патрубков. Также необходимо проработать технологию изготовления трубчатого диффузора и в конечном итоге провести экспериментальные исследования, определив перепад дав-

ления в его каналах и сравнив их с перепадом давления в лопаточном диффузоре. Совокупность результатов исследований позволит сформировать принципы обоснованного выбора типа диффузора, а разработанная методика позволит спроектировать трубчатый диффузор в случае его использования в газотурбинном двигателе.

## Литература

1. *Antas S.* Pipe Diffuser for Radial and Axial-centrifugal Compressor / S. Antas // *Int. J. Turbo Jet-Engines.* 2014. 31 (1). Pp. 29–36. DOI: 10.1515/ejj-2013-0031
2. *Blair L. W.* Compact Diffusers for Centrifugal Compressors / L. W. Blair, C. J. Russo // *Journal of Aircraft.* Vol. 19, № 1. 1982. Pp. 46–51. DOI: 10.2514/3.57354
3. *Benett I.* The design and analysis of pipe diffusers for centrifugal compressors / I. Benett, A. Tourlidakis, R. L. Elder // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A. Journal of Power and Energy.* Vol. 214, № 2. 2004. Pp. 229–238. DOI: 10.1243/
4. *Han G.* Investigation of two pipe diffuser configuration for a compact centrifugal compressor / G. Han, L. Xingen, Z. Yanfeng, Z. Shengfeng, Z. Junqiang // *Journal of Aerospace Engineering.* 2017. Pp. 1–13. — DOI: 10.1177/0954410016685585
5. *Kawalec K.* Radial compressor with high pressure ratio / K. Kawalec // *Transactions of the Institute of Aviation.* 1997. Pp. 208–214.
6. *Kenny D. P.* A Novel Low-Cost Diffuser for High-Performance Centrifugal Compressors / D. P. Kenny // *The american society of mechanical engineer (ASME).* 1969. 91 (1). Pp. 37–46. DOI: 10.1115/1.3574671
7. *Kenny D. P.* A Comparison of the Predicted and Measured Performance of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor Diffusers / D. P. Kenny // *The american society of mechanical engineer (ASME).* 1972. DOI: 10.1115/72-GT-54
8. *Sun Z.* Flow Characteristics of a Pipe Diffuser for Centrifugal / Z. Sun, X. Zheng, Z. Linghu // *Journal of Applied Fluid Mechanics.* 2017. Vol. 10, No. 1. Pp. 143–155. DOI: 10.18869/acad-pub.jafm.73.238.26476
9. *Yang X.* Aerodynamic design and optimization of pipe diffuser for a high-loading centrifugal compressor / X. Yang, D. Jin, X. Gui // *Fluids Engineering Division Summer Meeting.* Waikoloa, 2017. DOI: 10.1115/FEDSM2017-69152
10. *Тюрин Ю. А.* Некоторые вопросы состояния и перспектив развития авиационных двигателей для гражданской авиации / Ю. А. Тюрин // *Сборник научных трудов ГосНИИ ГА. М., 2010. № 311. С. 68–74.*

**РАЗДЕЛ 4**

**ПРОЧНОСТЬ, НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРС**  
**АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ**  
**ДВИГАТЕЛЕЙ**



*М. А. Артамонов<sup>1</sup>, Н. А. Пахомов<sup>2</sup>, А. Г. Терешко,  
А. А. Говоров, С. А. Кузьмин*

Филиал ПАО «ОДК-УМПО», Опытнo-конструкторское бюро имени А. Ляульки  
maxartamonov@gmail.com<sup>1</sup>, nikolaphoton@gmail.com<sup>2</sup>

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТКИ ПЕРВОЙ СТУПЕНИ КНД, ИСПЫТАННОЙ НА ВИБРОСТЕНДЕ, ФРАКТОГРАФИЧЕСКИ-РАСЧЕТНЫМ СПОСОБОМ**

*Аннотация.* Разработана методика, позволяющая при помощи растровой электронной микроскопии и численных методов расчета определить напряженное состояние детали в момент его разрушения. С целью верификации данная методика была применена для рабочей лопатки первой ступени КНД, испытанной на вибростенде. Применение данной методики к рабочей лопатке, разрушенной при эксплуатации, позволит понять, в каких условиях находилась деталь и определить причину ее разрушения.

### **Введение**

Усталостное разрушение является основным видом разрушения, которое реализуется в процессе эксплуатации летательных аппаратов, что определяет особенное отношение к этому механизму разрушения. Усталостное разрушения разделяют на два этапа — зарождение усталостной трещины и рост ее до критической длины, после которой реализуется окончательное статическое разрушение [1]. Для понимания, почему в детали реализовалось усталостное разрушение, важно определить характеристики динамического нагружения конструкции. Данную задачу можно решить с применением комплексного подхода — фрактографический анализ излома трещины и численный метод моделирования динамического состояния.

Рост усталостной трещины можно разделить на три стадии — первая (начальная) стадия роста трещины, вторая стадия (устойчивый рост) и третья (ускоренный рост трещины) [2]. При второй стадии начинают формироваться усталостные бороздки [3, 4], размер (шаг) которых соответствуют развитию трещины за один цикл нагружения (скорость роста трещины).

Динамика развития усталостной трещины для второй стадии роста характеризуется параметрами Периса  $C$  и  $m$ , определяющими зависимость между скоростью роста усталостной трещины  $da/dN$  и размаха коэффициента интенсивности напряжения (КИН)  $\Delta K$  [2]:

$$da / dN = C \cdot \Delta K^m. \quad (1)$$

Коэффициенты Периса определяют путем испытания на скорость роста трещины усталости (СРТУ) образцов при внецентровом растяжении.

Существуют также различные вариации уравнений, связывающих размах КИН и скорость роста трещины. Можно отметить и следующую формулу, основанную на механизме периодического расслаивания-разрыва [5]:

$$da / dN = B \cdot (\Delta K / E)^2, \quad (2)$$

где  $E$  — модуль Юнга,  $B = 7 \dots 10$ .

Развитием данной формулы является зависимость показателя  $B$  от частоты нагружения [6]:

$$B = 2 (4 + \lg(\Delta t / \Delta t_0)), \quad (3)$$

где  $\Delta t$  — период возрастания нагрузки,  $\Delta t_0 = 1$  с.

Зная скорость роста трещины путем измерения шага усталостных бороздок, можно определить в свою очередь размах коэффициента интенсивности напряжения (КИН) по приведенным выше формулам.

Для расчета КИН необходимо знать напряжение, длину трещины и коэффициенты, учитывающие геометрию трещины и образца [2]:

$$\Delta K = \Delta \sigma \sqrt{\pi \cdot l \cdot Y}, \quad (4)$$

где  $\Delta \sigma$  — размах приложенного напряжения;  $l$  — длина трещины;  $Y$  — коэффициент, зависящий от размеров образца или детали.

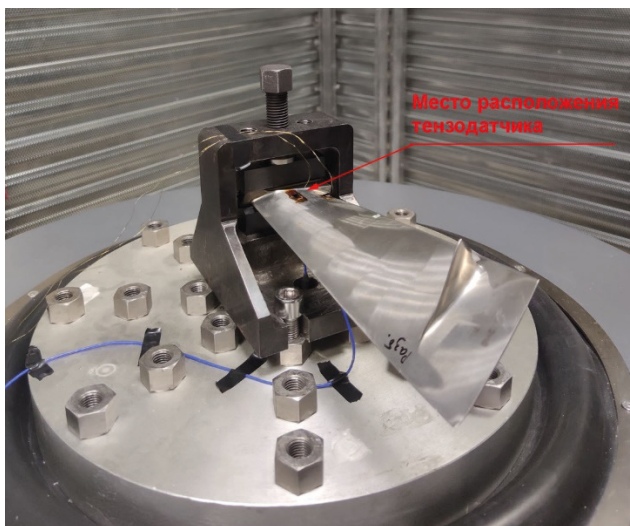
Существуют численные методики расчетного определения КИН. В данной работе алгоритм был реализован в программном пакете Ansys. Однако в предлагаемой данной работой методике требуется решить обратную задачу — по величине КИН определить действующие напряжения. Это удобно реализовать с использованием модуля оптимизации (Direct Optimization). Данная методика разработана для определения действующих динамических напряжений применительно к рабочей лопатке компрессора. Верификация методики и определение оптимального уравнения, связывающее КИН со скоростью роста трещины для титанового сплава ВТ6, была осуществлена через контролируемое испытание лопатки на вибростенде.

### **Исследуемый материал и методика проведения испытания**

Материал лопатки — двухфазный титановый сплав ВТ6. Испытание проводилось с помощью вибрационного стенда M6544A-170 фирмы SENTEK DYNAMICS (рис. 1). Доступный частотный диапазон 5–2 200 Гц, максимальная сила полусинусоидального ударного импульса достигает 13 000 кгс.

На лопатку в место с максимальными напряжениями при изгибе наклеивается тензодатчик, по которому настраивается амплитуда нагружения (рис. 1). Испытания проходят на резонансной частоте по первой собственной форме. Контроль напряжений осуществляется тензодатчиком и бесконтактной системой перемещения

лопатки — лазерный интерферометр, установленный на расстоянии 120 мм от подошвы замка лопатки.



**Рисунок 1.** Установка для виброиспытаний с установленной на нее лопаткой первой ступени КНД

Параметры нагружения при испытании лопатки:

- форма цикла — синусоидальная;
- частота нагружения  $\approx 55$  Гц;
- коэффициент асимметрии цикла  $R\epsilon = (\epsilon_{\text{мин}} / \epsilon_{\text{макс}}) = -1$ ;
- уровень максимального динамического напряжения в зоне нахождения тензодатчика  $\approx 38$  кгс/мм<sup>2</sup>.

Для того чтобы усталостная трещина зародилась в необходимом для испытания месте, на выходной кромке пера, на расстоянии  $\approx 38$  мм от подошвы замка, была нанесена засечка глубиной  $\approx 0,5$  мм.

### **Методика проведения фрактографического исследования**

Фрактографический анализ разрушенной лопатки проводился с использованием РЭМ JSM-IT300LV фирмы JEOL. В ходе фрактографического исследования полученного излома определялись:

- очаг трещины;
- характер распространения усталостной трещины;
- участки излома с усталостными бороздками;
- усредненный шаг усталостных бороздок;



- геометрические размеры фронта трещины для каждого участка с усталостными бороздками.

### Методика проведения расчетов

В программном продукте, реализующем численное моделирование, расчет КИН в вершине трещины может быть произведен только в статических задачах. Поэтому, для моделирования амплитуды колебаний в статическом расчете необходимо установить силу или отклонение, аналогичное колебательному процессу в динамическом расчете.

Для статического расчета лопатка закрепляется согласно проводимому эксперименту и задается перемещение грани торца лопатки по оси минимальной жесткости на амплитудное значение колебаний. В динамическом расчете задается только закрепление.

На первом этапе определяется угол минимальной жесткости, по которому происходит колебание лопатки в процессе испытаний. Для этого лопатка фиксируется по замку, а по торцу задается единичная сила в разных направлениях, выходные данные по расчету — суммарное отклонение торца лопатки. При максимальном значении деформации; ось направления единичной силы соответствует оси минимальной жесткости. Для нахождения максимального значения деформации от единичной нагрузки решается задача оптимизации (Direct Optimization) [7], в которой задается критерий максимизации деформации по торцу лопатки при изменяющемся угле поворота системы координат (СК). Для ее решения используется адаптивный одноцелевой метод.

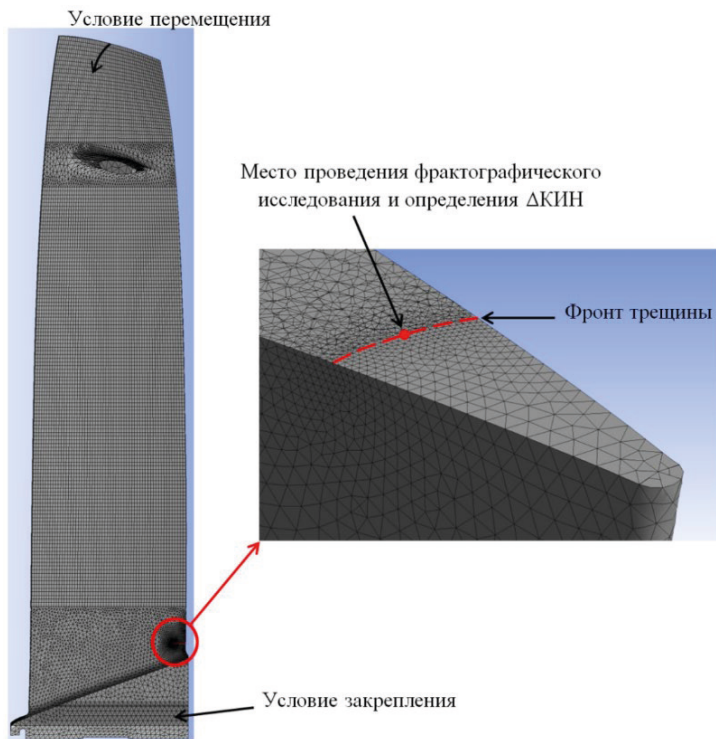
После нахождения угла, соответствующего минимальной жесткости лопатки, выбирают СК, где плоскость вертикальных координат проходит через найденный угол. Создается модель лопатки с трещиной, геометрические размеры которой были определены при фрактографическом анализе. На следующем этапе в модуле статической прочности лопатка фиксируется по замку и нагружается посредством отклонения торца на начальную величину (рис.2). При расчете трещины произвольной геометрии необходимо задать буферную область вокруг плоскости трещины. Буферная область обязательно заполняется квадратичными тетра-элементами (quadratic tetrahedral elements) [8, 9].

Так как необходимо найти входной для расчета параметр — амплитуду отклонения от выходного — КИН, то решается задача оптимизации. Для решения поставленной задачи используется нелинейный метод с помощью алгоритма последовательного квадратичного программирования (NLPQL). Этот алгоритм решает задачу гладкой непрерывно дифференцируемой целевой функции с ограничениями и использует квадратичную аппроксимацию функции Лагранжа и линеаризацию ограничений [7].

В качестве останова используются два критерия:

- 1) допуск, по которому в процессе оптимизации формируется критерий оптимальности по Карушу — Куну — Такеру;
- 2) максимальное число итераций.

Полученные амплитудные отклонения используются для нагружения лопатки без трещины и определения напряженного состояния в точке, соответствующей положению тензодатчика.



**Рисунок 2.** Схема моделирования нагружения лопатки с трещиной

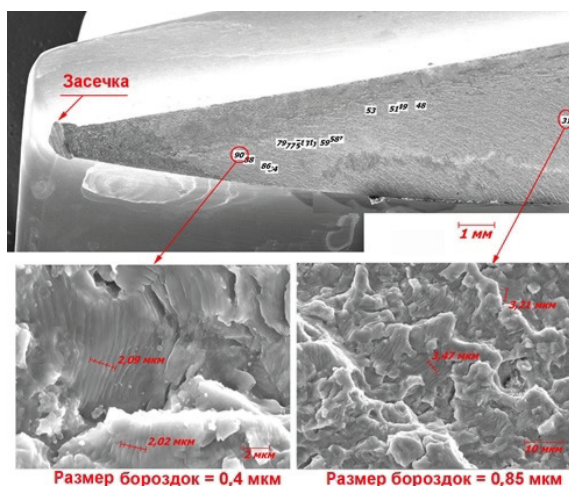
### Результаты проведенного исследования

Общий вид излома лопатки, полученный после испытания, показан на рис. 3.

Зарождение трещины произошло от засечки. Развитие трещины происходило преимущественно по корыту трещины с разворотом в сторону спинки. Излом в очаговой области поврежден в связи с взаимным перемещением берегов трещины. Участки с усталостными бороздками начинают наблюдаться в изломе на расстоянии 5 мм и с шагом 0,4 мкм (рис. 4). С меньшим шагом усталостные бороздки невидны из-за повреждения излома.



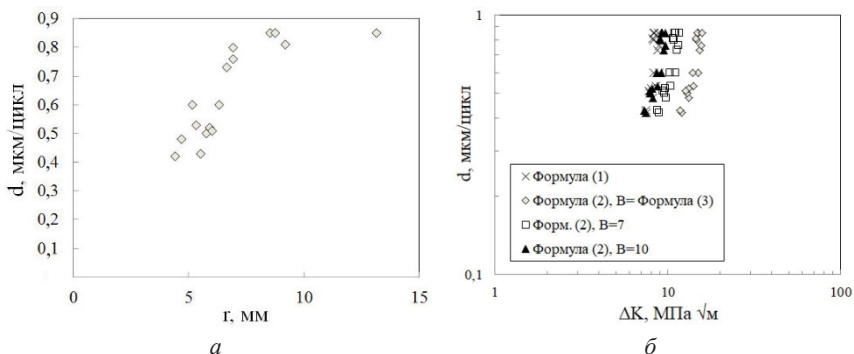
**Рисунок 3.** Общий вид разрушенной лопатки и излома



**Рисунок 4.** Начальный участок роста трещины. Цифрами указаны номера участков, на которых проводилось измерение шага усталостных бороздок

Вначале наблюдается рост шага усталостных бороздок с развитием трещины (рис. 5а), в дальнейшем из-за выхода лопатки из резонанса скорость роста трещины снизилась. Наибольший интерес представляет начальный рост трещины, когда лопатка находилась в резонансе.

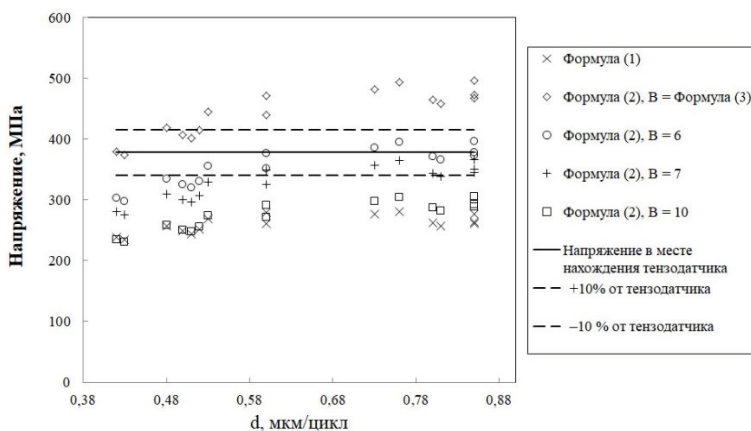
Для каждого локального участка, на котором проведено измерение шага усталостных бороздок, определены геометрические размеры трещины и вычислены значения  $\Delta K_{ИН}$  по формулам (1), (2) со значениями  $B = 6, 7, 10$  и с зависимостью  $B$  от частоты по формуле (3) (рис. 5б).



**Рисунок 5.** Зависимость скорости роста трещины (шаг усталостных бороздок):  
 а — от расстояния до очага и б — от  $\Delta K$  по закону Пэриса (1) и по формуле (2)

Для каждой точки были созданы модели лопаток с трещинами и проведено математическое моделирование напряженного состояния при различных уровнях отклонения лопатки по методке, описанной выше. Были найдены отклонения торца лопаток, при которых полученные значения  $\Delta K_{\text{ИН}}$  совпадают с значениями  $\Delta K$ , определенными фрактографическим способом. Эти значения отклонений в свою очередь были использованы для моделирования напряженного состояния в лопатке без трещины, что позволило определить напряженное состояние в лопатке в месте нахождения тензодатчика (рис. 3).

Полученные значения напряжения в месте расположения тензодатчика приведены на рис. 6.



**Рисунок 6.** Зависимость между полученными значениями напряжения в месте расположения тензодатчика от шага усталостных бороздок (скорость роста усталостной трещины)

Наиболее близкие значения напряжения, полученные фрактографически-расчетным способом, соответствует использование формулы (2) со значением  $V = 6$  при скоростях роста трещины в диапазоне от 0,6–0,8 мкм/цикл (рис. 6).

## Выводы

Предлагаемая методика позволяет определить напряженное состояние детали во время его разрушения. Применение подобной методики к лопатке, разрушенной при эксплуатации, позволит понять, в каких условиях находилась деталь и определить причину ее разрушения. Данную методику можно применять и для других деталей, у которых было реализовано усталостное разрушение. Необходимое условие, наличие в изломе усталостных бороздок, шаг которых соответствуют динамике развития разрушения на второй стадии усталостного роста трещины. Применение численного расчета для моделирования развития разрушения позволяет восстановить напряженное состояние детали при разрушении.

К титановому сплаву ВТ6 и для условий соответствующих работе лопаток КНД наиболее подходящей формулой связывающая размах КИН и скорость роста трещины является уравнение  $da / dN = B \cdot (\Delta K / E)^2$  со значением  $V = 6$ , при скоростях роста трещины в диапазоне от 0,6–0,8 мкм/цикл.

## Литература

1. Сиротин Н. Н., Марчуков Е. Ю., Сиротин А. Н., Азульник А. Б. Основы конструирования, производства и эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей и энергетических установок в системе CALS технологий. Кн. 3: Эксплуатация и надежность ГТД и ЭУ. М.: Наука, 2012. 616 с.
2. Терентьев В. Ф., Кораблева С. А. Усталость металлов. М.: Наука, 2015, 484 с.
3. Кишкина С. И. Сопротивление разрушению алюминиевых сплавов. М.: Металлургия, 1981. 279 с.
4. Bates R. C., Clark W. G. Fractography and fracture mechanics. Trans. ASM. 1969. Vol. 62. No 2. P. 380.
5. Туманов Н. В., Лаврентьева М. А., Черкасова С. А., Серветник А. Н. Моделирование устойчивого роста усталостных трещин в дисках турбины авиадвигателей при простом и сложном циклах нагружения // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2009. № 3(19). Ч. 1. С. 188–199.
6. Туманов Н. В. Устойчивый рост усталостных трещин: микромеханизмы и математическое моделирование // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2018. № 11. Т. 84. С. 52–69.
7. Численные методы для физиков. Нелинейные уравнения и оптимизация: учеб. пособие / В.В. Зайцев, В.М. Трещев. Самара, 2005. 86 с.: ил.
8. Морозов Е. М., Муйзеньк А. Ю., Шадский А. С. ANSYS в руках инженера. Механика разрушения. М.: Ленанд, 2010. 456 с.
9. Трушин С. И. Метод конечных элементов. Теория и задачи: учеб. пособие. М.: Изд-во АСВ, 2008. 256 с.

*М. А. Артамонов*

Филиал ПАО «ОДК-УМПО», Опытно-конструкторское бюро имени А. Льюльки  
maxartamonov@gmail.com

## **АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ШАГА УСТАЛОСТНЫХ БОРОЗДОК У ОБРАЗЦОВ ИЗ НИКЕЛЕВОГО СПЛАВА ЭП741НП, ИСПЫТАННЫХ НА МЦУ ПРИ ЖЕСТКОМ ЦИКЛЕ НАГРУЖЕНИЯ**

**Аннотация.** Разработана методика определения периодичности рельефа, основанная на преобразованиях Фурье фотографий участков излома с усталостными бороздками, применение которой позволило исследовать динамику роста усталостных трещин в образцах, изготовленных из гранулированного никелевого сплава ЭП741НП. Образцы были испытаны при температурах, достигающих 7500С на малоцикловую усталость в условиях жесткого цикла нагружения.

### **Введение**

Для изготовления дисков турбины современных газотурбинных двигателей (ГТД) и энергетических установок (ГТУ) часто используют гранулируемые жаропрочные никелевые сплавы [1]. Максимальные рабочие температуры деталей, изготовленных из данных материалов, достигают 750 °С. В случае возникновения в детали трещины с учетом условий ее работы (уровень напряжения, режим нагружения, температура) разрушение происходило бы по механизму малоцикловой усталости (МЦУ). Именно поэтому важно знать усталостные характеристики материала и то, какие факторы могут оказать влияние на развитие разрушения в материале. Определить скорость роста трещины возможно, проводя измерения шага усталостных бороздок на разном расстоянии от очага в образцах. Это, в свою очередь, дает возможность вычислить длительность развития усталостной трещины (живучесть), что является важной информацией по развитию усталостной трещины в деталях.

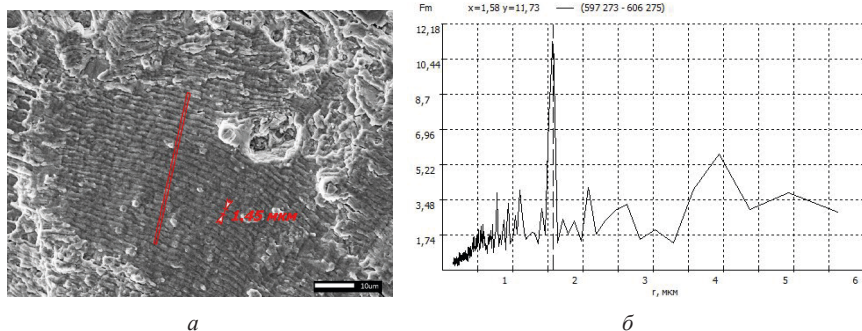
Механизм появления подобных морфологических объектов до сих пор является предметом научного изыскания. Был предложен целый ряд моделей образования бороздок [2, 3], но пока нет общепринятой теории, относящейся ко всем возможным материалам и условиям, при которых наблюдаются формирование усталостных бороздок. Однако у всех предложенных моделей бороздки отражают последовательное положение фронта усталостной трещины на разных этапах развития. Естественно, возникает вопрос об определении шага усталостных бороздок с высокой точностью в автоматическом режиме. Последнее необходимо для исключения субъективного фактора оператора и одновременного повышения точности измерений. До сих пор

измерение усталостных бороздок производилось в «ручном» режиме. При этом фрактограф проводит измерение усталостных бороздок непосредственно по изображению, полученному в электронном микроскопе, проводя измерения от точки к точке. И если для измерения усталостных бороздок, имеющих относительно большие размеры (около 1 мкм.) это не представляет особой сложности, то в случае начальной стадии формирования усталостных бороздок (размер шага усталостной бороздки примерно равен 0,01 мкм) это становится сложной задачей, требующей высокой квалификации оператора. Усугубляют сложность проведения измерения усталостных бороздок и условия, при которых росла усталостная трещина — окисление поверхности излома, особенно проявляемое при высоких температурах испытания образцов. Это значительно влияет на возможность корректно измерить шаг усталостной бороздки.

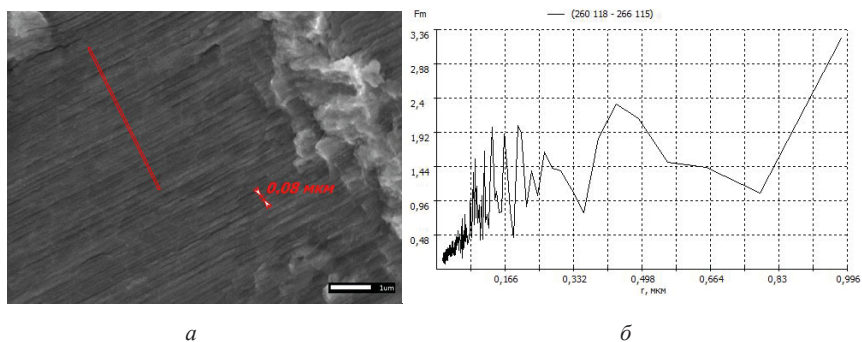
Ранее предпринимались попытки создать автоматизируемую методику измерения шага усталостных бороздок; они основывались они на преобразовании Фурье, которое наиболее полно подходит для выявления периодичности в изображениях [2]. Сегодня почти во всех программных обеспечениях электронных микроскопов есть возможность провести как двухмерное преобразование Фурье, так и преобразование Фурье профиля. Современные вычислительные мощности позволяют практически в режиме реального времени получать преобразование Фурье, но фактически данный режим не используется для измерения шага усталостных бороздок. Преобразование Фурье дает хороший результат, если преобразовывать профили стабильных и больших усталостных бороздок, которые формируются на заключительной стадии роста трещины. Однако при попытке использования преобразования Фурье для начальной стадии формирования усталостных бороздок, когда скорость роста трещины мала, и особенно в неблагоприятных условиях (окисление поверхности и т. д.) результат становится значительно менее надежен.

В качестве примера предоставлены результаты преобразования Фурье двух видов усталостных бороздок (рис. 1 и 2). На данных рисунках представлены участки излома и показано расположение сечений, по которым проводилось преобразование Фурье. Для удобства зависимость коэффициентов Фурье преобразования показана не от частоты, а от периода (в микронах). Видно, что если для первого случая, соответствующего заключительной стадии формирования усталостных бороздок, наблюдается пик в преобразовании Фурье, соответствующий шагу усталостных бороздок в 1,45 мкм (см. рис. 1), то для второго примера нет такого соответствия пика к среднему шагу усталостных бороздок равному 0,08 мкм (см. рис. 2).

Была разработана методика, использование которой с начальным преобразованием Фурье профилей яркостей и применением статического анализа по локальным максимумам преобразования Фурье позволило определить шаг усталостных бороздок, в том числе и при неблагоприятных условиях, таких как окисление поверхности излома.



**Рисунок 1.** Преобразование Фурье (б) профиля (показано красной полосой) для усталостных бороздок со средним шагом 1,45 мкм (а)



**Рисунок 2.** Преобразование Фурье (б) профиля (показано красной полосой) для усталостных бороздок со средним шагом 0,08 мкм (а)

### Методика проведения расчетов по определению шага усталостных бороздок

Методика основана на получении кумулятивной функции усредненных функций преобразования Фурье профилей яркости [4]. Проводя последующее дифференцирование, получаем функцию распределения локальных максимумов  $P(r)$ , где  $r$  — период, измеряемый в микронах. Находится экстремум функции  $P(r)$ , при этом значение  $r$  для данного экстремума определяет размер, соответствующий шагу усталостных бороздок. Применение данной методики к сечению профиля яркости рисунка 2 (а) показано на рис. 3. Видно, что экстремум функции находится в периоде 0,08 мкм, что соответствует шагу усталостных бороздок.

На основе разработанной методики была написана программа на языке программирования Delphi (рис. 4), которая позволяет за минимальное время получить функцию локальных максимумов  $P(r)$  и функцию преобразования Фурье  $F(r)$  у выб-



раннего участка излома. На изображении излома определяется область, в которой наблюдаются признаки периодического роста трещины. Располагать анализируемый участок для анализа необходимо так, чтобы профили яркости были перпендикулярно фронту трещины (вдоль направления роста трещины).

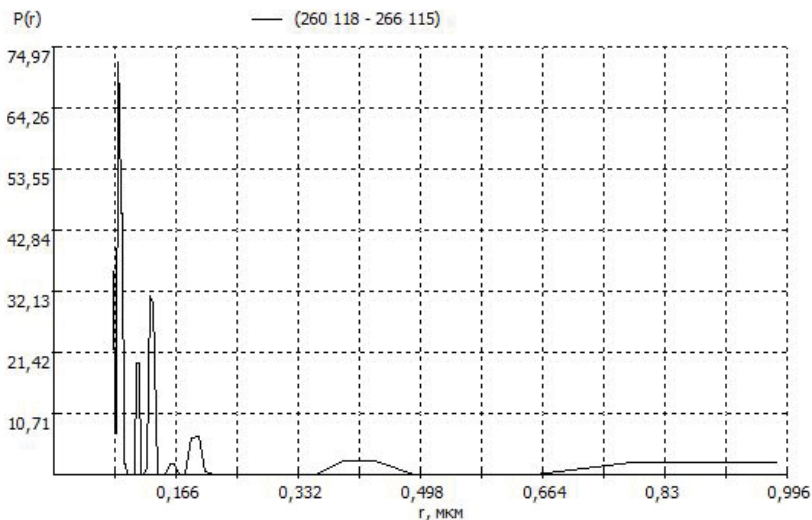


Рисунок 3. Функция распределения локальных максимумов  $P(r)$  для профиля, указанного на рис. 2а

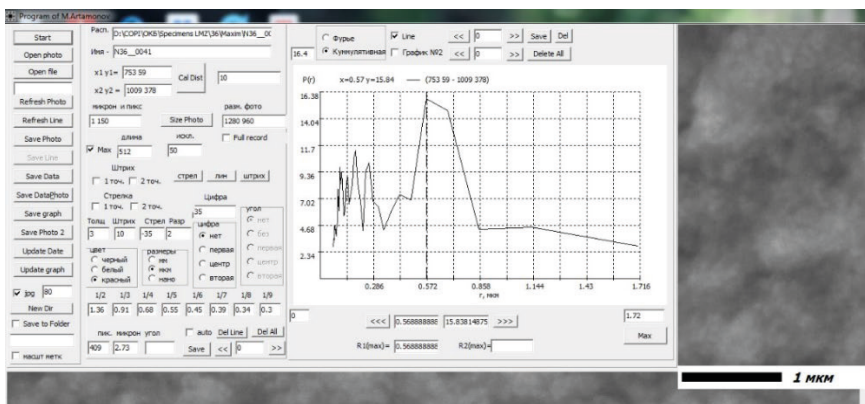


Рисунок 4. Интерфейс программы определения функции распределения локальных максимумов  $P(r)$

## Исследуемый материал, тип образца и методика испытания

Материал образцов — никелевый гранулируемый сплав ЭП741НП. Размер гранул сплава, из которого были изготовлены образцы, не превышает 140 мкм. Образцы цилиндрической формы были вырезаны из диска ТВД. Микроструктура сплава после термической обработки представляет собой твердый раствор  $\gamma$ -Ni со средним размером зерна ~40 мкм, по границам зерен присутствуют крупные частицы упрочняющей интерметаллидной  $\gamma'$ -фазы размером до 3 мкм. Заготовки под образцы вырезаны из ступицы ТВД в осевом направлении.

Для использования методики был выбран образец, испытанный при температуре 750 °С. Испытания на МЦУ проводились в соответствии с ГОСТ 25.502–79 при «жестком» цикле нагружения. Параметры нагружения при испытаниях образцов: форма цикла — синусоидальная; частота нагружения — 1 Гц; контролируемый параметр в процессе нагружения — размах деформации в цикле  $\Delta\epsilon = 0,6$ ; коэффициент асимметрии цикла  $R_\epsilon = (\epsilon_{\text{мин}} / \epsilon_{\text{макс}}) = 0$ .

Фиксировались координаты очага, затем производился поиск участков, на которых можно наблюдать формирование усталостных бороздок. Для каждого локального участка излома фиксировались координаты, что позволило вычислить расстояние до очага и проводилось измерение шага усталостных бороздок фрактографом и с помощью программы (размер которых характеризует скорость роста усталостной трещины за один цикл нагружения). Полученная зависимость скорости роста усталостной трещины от расстояния до очага позволяет подсчитать количество циклов развития трещины ( $N_p$ ).

## Результаты проведенного исследования

Общий вид излома образца показан на рис. 5. Зарождение трещины произошло под поверхностью образца. Красными крестами указаны локальные участки излома, на которых проводилось измерение усталостных бороздок.

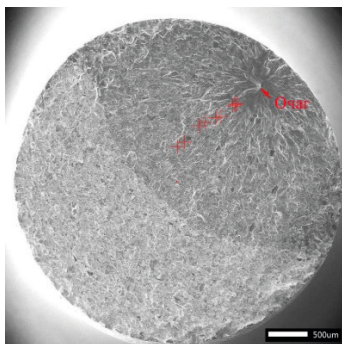
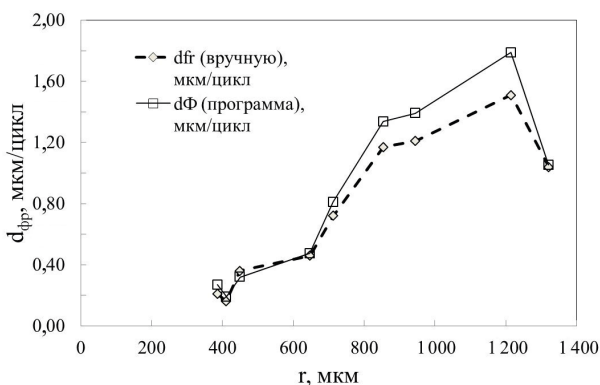


Рисунок 5. Общий вид излома образца, разрушенного при испытании на МЦУ

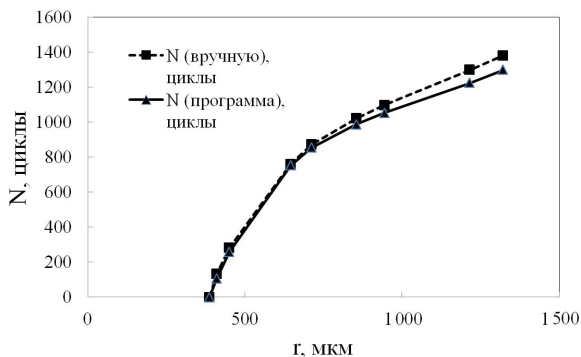
Измерение шага усталостных бороздок на локальных участках излома позволило получить динамику роста усталостной трещины. Измерение размеров усталостных бороздок проводилось как вручную фрактографом, так и с использованием программы.

На рис. 6 показана динамика роста трещины для образца, испытанного при температуре 750 °С. Динамика роста трещины позволила оценить длительность развития разрушения и, следовательно, рассчитать живучесть (рис. 7). Можно отметить, что отклонение между собой размеров усталостных бороздок, полученных программой и вручную фрактографом, в среднем не превышает 15 %.

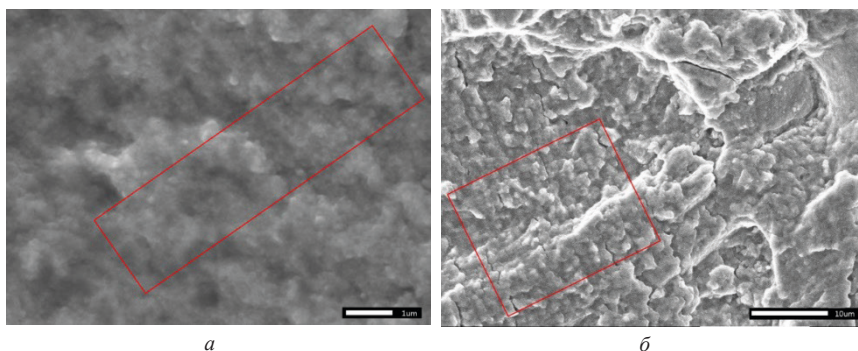
При этом изломы усталостной трещины из-за высокой температуры испытания были окислены, что затрудняло проведение измерения ручным способом. Примеры участков излома, по которым проводились измерения, показаны на рис. 8.



**Рисунок 6.** Динамика роста усталостной трещины для образца, испытанного при температуре 750 °С, полученная вручную и с помощью программы



**Рисунок 7.** Приращение циклов от расстояния до очага для образца, испытанного при температуре 750 °С



**Рисунок 8.** Микростроение излома образца, испытанного при 750 °С (красный прямоугольник указывает участок, по которому программой определялся шаг усталостных бороздок): *а* — на расстоянии 410 мкм от очага; *б* — на расстоянии 940 мкм от очага

## Выводы

Применение разработанной методики не только значительно сокращает время обработки изображений, но и повышает точность проведения измерений. Отклонения результатов по измерению шага усталостных бороздок, полученных программой, от ручного измерения не означает отклонение от более точного измерения. При ручном измерении возможна более низкая точность, так как обычно область, по которой происходит усреднение, при ручном методе меньше, чем при использовании программы.

Вместе с тем необходимо помнить, что программа измеряет не только усталостные бороздки, но и обсчитывает любые структуры, имеющие высокую периодичность. Такими структурами на изломах помимо усталостных бороздок являются квазиторозчатый рельеф [2] (псевдофасеточный рельеф, где линии отражают атомную структуру металла), мини-бороздки, формируемые внутри основных бороздок [5], пластинчатая структура титанового сплава и другие структурные элементы. В связи с изложенным выше необходимо отметить, что использование программы не отменяет необходимость понимания того, какие объекты находятся в процессе исследования.

## Литература

1. Сиротин Н. Н., Марчуков Е. Ю., Новиков А. С., Пайкин А. Г., Сиротин А. Н., Нестеренко В. Г. Основы конструирования, производства и эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей и энергетических установок в системе CALS технологий. Кн. 2: Производство ГТД и ЭУ // М.: Наука, 2012. 431 с.
2. Шанявский А. А. Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций. Уфа: Монография, 2003. 802 с.

3. *Туманов Н. В.* Механизм устойчивого роста усталостных трещин // Механизмы деформации и разрушения перспективных материалов: труды XXXV конференции «Актуальные проблемы прочности». Т. 1. 1999. С. 307.
4. *Артамонов М. А.* Методика определения периодичности рельефа изломов разрушенных материалов // Кристаллография. 2021. № 4.
5. *Лимарь Л. В.* Фрактодиагностика авиационных деталей из титановых сплавов. Верхняя Салда: ОАО «Корпорация «ВСМПО-АВИСМА», 2011. 157 с.

*В. А. Климкин, Б. Л. Кужахметов, М. И. Кузьмин,  
Е. Д. Щербакова, А. Ю. Тамм*

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (СПбПУ)», Санкт-Петербург

klimkin\_va@spbstu.ru, kuzhahm\_bl@spbstu.ru, kuzmi\_mi@spbstu.ru,

tsherbakova\_ed@spbstu.ru, tamm@spbstu.ru

## **ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОТКЛОНЕНИЙ В ДЕТАЛЯХ СТАТОРА НА ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

*Аннотация.* В настоящей работе рассмотрен подход к созданию глобальной модульной модели газотурбинного двигателя для решения задач прочности. Основная идея заключается в подмене конкретной детали или целого узла двигателя в сборке на новую деталь или измененную исходную. Данный метод позволяет отслеживать влияние внесённых изменений конструкции двигателя на его прочностные характеристики в целом. Отдельное внимание уделено методике анализа влияния технологических отклонений в деталях статора на прочностные характеристики газотурбинного двигателя на примере неплоскостности заднего фланца корпуса второй опоры.

*Ключевые слова:* газотурбинный двигатель, технологические отклонения, цифровой двойник, напряжённо-деформированное состояние, модульная модель.

### **Введение**

В сложившейся практике проведения прочностных расчётов зачастую приходится проводить локальный расчёт детали в постановке, оторванной от взаимодействия со смежными деталями. Применение данного метода объясняется следующими причинами:

- Снижение потребной вычислительной мощности.
- Приемлемое качество конечно-элементной сетки.

Однако необходимо понять, что произойдет, если потребуется наглядное представление влияния внесенных изменений в конструкции на ее работу в целом.

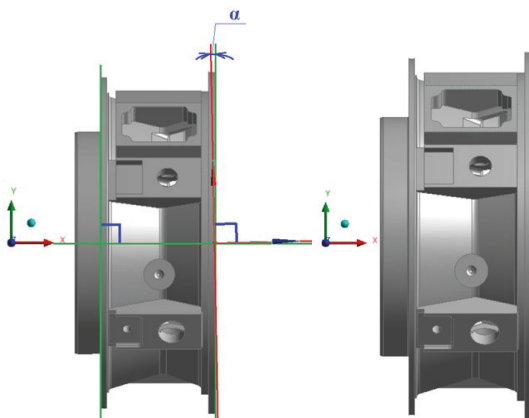
Отследить данное влияние, к примеру, на прочностные характеристики, стало возможным с применением глобальной мастер-модели модульной структуры. В такой постановке мастер-модель имеет возможность подмены конкретной детали или целого узла двигателя на деталь с внесенными конструктивными изменениями. Это позволяет быстро получать большой набор различных вариантов конструкции и при этом не требует значительных трудозатрат.

Самое важное, что стоит отметить — изменения в узлах и агрегатах при таком подходе могут быть не только конструктивными, но и основанными на технологических отклонениях, полученных в результате производства.

Методика, описанная в статье, позволяет сохранить связь между технологическими отклонениями при изготовлении узлов двигателя и их влиянием на прочностные характеристики. Для ее реализации выбрано торцевое биение заднего фланца корпуса второй опоры.

### Описание методики

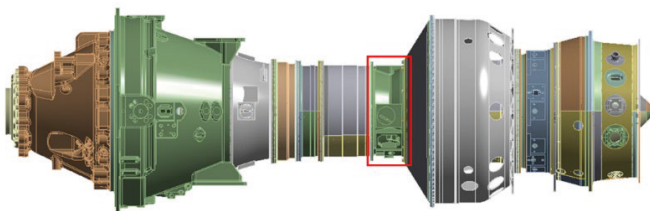
Моделирование торцевого биения основано на отклонении плоскости соединения с прилегающим фланцем на заданный угол ( $0,25^\circ$ ,  $0,5^\circ$ ) относительно вертикальной плоскости двигателя  $YZ$ , при этом передний фланец остается перпендикулярным горизонтальной плоскости  $ZX$ . Углы отклонения приняты условно и используются исключительно для отработки методики. Геометрическая модель корпуса второй опоры представлена на рис. 1.



**Рисунок 1.** Модель корпуса второй опоры:

$a$  — номинальный размер;  $b$  — модель с торцевым биением

Ниже, на рис. 2 приведено расположение самого корпуса в глобальной модели двигателя. Стоит отметить, что отклонение фланца параметризовано, это позволяет быстро перестраивать глобальную модель для отклонений разной величины.



**Рисунок 2.** Расположение корпуса второй опоры в глобальной модели двигателя

Алгоритм реализации методики выглядит следующим образом:

Моделирование двадцати (20) упрощенных болтов в соответствующих соединениях (по 10 в каждом), расположение болтов показано на рис. 3.

Затяжка болтов производится с использованием деформируемой части болта (рис. 4, 5), коэффициент линейного термического расширения (КЛТР) которой определен исходя из максимального расстояния между фланцами; стяжка осуществляется путем задания требуемой температуры для деформируемых частей (температуры и КЛТР приведены в табл. 1–3).

Приложение температуры на 1 шаге моделирования одновременно с приложением центробежных сил к ротору двигателя, при этом начальное расстояние между соседними фланцами без отклонений равно 2 мм (рис. 6).

### Прочностной расчет глобальной модели двигателя и анализ полученных результатов

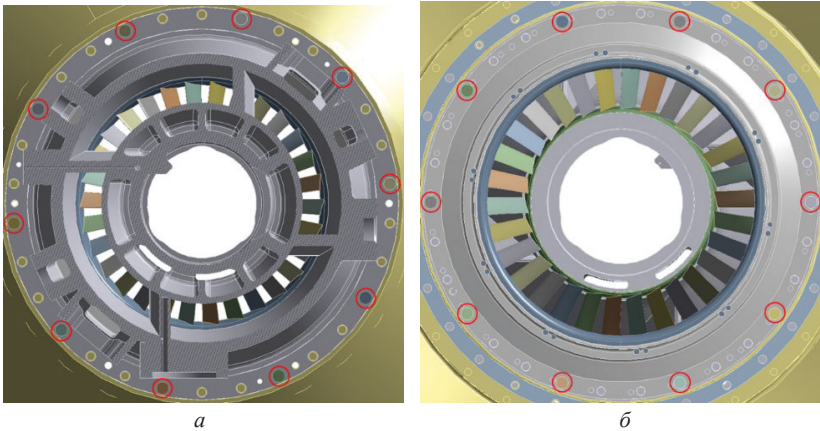


Рисунок 3. Расположение болтов:

*a* — задний фланец корпуса второй опоры; *б* — фланец входного направляющего аппарата центробежного компрессора (ВНА ЦБК)

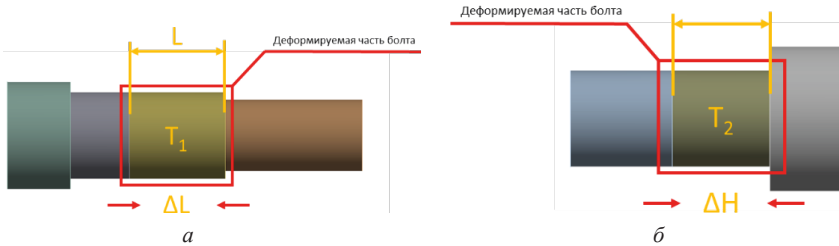
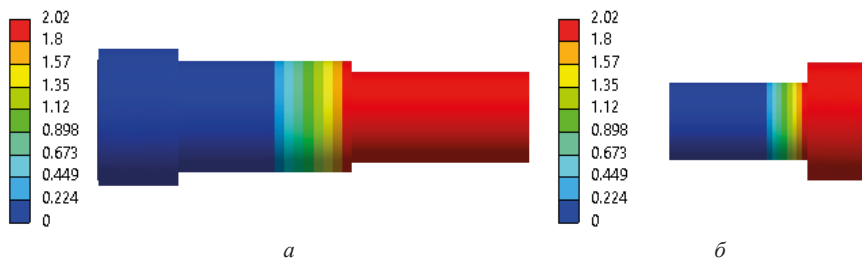


Рисунок 4. Упрощённые модели болтов с деформируемой частью:

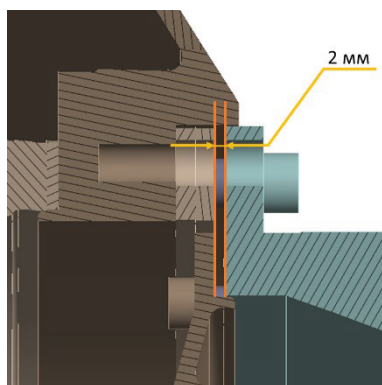
*a* — фланца корпуса второй опоры; *б* — фланца ВНА ЦБК





**Рисунок 5.** Деформированные модели болтов:

*а* — деформированный болт фланца корпуса второй опоры для номинальных отклонений;  
*б* — деформированный болт фланца ВНА ЦБК для номинальных отклонений



**Рисунок 6.** Расстояние между фланцами без отклонений до стяжки

Таблица 1

**Характеристики деформируемых частей болтов фланцев без отклонений**

Номер болта	L, мм	$\Delta L$ , мм	H, мм	$\Delta H$ , мм	$\alpha_1$	$\alpha_2$	T <sub>1</sub> , °C	T <sub>2</sub> , °C
1–10	8,474	1,963	5,092	1,862	0,023	0,037	32	32

Таблица 2

**Характеристики деформируемых частей болтов фланцев в срединных отклонениях**

Номер болта	L, мм	$\Delta L$ , мм	H, мм	$\Delta H$ , мм	$\alpha_1$	$\alpha_2$	T <sub>1</sub> , °C	T <sub>2</sub> , °C
1	9,471	2,671	6,104	2,616	0,028	0,043	32	32
2	9,382	2,582	5,986	2,500			31,758	31,739

Номер болта	L, мм	$\Delta L$ , мм	H, мм	$\Delta H$ , мм	$\alpha_1$	$\alpha_2$	T <sub>1</sub> , °C	T <sub>2</sub> , °C
3	9,064	2,264	5,678	2,192			30,855	31,008
4	8,637	1,837	5,296	1,813			29,542	29,989
5	8,266	1,466	4,987	1,508			28,288	29,056
6	8,092	1,292	4,870	1,392			27,659	28,670
7	8,181	1,381	4,987	1,508			27,984	29,056
8	8,499	1,699	5,296	1,813			29,089	29,989
9	8,926	2,126	5,678	2,192			30,444	31,008
10	9,297	2,497	5,986	2,500			31,523	31,739

Таблица 3

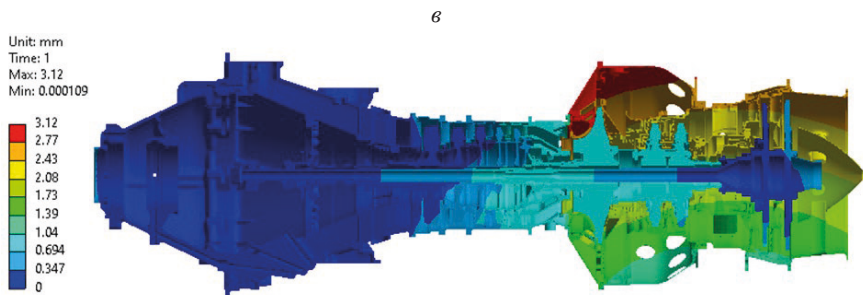
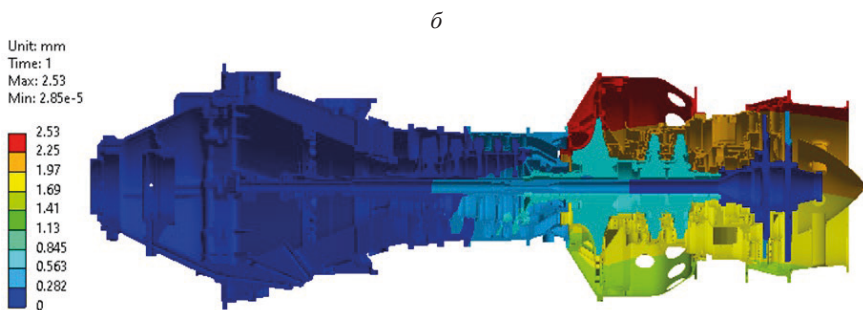
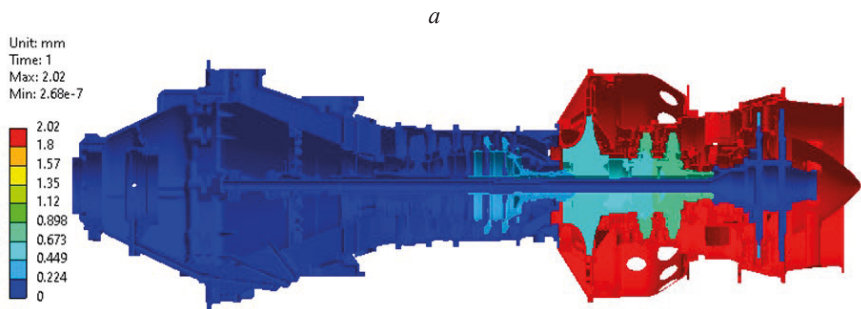
**Характеристики деформируемых частей болтов фланцев в максимальных отклонениях**

Номер болта	L, мм	$\Delta L$ , мм	H, мм	$\Delta H$ , мм	$\alpha_1$	$\alpha_2$	T <sub>1</sub> , °C	T <sub>2</sub> , °C
1	10,143	3,343	6,709	3,209	0,033	0,048	32	32
2	9,945	3,165	6,473	2,973			31,656	31,603
3	9,327	2,527	5,855	2,355			30,221	30,410
4	8,474	1,674	5,092	1,592			27,995	28,537
5	7,732	0,932	4,475	0,975			25,657	26,555
6	7,383	0,583	4,239	0,739			24,396	25,645
7	7,561	0,761	4,475	0,975			25,055	26,555
8	8,199	1,399	5,092	1,592			27,176	28,537
9	9,051	2,251	5,855	2,369			29,547	30,458
10	9,794	2,994	6,473	2,973			31,276	31,603

**Результаты**

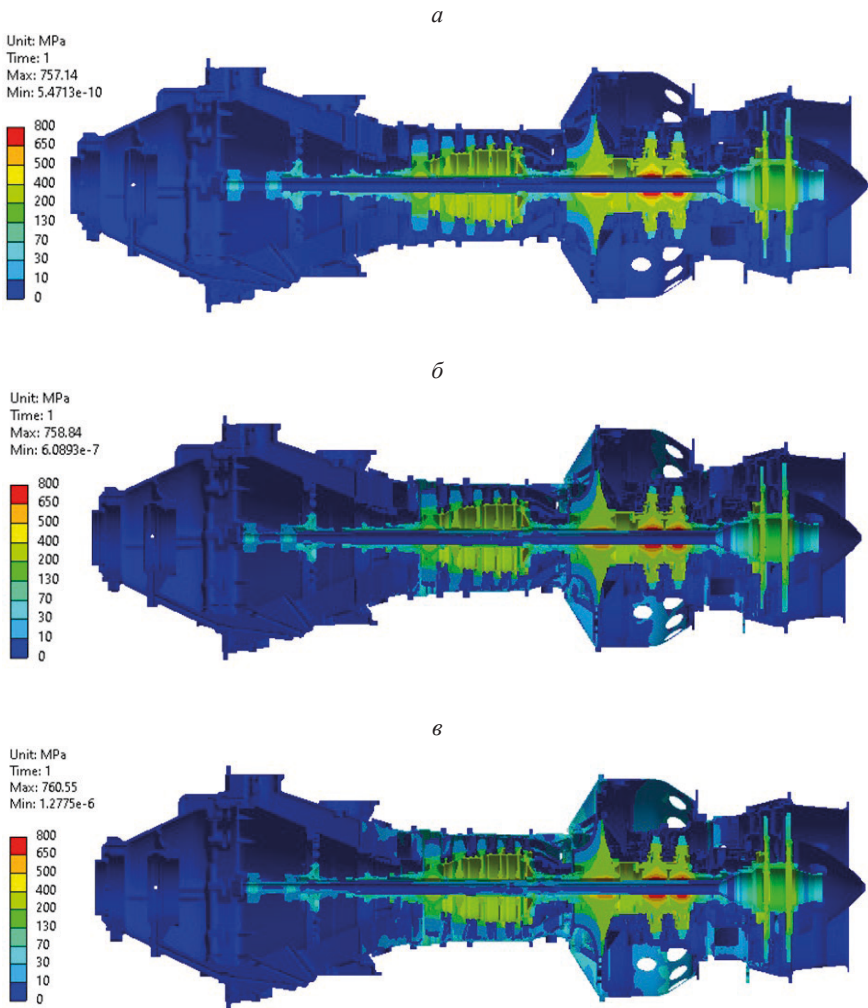
По результатам проведенных прочностных расчетов были получены поля перемещений и напряженно-деформированные состояния (НДС) двигателя при различных отклонениях во фланце корпуса второй опоры. Перемещения представлены на рис. 7, НДС — на рис. 8.

По полям распределения суммарных перемещений и эквивалентных напряжений прослеживается их изменение от случая с фланцем без отклонений к случаю с максимальными отклонениями, причем чем большие биения присутствуют во фланце, тем большим изменениям подвергаются как перемещения, так и эквивалентные напряжения во всем двигателе.



**Рисунок 7.** Поля перемещений в модели:

*a* — без отклонений; *б* — со средними отклонениями; *в* — с максимальными отклонениями



**Рисунок 8.** Поля напряжений в модели:

*a* — без отклонений; *б* — со средними отклонениями; *в* — с максимальными отклонениями

Для проведения полноценного сравнительного анализа результаты расчетов изучены более детально, с выделением характерных участков в узлах двигателя. По результатам анализа составлены сравнительные таблицы 4, 5.

Средние значения эквивалентных напряжений

Отклонения	$\sigma_{\text{экв\_ТК}}$ , МПа	$\sigma_{\text{экв\_СТ}}$ , МПа	$\sigma_{\text{экв\_ОК}}$ , МПа	$\sigma_{\text{экв\_СТК}}$ , МПа	$\sigma_{\text{экв\_СТС}}$ , МПа
Номинальные	51,186	5,629	0,006	0,133	0
Срединные	55,944	7,238	4,000	4,185	0,945
Максимальные	67,464	10,347	8,028	6,196	1,887

Таблица 5

Средние значения эквивалентных напряжений

Отклонения	$\Delta\sigma_{\text{экв\_ТК}}$ , МПа	$\Delta\sigma_{\text{экв\_СТ}}$ , МПа	$\Delta\sigma_{\text{экв\_ОК}}$ , МПа	$\Delta\sigma_{\text{экв\_СТК}}$ , МПа	$\Delta\sigma_{\text{экв\_СТС}}$ , МПа
Номинальные	0	0	0	0	0
Срединные	4,758	1,609	3,994	4,052	0,945
Максимальные	16,278	4,718	8,022	6,063	1,887

В табл. 4 и 5:

- $\sigma_{\text{экв\_ТК}}$  — средние эквивалентные напряжения в характерном участке ротора ТК;
- $\sigma_{\text{экв\_СТ}}$  — средние эквивалентные напряжения в характерном участке ротора СТ;
- $\sigma_{\text{экв\_ОК}}$  — средние эквивалентные напряжения в характерном участке статора ОК;
- $\sigma_{\text{экв\_СТК}}$  — средние эквивалентные напряжения в характерном участке статора ТК;
- $\sigma_{\text{экв\_СТС}}$  — средние эквивалентные напряжения в характерном участке статора СТ.

## Выводы

По результатам проведенных инженерных расчетов сделаны следующие выводы:

1. Описанная в статье методика позволяет интегрировать детали с отклонениями в полноценную сборку двигателя с целью проведения дальнейших расчетов.
2. Параметризация построенной модели двигателя позволяет без значительных трудозатрат изменять отклонения в выбранной детали.
3. Проведенные расчеты показывают абсолютные приращения средних эквивалентных напряжений для выбранных характерных участков двигателя до 16,278 МПа относительно модели без отклонений.

В дальнейшем помимо уже полученных результатов (НДС моделей двигателя с отклонениями во фланцах) возможно также получать и другие, например, радиаль-

ные зазоры двигателя, при условии моделирования ротора без упрощений. Такие результаты позволят более детально оценить влияние технологических отклонений на интегральные характеристики двигателя.

### Литература

1. *Иноземцев А. А., Сандрацкий В. Л.* Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. 1204 с.
2. Нормы прочности авиационных газотурбинных двигателей гражданской авиации. Изд. 6. М.: ЦИАМ, 2004. 260 с.
3. Двигатель ТВ7-117СТ-01. Руководство по технической эксплуатации. Кн. 1. 2018.
4. Двигатель ТВ7-117СТ-01. Руководство по технической эксплуатации. Кн. 2. 2018.
5. *Кулагин В. В.* Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учебник. 2-е изд., испр. М.: Машиностроение, 2003. 616 с.
6. *Бруйка В. А.* Инженерный анализ в ANSYS Workbench. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. 271 с.

*Т. В. Сергеева, В. Н. Сергеев, А. Ю. Тамм, А. И. Боровков*

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (СПбПУ)», Санкт-Петербург

filina\_tv@spbstu.ru, sergeev\_vn@spbstu.ru, tamm@spbstu.ru, borovkov@spbstu.ru

## **РАЗРАБОТКА ВИРТУАЛЬНЫХ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ СТЕНДОВ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЧНОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА БАЗЕ ЦИФРОВОЙ ПЛАТФОРМЫ CML-BENCH™**

**Аннотация.** Цель рассматриваемой в данной статье работы состоит в разработке виртуальных испытательных стендов (ВИС) для особых случаев нагружения газотурбинного двигателя (ГТД), каждый из которых является динамическим высокоскоростным процессом (например, обрыв лопатки рабочего колеса), на базе цифровой платформы CML-Bench™ и их апробации на модели двигателя ТВ7-117-СТ01. Применение разработанных ВИС позволяет не только определить, произошло ли пробитие, и оценить напряжённо-деформированное состояние роторов и корпуса, но и вычислить усилия в местах крепления подвески двигателя и опорах роторов, а также остаточную энергию фрагментов в случае пробития корпуса.

**Ключевые слова:** виртуальный испытательный стенд, динамические испытания, разрушение рабочей лопатки, обрыв сектора рабочего колеса, непробиваемость корпусов ГТД.

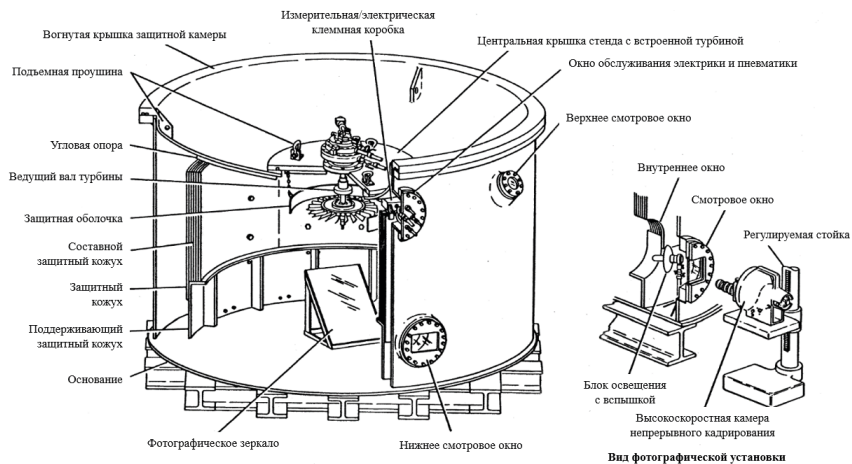
### **Введение**

К ГТД применяется большое количество разнообразных требований, в том числе связанных с обеспечением безопасности в аварийных ситуациях. Так, нормы лётной годности двигателей воздушных судов [1] предписывают обеспечить локализацию повреждений, возникающих при обрыве рабочей лопатки, а для фрагментов, прошедших сквозь корпус, оценить размеры, энергию и траекторию полёта для последующей оценки пожарной безопасности [2] и целостности фюзеляжа.

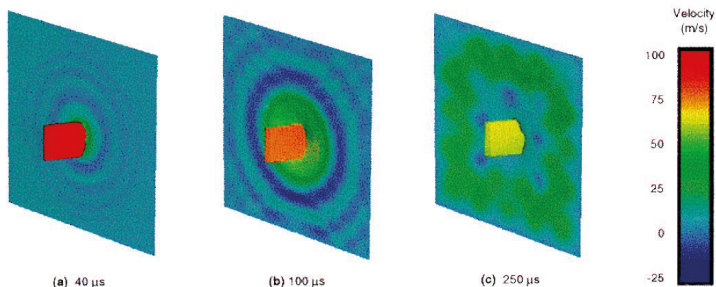
Задача обеспечения непробиваемости корпуса ГТД не нова, методы её решения развивались с 70-х годов прошлого века. Первоначально подбор конструкции и материала корпусов осуществлялся путём экспериментальных исследований [3, 4, 5], общий вид установки для проведения натурных испытаний представлен на рис. 1.

С развитием компьютерной техники и численных методов в середине 90-х годов исследователи начали применять метод конечных элементов для задачи непробиваемости преграды, представленной на рис. 2, и отметили его перспективность в части анализа чувствительности результатов тестов на пробитие к скорости, углу между направлением движения фрагмента и преградой, а также материалу преграды,

поскольку натурными испытаниями невозможно покрыть большое количество комбинаций входных параметров из-за их стоимости и трудоёмкости [7].



**Рисунок 1.** Схема оборудования, необходимого для проведения эксперимента по обрыву лопатки рабочего колеса [6]



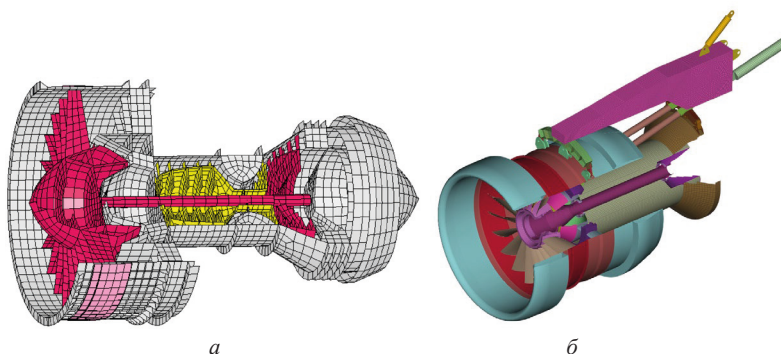
**Рисунок 2.** КЭ моделирование взаимодействия импактора с преградой в LS-DYNA [7]

В 2007 году в качестве докторской диссертации представлена работа [8] по построению полномасштабной конечно-элементной (КЭ) модели турбовентиляторного реактивного двигателя для расчёта обрыва лопатки вентилятора. В работе, в частности, обоснована необходимость учёта преднагруженного состояния роторов центробежными нагрузками, проанализирован баланс энергии системы и возникающие усилия в подшипниковых опорах, а также проведен анализ чувствительности полученных результатов к настройкам решателя, параметрам контактного взаимодействия, направлению вылета лопатки. Таким образом, пусть и на упрощённой КЭ модели



двигателя (рис. 3а), была разработана методика полномасштабного моделирования обрыва лопатки ротора.

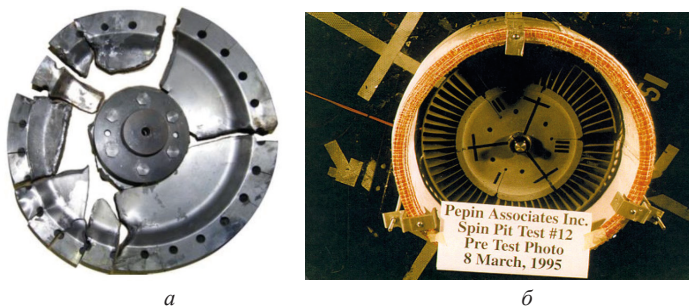
В настоящее время аналогичное виртуальное испытание (рис. 3б) используется для проверки стабильности и достоверности решений, получаемых с использованием новых версий ПО LS-DYNA [9].



**Рисунок 3.** КЭ модели двигателя для полномасштабного моделирования обрыва лопатки в LS-DYNA:

а — разработанная в работе [8] (17 тыс. КЭ); б — используемая для проверки новых версий LS-DYNA [9] (1,3 млн КЭ)

Наряду с исследованиями, касающимися обрыва лопатки рабочего колеса, проводятся аналогичные изыскания в части обрыва сектора, фрагменты которого могут достигать 1/3 полного диска (рис. 4) и нести существенно бóльшую опасность для фюзеляжа и топливных баков, поскольку обладают на порядок большей энергией по сравнению с лопаткой.



**Рисунок 4.** Фотографии дисков рабочих колёс:

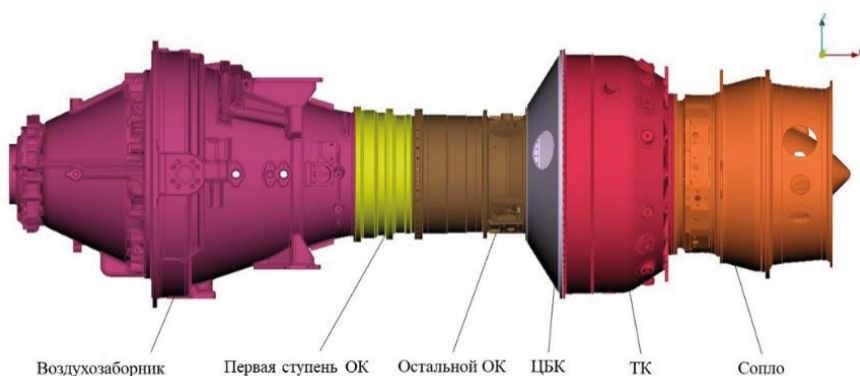
а — разрушившегося вследствие превышения критической скорости вращения [10]; б — предварительно ослабленного путём радиальной проточки для проведения натуральных испытаний [11]

Современные исследования в области высокоскоростной динамики ГТД направлены в основном на снижение массы корпусов путём оптимизации [12] и использования композиционных материалов [13]. В области моделирования быстропротекающих процессов усовершенствования связаны с разработкой всё более и более сложных математических моделей (ММ) материалов, одновременно учитывающих зависимость прочностных свойств от температуры, скорости деформации и типа НДС [14, 15, 16].

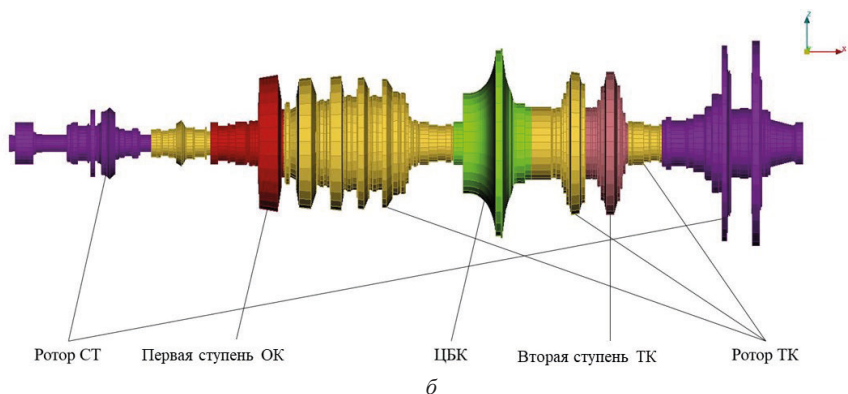
Целью настоящей работы является разработка виртуальных испытательных стендов (ВИС) высокоскоростных прочностных испытаний ГТД на базе цифровой платформы CML-Bench™. Каждый ВИС включает в себя методику моделирования, основанную на обширном опыте моделирования высокоскоростных процессов в отрасли автомобилестроения и рассмотренных выше моделей, а также скрипт-постпроцессинга для автоматической обработки результатов виртуальных испытаний для конкретного расчётного случая. Кроме того, в ходе работы разработана модульная структура КЭ модели ГТД для динамических виртуальных испытаний, позволяющая существенно сократить время подготовки КЭ моделей при переходе от расчёта обрыва лопатки/сектора в одной ступени к другой.

### Описание методики и принятых допущений

КЭ модель ГТД для расчёта прочности при высокоскоростных воздействиях разбита на модули, как показано на рис. 5; порядок разбиения определен, исходя из перечня ступеней ГТД, подлежащих расчётной проверке прочности при обрыве лопатки/сектора ротора (в данном случае ими являются первая ступень осевого компрессора (ОК), центробежный компрессор (ЦБК) и вторая ступени турбины компрессора (ТК) — КЭ модели этих ступеней выделены в отдельные модули.



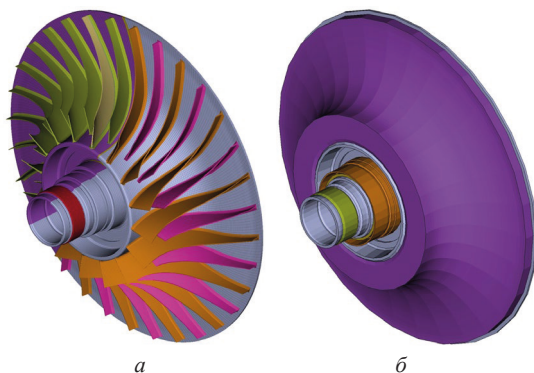
*a*



**Рисунок 5.** Модульная структура КЭ моделей:

*a* — статора; *б* — гомогенизированных роторов

Для каждой из указанных ступеней разработано два типа КЭ моделей статора и ротора: детализированная для расчёта обрыва лопатки/сектора ротора этой ступени и упрощённая — для моделирования обрыва в других ступенях. Обе КЭ модели для одной и той же ступени имеют идентичное расположение и нумерацию коннекторов к соседним модулям, что позволяет без совершения дополнительных действий взаимозаменять их без потери работоспособности КЭ модели ГТД в сборе. Отличия детализированной и упрощённой КЭ моделей продемонстрированы на рис. 6 на примере ротора ЦБК. Для всех упрощённых КЭ моделей применяются упругие ММ материалов, поскольку они достаточно удалены от зоны ударного взаимодействия и призваны лишь осуществлять корректную передачу усилий на опоры и точки крепления ГТД.



**Рисунок 6.** КЭ модели ротора ЦБК:

*a* — детализированная; *б* — упрощённая (гомогенизированная)

Все детали роторов в гомогенизированной КЭ модели вне зависимости от их геометрии выполнены в виде дисков с эффективными плотностями и упругими характеристиками, подобранными таким образом, чтобы обеспечивать массово-механические характеристики исходной конструкции.

Начальные условия моделирования обрыва лопатки или сектора рабочего колеса представляют собой тепловое состояние статора и деформированное состояние роторов, обусловленное нагреванием, а также центробежными силами, возникающими при вращении с частотой, соответствующей расчётному режиму; действие газодинамических сил не учитывается.

Тепловое состояние КЭ модели ГТД представляет собой постоянные значения подетально усреднённых температур, полученных в результате газодинамических расчётов работы двигателя на выбранном в качестве начальных условий режиме. На рис. 7 показано тепловое состояние КЭ модели статора.

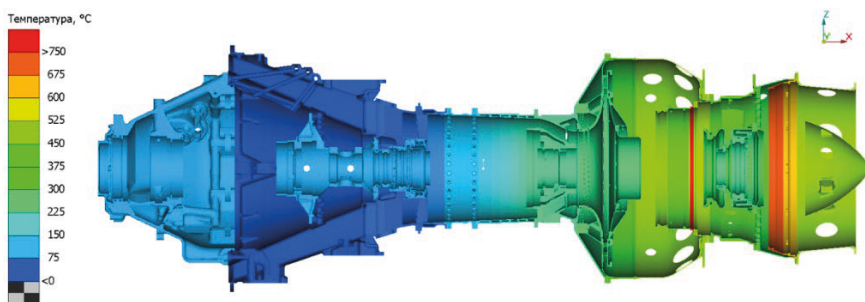


Рисунок 7. Тепловое состояние КЭ модели статора, °С

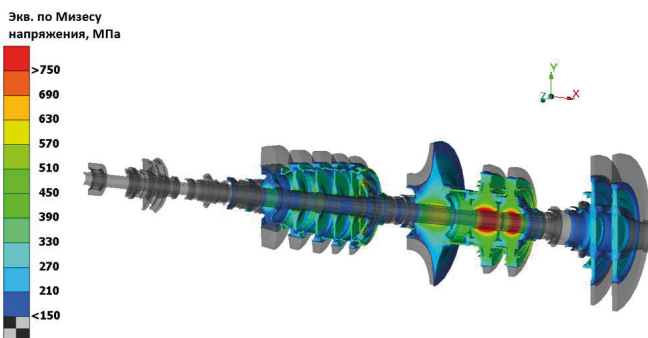
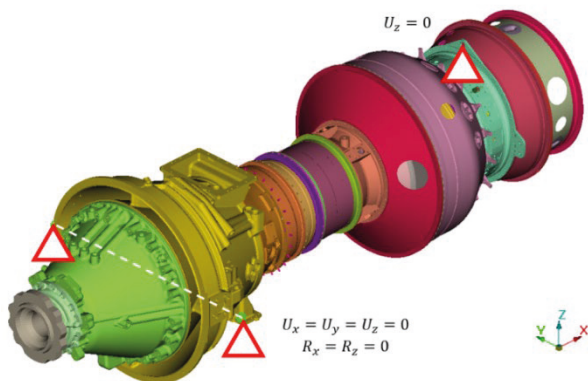


Рисунок 8. Поле эквивалентных (по Мизесу) напряжений в гомогенизированном роторе, МПа

Напряжённо-деформированное состояние роторов, представленное на рис. 8, вычисляется путём проведения предварительного расчёта преднагружения модели в

неявной постановке. Полученные поля распределения напряжений и обновлённые координаты узлов модели, соответствующие деформированному состоянию, передаются в КЭ модели роторов для проведения динамических виртуальных испытаний.

Виртуальные динамические прочностные испытания проведены на расчетном режиме, при котором приведенная частота вращения ротора турбокомпрессора достигает 107 %. Механические граничные условия, соответствующие кинематическому устройству подвески ГТД, для задачи обрыва лопатки/сектора ротора представляют собой закрепления по степеням свободы и приведены на рис. 9.



**Рисунок 9.** Схема закрепления модели двигателя

При моделировании обрыва лопатки и сектора ротора приняты следующие допущения:

- обрыв лопатки/сектора ротора ГТД происходит мгновенно;
- подшипники неразрушаемы;
- не учитываются аэродинамические нагрузки;
- начальное поле температур подетально постоянное;
- болтовые соединения неразрушаемы;
- КЭ модели статора геометрически соответствуют его холодному состоянию;
- в КЭ моделях рабочих колёс напрямую не моделируются замковые соединения «лопатка — диск».

Все описанные виртуальные испытания выполнены с помощью системы конечно-элементного анализа LS-DYNA в цифровой платформе (ЦП) CML-Bench™.

## Результаты

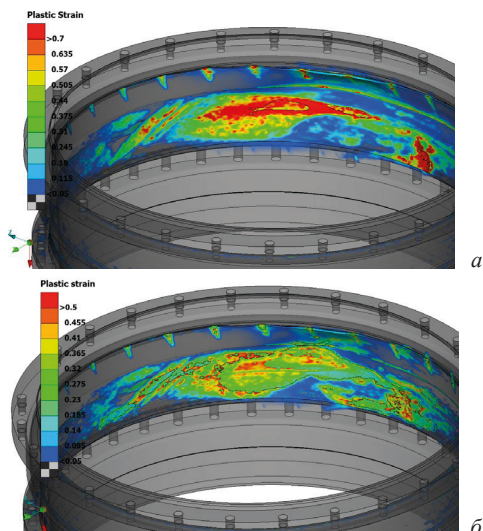
Расчёты обрыва лопатки и сектора рабочего колеса были проведены для первой ступени ОК, ЦБК и второй ступени ТК для двух наборов параметров ММ материалов. В первом случае использовались параметры ММ, определённые при валидации

по результатам натуральных квазистатических испытаний на растяжение. Во втором случае параметры ММ дополнены зависимостью от скорости деформации для описания поведения материалов при высокоскоростном нагружении (как правило, в металлах с ростом скорости деформации наблюдается рост прочности с одновременным снижением пластичности). За неимением исходных данных параметры этой зависимости определены экспертным способом. Изначально предполагалось, что учёт зависимости свойств материалов от скорости деформации может внести существенный вклад в получаемые результаты, поскольку скорость деформации деталей в месте столкновения оборвавшейся части с корпусом достигает значений тысяч единиц

На рис. 10–12 представлены результаты моделирования обрыва лопатки ротора первой ступени ОК для двух вариантов параметров ММ материалов, на рис. 13, 14 — результаты моделирования обрыва сектора ротора (1/3) для той же ступени.

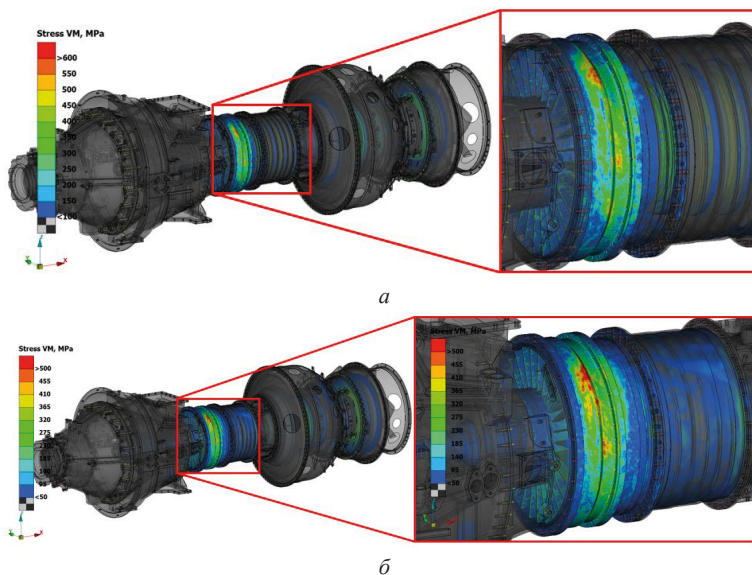
Помимо представленных результатов, разработанная модель позволяет вывести графики зависимостей усилий в креплениях ГТД к подвеске и опорах роторов от времени, максимальные значения которых могут быть использованы как критерии разрушения той или иной опоры.

Для виртуальных испытательных стендов моделирования обрыва лопатки/сектора рабочего колеса в рамках ЦП CML-Bench™ разработаны скрипты автоматической обработки результатов расчётов.



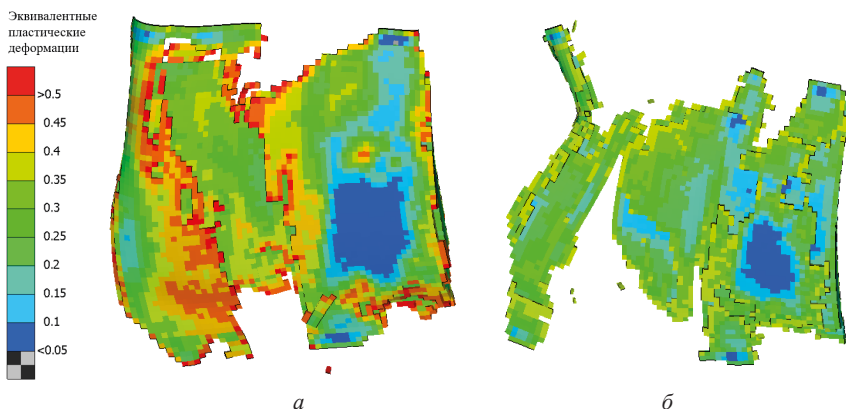
**Рисунок 10.** Распределение эквивалентных пластических деформаций на внутренней поверхности статорных корпусов первой ступени ОК в конце расчета обрыва лопатки при использовании ММ материалов:

*а* — валидированных по квазистатическому одноосному растяжению; *б* — дополненных зависимостью от скорости деформации



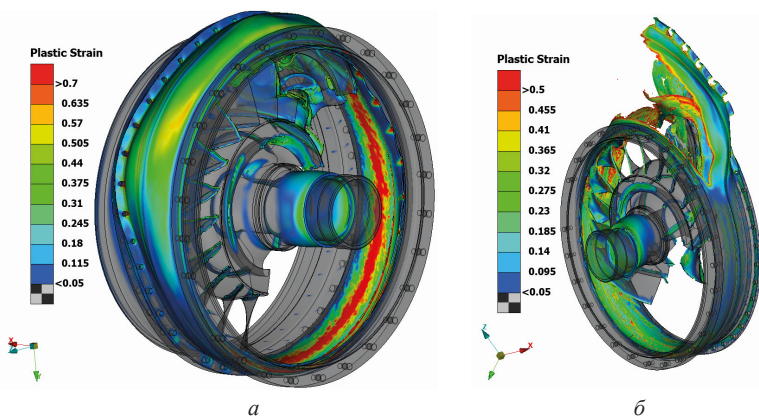
**Рисунок 11.** Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений, МПа, на общей модели двигателя в конце расчета обрыва лопатки первой ступени ОК при использовании ММ материалов:

*а* — валидированных по квазистатическому одноосному растяжению; *б* — дополненных зависимостью от скорости деформации



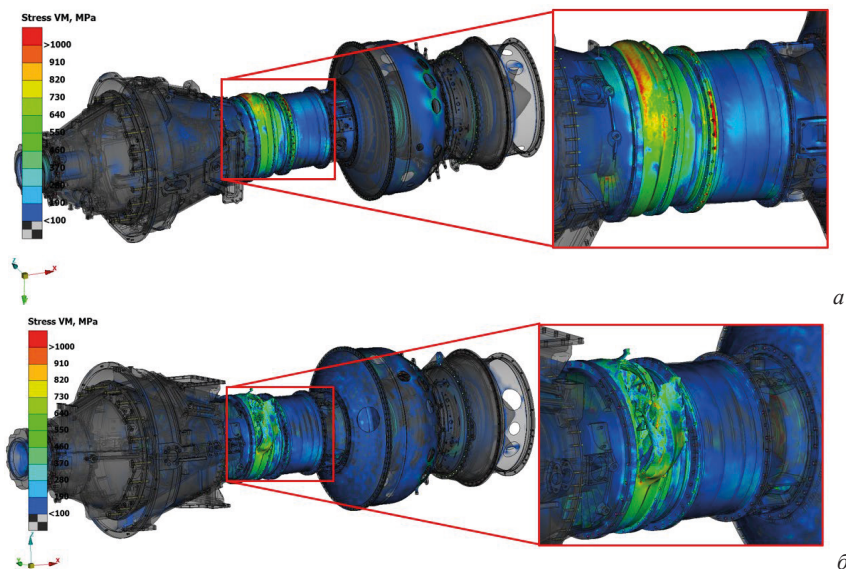
**Рисунок 12.** Распределение эквивалентных пластических деформаций и фрагментированное состояние оборвавшейся лопатки первой ступени ОК при использовании ММ материалов:

*а* — валидированных по квазистатическому одноосному растяжению; *б* — дополненных зависимостью от скорости деформации



**Рисунок 13.** Распределение эквивалентных пластических деформаций по деталям рабочего колеса первой ступени ОК в конце расчета обрыва сектора при использовании ММ материалов:

*a* — валидированных по квазистатическому одноосному растяжению; *б* — дополненных зависимостью от скорости деформации



**Рисунок 14.** Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений, МПа, на общей модели двигателя в конце расчета обрыва сектора первой ступени ОК при использовании ММ материалов:

*a* — валидированных по квазистатическому одноосному растяжению; *б* — дополненных зависимостью от скорости деформации



## Обсуждение результатов

Из результатов моделирования обрыва лопатки и сектора рабочего колеса первой ступени ОК следует, что учет зависимости параметров ММ материалов от скорости деформации принципиально влияет на результат динамических испытаний.

В случае обрыва сектора ротора при учете зависимости параметров ММ материала от скорости деформации вылетающие фрагменты пробивает корпус. При использовании ММ материалов, валидированных по результатам квазистатических испытаний фрагменты пробития не происходит.

В случае обрыва лопатки ротора её фрагменты остаются локализованными внутри корпуса для обоих наборов параметров ММ материалов. Отсутствие принципиальных различий в данном случае объясняется на порядок меньшей кинетической энергией лопатки ротора по сравнению с сектором.

Аналогичная картина результатов наблюдается и для других ступеней ГТД, для которых проводилось моделирование обрыва лопатки и сектора рабочего колеса — ЦБК и вторая ступень ТК.

Для повышения точности динамических расчётов ГТД рекомендуется провести натурные высокоскоростные испытания материалов (например, на установке разрезного стержня Гопкинсона-Кольского [17]) и валидировать ММ материалов по их результатам. Для полноценной валидации представленной методики необходимо проведение полномасштабных натуральных испытаний с сопоставлением экспериментальных и расчётных перемещений и деформаций в контрольных точках. В ходе валидации росту корреляции между экспериментальными и расчётными значениями величин может способствовать отказ от некоторых принятых допущений, например, учёт неравномерности распределения температуры по деталям статора, добавление критерия разрушения в болтовые соединения и др.

## Заключение

В рамках проведенных работ на базе цифровой платформы CML-Bench™ разработаны виртуальные испытательные стенды динамических прочностных испытаний, а именно обрыва лопатки и сектора ротора для различных ступеней ГТД. Модульная структура разработанной модели, а также её параметризация позволяют быстро взаимозаменять упрощенные и детализированные КЭ модели ступеней для перехода от одного расчётного случая к другому. Для увеличения точности результатов, получаемых с помощью разработанных виртуальных стендов, рекомендуется провести высокоскоростные натурные испытания материалов, а также полномасштабные натурные испытания ГТД, валидацию по их результатам.

## Литература

1. Авиационные правила. Часть 33. Нормы летной годности двигателей воздушных судов. / Межгосударственный авиационный комитет. М., 2004. 44 с.

2. *Moussa N. A., Whale M. D., Groszmann D. E., Zhang X. J.* The potential for fuel tank fire and hydrodynamic ram from uncontained aircraft engine debris. Final Report. U.S. Department of transportation, Springfield, 1997. 80 p.
3. *Gunderson C. O.* Study to improve airframe turbine engine rotor blade containment. Final Report. U.S. Department of transportation, Washington, 1977. 230 p.
4. *Heerman K. F., McClure K. R., Eriksson R. H.* Study to improve turbine engine rotor blade containment. Final Report. U.S. Department of transportation, Washington, 1977. 57 p.
5. *Lane A. D.* Development of an advanced fan blade containment system. Final Report.// Advanced Structures Technology, Phoenix, 1989. 34 p.
6. Fiber reinforced structures for small turbine engine fragment containment (Phase II). Final Report. U.S. Department of transportation, Springfield, 1996. 91 p.
7. *Shockey D. A., Giovanola J. H., Simons J. W., Erlich D. C., Klopp R. W., Skaggs S. R.* Advanced armor technology: application potential for engine fragment barriers for commercial aircraft. Final Report. U.S. Department of transportation, Springfield, 1997. 76 p.
8. *Husband J. B.* Developing an efficient FEM structural simulation of a fan blade off test in a turbofan jet engine. Thesis for the degree of Doctor of Philosophy. University of Saskatchewan, Saskatoon, Canada, 2007. 210 p.
9. Test case ID AEROQA-2-1. Fan rig blade-off test with LS-DYNA R12.0 Revision 148708. Test case documentation and testing results. LSTC, 2020. 16 p.
10. *Nozhnitsky Y. A., Servetnik A. N.* Prevention of hazardous failure of the turbine rotor due to its overspeed. OP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 449 012025, 2018. 10 p.
11. *Pepin J.* Fiber-reinforced structures for turbine engine rotor fragment containment. Final Report. U.S. Department of transportation, Springfield, 1999. 49 p.
12. *Крундаева А. Н., Габов Д. В., Маралев А. Ю.* Оптимизация корпусов ГТД по массе с обеспечением требований удержания оборвавшейся лопатки // Вестник Самар. гос. аэрокосм.ун-та. 2012. № 3(34). С. 109–114.
13. *Крундаева А. Н.* Разработка метода расчёта удержания оборвавшейся лопатки ГТД комбинированным корпусом с намоткой из непропитанных арамидных нитей: дис. ... канд. техн. наук / ФГБОУ ВПО «Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьева», 2014. 137 с.
14. *Haight S., Wang L., Bois P. D., Carney K., Kan C.-D.* Development of a titanium alloy Ti-6Al-4V material model used in LS-DYNA. Final Report. U.S. Department of transportation, Springfield, 2016. 353 p.
15. *Carney K., Bois P. D., Sengoz K., Wang L., Kan C.-D.* Development of a generalized Yield surface for isotropic, pressure-insensitive metal plasticity with differing tension, compression and shear yield strengths. Final Report. U.S. Department of transportation, Springfield, 2020. 141 p.
16. *Achstetter T., Chung-Kyu Park, Cing-Dao Kan.* Development of a tabulated material model for composite material failure MAT213. Part 3: Implementatin of probabilistic modeling capability in the tabulated composite failure model MAT213. Final Report. U.S. Department of transportation, Springfield, 2020. 99 p.
17. *Marais S. T., Tait R. B., Cloete T. J., Nurick G. N.* Material testing at high strain rate using split Hopkinson pressure bar // Latin American Journal of Solids and Structures. 2004. No 1(3). P. 319–339.

*Е. А. Тихомирова<sup>1</sup>, С. П. Дегтярева<sup>2</sup>, А. И. Рыбников<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> — АО «ОДК-Климов»;

<sup>2</sup> — ООО «НПО ЦКТИ»

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ СТАЛИ 12Х18Н10Т И ЕЕ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

*Аннотация.* Рассмотрено развитие термической усталости в конструкционном материале изделий, испытывающих в эксплуатации циклический нагрев в ограниченном диапазоне изменения температур. Исследования термической усталости в локальных зонах изделий предложено производить путем термоциклических испытаний на корсетных образцах с прямоугольной формой заплечиков. Варьирование величины пластической деформации в цикле и моделирование области развития разрушения в этом случае следует выполнять, изменяя их геометрию. Проведенная пробная серия испытаний на стали 12Х18Н10Т показала перспективность метода.

*Ключевые слова:* термическая усталость, варьирование пластической деформации, корсетный образец, зоны локализации разрушения в изделиях.

### Введение

При эксплуатации промышленные изделия многих отраслей техники, в том числе авиационного двигателестроения, подвергаются циклическим нагревам в широком диапазоне температур, что может приводить к разрушению. Температура некоторых из них, например, турбинных лопаток ГТД, достигает очень высоких значений, тогда как корпусные детали, трубопроводы и многие другие работают при более низких температурах. Тем не менее, во многих случаях причиной их выхода из строя может быть термическая усталость — разрушение в результате циклических нагревов. Заметим, что этому способствует не только все более высокая экстремальность условий работы, но и стремление к снижению металлоемкости конструкций, в результате чего изделия становятся все более ажурными, неоднородными по сечению, включают соединения различных материалов. В связи с этим требует более пристального внимания исследование термической усталости материалов изделий, работающих при среднем уровне температур эксплуатации таких как сталь типа 12Х18Н10Т.

### Материалы и методы исследования

Для проведения исследования выбрана коррозионно-стойкая сталь 12Х18Н10Т аустенитного класса, предназначенная, в том числе, для изготовления сварных конструкций [1], применяемых в изделиях АО «ОДК -Климов», где в условиях работы она подвергается периодическим нагревам до ~300–500 °С. В табл. 1 приведен химический состав стали, а в табл. 2 — ее физико-механические свойства, использованные при проведении оценочных расчетов.

Таблица 1

## Химический состав стали 12Х18Н10Т (в %)

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu	Ti	Fe
до 0,12	до 0,8	до 2,0	9–11,0	до 0,02	до 0,035	17–19,0	до 0,3	0,4–1,0	осн.

Таблица 2

## Физико-механические свойства стали 12Х18Н10Т

T, °C	$\sigma_{0,2}$ (МПа)	$\sigma_b$ (МПа)	$\delta_5$ (%)	$\psi$ %
20	225–315	550–650	46–74	66–80
500	135–205	390–440	30–42	60–70
550	135–205	380–450	31–41	61–68
600	120–205	340–410	28–38	51–74
650	120–195	270–390	27–37	52–73
700	120–195	265–360	20–38	40–70

T, °C	$E \cdot 10^{-5}$ , МПа	$\alpha \cdot 10^6$ , 1/Град	$\lambda$ , Вт/(м·°C)	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	C, Дж/(кг·°C)	R 10 <sup>9</sup> , Ом·м
20	19,8	–	15	7920	–	725
100	19,4	16,6	16	–	462	792
200	18,9	17,0	18	–	496	861
300	18,1	17,2	19	–	517	920
400	17,4	17,5	21	–	538	976
500	16,6	17,9	23	–	550	1028
600	15,7	18,2	25	–	563	1075
700	14,7	18,6	27	–	575	1115
800	–	18,9	26	–	596	–
900	–	19,3	–	–	–	–

Примечание: T — температура, при которой получены данные свойства [°C];

$E \cdot 10^{-5}$  — модуль упругости первого рода [МПа];

$\alpha \cdot 10^6$  — коэффициент линейного расширения (20° — T) [1/Град];

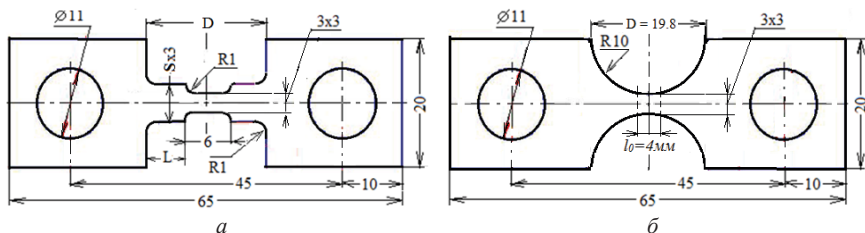
$\lambda$  — коэффициент теплопроводности [Вт/(м· °C)];

$\rho$  — плотность материала [кг/м<sup>3</sup>];

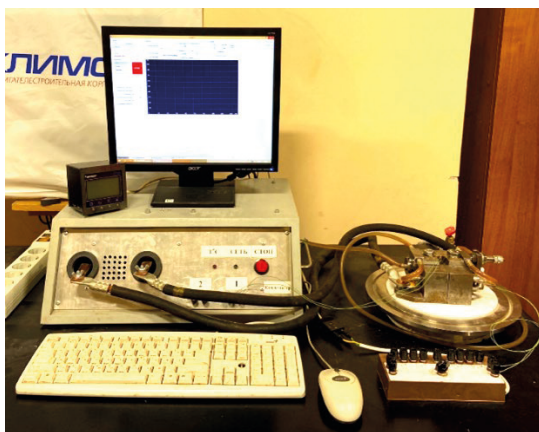
C — удельная теплоемкость материала (20° — T) [Дж/(кг· °C)];

R — удельное электрическое сопротивление [Ом·м]

Исследования термической усталости проводили путем термоциклических испытаний на плоских образцах с заплечиками прямоугольной формы (ДСП) и образцах корсетного типа (рис. 1), подвергаемых циклическому нагреву пропусканием электрического тока. Испытания выполняли в установке (рис. 2), блок нагружения которой идентичен применяемому в установке ИМАШ-65, но в отличие от нее снабжен механизмом, позволяющим жестко фиксировать образец при любой начальной температуре цикла  $T_{\min}$  [5].



**Рисунок 1.** Плоские образцы для термоциклических испытаний: *a* — образец ДСП с заплечиками прямоугольной формы и *б* — корсетный образец ИМАШ



**Рисунок 2.** Установка для термоциклических испытаний плоских образцов, включающая блок нагружения образца и систему управления

В ранее опубликованных материалах [3–5] было показано, что развитие термической усталости в образцах Коффина и образцах корсетной формы происходит различным образом. Это обусловлено тем, что при одном и том же термическом режиме испытаний ( $T_{\min} \leftrightarrow T_{\max}$ ) пластическая деформация в цикле ( $\epsilon_{пл}$ ) у них не одинакова, что объясняется различием механизмов ее накопления в ходе изменения температуры в полциклах. Предложенное объяснение накопления пластической деформации

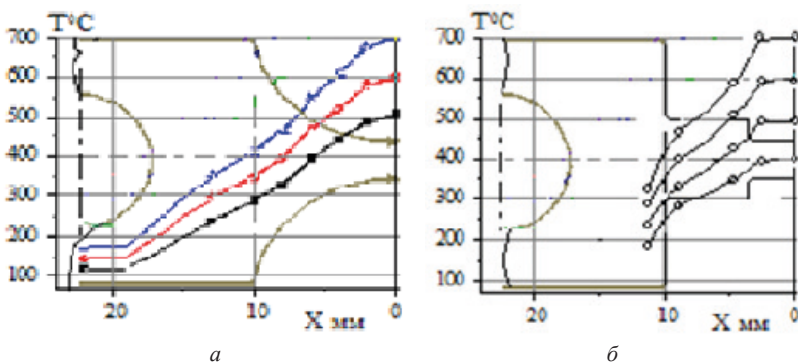
ции в корсетных образцах позволило предложить оригинальный, ранее не известный способ варьирования  $\epsilon_{пл}$ , который позволяет сохранять термический режим и все условия в зоне разрушения в серии испытываемых образцов с заданными  $\epsilon_{пл}$ .

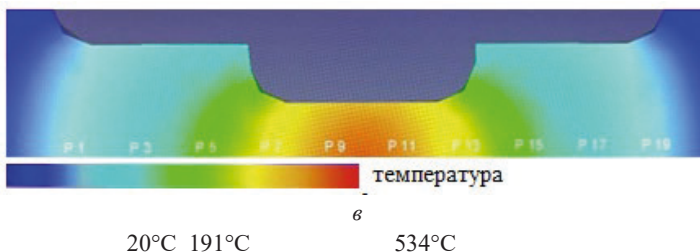
Для расчета  $\epsilon_{пл}$  в подготавливаемых к испытаниям образцах с различными параметрами формы заплечиков необходимо иметь информацию о распределении температуры вдоль оси образца каждого типа и свободную термическую деформацию  $\epsilon_0$  на участке между головками. Измерения этих параметров выполняли на образцах каждого типа, снабженных термопарами, приваренными в контрольных точках.

### Пластическая деформация в полуцикле образцов ДСП

На начальном этапе каждого полуцикла испытаний (сжатия или растяжения) изменению температуры сопутствует рост свободной термической деформации, для компенсации стеснения которой на участке D между головками образца вполне достаточно упругой деформации материала ( $\epsilon_{упр}$ ), увеличение которой сопровождается повышением напряжений  $\sigma$ . При этом в силу неравномерности сечения в образцах ДСП и корсетной формы значения  $\sigma$  и  $\epsilon_{упр}$  обратно пропорциональны площади сечения на каждом участке ( $3 \times W_i$ ) и имеют наибольшую величину на участке  $l_0$  ( $3 \times 3 \text{ мм}$ ). Рост  $\epsilon_{упр}$  и  $\sigma$  с температурой продолжается до начала пластической деформации по достижении предела текучести  $\sigma_T$  ( $T_{н,пл}$ ), а дальнейшее их изменение проходит сообразно температурной зависимости  $\sigma_T$ . Поскольку  $\sigma$  имеют наибольшую величину на участке  $l_0$ , именно здесь начинается пластическая деформация, и только здесь она протекает при дальнейшем изменении температуры. На всей остальной части стесненного участка D деформация остается упругой.

Распределение температуры вдоль оси корсетного образца приведено в публикациях ООО «НПО ЦКТИ» (рис. 3а), и контрольные измерения, выполненные на стали 12Х18Н10Т, подтвердили эти результаты. Распределение T в образцах ДСП показано на примере образца с заплечиками L = 7 мм (рис. 3б).





**Рисунок 3.** Распределение температуры:

*a* — в корсетном образце; *b* — в образце ДСП; *в* — расчет методом конечных элементов

Измерения свободного термического расширения ( $\Delta L_{св}$ ) образцов ДСП сплава 12Х18Н10Т с заплечиками  $L = 5, 7$  и  $9$  мм представлены в таблице 3. Распределение температуры вдоль оси образцов приведены в таблице 4.

Таблица 3

**Свободное термическое удлинение ( $\Delta L_{св}$ ) образцов ДСП**

$T_{max}, ^\circ C$	400	500	600	700	Заплечики
$\Delta L_{св}, \text{мкм}$	104	132	156	196	$L = 5$ мм
$\Delta L_{св}, \text{мкм}$	112	148	186	210	$L = 7$ мм
$\Delta L_{св}, \text{мкм}$	160	206	246	298	$L = 9$ мм

Таблица 4

**Распределение температуры на образцах ДСП**

Заплечики	$T, ^\circ C$ (центр)	4	3	2	1
$L = 5$ мм	400	196	275	350	400
	500	235	334	425	490
	600	283	400	510	586
	700	325	463	590	680
$L = 7$ мм	400	126	218	361	380
	500	157	260	439	488
	600	186	309	520	585
	700	217	361	608	688
$L = 9$ мм	400	122	203	344	410
	500	151	243	425	504
	600	184	301	523	598
	700	210	348	589	695

Как было отмечено выше, вся пластическая деформация в полуциклах термоциклических испытаний корсетных и ДСП образцов со стеснением свободной термической деформации развивается в зоне  $l_0$  поскольку только здесь напряжения достигают наибольшей величины —  $\sigma_T$ . Именно это положено в основу оценочного расчета пластической деформации в цикле ( $\epsilon_{пл}$ ), являющейся определяющим фактором долговечности в соответствии с законом Л. Ф. Коффина и разъяснениями С. С. Мэнсона. Для расчета  $\epsilon_{пл}$  в конце полуцикла испытаний (растяжения или сжатия) следует измерить свободное термическое удлинение ( $\Delta L_{св}$ ) стесненной части образца и рассчитать его упругое удлинение ( $\Delta L_{упр}$ ), основываясь на известной величине предела текучести сплава ( $\sigma_T$ ) и используя профиль образца ( $W_i$ ), распределение температуры и модуль упругости  $E(T)$ . Затем вычислить  $\epsilon_{пл}$ , как  $(\Delta L_{св} - \Delta L_{упр}) / l_0$ .

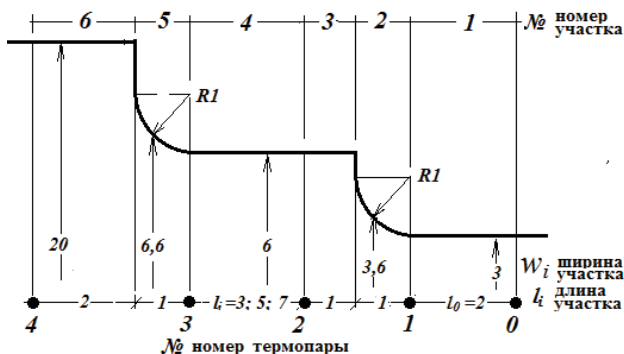


Рисунок 4. Схема к расчету пластической деформации в образце ДСП

Пробные термоциклические испытания сплава 12X18H10T производили по термическому режиму циклического нагрева  $T_{мин} \leftrightarrow T_{макс} = 100 \leftrightarrow 500$  °С на партии образцов ДСП с заплечиками  $L = 5, 7$  и  $9$  мм и шириной  $S = 6$  мм, варьируя тем самым от образца к образцу величину  $\epsilon_{пл}$  в полуциклах. Рассчитанные значения  $\epsilon_{пл}$  для этих испытаний приведены в таблице 5.

Таблица 5

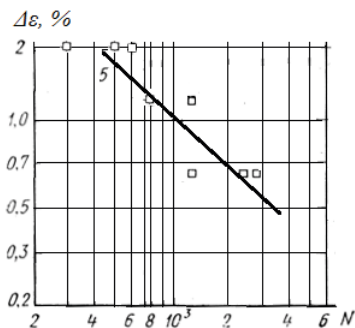
**Пластическая деформация в полуциклах испытаний (%)**

Заплечики	L = 5 мм	L = 7 мм	L = 9 мм
0-полуцикл (20→500 °С)	2.7	3.1	3.5
1-й и другие-полуциклы (20→500 °С)	1.69	1.92	2.35

В работе [6] приведены результаты испытаний сплава 12X18H9T. Их выполняли на цилиндрических образца диаметром 4 мм с расчетной длиной 30 мм, обеспечив минимальное внешнее влияние на нее и варьируя пластическую деформацию в



цикле посредством изменения жесткости стеснения свободной термической деформации, т. е.  $\Delta\varepsilon = K\alpha_{\text{ср}} \cdot \Delta T$ . Результаты, полученные в испытаниях по режимам  $T_{\text{max}} = 700, 750$  и  $800$  °С, хорошо описываются зависимостью Коффина  $\Delta\varepsilon \cdot N^k = C$ , где  $\Delta\varepsilon = \varepsilon_{\text{упр}} + \varepsilon_{\text{пл}}$ , с коэффициентами  $k$  и  $C = 0,56-57,6; 0,50-56,3$  и  $0,82-162$  для указанных  $T_{\text{max}}$ . График зависимости  $\Delta\varepsilon - N$  показан на рис.5



**Рисунок 5.** График зависимости долговечности  $N$  от  $\Delta\varepsilon$  сплава 12X18Н9Т в испытаниях по режиму  $100 \leftrightarrow 700$  °С [6]

Результаты контрольных испытаний образцов ДСП из сплава 12X18Н10Т в основном согласуются с приведенными в работе [6]. Закономерность в целом подтверждается, однако полученного материала пока недостаточно, чтобы перейти к сравнению кривых долговечности.

Основной результат проделанной работы состоит в том, что предложенный метод испытаний и оригинальный способ варьирования пластической деформации путем изменения формы образца показали свою работоспособность. Данный метод следует довести до практического внедрения в практику испытаний на термическую усталость изделий, поскольку есть основания полагать, что путем моделирования формы образца можно перейти к исследованию термической усталости непосредственно в изделиях, без проведения натуральных испытаний непосредственно на них.

## Выводы

Проведенный анализ особенностей предложенного метода исследования термической усталости с помощью образцов изменяемой формы показал перспективность его применения для моделирования процессов развития разрушения в реальных изделиях при циклических нагревах в условиях эксплуатации.

## Литература

1. Журавлев В. Н., Николаева О. И. *Машиностроительные стали. Справочник.* М.: Машиностроение, 1981. 392 с.

2. *Дегтярева С. П., Рыбников А. И., Тихомирова Е. А.* Контроль термической усталости изделий посредством термоциклических испытаний на образцах корсетной формы // Климовские чтения. 2021. С. 140–148.
3. *Дегтярева С. П., Сидохин Е. Ф.* Особенности развития деформации в образцах корсетной формы при циклических нагревах // Технология металлов. 2019. № 11. С. 23–28.
4. *Дегтярева С. П.* Термоциклические испытания с применением образцов корсетной формы — перспективный метод исследования термической усталости изделий // Вопросы материаловедения. 2020. № 3 (103). С. 61–69.
5. *Дегтярева С. П., Прохорова Т. В., Сафронов Д. А., Тихомирова Е. А.* Моделирование термической усталости изделий в условиях эксплуатации посредством термоциклических испытаний образцов корсетной формы // Авиационная промышленность. 2021. № 1. С. 51–54.
6. *Дульнев Р. А., Котов П. И.* Термическая усталость металлов. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.

*Н. П. Великанова, П. Г. Великанов,  
Н. А. Протасова, А. А. Галимарданов*

Казанский национальный исследовательский технический университет  
им. А. Н. Туполева-КАИ  
pvelikanov@mail.ru

## **ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДИСКОВ ТУРБИН ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ НАЗЕМНЫХ ГТУ ДЛЯ ГПА СЕМЕЙСТВА НК НА ОСНОВЕ ВЕРОЯТНОСТНОГО ПОДХОДА**

*Аннотация.* Методика основана на анализе с помощью метода конечных элементов напряженно-деформированного состояния (НДС) дисков турбин семейства НК, а также изменении НДС указанных деталей в процессе длительной эксплуатации в соответствии с особенностями работы наземных ГТУ для газоперекачивающего агрегата (ГПА). В работе исследуются статистические данные о механических характеристиках и долговечности материала дисков — жаропрочного деформируемого сплава ЭИ698-ВД на никелевой основе. Учитывается изменение характеристик материала в процессе длительной эксплуатации на наземной ГТУ. Прогнозирование долговечности дисков турбин осуществляется на основе изменения статистических запасов прочности в процессе эксплуатации. Объект исследования — диски первой ступени турбин высокого давления (ВД) газогенераторов наземных установок НК-16СТ и НК-16-18СТ, которые в настоящее время широко используются.

*Ключевые слова:* газотурбинный двигатель, турбина наземной газотурбинной установки, диск турбины, ЭИ698-ВД, нагруженность, метод конечных элементов, прочность, прочностная надежность, долговечность, ресурс, статистический анализ, вероятностный критерий разрушения.

### **Введение**

В настоящее время авиационные газотурбинные двигатели, отработавшие свой летный ресурс, находят широкое применение для привода газоперекачивающих агрегатов, электрогенераторов, газоструйных установок, устройств для очистки карьеров, снегоочистителей и т. д. [1, 2]. Такое применение авиадвигателей, сохранивших способность к дальнейшему использованию, позволяет сохранить овеществленный труд в наукоемкой высокотехнологичной продукции, а также сэкономить дорогостоящие материалы. При этом сохраняется большинство деталей и узлов базового авиационного двигателя. Дисковые элементы двигателей и, в частности, диски турбин авиационных ГТД и наземных ГТУ, являются важнейшими деталями, во многом определяющими вес, возможность получения высоких рабочих параметров, ресурс и безопасность эксплуатации. Разрушение дисков турбины, как в полете, так и на газоперекачивающих станциях, приводит к значительным разрушениям внутри силовой

установки, поэтому проблема точного прогнозирования долговечности дисков, сводящего к минимуму вероятность разрушения, всегда была и остается актуальной на всех стадиях создания, доводки и эксплуатации двигателей.

В процессе длительной эксплуатации происходит изменение основных параметров работы двигателей, обусловленное деградационными изменениями (износ, эрозия и коррозия, выработка уплотнений, загрязнение и изменение размеров деталей проточной части двигателя). Вследствие этого изменяются основные параметры работы двигателей, в частности частота вращения роторов и температура газа в турбине, определяющих НДС роторных деталей турбин, что необходимо учитывать при прогнозировании долговечности, особенно для двигателей большого ресурса, характерного для гражданской авиации и наземных ГТУ.

Конструкционные материалы, применяемые в машиностроении, в том числе и для деталей авиационных ГТД, обладают рассеянием механических свойств и характеристик долговечности, как в исходном состоянии, так и после длительной наработки.

Исходные характеристики рассеяния механических свойств и долговечности материалов деталей турбин под действием деформационного и температурного старения, протекающего в процессе эксплуатации двигателя, имеют тенденцию к изменению, что необходимо учитывать для успешного решения проблемы прогнозирования долговечности. Приведенные аргументы определяют необходимость применения методов теории вероятности и математической статистики для оценки и прогнозирования долговечности ответственных деталей, какими являются диски турбин.

### **Объект исследования**

Объектом исследования в настоящей работе являются диски первой ступени турбин ВД газогенератора серийных одноконтурных двухвальных газотурбинных наземных установок НК-16СТ и НК-16-18СТ (двигатель НК-16СТ спроектирован в АО «Кузнецов», а двигатель НК-16-18СТ спроектирован на базе двигателя НК-16СТ в ОАО КПП «Авиамотор») для газоперекачивающего агрегата, разработанных в АО «Кузнецов» после отработки авиационными двигателями ресурса в летной эксплуатации и на основе конвертирования авиационных двигателей семейства НК-8-2У конструкции Н.Д. Кузнецова. Опыт создания приводных агрегатов на базе авиационного двигателя показывает, что примерно до 75% узлов и деталей базового двигателя удается сохранить [1, 2]. Изменения проводятся в узлах, связанных с новым назначением изделия, сменой вида используемого топлива и появлением в составе конвертированного двигателя силовой турбины. Силовая турбина создается заново (рис. 1).

Диски первой ступени турбин ВД газогенератора являются наиболее нагруженными, как для двигателя НК-16СТ, так и для двигателя НК-16-18СТ, так как они работают в условиях максимальной частоты вращения ротора и при максимальной температуре. Конструктивно указанные диски полностью идентичны, но отличаются параметрами нагружения. Конструктивные отличия турбин газогенераторов изделий НК-16СТ и НК-16-18СТ приведены в табл. 1.

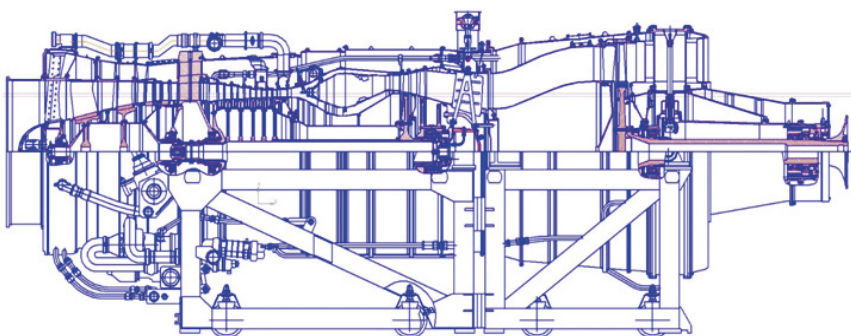


Рисунок 1. Продольный разрез двигателей НК-16СТ и НК-16-18СТ

Таблица 1

**Конструктивные отличия турбин газогенераторов изделий НК-16СТ и НК-16-18СТ**

Изделие	НК-16СТ	НК-16-18СТ
Турбина	Турбина двухкаскадная, двухступенчатая, осевая, реактивная, охлаждаемая	
Сопловой аппарат первой ступени турбины ВД	Сопловые лопатки первой ступени соплового аппарата одинарные, охлаждаемые (воздух подводится с БКС через наружное кольцо) Материал — сплав ЖС6У-ВИ	Сопловые лопатки первой ступени соплового аппарата блочные, из трех лопаток, связанных общими верхней и нижней полками, охлаждаемые (воздух подводится с БКС через внутреннее кольцо) Материал — сплав ЖС6У-ВИ
Сопловой аппарат второй ступени турбины НД	Сопловые лопатки второй ступени соплового аппарата блочные, из двух лопаток, связанных общими верхней и нижней полками, неохлаждаемые	

Диски турбины двигателей НК-16СТ, НК-16-18СТ изготавливаются из деформируемого жаропрочного сплава на никелевой основе ЭИ698-ВД, относящегося к группе дисперсионно-упрочняемых сплавов. Частицы упрочняющей  $\gamma'$ -фазы имеют сферическую морфологию и когерентно связаны с  $\gamma$ -матрицей. Объемное содержание упрочняющей  $\gamma'$ -фазы порядка 20–30%. Границы зерен имеют карбидное упрочнение. Термическая обработка, которой подвергаются диски, двухступенчатая и должна формировать в сплаве преимущественно сферические выделения основной упрочняющей  $\gamma'$ -фазы двух размеров (микродуплекс).

Диски первой ступени турбины ВД газогенератора изделий НК-16СТ и НК-16-18СТ (рис. 2) отличаются распределением по ним температурных полей и частотами вращения ротора ВД пвд, что отражено в табл. 2.

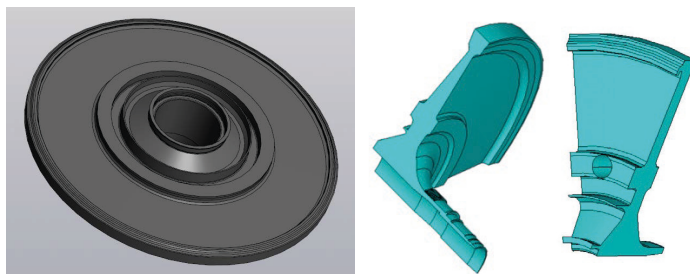


Рисунок 2. Диск первой ступени турбины ВД исследуемых двигателей

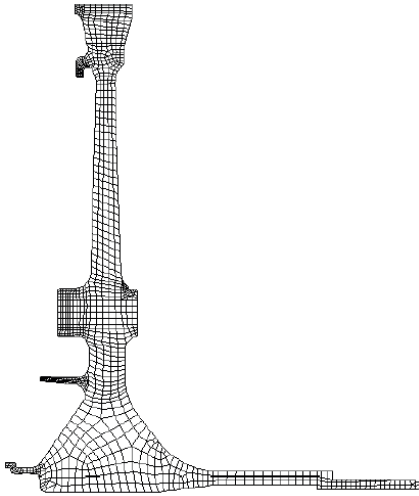
Таблица 2

Параметры двигателей НК-16СТ и НК-16-18СТ для расчета дисков на прочность

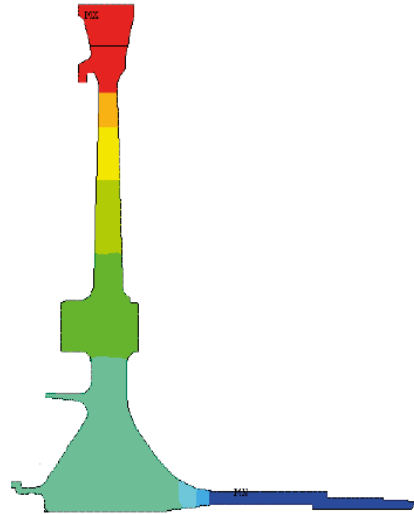
Двигатель	Частота вращения ротора высокого давления $n_{ВД}$ , об/мин	Температура ступицы диска (радиус центрального отверстия) $t_{ст}$ , °C	Температура обода диска (радиус дна паза замка) $t_{об}$ , °C
НК-16СТ	6910	380	510
НК-16-18СТ	6975	450	580

Расчет напряженно-деформированного состояния дисков турбины ВД выполнен методом конечных элементов (МКЭ) в программе Ansys [3] и методом интегральных уравнений (МИУ) [4, 5]. Задачи решались в осесимметричной упругопластической постановке. Для построения конечно-элементных решений использовались изопараметрические конечные элементы с линейной и квадратичной аппроксимацией поля перемещений в пределах конечных элементов.

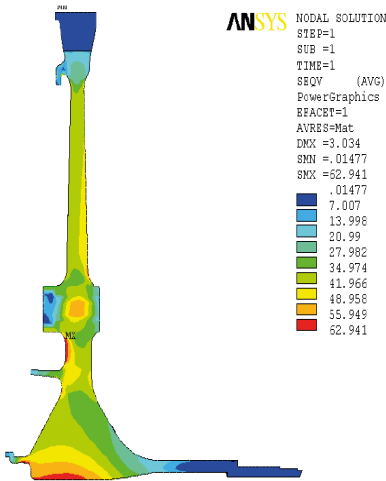
Для расчётов выбран режим с минимальными запасами прочности. Длительность расчётного режима принята равной ресурсу. Конечно-элементная модель диска приведена на рис. 3. Температурное состояние дисков получено из теплового анализа. Распределение температур в дисках приведено на рис. 4 по данным табл. 2. На рис. 5 и 6 приведены распределения интенсивности напряжений по критерию прочности Мизеса-Губера-Генки в диске первой ступени турбины ВД двигателей НК-16СТ и НК16-18СТ. В табл. 3 приведены результаты проведенных расчетов.



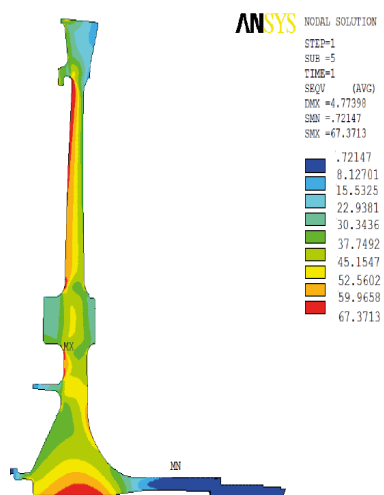
**Рисунок 3.** Конечно-элементная модель диска



**Рисунок 4.** Распределение температур в дисках турбин двигателей



**Рисунок 5.** Распределение интенсивности напряжений по критерию прочности Мизеса-Губера-Генки в диске первой ступени турбины ВД двигателя НК-16СТ



**Рисунок 6.** Распределение интенсивности напряжений по критерию прочности Мизеса-Губера-Генки в диске первой ступени турбины ВД двигателя НК-16-18СТ

**Максимальные напряжения и минимальные запасы прочности ( $k_M^{\min}$ ) и несущей способности ( $k_{b1}^{\min}$ ,  $k_{b2}^{\min}$ ) в дисках первой ступени турбин ВД двигателей НК-16СТ и НК16-18СТ**

Двигатель	$\sigma_r^{\max}$ МКЭ	$\sigma_\phi^{\max}$ МКЭ	$\sigma_1^{\max}$ МКЭ	$k_M^{\min}/k_{b1}^{\min}/k_{b2}^{\min}$ МИУ
	МПа			Безразмерные величины
НК-16СТ	736	576,3	629,4	1,87/1,65/1,41
НК-16-18СТ	797,2	546,9	673,7	1,32/1,52/1,19

### Математическая модель

В работе были проанализированы результаты статистического исследования данных металлургического контроля механических свойств (кратковременных при  $t = 20$  °С: предел прочности  $\sigma_B$ , условный предел текучести  $\sigma_{0,2}$ , относительное удлинение  $\delta$ , относительное сужение  $\psi$ , ударная вязкость  $a_k$ , твердость  $\text{O}_{\text{отп}}$ ; длительных при  $t = 650$  °С,  $\sigma = 720$  МПа: жаропрочность ( $\tau$ , ч) дисков турбин серийных двигателей НК-16СТ и НК-16-18СТ для газоперекачивающего агрегата из сплава ЭИ698-ВД за период эксплуатации до 80000 часов [6].

Влияние эксплуатационной наработки на механические свойства дисков турбин определено путем сопоставления исходных значений характеристик механических свойств материала дисков по результатам приемочного контроля и результатов испытания образцов, вырезанных из дисков турбин после эксплуатации.

По результатам проведенного статистического анализа установлено следующее:

- характеристики механических свойств  $\sigma_B$ ,  $\psi$ , и  $\text{O}_{\text{отп}}$  заметно уменьшаются с увеличением длительности эксплуатации, а характеристики  $\sigma_{0,2}$ ,  $\delta$ ,  $a_k$  и  $\lg \tau$  мало меняются с увеличением наработки;
- эксплуатация дисков до 80000 часов не оказывает влияния на числовые характеристики рассеяния механических свойств, но влияет на средние значения;
- с увеличением длительности эксплуатации характеристики  $\sigma_B$ ,  $\psi$ , и  $\text{O}_{\text{отп}}$  уменьшаются, но остаются в пределах норм на исходный материал.

Используя методы регрессионного анализа, были получены аппроксимирующие эмпирические зависимости средних значений характеристик механических свойств от наработки. Например, для предела прочности  $\sigma_B$  ( $[\sigma_B]=10^{-1}$ МПа) и жаропрочности  $\tau$  ( $[\tau]=\text{ч}$ ):

$$\bar{\sigma}_B = -0,0531\tau_3 + 122,15; \quad (1)$$

$$\overline{\lg \tau} = -0,004\tau_3 + 2,068, \quad (2)$$

где  $\tau_3$  — наработка в эксплуатации в тысячах часов.



Как было сказано выше, в процессе длительной эксплуатации происходит увеличение параметров ГТД. В рассматриваемом случае с учетом закона регулирования этими параметрами являются: частота вращения ротора высокого давления (ВД) и температура газа за турбиной  $t_6^*$ . С целью оценки влияния эксплуатационной наработки на параметры работы двигателей семейства НК-8 в работе [7] были построены регрессионные зависимости:

$$\overline{\Delta n}_{ВД} = 0,232\tau_3 + 0,6844; \quad (3.1)$$

$$\overline{\Delta t_6^*} = 0,687\tau_3 + 0,3765, \quad (3.2)$$

где  $\overline{\Delta n}_{ВД}$  — приращение среднего значения частоты вращения ротора ВД;  $\overline{\Delta t_6^*}$  — приращение среднего значения температуры газа за турбиной;  $\tau_3$  — наработка двигателя в часах.

Уравнения (3) построены для двигателя гражданской авиации НК-8-2У, но так как двигатели НК-16СТ и НК-16-18СТ, как было ранее отмечено, спроектированы на базе конструкции двигателя НК-8-2У [1, 2], то правомерно использовать уравнения (3) и для него. При этом надо учитывать, что для двигателей НК-16СТ и НК-16-18СТ введена межрегламентная наработка в 3000 часов эксплуатации с проведением диагностических мероприятий — диагностика деталей и промывка проточной части специальным составом, регулировка параметров двигателя. Это позволяет восстановить параметры работы двигателей до их исходных значений.

Соответствие результатов расчетного исследования НДС дисков турбин их реальной нагруженности подтверждается данными их металлургического исследования после длительной эксплуатации [6].

### **Вероятностный метод оценки долговечности дисков турбин газогенератора ГТУ по параметру длительной прочности**

Предлагаемый метод прогнозирования долговечности дисков турбин по параметру длительной прочности основан на статистической информации об изменении нагруженности и характеристик сопротивления материала дисков турбин длительному статическому нагружению в процессе длительной эксплуатации.

Для характерного для дисков турбин длительного статического нагружения И.А.Биргером [8] был предложен двумерный вероятностный критерий разрушения:

$$P_{\text{разр}} = \text{ver} (\sigma_r < \sigma_q, \tau_r < \tau_q), \quad (4)$$

где  $\sigma_r = \sigma_{\text{дл}}$  — предел длительной прочности материала диска;  $\sigma_q = \sigma_{\text{экр}}$  — интенсивность напряжения в диске;  $\tau_r = \tau_p$  — долговечность материала диска в часах;  $\tau_q$  — время нагружения диска в эксплуатации в часах.

Преобразуем выражение (4) к виду:

$$P_{\text{разр}} = \text{ver} (\sigma_r/\sigma_q < 1, \tau_r/\tau_q < 1) = \text{ver} (K_M^* < 1, K_T^* < 1), \quad (5)$$

где  $K_M^*$  и  $K_T^*$  — расчетные статистические запасы прочности и долговечности с принятым уровнем значимости  $\alpha$  и доверительной вероятностью  $P_d$ , вычисленные по статистически экстремальным значениям параметров.

Для дисков турбин выражения для статистических запасов прочности и долговечности представляют собой функции от односторонних толерантных коэффициентов  $K_{S_i}$ ,  $i = \overline{1,4}$  [9, 10] для нормального распределения, выбранных уровней значимости  $\alpha$  и доверительной вероятности  $P_d$ , а также объема выборок  $n_i$ ,  $i = \overline{1,4}$  и искомого значения долговечности  $\tau_3$ :

$$K_M^* = K_M^*(\alpha, P_d, n, \tau) = \frac{\overline{\sigma_{dl\tau}} - K_{S_1}(\alpha, P_d, n_1)S_{\sigma_{B\tau}}}{\overline{\sigma_{экв}} + K_{S_2}(\alpha, P_d, n_2)S_{\sigma_{экв.\tau}}}; \quad (6)$$

$$K_\tau^* = K_\tau^*(\alpha, P_d, n, \tau) = \frac{\overline{\tau_{p\tau}} - K_{S_3}(\alpha, P_d, n_3)S_{\tau_{p\tau}}}{\overline{\tau_q} + K_{S_4}(\alpha, P_d, n_4)S_{\tau_{q,\tau}}}; \quad (7)$$

где  $\overline{\sigma_{dl\tau}}$ ,  $\overline{\sigma_{экв}}$ ,  $\overline{\tau_{p\tau}}$ ,  $\overline{\tau_q}$  — средние значения (предела длительной прочности, эквивалентного напряжения, времени до разрушения, времени нагружения соответственно) рассматриваемых параметров,  $S_{\sigma_{B\tau}}$ ,  $S_{\sigma_{экв.\tau}}$ ,  $S_{\tau_{p\tau}}$ ,  $S_{\tau_{q,\tau}}$  — средние квадратические отклонения (предела длительной прочности, эквивалентного напряжения, времени до разрушения, времени нагружения соответственно) рассматриваемых параметров.

Тогда условия разрушения в соответствии с критериями (4) и (5) можно представить в виде:

$$K_M^* = \varphi_1(\alpha, P_d, n_1, n_2, \tau_3) = 1; \quad (8)$$

$$K_\tau^* = \varphi_2(\alpha, P_d, n_3, n_4, \tau_3) = 1. \quad (9)$$

Из решения уравнений (8) и (9) относительно  $\tau_3$  получаем два значения долговечности в часах, из которых берем минимальное значение.

В результате проведенных исследований были определены долговечности дисков турбин первой ступени ВД газогенераторов двигателей НК-16СТ и НК-16-18СТ. Оказалось, что долговечность диска турбины первой ступени ВД газогенератора двигателя НК-16СТ на 56 % больше, чем долговечность диска у двигателя НК-16-18СТ.

## Заключение

Предложенный метод прогнозирования долговечности на основе статистической информации об изменении нагруженности и характеристик сопротивления материала дисков турбин длительному статическому нагружению в процессе длительной эксплуатации позволяет определять долговечность дисков турбин авиационных двигателей и газогенератора наземной ГТУ для газоперекачивающего агрегата

при любом уровне эксплуатационной наработки. Метод применим для оценки индивидуального ресурса при эксплуатации по техническому состоянию.

Получены экспериментальные данные по механическим свойствам и долговечности жаропрочного сплава на никелевой основе ЭИ698-ВД за период эксплуатации до 80000 часов на наземной ГТУ. Выполненный статистический анализ полученных экспериментальных данных о механических свойствах и долговечности сплава ЭИ698-ВД позволил построить регрессионные модели изменения средних значений характеристик материала дисков турбин в зависимости от их исходного уровня и наработки, что позволило оценить снижение характеристик материала в процессе длительной эксплуатации в составе наземной ГТУ.

Предлагаемый метод прогнозирования долговечности дисков турбин на основе вероятностно-статистического подхода позволяет прогнозировать долговечность дисков турбин ГТД по параметру длительной прочности при проектировании, доводке и любом уровне эксплуатационной наработки.

С помощью предложенного метода, разработанного на основе вероятностного подхода, определена долговечность наиболее нагруженных дисков турбин газогенератора двигателей НК-16СТ и НК-16-18СТ, полученные результаты могут быть использованы для дальнейшего увеличения ресурса.

## Литература

1. *Зрелов В. А., Карташов Г. Г.* Двигатели НК. Самара: Самар. Дом печати, 1999. 288 с.
2. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения / Е. А. Гриценко [и др.]. Самара: СНЦ РАН, 2004. 266 с.
3. *Бондарчук П. В., Фалалеев С. В.* Прочностное проектирование лопаток и дисков ГТД в конечно-элементном комплексе ANSYS: учеб. пособие. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. 42 с.
4. *Кинасошвили Р. С.* Расчет на прочность дисков турбомашин. М.: Оборонгиз, 1954. 144 с.
5. *Великанова Н. П., Закиев Ф. К., Великанов П. Г.* Расчет на прочность основных деталей газотурбинных двигателей: учеб. пособие. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2011. 72 с.
6. *Протасова Н. А., Великанова Н. П., Великанов П. Г., Ахмадеев А. А., Салих И. Ш. С.* Закономерности снижения значений прочностных характеристик материала дисков турбины двигателей газоперекачивающих агрегатов после различных сроков эксплуатации // Изв. вузов. Авиационная техника. № 2. Казань, 2020. С.38–44.
7. Двигатель НК-8-2У. Влияние наработки в летной эксплуатации на параметры работы двигателя: Техн. спр. Исп: Т. А. Семенова, Э. Л. Симкин. № ТО-0737-82. Казань, 1982. 64 с.
8. *Биргер И. А.* Вероятность разрушения и запасы прочности при многомерных критериях разрушения // Проблемы прочности и динамики в авиадвигателестроении. 1985. Вып. 3. С. 7–22. (Труды ЦИАМ. № 1109).
9. *Степнов М. Н., Шаврин А. В.* Статистические методы обработки результатов механических испытаний. М.: Машиностроение, 2005. 400 с.
10. *Большев Л. Н., Смирнов Н. В.* Таблицы математической статистики. М.: Наука, 1983. 416 с.

*А. Н. Серветник<sup>1</sup>, А. Д. Худякова<sup>1</sup>,  
М. Е. Волков<sup>1</sup>, А. А. Жижушкин<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> — ФАУ «ЦИАМ им. П. И. Баранова», Москва

<sup>2</sup> — АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
adkhudyakova@ciam.ru

## **ЦИКЛИЧЕСКОЕ ПОВЕДЕНИЕ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ ВТ9 И ВТ25 В ОБЛАСТИ МАЛОЦИКЛОВОГО НАГРУЖЕНИЯ**

*Аннотация.* Выполнено исследование свойств титановых сплавов ВТ9 и ВТ25 в условиях жесткого отнулевого нагружения в широком диапазоне размахов деформаций и температур. Проанализированы зависимости амплитуд напряжений, средних напряжений и размаха пластических деформаций от номера цикла нагружения. Выделены три характерные стадии циклического поведения материала: первая — стадия циклической неустойчивости, вторая — стадия установившегося поведения и третья стадия, связанная с развитием трещины. Получены значения параметров, позволяющих на основе анализа зависимости размаха пластических деформаций от номера цикла определять долю первой стадии в общей циклической долговечности и характер поведения материалов на первой и второй стадиях.

### **Введение**

Принятые методы оценки циклической долговечности основных деталей ГТД основаны на гипотезе циклической стабильности свойств материала. Для обоснования использования этой гипотезы или перехода к другим, более трудоемким, методам расчета представляет интерес детальное исследование свойств материалов и разработка методов оценки эффектов циклического упрочнения или разупрочнения материалов.

Циклическое упрочнение или разупрочнение материала в условиях жесткого нагружения обычно связывают с изменением максимальных или амплитудных напряжений от цикла к циклу: при их росте с номером цикла говорят об упрочнении, при падении — о разупрочнении [1].

Титановые сплавы при комнатной температуре, как правило, разупрочняются. В работах [2–4] для титанового сплава Ti-6Al-4V показано падение амплитуд напряжений в диапазоне амплитуд деформаций от 0,7 до 2 %, а в работе [5] — падение амплитуд напряжений для амплитуд деформаций 1 и 1,2 %. Для амплитуд от 0,4 до 0,8 % характерно начальное упрочнение с выходом на стабильный участок. Сплав Ti-64 разупрочняется при амплитуде деформаций 1 % на протяжении всего испытания [6]. В работе [7] показано, что для титанового сплава IM 834 при трех различных режимах термообработки заготовок амплитуды напряжений падают на протяжении

всего испытания при амплитудах деформаций в диапазоне от 0,8 до 1,25 %. Для титанового сплава Timetal 834 при амплитудах деформаций от 0,75 до 1,7 % наблюдается разупрочнение [8].

В работах [9, 10] для анализа циклического поведения титанового сплава Ti-5553 кроме амплитуд напряжений рассматривают амплитуды пластических деформаций. В работе [9] показано, что для размахов деформаций 0,5 и 0,75 % в пределах первых десяти (10) циклов наблюдается рост амплитуд напряжений и далее стабилизация. Амплитуда пластических деформаций для этих режимов почти не отличается от нуля. Для размаха 1 % наблюдается возрастание амплитуды напряжений в пределах первых пятидесяти (50) циклов, после — ее снижение до окончания испытания, а для 1,4 % — снижение на протяжении всего испытания. В работе [10] для амплитуд деформаций от 0,7 до 1,2 % наблюдается падение амплитуд напряжений и рост амплитуд пластических деформаций с номером цикла. В работе [11] для титанового сплава Ti-55531 введен параметр скорости разупрочнения, равный отношению падения размаха напряжений к числу циклов на стадии разупрочнения. При амплитудах деформаций 1 и 1,2 % сплав разупрочняется, а при амплитудах от 0,7 до 0,9 % наблюдается стабильное поведение. Параметр скорости разупрочнения возрастает с ростом размаха деформаций.

Число работ по исследованию циклических свойств титановых сплавов при повышенных температурах невелико. В работе [8] для сплава Timetal 834 при 600 °С и амплитудах деформаций в диапазоне от 0,75 до 1,1 % наблюдается разупрочнение с выходом на стабильный участок. В работе [12] рассмотрено циклическое поведение Ti-64 и SP700 при амплитудах деформаций 1,25 и 2 % для температур 350, 400 и 450 °С. Для обоих сплавов наблюдается разупрочнение во всем диапазоне рассмотренных размахов деформаций и температур.

В настоящей работе исследовано циклическое поведение титановых сплавов BT9 и BT25 при жестком отнулевом нагружении в широком диапазоне размахов деформаций и температур на основе анализа амплитуд напряжений, средних напряжений и размахов пластических деформаций.

### **Материалы и условия испытаний**

Исследования проведены на деформируемых жаропрочных титановых сплавах BT9 и BT25, предназначенных для изготовления роторных деталей авиационных ГТД.

Для исследования сплава BT9 образцы вырезали из заготовки диска производства ПАО «Уралкуз». Заготовка шифра ТТО676 изготовлена по техническим условиям ТУ 807.2634.315-2006 и термообработана по режиму: отжиг по инструкции ВИАМ № 685-69 — 960 °С, выдержка 3 ч; охлаждение на воздухе; 530 °С; выдержка 6 ч; охлаждение на воздухе.

Для исследования сплава BT25 образцы вырезали из штамповки диска производства ПАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА». Заготовка шифра ДТО-284А изго-

товлена по ТУ 1-805-053-79 и термообработана по режиму: двойной отжиг 970 °С; выдержка 2 ч; охлаждение на воздухе; 530 °С; выдержка 6 ч; охлаждение на воздухе.

Испытания на малоцикловую усталость проводили в условиях синусоидального жесткого отнулевого цикла нагружения согласно стандарту [13]. Управление режимом нагружения образца и контроль деформации осуществляли с применением высокотемпературного экстензометра с измерительной базой 12,5 мм. Частота испытания для всех образцов составляла 1 Гц. Условия испытаний приведены в табл. 1. Критерием окончания испытаний являлось падение на 50 % максимального напряжения цикла либо разрушение образца.

Таблица 1

Условия испытаний и количество испытанных образцов

Сплав	Температура, °С	Размах деформаций $\Delta\varepsilon$ , %	Число образцов
BT9	20	0,8; 0,9; 1; 1,2; 1,4	2, 6, 4, 2, 3
	200	0,9; 1; 1,1; 1,2; 1,4	1, 3, 1, 3, 3
	300	0,9; 1; 1,2; 1,4	3, 2, 3, 3
BT25	200	0,8; 0,9; 1; 1,2; 1,4	1, 3, 3, 3, 3
	300	0,9; 1; 1,1; 1,2; 1,4	2, 3, 3, 3, 3
	400	0,8; 0,9; 1; 1,2; 1,4	1, 3, 3, 3, 3
	500	0,8; 0,9; 1; 1,2; 1,4	3, 4, 3, 3, 3

### Циклическое поведение титанового сплава BT9

На рис. 1–3 представлены графики зависимостей  $\sigma_a$ , средних напряжений  $\sigma_m$  и размахов пластической деформации  $\Delta\varepsilon_{pl}$  от логарифма номера цикла нагружения для сплава BT9 20, 200 и 300 °С.

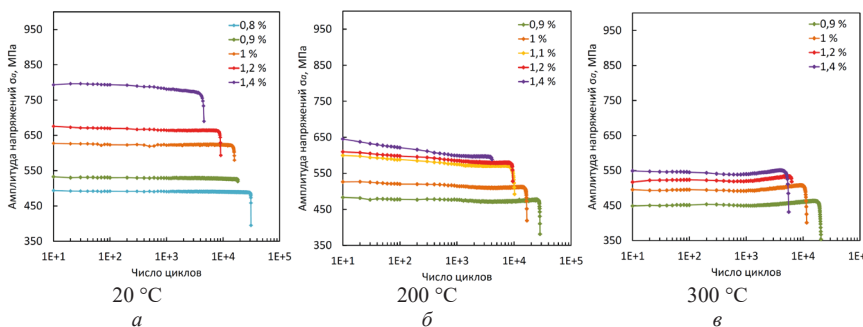
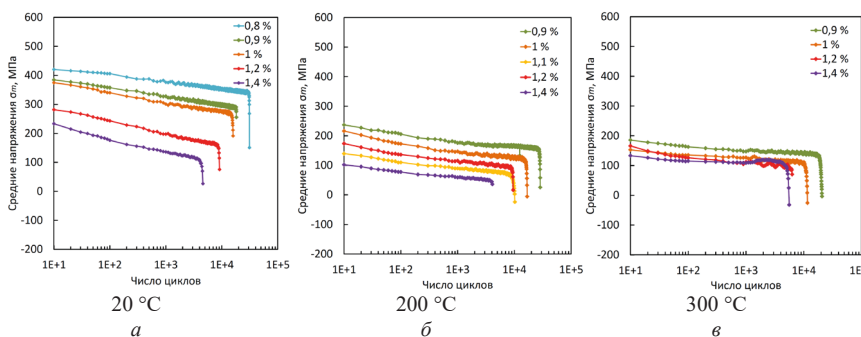
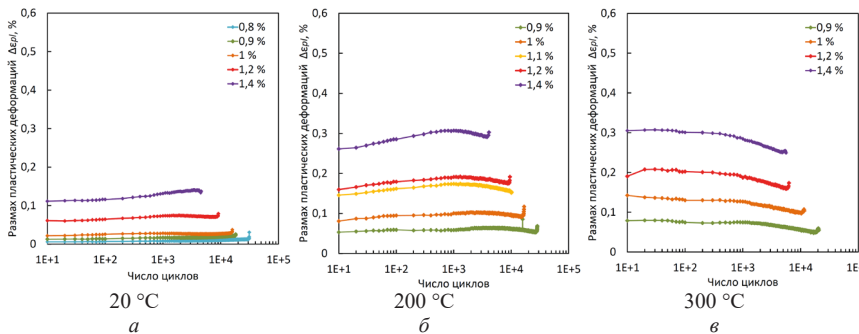


Рисунок 1. Амплитуды напряжений от числа циклов нагружения для сплава BT9 при различных значениях размахов деформаций и температур

Амплитуды напряжений для сплава ВТ9 значительно не изменяются с номером цикла при комнатной температуре для всех размахов деформаций, кроме 1,2 и 1,4 %, при которых наблюдается падение  $\sigma_a$ , темпы которого снижаются с номером цикла. При повышенных температурах наблюдается падение  $\sigma_a$  в пределах первой тысячи циклов, которое сменяется ростом  $\sigma_a$  до окончания испытания, причем более значительным при 300 °С, чем при 200 °С. Средние напряжения уменьшаются с номером цикла на протяжении всего испытания для комнатной температуры и выходят на стабильное значение для повышенных температур. Размахи пластических деформаций при комнатной температуре и размахах деформаций 1,2 и 1,4 % растут с номером цикла, а при остальных размахах существенно не изменяются. При повышенных температурах на начальном этапе может наблюдаться рост  $\Delta\epsilon_{pl}$ , после чего  $\Delta\epsilon_{pl}$  уменьшается до окончания испытания. Большинство испытаний заканчиваются резким падением  $\sigma_a$  и  $\sigma_m$  и ростом  $\Delta\epsilon_{pl}$  — это связано с этапом развития трещины в образце.

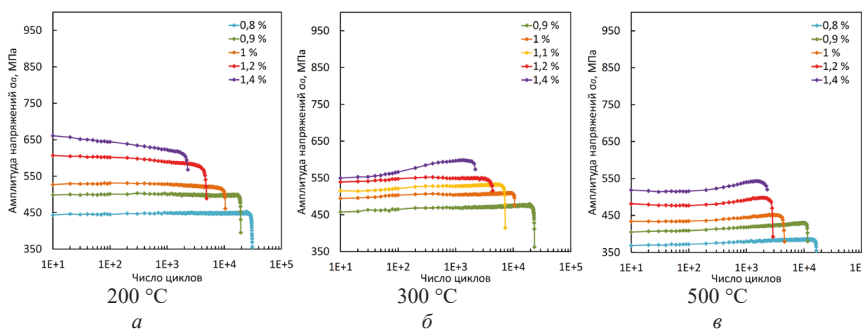


**Рисунок 2.** Средние напряжения от числа циклов нагружения для сплава ВТ9 при различных значениях размахов деформаций и температур



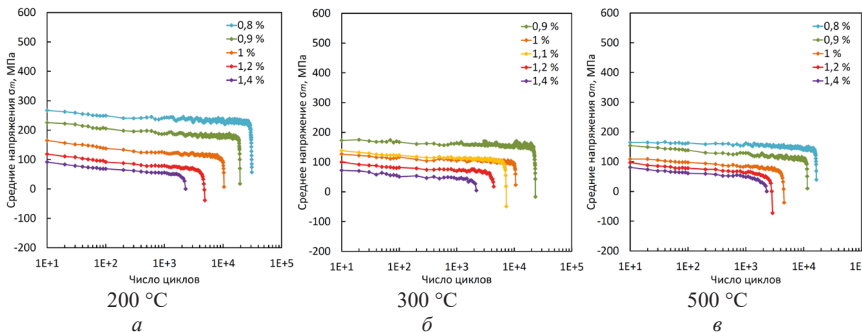
**Рисунок 3.** Размахи пластических деформаций от числа циклов нагружения для сплава ВТ9 при различных значениях размахов деформаций и температур

**Циклическое поведение титанового сплава ВТ25.** На рис. 4–6 представлены графики зависимостей  $\sigma_a$ , средних напряжений  $\sigma_m$  и размахов пластической деформации  $\Delta\epsilon_{pl}$  от логарифма номера цикла нагружения для сплава ВТ25 для температур 200, 300 и 500 °С.



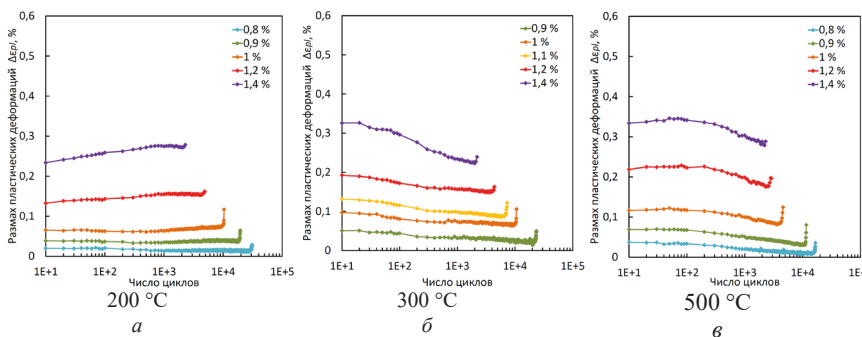
**Рисунок 4.** Амплитуды напряжений от числа циклов нагружения для сплава ВТ25 при различных значениях размахов деформаций и температур

Амплитуды напряжений для сплава ВТ25 при 200 °С для размахов деформаций больших, чем 1 %, падают, а размахи пластических деформаций растут. Для остальных размахов и  $\sigma_a$  и  $\Delta\epsilon_{pl}$  существенно не изменяются. При температурах 300 и 500 °С  $\sigma_a$  растут, а  $\Delta\epsilon_{pl}$  падают. Средние напряжения уменьшаются с последующим выходом на стабильный участок для всех температур. Поведение ВТ25 при 400 °С качественно соответствует поведению при 300 °С.



**Рисунок 5.** Средние напряжения от числа циклов нагружения для сплава ВТ25 при различных значениях размахов деформаций и температур

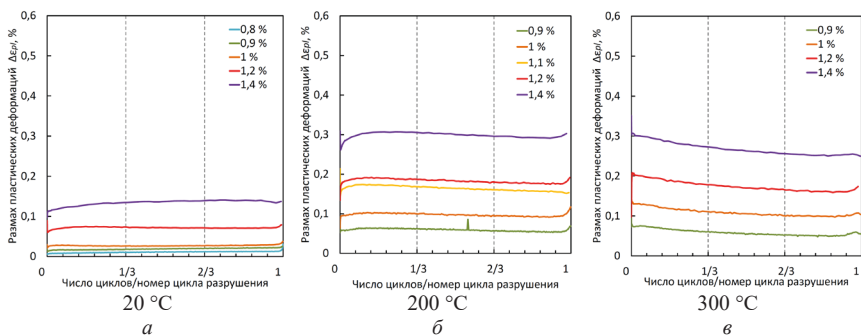




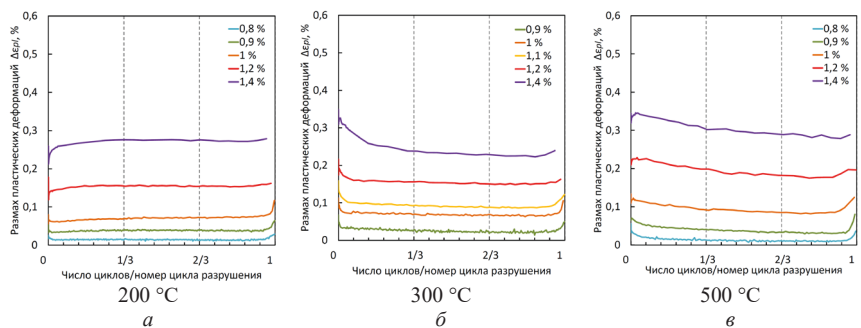
**Рисунок 6.** Размахи пластических деформаций от числа циклов нагружения для сплава ВТ25 при различных значениях размахов деформаций и температур

**Обсуждение результатов.** Анализ характеристик циклического поведения материалов показывает, что титановые сплавы ВТ9 и ВТ25 при жестком отнулевом нагружении могут проявлять склонность к упрочнению, разупрочнению или стабильному поведению в зависимости от температуры и размаха деформаций в цикле. Характер упрочнения может изменяться на протяжении одного испытания. Наблюдается обратная корреляция между амплитудой напряжений и размахом пластических деформаций: росту  $\sigma_a$  (упрочнению), соответствует падение  $\Delta\varepsilon_{pl}$ , а падению  $\sigma_a$  (разупрочнению) — рост  $\Delta\varepsilon_{pl}$ .

На рис. 7 и 8 для сплавов ВТ9 и ВТ25 приведены зависимости  $\Delta\varepsilon_{pl}$  от относительной циклической долговечности  $N/N_f$ . Видно, что в первой трети долговечности располагается первая стадия неустановившегося процесса, на которой происходит резкое упрочнение либо разупрочнение. Первая стадия переходит во вторую стадию установившегося упрочнения, разупрочнения или стабильности. Во второй трети долговечности всегда наблюдается стадия установившегося процесса, близкого к линейному закону, который можно представить уравнением  $h(N)$  линейной регрессии. И наконец, в последней трети долговечности установившийся процесс переходит в третью стадию с характерным существенным отклонением от линейного закона, что может быть связано с развитием трещины МЦУ. Таким образом, может быть выделена общая стадия установившегося процесса от  $N_1$  до  $N_2$ , на котором практически все отклонения  $\Delta\varepsilon_{pl}$  от  $h(N)$  лежат в пределах полосы  $h(N) \pm 3\sqrt{s_{ост}^2}$ , где  $s_{ост}^2$  — дисперсия остатков линейной регрессии.



**Рисунок 7.** Размахи пластических деформаций от относительной циклической долговечности для сплава ВТ9 при различных значениях размахов деформаций и температур



**Рисунок 8.** Размахи пластических деформаций от числа циклов нагружения для сплава ВТ25 при различных значениях размахов деформаций и температур

Для количественной оценки характера поведения материалов предложены два параметра

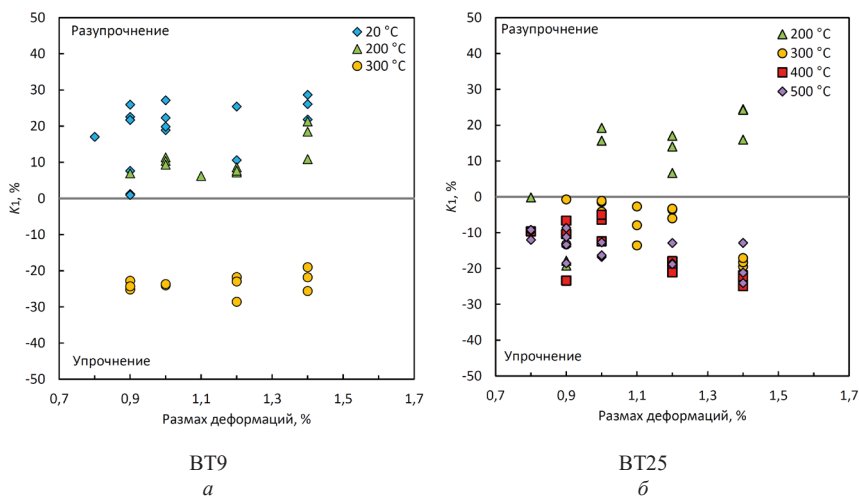
$$K_1 = \frac{N_1}{N_f} \cdot \text{sign}(h(N_1) - \Delta \varepsilon_{pl}^0) \cdot 100; \quad K_2 = h(N_2) - h(N_1), \quad (1)$$

где  $\Delta \varepsilon_{pl}^0$  — размах пластических деформаций в начале нагружения. Абсолютное значение параметра  $K_1$  характеризует долю первой неустановившейся стадии в общей циклической долговечности. Знак параметра  $K_1$  определяет, упрочнился ( $K_1 < 0$ ) или разупрочнился ( $K_1 > 0$ ) материал к началу второй установившейся стадии. Значение  $K_2$  характеризует изменение пластической деформации на участке установившегося процесса и позволяет определить условия испытаний, при которых наблюдается установившееся упрочнение ( $K_2 < -\Delta$ ), установившееся разупрочнение ( $K_2 > \Delta$ ) или стабильность ( $-\Delta \leq K_2 \leq \Delta$ ). В настоящей работе  $\Delta = 0,01\%$ .

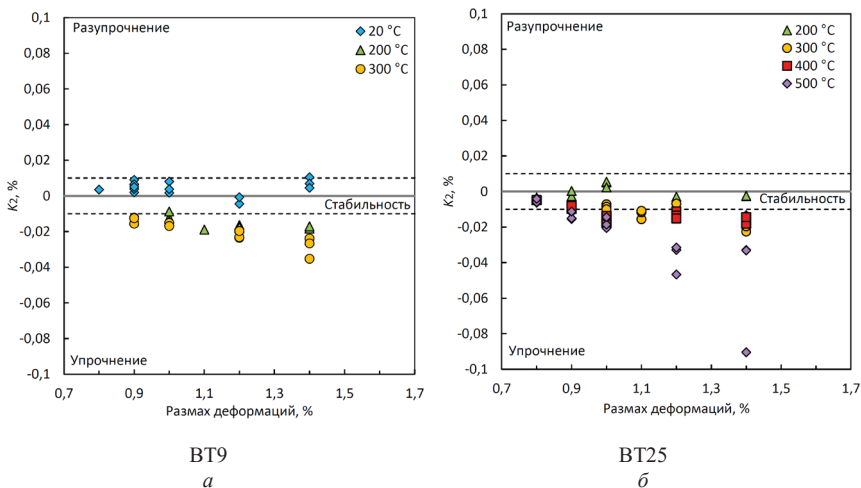
Зависимости параметров  $K_1$  и  $K_2$  от размаха деформаций и температуры для сплавов ВТ9 и ВТ25 приведены на рис. 9 и 10. На рис. 10 выделена область циклической стабильности с границами  $\pm 0,01$  %.

К окончанию первой стадии сплав ВТ9 разупрочняется при 20 и 200 °С, а при 300 °С — упрочняется. При температурах 20 и 300 °С на неустановившийся процесс приходится около 25 %, при 200 °С — около 10 % общей долговечности (рис. 9, а). Доля первой стадии для ВТ9 существенно не зависит от размаха деформаций. К окончанию первой стадии сплав ВТ25У разупрочняется при 200 °С, а при температурах 300, 400 и 500 °С — упрочняется. Наблюдается незначительное увеличение доли первой стадии с увеличением размаха деформаций, не превышающей 25 % от общей долговечности (рис. 9 б).

На второй установившейся стадии для ВТ9 при 20 °С наблюдается стабильное поведение, а для повышенных температур — склонность к упрочнению (рис. 10 а). Для ВТ25 стабильное поведение характерно для 200 °С, а для остальных температур наблюдается склонность к упрочнению (рис. 10б). Для обоих сплавов параметр  $K_2$  растет по модулю с увеличением размаха деформаций.



**Рисунок 9.** Зависимость параметра  $K_1$  от размахов деформаций и температуры



**Рисунок 10.** Зависимость параметра  $K_2$  от размахов деформаций и температуры

## Заключение

У сплавов ВТ9 и ВТ25 в условиях жесткого малоциклового нагружения выявлены три характерные стадии циклического поведения в пределах одного испытания: первая — стадия циклической нестабильности (резкое начальное упрочнение или разупрочнение), вторая — стадия установившегося процесса (упрочнение, разупрочнение или стабильность) и третья — стадия резкого отклонения от установившегося процесса в конце испытания. На основе анализа изменения размаха пластической деформации от числа циклов предложены два параметра для качественной и количественной оценки характера циклического поведения материалов. Первый параметр показывает, какую часть общей долговечности составляет первая стадия циклической нестабильности и показывает, упрочнился или разупрочнился материал к окончанию первой стадии. Второй параметр показывает изменение размаха пластической деформации на второй стадии установившегося процесса и позволяет определить условия испытаний, при которых на этой стадии наблюдается упрочнение, разупрочнение или стабильность.

В результате исследований сплавов ВТ9 и ВТ25 установлено отсутствие их циклической стабильности. Доля первой стадии для ВТ9 не зависит от размаха деформаций, а для ВТ25 — увеличивается с ростом размаха деформаций, не превышая при этом 25 % от общей циклической долговечности. Характер поведения обоих материалов зависит от температуры. Сплав ВТ9 при комнатной температуре упрочняется на первой стадии и стабилен на второй, при 200 °С разупрочняется на первой стадии и склонен к упрочнению на второй, а при 300 °С проявляет упрочнение на обеих ста-

дних. Сплав VT25У при 200 °С разупрочняется на первой стадии и стабилен на второй, а при температурах 300, 400 и 500 °С проявляет упрочнение на обеих стадиях. При размахе деформаций 0,8 % оба сплава можно считать циклически стабильными на второй стадии во всем диапазоне температур.

## Литература

1. *Kang G., Kan Q.* Cyclic plasticity of engineering materials: experiments and models. John Wiley & Sons. 2017. 543 p.
2. *Xu H., Ye D., Mei L.* A study of the back stress and the friction stress behaviors of Ti-6Al-4V alloy during low cycle fatigue at room temperature // *Materials Science & Engineering A*. 2017. 35 p.
3. *Jha J. S., Dhala S., Toppo S.P., Singh R., Tewari A., Mishra S. K., Jayabalan B.* Effect of strain amplitude on low cycle fatigue and microstructure evolution in Ti-6Al-4V: A TKD and TEM characterization // *Materials Characterization*. 2019. 18 p.
4. *Gil F. J., Manero J. M., Ginebra M. P., Planell J. A.* The effect of cooling rate on the cyclic deformation of  $\beta$ -annealed Ti-6Al-4V // *Materials Science & Engineering A*. 2003. 6 p.
5. *Benedetti M., Fontanari V., Bandini M., Zanini F., Carmignato S.* Low- and high-cycle fatigue resistance of Ti-6Al-4V ELI additively manufactured via selective laser melting mean stress and defect sensitivity // *International Journal of Fatigue*. 2018. P. 96–109.
6. *Syed A. K., Parfitt D., Wimoenny D., Muzangaza E., Chen B.* Cyclic plasticity and damage mechanisms of Ti-6Al-4V processed by electron beam melting // *International Journal of Fatigue*. 2022. Vol. 160. 12 p.
7. *Kumar A., Singh N., Singh V.* Influence of stabilization treatment on low cycle fatigue behavior of Ti alloy IMI 834 // *Material Characterization*. 2003. P. 225–233.
8. *Singh N., Singh V.* Low cycle fatigue behavior of Ti alloy Timetal 834 at 873 K // *International Journal of Fatigue*. 2007. P. 843–851.
9. *Huang J., Wang Zh., Xue K.* Cyclic deformation response and micromechanisms of Ti alloy Ti-5Al-5V-5Mo-2Cr-0.5Fe // *Materials Science & Engineering A*. 2011. P. 8723–8732.
10. *Sen M., Suman S., Mukherjee S., Banerjee T., Sivaprasad S., Tarafder S., Bhattacharjee A., Kar S. K.* Low cycle fatigue behavior and deformation mechanism of different microstructures in Ti-5Al-5Mo-5V-3Cr // *International Journal of Fatigue*. 2021. 17p.
11. *Xu Z., Huang Ch., Tan Ch., Wan M., Zhao Y., Ye J., Zeng W.* Influence of microstructure on cyclic deformation response and micromechanics of Ti-55531 alloy // *Materials Science & Engineering A*. 2020. 41 p.
12. *Lin Y.-H., Hu K.-H., Kao F.-H., Wang S.-H., Yang J.-R., Lin Ch.-K.* Dynamic strain aging in low cycle fatigue of duplex titanium alloys // *Materials Science & Engineering A*. 2011. 9 p.
13. ГОСТ 25.502-79. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость. 1981.

**РАЗДЕЛ 5**  
**СИСТЕМЫ**  
**АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ**



*А. Б. Герасимов, А. В. Суров, Е. А. Пантелеева*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
gerasimov@klimov.ru, a.v.surov@klimov.ru

## **МЕТОД УПРАВЛЕНИЯ ГАЗОТУРБИНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ ПРИ ОТКАЗЕ ПОДСИСТЕМЫ ОГРАНИЧЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА**

*Аннотация.* В настоящей статье представлены апробированный метод коррекции программы частоты вращения ротора турбокомпрессора для двигателей семейства ТВ7-117 в случае отказа подсистемы ограничения максимальной температуры газа и новый метод, основанный на постоянстве пропускной способности турбины компрессора. Все проведенные расчеты выполнены с помощью одномерной математической модели.

### **Введение**

В условиях повышенных температур и на больших высотах эксплуатация газотурбинного двигателя (ГТД) осуществляется с помощью подсистемы САУ, ограничивающей максимально допустимое значение температуры газа и опирающейся на показания датчиков температуры. При отсутствии показаний с датчиков требуется разработать метод управления, с помощью которого можно достичь неперевышения максимально допустимого значения температуры газа перед свободной турбиной за счет изменения частоты вращения ротора турбокомпрессора.

Переход работы ГТД на закон управления максимальной температурой газа  $t_{Г}$  в зависимости от внешних условий может осуществляться с любого другого закона управления. Характер изменения параметров ГТД при работе на различных законах управления в процессе увеличения температуры окружающего воздуха в диапазоне  $t_{Н} = \text{минус } 60 \text{ — плюс } 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$  представлен в таблице 1.

На основании табл. 1 можно сделать вывод, что значение физической частоты вращения ротора турбокомпрессора  $n_{ТК}$  начинает убывать только после перехода работы двигателя на закон поддержания постоянного значения температуры газа  $t_{Г}$  перед свободной турбиной.

### **Способы регулирования двигателя**

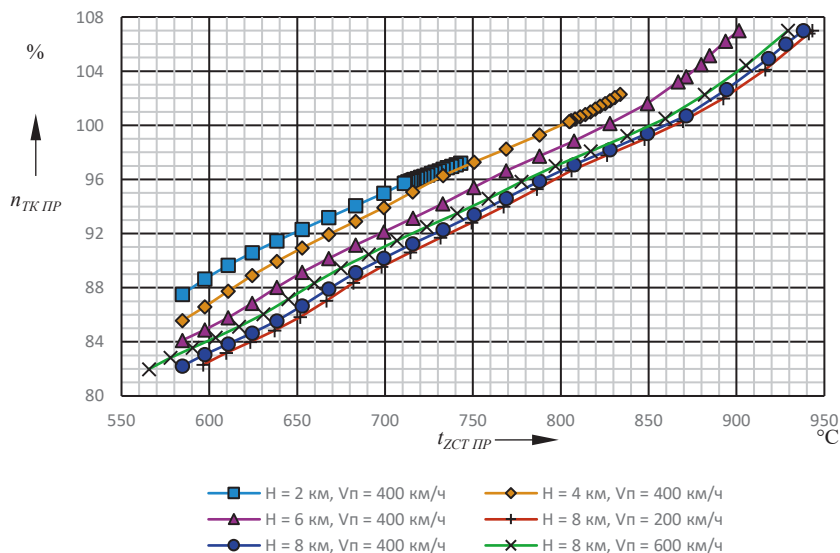
*Первый способ* регулирования двигателя, рассмотренный ранее на примере двигателей ТВ7-117СТ-01 и ТВ7-117СТ серии 1 [1], предполагает, что приведенная частота вращения ротора турбокомпрессора является функцией от приведенной температуры газа перед свободной турбиной  $n_{ТК ПР} = f(t_{ЗСТ ПР})$ .



**Характер изменения параметров ГТД при работе на различных законах управления в процессе увеличения температуры окружающего воздуха**

Закон управления	Параметр			
	$n_{TK\text{ ПР}}$	$N_{ВВ}$	$n_{TK}$	$t_{Г}$
Ограничение $n_{TK\text{ ПР}}$	равен $n_{TK\text{ ПР ШТАТ}}$	меньше $N_{ВВ\text{ ШТАТ}}$ и возрастает	меньше $n_{TK\text{ ШТАТ}}$ и возрастает	меньше $t_{Г\text{ ШТАТ}}$ и возрастает
Поддержание $N_{ВВ}$	меньше $n_{TK\text{ ПР ШТАТ}}$ и убывает	равен $N_{ВВ\text{ ШТАТ}}$	меньше $n_{TK\text{ ШТАТ}}$ и возрастает	меньше $t_{Г\text{ ШТАТ}}$ и возрастает
Ограничение $n_{TK}$	меньше $n_{TK\text{ ПР ШТАТ}}$ и убывает	меньше $N_{ВВ\text{ ШТАТ}}$ и убывает	равен $n_{TK\text{ ШТАТ}}$	меньше $t_{Г\text{ ШТАТ}}$ и возрастает
Ограничение $t_{Г}$	меньше $n_{TK\text{ ПР ШТАТ}}$ и убывает	меньше $N_{ВВ\text{ ШТАТ}}$ и убывает	меньше $n_{TK\text{ ШТАТ}}$ и убывает	равен $t_{Г\text{ ШТАТ}}$

*Примечание.* Нижним индексом «ШТАТ» обозначены штатные максимально допустимые значения параметров.



**Рисунок 1.** Изменение приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора в зависимости от приведенной температуры газа перед свободной турбиной

В ходе разработки данного подхода были рассмотрены зависимости  $n_{TK\text{ ПР}} = f(t_{ZCT\text{ ПР}})$  с учетом высоты и скорости полета, которые представлены на рис. 1. В диапазоне приведенных температур газа перед свободной турбиной  $t_{ZCT\text{ ПР}} = 700\text{--}850$  °С криволинейную зависимость можно аппроксимировать прямой с угловым коэффициентом  $k$ .

При этом для использования данного подхода значение приведенной частоты вращения корректируется в зависимости от изменения давления на входе в двигатель, факта включения ПОС и отклонения положения НАК от программного значения.

Тогда зависимость изменения приведенной частоты вращения от указанных выше параметров, обеспечивающая непревышение максимально допустимого значения температуры, записывается в следующем виде:

$$\begin{aligned} n_{TK\text{ ПР}} = & n_{TK\text{ ПР}0} + k(t_{ZCT\text{ ПР}} - t_{ZCT\text{ ПР}0}) - \Delta n_{TK\text{ ПР}}(P_{BX}^*) \\ & - \Delta n_{TK\text{ ПР ПОС}}(P_{BX}^*) + \\ & + \Delta n_{TK\text{ ПР НАК}}(\alpha_{НАК}) \end{aligned} \quad (1)$$

где  $n_{TK\text{ ПР}}$  — искомое значение приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора, %;

$n_{TK\text{ ПР}0}$ ,  $t_{ZCT\text{ ПР}0}$  — координаты точки привязки к характеристике акта сдачи, % и °С соответственно;

$k$  — угловой коэффициент аппроксимационной прямой;

$t_{ZCT\text{ ПР}}$  — приведенное значение температуры газа, °С;

$\Delta n_{TK\text{ ПР}}(P_{BX}^*)$  — зависимость изменения приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора от полного давления воздуха на входе в осецентрированный компрессор;

$\Delta n_{TK\text{ ПР ПОС}}(P_{BX}^*)$  — зависимость изменения приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора от полного давления воздуха на входе в осецентрированный компрессор при включении ПОС;

$\Delta n_{TK\text{ ПР НАК}}(\alpha_{НАК})$  — зависимость изменения приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора от отклонения угла поворота направляющих аппаратов компрессора (НАК) от программного значения.

Три поправки на значение приведенной частоты вращения, указанные последними, зависят от конструктивного облика ГТД, схем отборов мощности и воздуха, а также внешних условий.

Для использования представленного метода управления необходимым условием является измерение двух независимых параметров — полного давления воздуха  $P_{BX}^*$  на входе в двигатель и полной температуры воздуха  $T_{BX}^*$  на входе в двигатель, а также знание значений ограничения температуры газа в зависимости от положений РУД и селектора режимов в виде  $t_r = f(\alpha_{руд}, \text{селектор режимов})$ .

Данный метод также был опробован на двигателях ТВ7-117СТ-02 и ТВ7-117ВК. Все параметры, которые оказывают существенное влияние на зависимость  $n_{TKPP}$ , остаются прежними. Вследствие чего можно сделать вывод о работоспособности данного подхода регулирования.

*Второй метод* управления двигателем при отказе датчика температуры основан на неизменности пропускной способности сопловых аппаратов турбин ГТД в пределах одного режима при неизменной скорости полета и высоте.

Дальнейшие рассуждения справедливы для турбины компрессора.

Согласно [2], пропускная способность соплового аппарата турбины определяется по формуле

$$\bar{G}_{TK} = \frac{G_{ZTK} \sqrt{T_{ZTK}^*}}{P_{ZTK}^*} = \text{const}, \quad (2)$$

где  $G_{ZTK}$  — расход газа перед сопловым аппаратом;  
 $T_{ZTK}^*$  — полная температура газа перед сопловым аппаратом;  
 $P_{ZTK}^*$  — полное давление газа перед сопловым аппаратом.

При постоянной температуре газа перед турбиной имеем следующее соотношение

$$\frac{P_{ZTK}^*}{G_{ZTK}} = \frac{\sqrt{T_{ZTK}^*}}{\bar{G}_{TK}} = B. \quad (3)$$

Заменив физический расход газа приведенным

$$G_{ZTK} = G_{ZTKPP} \frac{P_{BX}^*}{1,0332} \cdot \sqrt{\frac{288,15}{T_{BX}^*}}, \quad (4)$$

где  $G_{ZTKPP}$  — приведенный расход на входе в турбину компрессора,

и выразив давление за камерой сгорания через давление на входе в двигатель

$$P_{ZTK} = P_{BX}^* \pi_K \sigma_{KC}, \quad (5)$$

где  $\pi_K$  — степень повышения давления в компрессоре;  
 $\sigma_{KC}$  — коэффициент восстановления полного давления в камере сгорания,

в результате преобразований в формуле (3) получим

$$\frac{\pi_K}{G_{ZTKPP}} = B \cdot \sqrt{\frac{288,15}{T_{BX}^*}} \cdot \frac{1}{1,0332 \sigma_{KC}}. \quad (6)$$

Принимая, что  $\pi_K/G_{ZTKPP}$  — функция приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора, представим ее в виде линейной функции

$$\frac{\pi_K}{G_{ZTK\text{ ПР}}} = an_{TK\text{ ПР}} + b, \quad (7)$$

где  $a, b$  — коэффициенты, определяющиеся в результате аппроксимации функции  $\pi_K/G_{ZTK\text{ ПР}} = f(n_{TK\text{ ПР}})$ .

В результате имеется равенство

$$B \cdot \sqrt{\frac{288,15}{T_{BX}}} \cdot \frac{1}{1,0332\sigma_{KC}} = an_{TK\text{ ПР}} + b. \quad (8)$$

Во избежание алгоритмических ошибок приведенные значения частоты вращения ротора турбокомпрессора следует выразить через физические, которые в ходе преобразований определяются по формуле (9).

$$n_{TK} = \frac{B' - b' \sqrt{T_{BX}^*}}{a}, \quad (9)$$

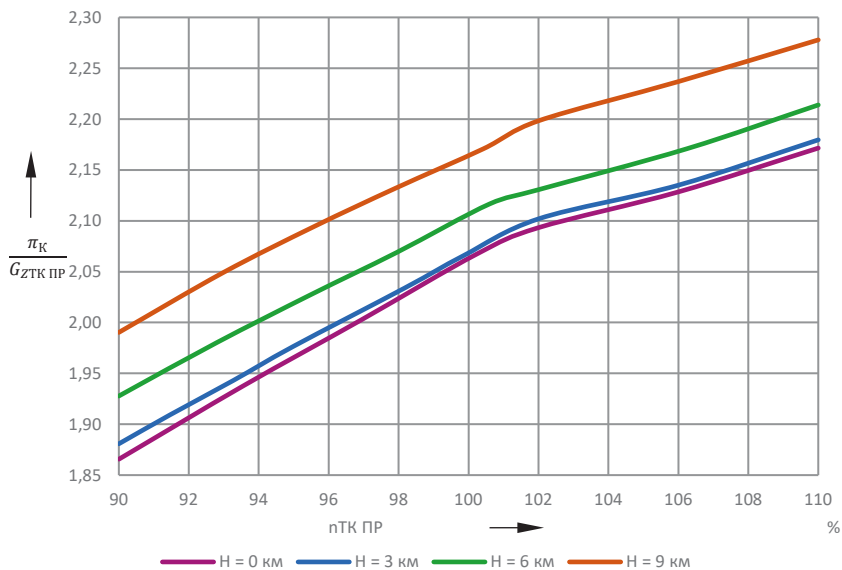
$$B' = \frac{B}{1,0332\sigma_{KC}}, \quad (10)$$

$$b' = \frac{b}{\sqrt{288,15}}. \quad (11)$$

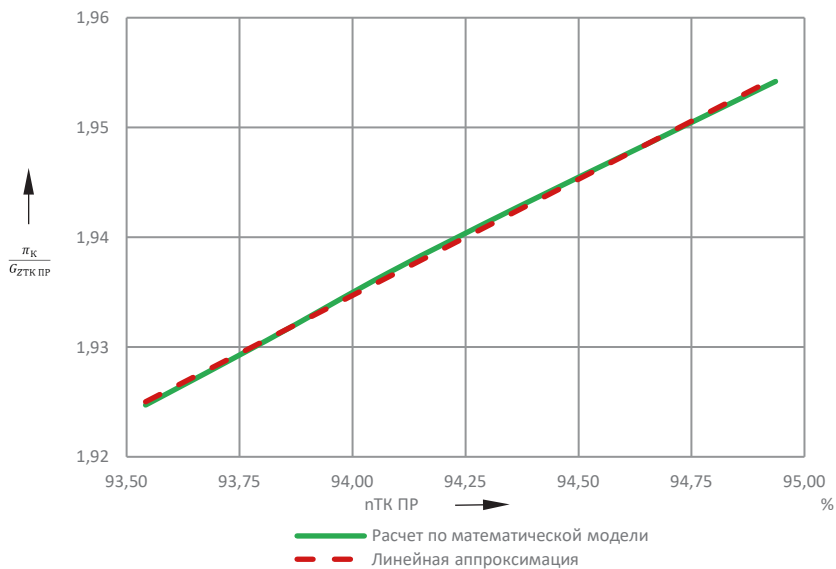
Для проверки работоспособности алгоритма были выполнены расчеты по математической модели двигателя ТВ7-117СТ-02.

Расчеты при определении коэффициентов  $a$  и  $b$  проводились в отсутствие отборов на ПОС и СКВ при различных высотах и скорости полета  $V_{II} = 0$  км/ч. На рисунке 2 показано, что с увеличением высоты зависимость  $\pi_K/G_{ZTK\text{ ПР}} = f(n_{TK\text{ ПР}})$  претерпевает эквидистантное смещение, при этом угол наклона меняется незначительно. Графики имеют точку перегиба при  $n_{TK\text{ ПР}} = 102\%$ , которая вызвана изменением закона регулирования угла поворота направляющих аппаратов компрессора (НАК). При больших значениях приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора зависимость  $\pi_K/G_{ZTK\text{ ПР}} = f(n_{TK\text{ ПР}})$  сохраняет линейную зависимость, но меняется угол наклона, что ведет к уменьшению коэффициента  $a$  и, соответственно, к увеличению коэффициента  $b$  при тех же условиях.

В стендовых условиях ( $H = 0$  км,  $V_{II} = 0$  км/ч, отборы на ПОС и СКВ отсутствуют) выполнен расчет двигателя, работающего на законе поддержания постоянной температуры газа  $t_H$  в диапазоне изменения температуры окружающего воздуха  $t_H$  от  $+50$  °С до  $+60$  °С, который представлен на рисунке 3 в виде зависимости  $\pi_K/G_{ZTK\text{ ПР}} = f(n_{TK\text{ ПР}})$ . Значения приведенных частот вращения ротора турбокомпрессора не превышают  $n_{TK\text{ ПР}} = 102\%$ , точка перегиба отсутствует, вследствие чего зависимость можно аппроксимировать линейной функцией.



**Рисунок 2.** Изменение  $\pi_K/G_{ZTK\ PP} = f(n_{TK\ PP})$  в зависимости от высоты



**Рисунок 3.** Аппроксимация криволинейной функции  $\pi_K/G_{ZTK\ PP} = f(n_{TK\ PP})$

Значения температуры газа  $T_{ZCT}$ , полученные с помощью представленного метода, не превышают максимально допустимого значения температуры газа на режиме.

Для сравнения полученных результатов были выполнены расчеты по методике и математической модели в одинаковых условиях. Результаты расчетов представлены в табл. 2.

Таблица 2

### Сравнение результатов расчетов

№ п/п	Параметр	Математическая модель				Способ расчета			
		50	52	54	56	50	52	54	56
1	$t_H$	50	52	54	56	50	52	54	56
2	$N_{BV}$	2544	2484	2425	2368	2502	2444	2386	2330
3	$n_{TK}$	100,54	100,54	100,55	100,55	100,35	100,35	100,36	100,37
4	$n_{PP}$	94,94	94,65	94,36	94,08	94,76	94,47	94,19	93,91
5	$T_{ZTK}$	1533	1532	1532	1531	1527	1527	1526	1526
6	$T_{ZCT}$	1093	1093	1093	1093	1089	1089	1089	1089

Для работы с данным методом стоит отметить следующее:

- при проведении дополнительных расчетов для «установленного» двигателя график  $\pi_K/G_{ZTK PP} = f(n_{TK PP})$  претерпевает эквидистантное смещение, не меняя угла наклона;
- предварительный расчет с применением математической модели для определения параметров  $B$ ,  $b$  и  $a$  следует проводить на законе регулирования  $T_{ZCT} = const$ ;
- в качестве исходных данных принимается один независимый параметр — полная температура воздуха на входе в двигатель  $T_{BX}^*$ .

Преимущество второго подхода перед первым заключается в меньшем количестве исходных независимых параметров.

### Литература

1. Герасимов А. Б. Способ управления газотурбинным двигателем при отказе подсистемы ограничения максимальной температуры газа / А. Б. Герасимов, Е. В. Рабец, А. В. Сувор // Климовские чтения — 2020. Перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей научно-технической конференции. СПб: Скифия-принт, 2020. С. 204–211.

2. ГОСТ Р 58991-2020. Аппараты турбин сопловые. Методы определения пропускной способности. Turbine nozzles. Methods for nozzle capacity detection: национальный стандарт Российской Федерации: издание официальное. Утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 28 августа 2020 г. № 589-ст. Введен впервые: дата введения 2021-01-01. Разработан Федеральным государственным унитарным предприятием «Центральный институт авиационного моторостроения имени П. И. Баранова [Текст: непосредственный]. М.: Стандартиформ, 2020. 10 с.

## **РАЗДЕЛ 6**

# **ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**





*И. А. Колесников, А.Ю. Калеменив*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
kolesnikov@klimov.ru, diagnos7@klimov.ru

## **ПРИМЕНЕНИЕ НЕЙРОСЕТЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ КОНТОРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЯ**

*Аннотация.* Отражены основные этапы разработки и внедрения нейросетевой модели определения тяги двигателя РД-33МК. Получены и оценены результаты работы модели на основе данных с ресурсных испытаний двигателя РД-33МК.

### **Введение**

В современных реалиях становится актуальной задача контроля двигателя по техническому состоянию. Такой подход позволяет снизить затраты на обслуживание, а также своевременно определять неисправности и предотвращать аварийные ситуации. Контроль двигателя по техническому состоянию подразумевает под собой постоянный мониторинг параметров двигателя на протяжении его эксплуатации и выявления неисправностей на их основе.

Для создания системы контроля двигателя по техническому состоянию необходимо иметь единую базу данных, в которую, в режиме реального времени, будут вноситься данные с эксплуатируемых двигателей. Далее необходима интеллектуальная система, способная обрабатывать данные и выявлять неисправности, а также сообщать о них пользователям.

В данный момент уже имеются решения в виде баз данных. На предприятии АО «ОДК-Климов» таким решением является ПО «Диагностика», в БД которой, после применения того или иного двигателя, вносится информация по диагностируемым параметрам. В дальнейшем информация обрабатывается отделом диагностики, который в случае отклонения параметров от определённой нормы осведомляет пользователей.

Одной из актуальных проблем на данный момент, является отсутствие регистрации тяги и расхода топлива на ТРД. В качестве примера можно привести двигатель РД-33МК. Одним из вариантов решения подобной проблемы является создание интеллектуальной системы, которая способна на основе регистрируемых БАРК-42 параметров определить значения тяги и расхода топлива. В качестве такой системы может выступать нейросетевая или регрессионная модель. Множеством работ было доказано, что нейросетевые модели являются более точными применительно к моделированию динамического процесса, по сравнению с регрессионными, используемыми в [1].

В работе будет рассматривается разработка модели тяги двигателя РД-33МК на основе данных поступающих с БАРК-42. ПО, которое используется в работе — MATLAB 2014b, реализация разработанной модели будет происходить в ПО «Диагностика». В качестве базы для создания модели будут использоваться данные с ресурсных испытаний второго этапа двигателя РД-33МК.

### Разработка модели

Для создания нейросетевой модели необходимо чётко определить на основе каких параметров необходимо выдавать вычисленные значения тяги. Были определены параметры, максимально коррелируемые с показаниями тяги. Такими параметрами являются: частота вращения вентилятора ( $n_v$ ), компрессора ( $n_k$ ), угол установки рычага управления двигателем (Аруд), давление за компрессором ( $P_k$ ), давление атмосферное ( $P_{вх}$ ), положение створок критического сечения сопла (Агс), температура на входе в двигатель ( $T_{вх}$ ), давление за турбиной вентилятора ( $P_4$ ), температура газа за турбиной вентилятора ( $T_4$ ).

Следующим этапом определена архитектура нейронной сети, то есть определен тип сети, количество слоёв в ней, количество нейронов в каждом слое. Так как процесс работы двигателя — это динамический процесс, то целесообразно использование рекуррентной нейронной сети. В MATLAB 2014b одной из таких сетей является NARX — сеть.

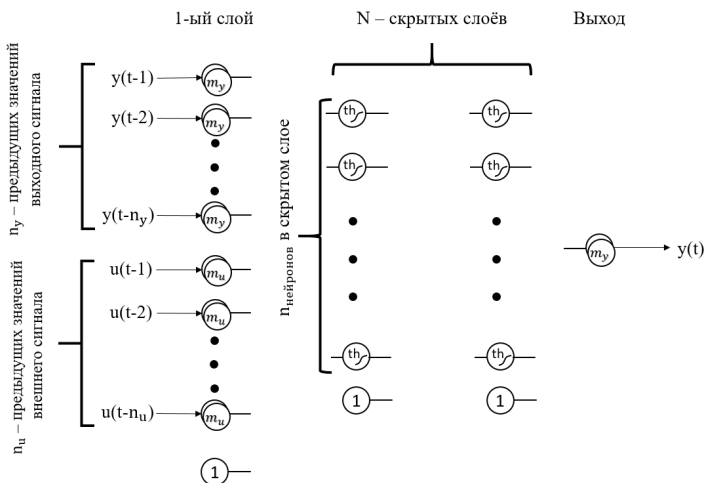
Нелинейная авторегрессивная сеть с внешними входными параметрами (NARX) является динамической сетью с соединениями обратной связи. Уравнение определения для модели NARX:

$$y(t) = f(y(t-1), y(t-2), \dots, y(t-n_y), u(t-1), u(t-2), \dots, u(t-n_u)) \quad (1)$$

где следующее значение зависимого выходного сигнала  $y(t)$  регрессируется на предыдущих значениях выходного сигнала и предыдущих значениях (внешнего) входного сигнала. Схема NARX сети показана на рис. 1.

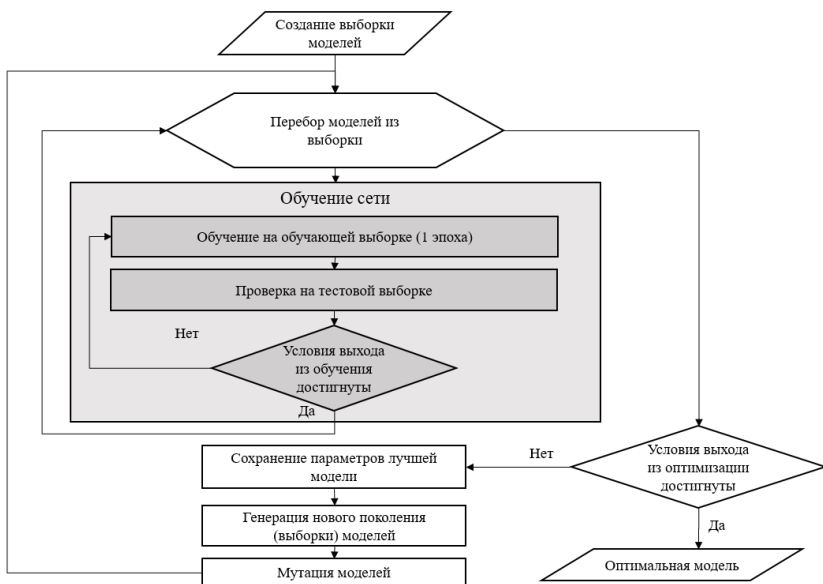
Для определения количества слоёв и нейронов не существует определенного алгоритма. В большинстве случаев, данная задача решается методом перебора различных вариантов исполнения нейронной сети. В таком случае, можно применить один из алгоритмов оптимизации, использующий схожий принцип. Таким алгоритмом является генетический алгоритм оптимизации.

В качестве данных, на которых происходило обучение нейронных сетей были взяты 15 циклов, а также 4 дроссельные характеристики с ресурсных испытаний второго этапа. Параметры применялись регистрируемые БАРК, а значения тяги, регистрируемые АСУ ТПИ. Для валидации модели использованы 4 цикла того же этапа испытаний. Схема обучения и оптимизации модели отображена на рис. 2. Обучение происходит по алгоритму Левенберга-Марквардта.



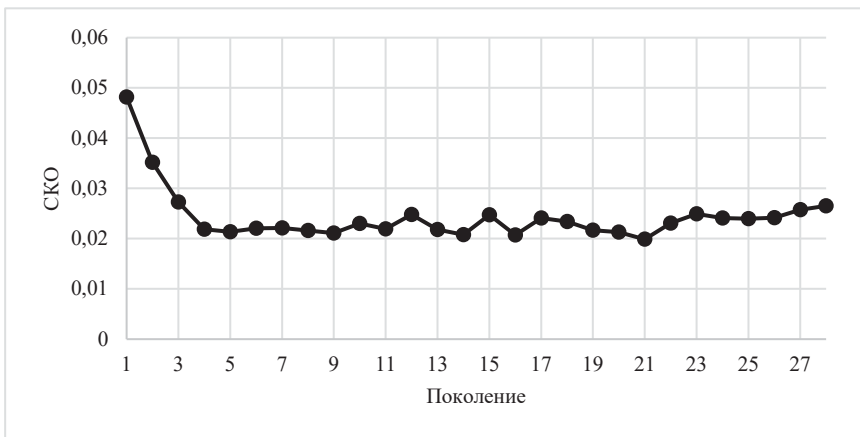
**Рисунок 1.** Схема NARX — сети:

$th$  — функция гиперболического тангенса;  $n_y$  — количество предыдущих шагов выходного сигнала;  $n_u$  — количество предыдущих шагов входного сигнала;  $y$  — выходной сигнал;  $u$  — входной сигнал;  $m_y$  — количество параметров выходного сигнала;  $m_u$  — количество параметров входного сигнала;  $n_{\text{нейронов}}$  — количество нейронов в первом скрытом слое;  $N$  — количество скрытых слоёв;  $t$  — шаг по времени;  $1$  — единичный нейрон

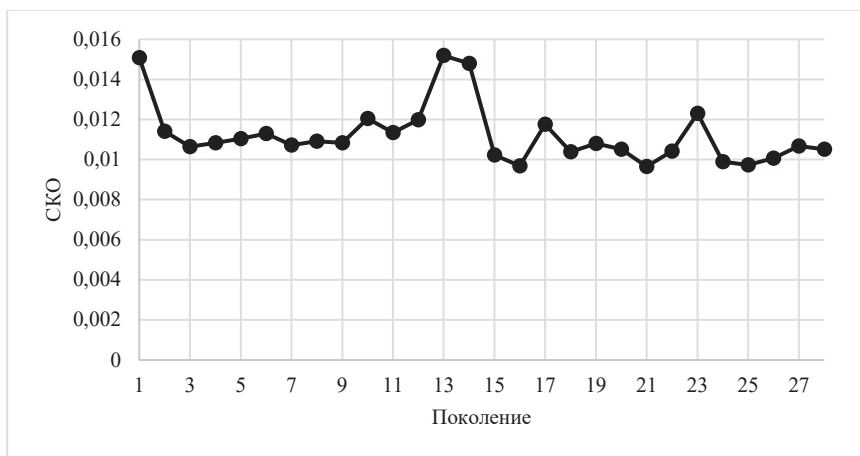


**Рисунок 2.** Блок-схема оптимизации архитектуры модели с применением генетического алгоритма

На рис. 3-4 показан процесс оптимизации архитектуры NARX — сети. В качестве показателя эффективности модели используется средняя квадратичная ошибка (СКО) между показаниями тяги со стенда и рассчитанными с помощью модели. Критерием останковки оптимизации является 6 ошибочных шагов оптимизации по средней СКО и минимальной СКО поколения. Под ошибочным шагом понимается шаг, на котором минимальное значение средней или минимальной СКО поколения не обновляется (остаётся прежним).



**Рисунок 3.** Оптимизация — среднее СКО поколения



**Рисунок 4.** Оптимизация — минимальное СКО поколения

На шаге 21 было выявлено, что NARX — сеть с двумя скрытыми слоями в первом из которых находится 2 искусственных нейрона, во втором 2 искусственных нейрона, а также с одним шагом выходного сигнала и одним шагом входного сигнала, является оптимальной архитектурой нейронной сети. СКО данной оптимальной сети составило — 0,00965.

Данная сеть была снова обучена. Целесообразным является обучение нескольких одинаковых моделей с дальнейшим определением наиболее эффективной, так как результат обучения коррелирует с изначально случайно заданными весами искусственных нейронов в модели.

Полученная вышеописанным способом нейросетевая модель показала результат на тестовой выборке — 0,00915, что эффективнее модели во время оптимизации на ~ 5.1%.

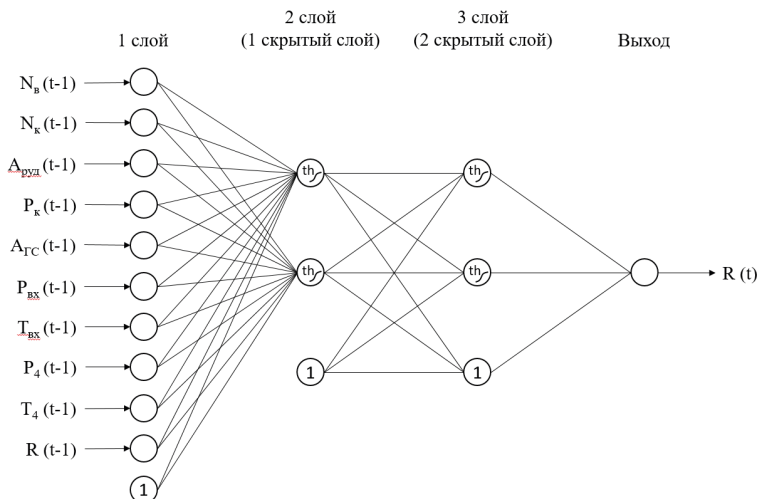
В табл. 1 представлены результаты использования данной модели на последующих этапах ресурсных испытаний. В таблице отображена оценка средней ошибки по отобранному случайным образом циклам (18 циклов) в абсолютных значениях тяги для всех режимов работы двигателя.

Т а б л и ц а 1

**Ошибка разработанной модели в абсолютных значениях тяги**

Ошибка тяги	Среднее значение по циклам
Ошибка тяги — средняя, кгс	62,48577778

На рис. 5 представлена схема разработанной нейронной сети.



**Рисунок 5.** Схема разработанной нейронной сети

Единицами на схеме обозначены нейроны смещения. В них не передаются сигналы, их значение равны единице, а при обучении изменяется только вес нейрона.

Математические преобразования, которые используются в сети представлены в формулах (2)–(6).

Нейроны первого слоя представляют собой нормированные входные значения, а также один нейрон смещения. Никаких математических преобразований здесь не происходит. Далее происходит матричное умножение входных значений на их веса и получение значений следующих нейронов с помощью функции гиперболического тангенса по формулам:

$$X'_{1j} = N_v(t-1) * k_{1j}^i + N_k(t-1) * k_{2j}^i + \dots + R(t-1) * k_{10j}^i + 1 * k_{11j}^i, \quad i = 1 \quad (2)$$

$$X_{1j} = \text{th}(X'_{1j}) \quad (3)$$

Здесь:

$X'$  — значение суммы, подающейся на нейрон;

$X$  — значение нейрона;

$k$  — вес нейрона;

$i$  — номер слоя;

$j$  — номер нейрона на который подаётся сигнал.

На следующем слое происходят схожие преобразования:

$$X'_{2j} = X_{11} * k_{1j}^i + X_{12} * k_{2j}^i + 1 * k_{3j}^i, \quad i = 2 \quad (4)$$

$$X_{2j} = \text{th}(X'_{2j}) \quad (5)$$

Выходное значение тяги:

$$R = X_{21} * k_{1j}^i + X_{22} * k_{2j}^i + 1 * k_{3j}^i, \quad i = 3 \quad (6)$$

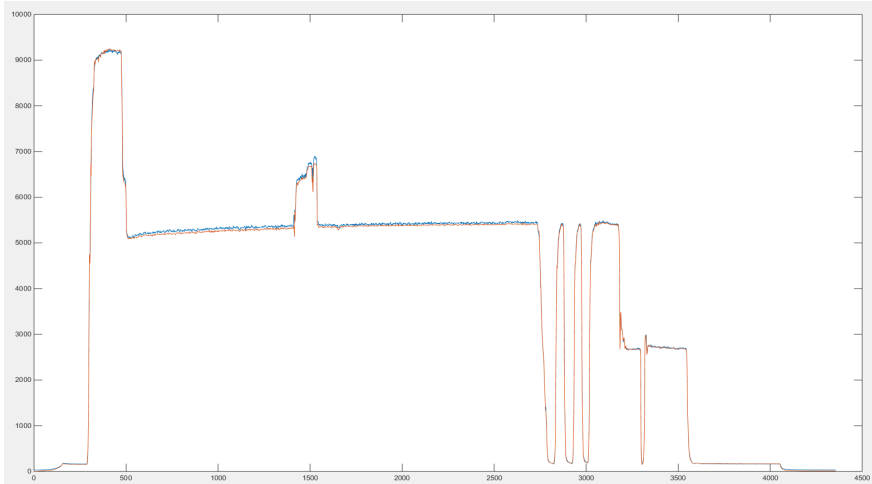
Все веса для работы данной модели были вычислены в ПО MATLAB 2014b и перенесены вместе с алгоритмом работы модели на язык ACL в ПО «Диагностика».

### Работа модели

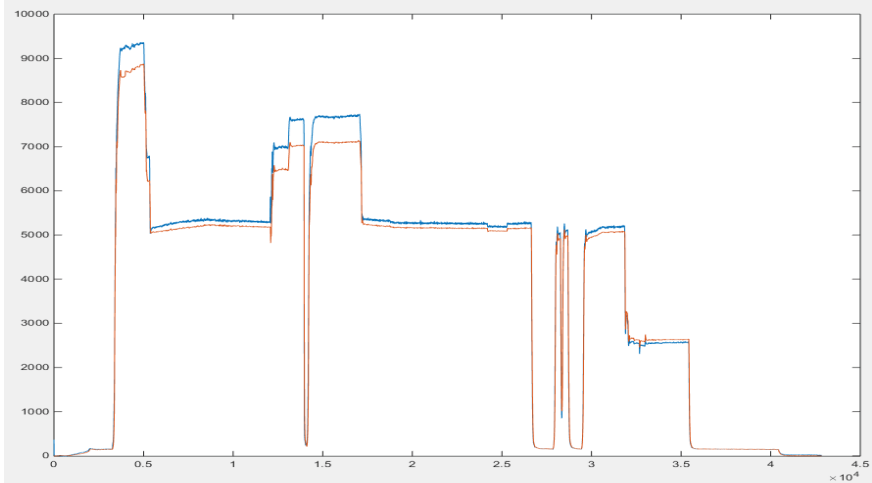
В качестве демонстрации работы модели взят цикл второго этапа ресурсных испытаний для двигателя РД-33МК, а также цикл третьего этапа ресурсных испытаний. Результаты, посчитанные в ПО MATLAB 2014b представлены на рис. 6–7. Среднее отклонение расчётной тяги от измеренной для цикла испытаний второго этапа ресурсных испытаний равно 34.8 кгс, для третьего этапа — 156.88 кгс.

Видно, что отклонение на цикле третьего этапа ресурсных испытаний отличается, от второго этапа ресурсных испытаний в большую сторону.

Это вызвано тем, что в параметрах модели используются физически измеренные параметры, которые зависят от внешних условий проведения испытаний.



**Рисунок 6.** Тяга двигателя с ресурсных испытаний второго этапа (оранжевая линия - практические значения; синяя линия — значения, посчитанные моделью)



**Рисунок 7.** Тяга двигателя с ресурсных испытаний третьего этапа (оранжевая линия — практические значения; синяя линия — значения, посчитанные моделью)



Модель, в свою очередь, была обучена лишь на втором этапе ресурсных испытаний. Для повышения точности работы модели необходимо продолжить работы по дальнейшему совершенствованию модели, учитывающей все факторы, влияющие на работу двигателя.

Демонстрация работы в ПО «Диагностика» представлена на рис. 8, отображена вычисленная с помощью разработанной модели и замеренная тяга двигателя.



**Рисунок 8.** Работа модели в ПО «Диагностика» (цикл третьего этапа ресурсных испытаний, красная линия — результаты посчитанные по разработанной модели, синяя линия — практические значения)

## Заключение

В статье был описан алгоритм разработки нейросетевых моделей, способных обеспечить информацией по тяге и расходу топлива для оценки технического состояния двигателя. Получение данной информации значительно упростит диагностику двигателей по техническому состоянию, а также повысит качество принятых решений по дальнейшей эксплуатации двигателей.

Разработанная в статье модель показала достаточную точность вычисления тяги по материалам ресурсных испытаний второго этапа. Для повышения точности ра-

боты модели необходимо продолжить работы по дальнейшему совершенствованию модели, учитывающей все факторы, влияющие на работу двигателя.

После проведения необходимых испытаний модели, целесообразно её применение в средствах контроля и диагностики (ИДК, наземный комплекс обработки полётной информации) параметров двигателя для мониторинга тяги в реальном времени.

Описанную методику можно применять для различных типов двигателей.

## **Литература**

1. *Калемнев А. Ю., Полозов С. А.* Контроль технического состояния 1-го топливного коллектора двигателя РД-33МК в процессе эксплуатации по информации бортового регистратора «КАРАТ-Б-29К» // Климовские чтения — 2021. С. 208–217.

*Г. П. Гребенюк, М. Ю. Шабалин*

ПАО «ОДК-УМПО», ОКБ «Мотор», Уфа  
buckiina@umpo.ru

## **РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ ИСПЫТАНИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ПОС ГТУ ПО ПЕРЕПАДУ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА НА ЗАЩИТНОЙ СЕТКЕ**

*Аннотация.* В статье представлены результаты исследовательских испытаний перепада давления потока воздуха в приемной камере (ПК) воздухоочистительного устройства (ВОУ) от полного давления  $P^*_{пк}$  до статического давления  $P_{ст}$  после защитной сетки (ЗС) на режимах работы газотурбинной установки ГТЭ-10/95 с включенной ПОС. Испытания проведены с ЗС и без нее. Получены зависимости измеренного датчиком перепада давления потока воздуха  $\Delta P_{мет} = (1 - \pi(\lambda_{пк}) P^*_{пк} = f(n1_{пр}))$ , определяющего потери скоростного напора потока воздуха на ЗС, и выявлен перепад давления собственно на ЗС, позволяющий обосновать допустимый рост измеряемого перепада от базового уровня. Определена конфигурация установки приемников давления в контуре входного устройства ПК, обеспечившая требуемую точность оценок низкоуровневого перепада давления с амплитудой пульсаций меньше 10% от измеренного уровня.

### **Введение**

Надежность работы газотурбинных установок ГТЭ-10/95, как и других наземных установок, в условиях образования ледовых отложений во всасывающем тракте устройств воздухоочистки (ВОУ) до входного устройства (ВУ) двигателя обеспечивается противообледенительной системой (ПОС). Рабочий процесс ПОС установки ГТЭ-10/95 реализован на принципе осушения засасываемого двигателем влажосодержащего воздуха, его подогревом на 3–6 °С горячим воздухом, отбираемым за КВД, и последующим понижением относительной влажности воздуха до 80%, исключающим условия льдообразования.

Анализ результатов эксплуатации ГТЭ-10/95 в составе котельных цехов в самый опасный период льдообразования с ноября по март показал, что при практически непрерывной работе ПОС ГТЭ ( $t_n$  почти всегда ниже плюс 5 °С), как в условиях явного обмерзания, так и в условиях его отсутствия, перепады давления воздуха на фильтрах тонкой очистки ВОУ и на ЗС практически не менялись, что в полной мере подтверждает реализацию принципа осушения воздуха в рабочем процессе ПОС. Действующие в настоящее время на наземных ГТУ алгоритмы управления ПОС реализуют ее включение директивным способом при температуре атмосферного воздуха плюс 5 °С и выключением при плюс 8 °С. С таким вариантом включения доля времени работы установки с ПОС в период эксплуатации с ноября по март (метео-

условия 2008 г.) составила порядка 65%. Ввод в логику формирования сигнала включения ПОС относительной влажности воздуха в диапазоне от 80 до 100% снижает долю работы ПОС до 35%. Столь большое время работы ГТУ с включенной ПОС снижает эффективный КПД установки с 1,5 до 2,0% в связи с выводом из рабочего процесса от 1,5 до 2% сжатого до 8–10 атм давления воздуха и сопровождается ростом температуры газа с ее повышенной неравномерностью. Применение для диагностирования обледенения сигнализатора СО-1В не оказалось успешным — датчик фиксировал обледенение собственного корпуса и не подавал сигнала на включение ПОС при висящих в тракте ВОУ при наличии льда в тракте ВОУ.

Актуальность задачи минимизации времени работы ПОС в режимах работы наземных газотурбинных установок в энергетике очевидна, и ее решение сводится к выявлению параметра, объективно фиксирующего начало, развитие и завершение процесса обледенения. Защитная сетка на металлическом каркасе, устанавливаемая на входе в воздухопровод газотурбинного привода (ГТП), является последним элементом тракта ВУ, подверженным обледенению перед рабочими лопатками компрессора двигателя, поскольку в конструкции компрессора направляющих лопаток перед первым рабочим колесом нет. И именно от состояния защитной сетки зависит безопасность работы газотурбинной установки (ГТУ). В этой связи точное прогнозирование начала процесса обледенения, либо загрязнения ЗС, становится необходимым и достаточным условием для включения либо выключения ПОС.

Параметром, отслеживающим изменение аэродинамического сопротивления неповрежденной ЗС, принят измеренный перепад давления потока воздуха от полного давления  $P^*_{пк}$  в приемной камере (ПК) до его статического давления  $P_{ст}$  в контуре ВУ под ЗС:  $\Delta P_{пк} = (P^*_{пк} - P_{ст})$ . Параметр принимается как базовый при формировании сигнала в АСУ ТП газотурбинной установки на включение, ПОС, при значимом увеличении перепада давления от базового уровня, либо его выключению по возврату перепада на базовый уровень, после устранения обледенения во всем эксплуатационном диапазоне атмосферных условий.

### **Методика оценки перепада давления и скорости потока воздуха в воздухоприемной камере**

Выбор  $\Delta P_{пк}$  в качестве диагностического параметра состояния ЗС обусловлен его эквивалентной газодинамической связью с приведенным расходом воздуха, засасываемым двигателем из приемной камеры при скоростях потока воздуха в плоскости входа в лемнискату ВУ на порядок меньше скорости потока воздуха во входном трубопроводе двигателя (примерно 120 м/с). Это обстоятельство требует высокой точности измерения составляющих перепад полного и статического давлений. Перепад давления  $\Delta P_{пк}$  измеряется в одном датчике Метран-150 (далее по тексту — Метран) по подсоединенным к нему магистралям от приемников полного  $P^*_{пк}$  и статического  $P_{пк}^{ст}$  давлений. При отсутствии прямого измерения статического давления

связь приведенной скорости потока в приемной камере с измеренным Метраном перепадом давления  $\Delta P_{\text{ПК}}^{\text{МЕТ}}$  определяется:

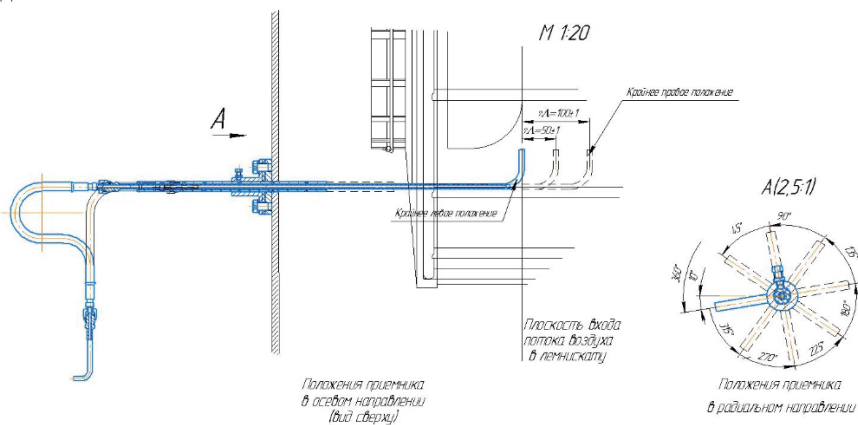
$$\pi(\lambda_{\text{ПК}}) = \frac{P_{\text{СТ}}}{P_{\text{ПК}}} = \frac{P_{\text{ПК}}^* - \Delta P_{\text{ПК}}^{\text{МЕТ}}}{P_{\text{ПК}}^*} = \left(1 - \frac{\Delta P_{\text{ПК}}^{\text{МЕТ}}}{P_{\text{ПК}}^*}\right); \quad \Delta P_{\text{ПК}}^{\text{МЕТ}} = (1 - \pi(\lambda_{\text{ПК}})) P_{\text{ПК}}^* \quad (1)$$

$$\lambda_{\text{ПК}} = \sqrt{\frac{K+1}{K-1} \cdot (1 - \pi(\lambda_{\text{ПК}}))^{\frac{K-1}{K}}} \quad (2)$$

$$V_{\text{ПК}} = \lambda_{\text{ПК}} \cdot a_{\text{кр}} = \lambda_{\text{ПК}} \sqrt{\frac{2K}{K+1} \cdot gR \cdot T_{\text{ВХ}}^*} \quad (3)$$

Весь засасываемый двигателем расход воздуха  $G_{\text{Впр}} = F_{\text{ВХ}} \cdot q(\lambda_{\text{ВХ}})$  определяется приведенной частотой вращения ротора НД  $n1_{\text{пр}}$ , так и измеренный Метран перепад давления  $\Delta P_{\text{ПК}}^{\text{МЕТ}} = (1 - \pi(\lambda_{\text{ПК}})) \cdot P_{\text{ПК}}^*$  однозначно укладывается в зависимость  $\Delta P_{\text{ПК}} = f(n1_{\text{пр}})$ .

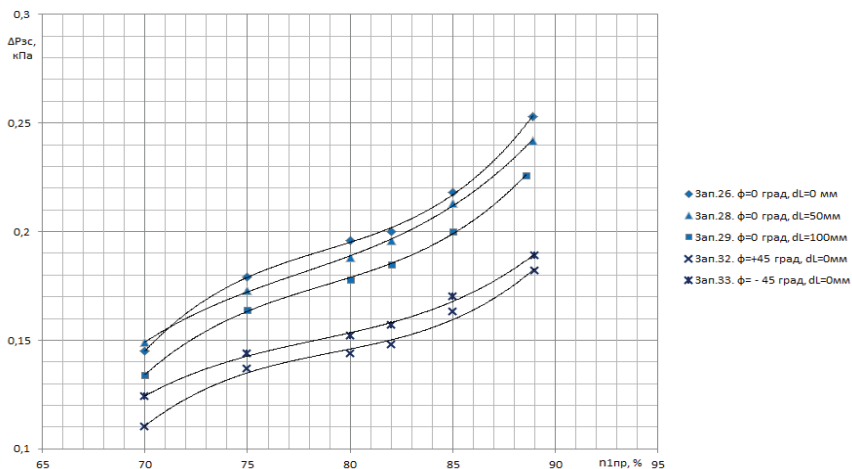
Объектом исследований является система измерения перепада давления потока воздуха  $\Delta P_{\text{ПК}} = (P_{\text{ПК}}^* - P_{\text{СТ}})$  от полного давления  $P_{\text{ПК}}^*$  в приемной камере до статического давления от приемника  $P_{\text{СТ}}$  под ЗС, расположенного перед ВУ двигателя (рис. 1). Предусмотрено продольное перемещение приемника  $P_{\text{СТ}}$  с его фиксацией от плоскости входа лемнискаты ВУ на отметках  $\Delta L$  равным 0, 50 и 100 мм, и возможностью поворота приемника в окружном направлении с фиксацией через угол  $\Delta\phi = 45^\circ$  от направления на ось ВУ. Обработка измеренных датчиком Метран перепадов давления потока воздуха и амплитуд пульсаций перепада передавалась в АСУ ТП газотурбинного привода с выводом на печать параметров соответствующих трендов.



**Рисунок 1.** Схема системы измерения перепада давления потока воздуха в ПК от полного  $P_{\text{ПК}}^*$  до статического давления  $P_{\text{СТ}}$  под ЗС

## Оценка параметров потока воздуха в контуре входного устройства с защитной сеткой

На рис. 2 представлены зависимости измеренных Метран перепадов давления  $\Delta P_{ПК}$  по приведенной частоте вращения  $n_{1пр}$  для трех положений выдвигного приемника  $R_{ст}$  на 0, 50 и 100 мм. Протекание зависимостей качественно отражает изменение приведенного расхода воздуха двигателя  $G_{впр} = f(n_{1пр})$ . На частоте вращения  $n_{1пр} = 88\%$ , соответствующей номинальной мощности 8 МВт, максимальный перепад давления потока воздуха составит  $\Delta P_{ПК} = 0,24$  кПа в положении приемника от 0 до 50 мм и его снижение до уровня  $\Delta P_{ПК} = 0,22$  кПа при дальнейшем продвижении приемника на отметку 100 мм. Снижение перепада давления отслеживает увеличение доли  $R_{ст}$  в измеренном Метран перепаде  $\Delta P_{ПК}$  из-за снижения скорости обдува приемника  $R_{ст}$  при его уводе от плоскости входа в лемнискату ВУ.

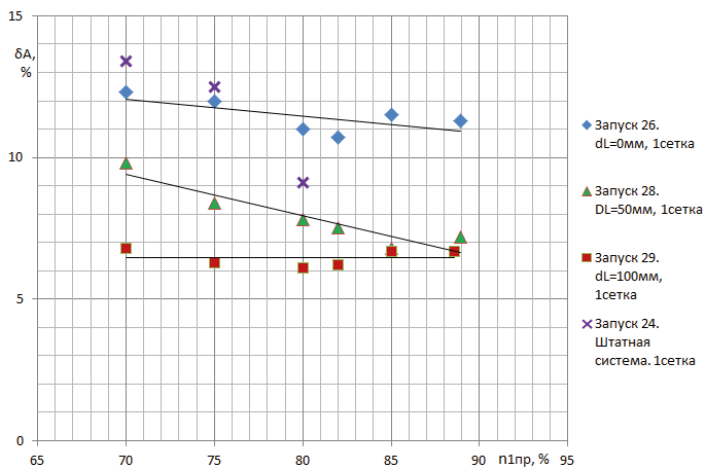


**Рисунок 2.** Зависимость перепада давления потока воздуха в контуре входного устройства с защитной сеткой

Изменению углового положения выдвигного приемника  $R_{ст}$  на плюс  $45^\circ$  и минус  $45^\circ$  при  $\Delta L = 0$  соответствует незначимое изменение перепада давления в пределах 0,01 кПа, но с одновременным падением уровня перепада  $\Delta P_{ПК}$  на 25% с 0,24 кПа до 0,18 кПа; фактор, требующий введения нормирования углового отклонения приемника от направления на ось ПК — в пределах  $\pm 3^\circ$ .

На рис. 3 представлены зависимости относительных отклонений амплитуды пульсаций перепада давления потока воздуха, сопровождающих зависимости рис. 2, из сопоставления которых следует, что:

- максимум относительной амплитуды пульсаций  $\delta A$  от 10 до 12% приходится непосредственно на плоскость входа лемнискаты ( $\Delta L = 0$ );
- выдвижение приемника в сторону снижения скоростей потока демпфирует уровень амплитуд до 7–10%, и на номинальном режиме 8 МВт амплитуды пульсаций при  $\Delta L$  от 50 до 100 мм сходятся на  $\delta A$  от 6 до 7%, что соответствует принятым нормам и однозначно определяет местоположение приемника статического давления  $P_{ст}$  под ЗС.



**Рисунок 3.** Зависимость амплитуды пульсаций перепада давлений потока воздуха от  $n1$  пр и скорости потока в контуре ВУ

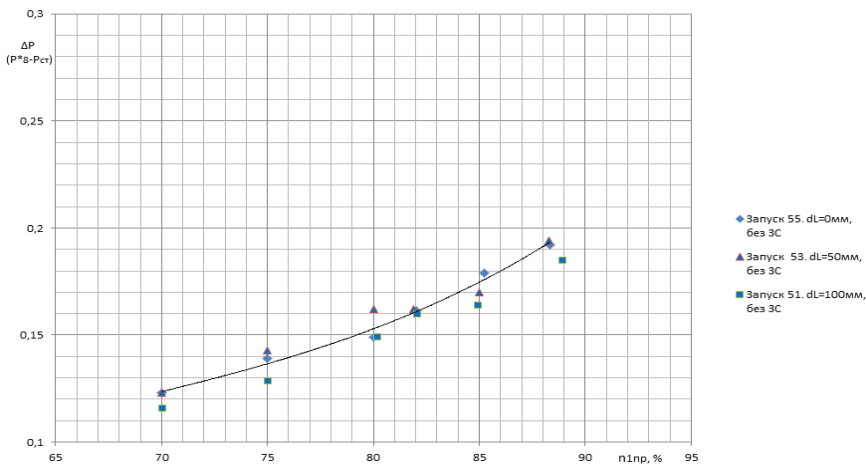
### Оценка параметров потока воздуха в контуре ВУ без защитной сетки

Измерение трендов перепада и пульсаций давления свободного от ЗС потока воздуха выполнено на трех запусках с установкой приемника  $P_{ст}$  на 0, 50 и 100 мм (рис. 4, табл. 1).

Оценка трендов параметров в контуре ВУ без защитной сетки в сравнении с защитной показала:

- снижение перепада давления потока воздуха на 0,03–0,05 кПа от перепадов с ЗС;
- сохранение постоянным уровня перепада давления потока воздуха в контуре ВУ за 100 мм до входа в лемнискату;
- в отсутствие ЗС уровень перепада давления потока воздуха и пульсаций перепадов остается постоянным в исследованном диапазоне  $\Delta L$ , в отличие от ВУ с ЗС, в котором засасываемый двигателем из ПК поток воздуха формируется в упорядоченный цилиндрическим контуром ЗС поток, ускоряющийся ко входу в лемнискату;

- поток воздуха, приходящий из тракта ВОУ, имеет на входе в лемнискату, при отсутствии ЗС, высокий и постоянный уровень амплитуды пульсаций 35–50% от номинального значения перепада (табл. 1).



**Рисунок 4.** Зависимость перепада давления потока воздуха в контуре входного устройства без защитной сетки

Таблица 1

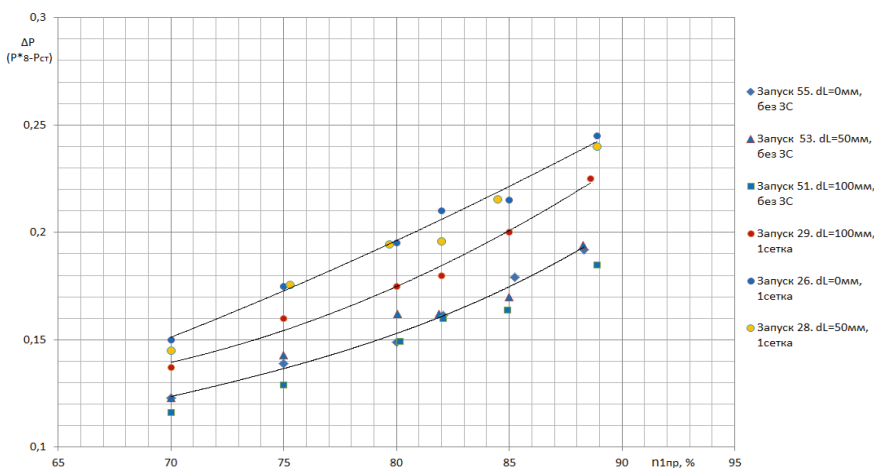
Параметр	n1пр, %								
	70			80			88		
ΔL, мм	0	50	100	0	50	100	0	50	100
ΔPкк, кПа	0,120	0,126	0,122	0,149	0,154	0,155	0,189	0,184	0,186
Амплитуда пульсаций перепада, кПа	0,054	0,044	0,040	0,072	0,060	0,069	0,092	0,076	0,068
Относительное значение амплитуды пульсаций, %	45	35	42	48	39	45	49	41	37

### Перепады давления и амплитуда пульсаций потока воздуха на входе в лемнискату ВУ без ЗС

Несколько большие значения амплитуды при  $\Delta L = 0$  отражают влияние близости срывных течений потока воздуха с обечайки лемнискаты. Ввод во ВУ защитной сетки снижает в пять раз амплитуду пульсаций перепада давления, что является ее приоритетным свойством в повышении эксплуатационной надежности ГТУ.



С целью определения перепада давления потока воздуха собственно на ЗС, отражающего ее гидравлическое сопротивление в нормальном состоянии, на рис. 5 представлены зависимости перепадов давления  $\Delta P_{ПК}$ , полученные на трех парных запусках без защитной (рис. 4) и с защитной (рис. 3) сеткой. Значения измеренных перепадов давления без ЗС аппроксимированы одной осредненной зависимостью ( $\Delta L$  от 0 до 50 мм), перепады давления с ЗС — двумя зависимостями (с  $\Delta L$  от 0 до 50 мм и  $\Delta L = 100$  мм). Значения перепадов  $\Delta P_{ПК}$ , снятых с аппроксимирующих зависимостей в диапазоне рабочих режимов  $n_{Пр}$  от 88 до 80%, как и рассчитанные по ним перепады давления в приемной камере  $\Delta P_{ПК}$  и  $\Delta P_{Зс}$  на защитной сетке, сведены в табл. 2.



**Рисунок 5.** Сопоставление перепадов давления потока воздуха в контуре ВУ без защитной и с защитной сеткой

Т а б л и ц а 2

Перепад давления воздуха, кПа		Приемник, $\Delta L$ , мм	Скорость потока в ПК, м/с	88%	85%	82%	80%	Средние значения $\Delta P_{ПК}$ , $\Delta P_{Зс}$ по режимам
				88%	85%	82%	80%	
$\Delta P_{ПК}$	б/ЗС	50	17,1	0,190	0,175	0,162	0,153	0,170 кПа
	ЗС		19,3	<b>0,237</b>	0,220	0,206	0,195	0,215 кПа
$\Delta P_{ПК}$	б/ЗС	100	16,6	0,180	0,165	0,152	0,145	0,160 кПа
	ЗС		18,4	0,220	0,200	0,184	<b>0,175</b>	0,195 кПа
$\Delta P_{Зс}$	ЗС	50	–	<b>0,047</b>	<b>0,045</b>	<b>0,044</b>	<b>0,042</b>	0,0445 кПа
		100	–	<b>0,040</b>	<b>0,035</b>	<b>0,032</b>	<b>0,030</b>	0,0342 кПа
$\delta P_{Зс}$ , %	ЗС	50	–	19,8	20,4	21,4	21,5	20,7%
		100	–	18,2	17,5	17,4	17,1	17,5%

## Результаты оценки перепадов давления потока воздуха $\Delta P_{пк}$ и $\Delta P_{зс}$ на ЗС

Расчетно-экспериментальной оценкой определены перепады давления  $\Delta P_{зс}$  собственно на ЗС, составившие от 0,030 кПа до 0,047 кПа (табл. 2), и соответствующие им относительные значения доли потерь перепада на защитной сетке  $\delta P_{зс}$  от измеренного перепада — от 20,7% до 17,5% при  $\Delta L$  50 мм и 100 мм соответственно. Измерение перепадов давления реализовано на среднем уровне скоростей потока воздуха в контуре ВУ с защитной сеткой на  $\Delta L = 50$  мм от 17,1 до 19,3 м/с и без защитной сетки на  $\Delta L = 100$  мм от 16,6 до 18,4 м/с.

Результаты исследовательских испытаний системы определения перепадов и амплитуд пульсаций перепада давления потока воздуха  $\Delta P_{пк}$  в контуре ВУ с выдвиганием приемника  $R_{ст}$  от 0 до 100 мм от плоскости входа лемнискаты, без защитной сетки и с ней, в диапазоне рабочих режимов ГТУ от 88% до 80% показали:

- в диапазоне измеренных Метраном перепадов давления  $\Delta P_{пк}$  от 0,175 кПа до 0,237 кПа перепад давления собственно на ЗС остается постоянным и в среднем равен:  $\Delta P_{зс} = 0,045$  кПа при  $\Delta L = 50$  мм и  $\Delta P_{зс} = 0,034$  кПа при  $\Delta L = 100$  мм, что и должно быть при неизменном состоянии сетки. Относительная доля  $\Delta P_{зс}$  в измеренном перепаде остается постоянной на уровне от 20,7% до 17,5%. Вывод — отклонение измеряемого в испытаниях перепада давления  $\Delta P_{пк}$  от исходного уровня есть отклонение перепада давления потока воздуха  $\Delta P_{зс}$  собственно на ЗС, который диагностирует начало процесса ее обледенения либо загрязнения с формированием соответствующего сигнала в АСУ ТП газотурбинного привода.

В результате выполненных исследований отработана система регистрации низкоуровневого перепада давления на скоростях потока воздуха в ВУ с защитной сеткой порядка 18–20 м/с с точностью, обеспечивающей объективную диагностику начальной стадии процессов обмерзания и обледенения, их развитие и завершение с формированием сигнала в АСУ ТП газотурбинной установки на включение ПОС при повышении перепада давления на 0,05–0,10 кПа во всем эксплуатационном диапазоне атмосферных условий.

Эффективность управления ПОС по признаку изменения перепада давления  $\Delta P_{зс}$  относительно базовой зависимости  $\Delta P_{зс} = f(n1_{пр})$  впервые проверена в 2008–2009 г. в процессе эксплуатации газотурбинных установок ГТЭ-10/95. На ГТЭ-10/95-002 ПОС включался 9 раз по признаку роста  $\Delta P_{зс}$  от базового уровня на 0,08–0,10 кПа в диапазоне атмосферных температур от минус 17 °С до минус 4 °С. В первом цикле ПОС включалась после увеличения  $\Delta P_{зс}$  на 0,04 кПа с последующей работой ПОС в течение 2 час. 25 мин. до восстановления базового перепада 0,20 кПа. Во втором — при увеличении  $\Delta P_{зс}$  на 0,16 кПа, с последующей работой ПОС в течение 14 час. 20 мин. на восстановившемся базовом перепаде ([1], рис. 3).

На ГТЭ-10/95-004 включение ПОС выполнено дважды — 24 февраля и 25 марта в период работы установки с 21 января по 27 марта 2009 г. В первом случае на ре-

жиме 7 МВт при росте перепада на 0,08–0,10 кПа, с возвратом на базовый уровень через 5 мин. Второй раз проведено трехкратное включение ПОС по признаку роста  $\Delta P_{зс}$  на 0,10–0,12 кПа при интенсивном снегопаде и температуре воздуха от минус 1,2 °С до минус 4,8 °С ([1], рис. 4). Во всех включениях ПОС по сигналу роста перепада давления  $\Delta P_{зс}$  относительно базового уровня сигнализатор обледенения СО-1В, находившийся в автоматическом режиме работы на обеих ГТУ, сигнал обледенения не сформировал.

Опыт эксплуатации энергоустановок ГТЭ-10/95 подтвердил эффективность управления ПОС по измерению низкоуровневого перепада давления на защитной сетке входного устройства наземных ГТУ, что позволяет в разы сократить время наработки на режимах с включенной ПОС и резко повысить эксплуатационную эффективность наземных ГТУ. Частично результаты выполненных исследований отражены в полученном патенте на изобретение № 2702324 «Способ эксплуатации газотурбинного двигателя с защитной сеткой на входе и противообледенительной системой»

### Литература

1. *Гребенюк Г. П., Рахматуллин В. Р., Дьяконов В. С.* Оптимизация управления противообледенительной системой газотурбинной установки контролем перепада давления воздуха на защитной сетке // Тезисы докладов LVIII Научно-технической сессии по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. Москва, 20–23 сентября 2011 г. С. 199–207.

*Д. А. Иванов, Т. В. Петрова*

Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации  
ivanov.denis.71@mail.ru

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ УПРОЧНЯЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ НА ОСНОВЕ ПУЛЬСИРУЮЩИХ ДОЗВУКОВЫХ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ С ЦЕЛЬЮ УВЕЛИЧЕНИЯ СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ**

*Аннотация.* В данной статье представлены результаты разработки методологии использования технологий повышения жизненного ресурса подверженных усталостному разрушению элементов авиационного двигателя и системы шасси, оказывающих существенное влияние на безопасность полетов, путем использования перспективной технологии повышения надежности деталей на основе обработки нестационарными дозвуковыми воздушными потоками; результаты разработки методов, направленных на повышение эффективности и безопасности авиаперевозок за счет повышения надежности и увеличения срока эксплуатации элементов конструкции авиационных транспортных средств, оборудования и механизмов, оптимизации сроков проверок и ремонтов с использованием технологий повышения и восстановления ресурса путем обработки пульсирующими дозвуковыми газовыми потоками. Результаты исследований способствуют совершенствованию технического обслуживания и ремонта воздушных судов за счет использования газоимпульсной обработки элементов их конструкции, а также обработки трещин элемента конструкции воздушного судна с целью воспрепятствования ее дальнейшему распространению, восстановления механических свойств элемента конструкции ВС, снизившихся в результате воздействия нестационарных воздушных потоков в ходе эксплуатации, а также обработки областей с повышенной плотностью дислокаций с целью предотвращения образования трещин.

Дальнейшее совершенствование методологии технического обслуживания и ремонта авиационной техники возможно только при условии широкого использования современных бездеформационных технологий увеличения и восстановления ресурса элементов их конструкции, например, таких как обработка пульсирующими дозвуковыми воздушными потоками — газоимпульсная обработка [1].

Существующая методология ремонта авиационной техники представляет собой совокупность методов, позволяющих приостанавливать и тормозить рост трещин. Как правило, это трудоемкие и недешевые операции, не всегда приводящие к желаемому результату, и зачастую принимается решение заменить изношенную деталь новой.

Предварительный обдув пульсирующим воздушным потоком позволяет локализовать скрытые дефекты материала не только на поверхности, но и по всему объ-

ему элементов конструкции воздушного судна и затормозить развитие микротрещины, что задержит образование макротрещин.

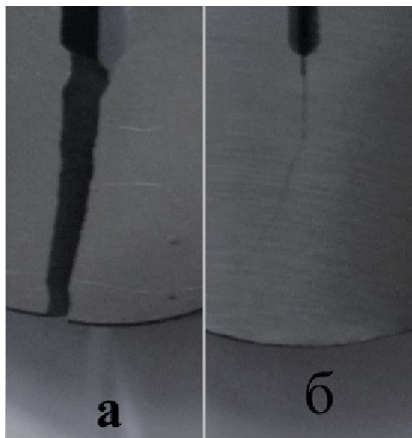
Основная задача технического обслуживания и ремонта воздушного судна может быть охарактеризована как поддержание надежности его узлов.

Для обеспечения восстановления первоначальных механических и эксплуатационных свойств отремонтированных элементов конструкции воздушного судна и авиационного двигателя, а в ряде случаев и их повышения, методологически является перспективным использование современных бездеформационных технологий повышения конструктивной прочности, таких как ультразвуковое упрочнение, магнитно-импульсная упрочняющая обработка, упрочнение с применением импульсных плазменных и электронных пучков, ударно-волновое и термическое лазерное упрочнение. Рассмотрим методологию их использования на примере газоимпульсной обработки.

При появлении в конструктивном элементе воздушного судна макротрещины возникает задача управления последующим ростом трещины [2, 3] таким образом, чтобы за известный интервал времени эксплуатационного нагружения увеличение размера трещины происходило в пределах ее стабильного развития.

Такого эффекта можно достичь воздействием на трещину нестационарного дозвукового потока воздуха, пульсирующего с определенной частотой и натекающего на обрабатываемое изделие с определенной средней скоростью в течение малого промежутка времени (5–15 мин.).

На рис. 1 представлен результат обдува изделий из легированных сталей с использованием малозумного (не более 40 дБ) генератора пульсирующих газовых потоков на основе вентилятора осевого типа (рис. 2).

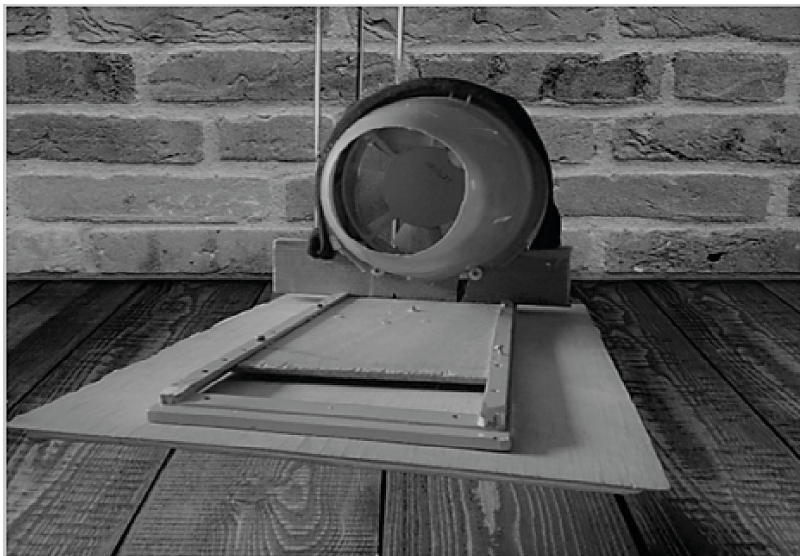


**Рисунок 1.** Распространение трещины в стальном изделии при одинаковой нагрузке:

*а* — без обдува, *б* — обдув дозвуковым пульсирующим воздушным потоком в течение 15 мин.

Частота колебаний параметров газового потока составляла 500 Гц. Обдув осуществлялся перпендикулярно плоскости изделия. Исследования проводились на образцах для испытания на вязкость разрушения (трещиностойкость) из стали 38ХС в высокопрочном состоянии. Диаметр образцов составлял 50 мм, толщина — 10 мм.

Результат испытания образцов свидетельствует о существенно меньшем распространении трещины у обдутого образца при той же нагрузке.



**Рисунок 2.** Генератор на основе осевого вентилятора с конфузуром для увеличения скорости воздушного потока

Обработка элемента конструкции воздушного судна или авиадвигателя пульсирующим газовым потоком приводит к положительным результатам независимо от вида трещины.

Подобная обработка не влечет за собой видимые внешние изменения, однако в процессе эксплуатации наблюдается положительный эффект. Результаты экспериментов позволили установить режимы обдува (сочетание средней скорости натекания воздуха на поверхность детали, частоты пульсаций и времени обдува), позволяющие получить эффект повышения конструктивной прочности и эксплуатационных свойств для стандартных ударных и разрывных образцов, изготовленных из различных материалов, а также конкретных деталей (болтов, кронштейнов, пружин и др.).

Так как используемые генераторы колебаний параметров газового потока изменяют скорость и частоту, были определены оптимальные временные режимы обдува для разных сочетаний частот и скоростей потока и разных целей [1].

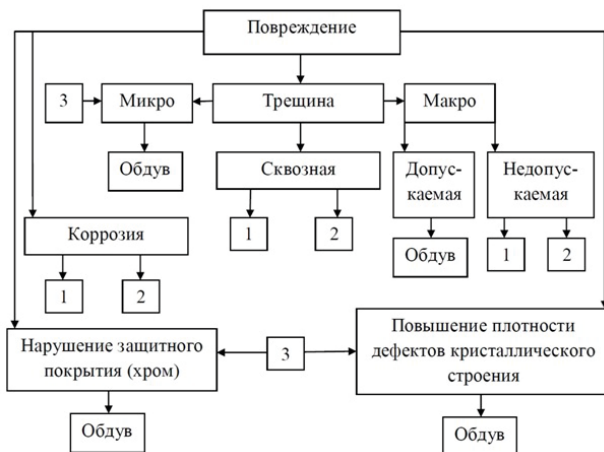
Для обработки конкретных конструктивных элементов воздушных судов в качестве генератора импульсных потоков воздуха можно использовать осевые вентиляторы, в случае необходимости увеличения скорости потока с целью уменьшения времени достижения заданного эффекта дополненные конфузорами. Подобные вентиляторы обладают определенной частотой вращения, производительностью и количеством лопастей. Зная частоту и скорость этого генератора, для получения желаемого результата достаточно задать продолжительность обдува элемента конструкции воздушного судна, определяемую исходя из формы, массы, размеров, материала, вида закрепления, и определить направление обдува в зависимости от приоритета в повышении свойств (приоритет в повышении показателей прочности, приоритет повышения показателей вязкости, их сочетание при меньшем приросте каждого свойства) с обязательным учетом эксплуатационной нагрузки, включая газодинамическое воздействие.

Обладая свойством малой (10–30 мин.) продолжительности, газоимпульсная обработка может осуществляться как при оперативном ТО, особенно на этапах после загрузки/выгрузки багажа, так и при очередном ТО по форме 1 и др.

Обобщая предлагаемую методологию использования обработки пульсирующими дозвуковыми газовыми потоками в процессе технического обслуживания и восстановительного ремонта элементов конструкции воздушных судов, следует отметить, что элементы конструкции воздушного судна можно разделить на 2 группы, исходя из того, обдувается в процессе эксплуатации данный элемент воздушными потоками или он не подвержен данному воздействию.

При техническом обслуживании и восстановительном ремонте последних можно не учитывать деградационные процессы, связанные с воздействием колебаний параметров воздушного потока на структуру и свойства материала элемента конструкции. Использование газоимпульсной обработки подобных элементов в процессе технического обслуживания и восстановительного ремонта решит задачу повышения стойкости к усталостному разрушению, а также устойчивости к динамическим нагрузкам. Направление обработки должно выбираться с учетом эксплуатационных статических и динамических нагрузок. При обнаружении трещины допустимых регламентом размеров или области с повышенной плотностью дислокаций, предшествующей образованию трещины, следует проводить газоимпульсную обработку соответствующей области элемента конструкции в течение расчетной продолжительности перпендикулярно поверхности элемента конструкции (рис. 3).

Различают внезапные и постепенные отказы [4]. Первые возникают неожиданно, в короткий промежуток времени, и характеризуются хрупким разрушением. Особенность постепенных отказов — накопление за время эксплуатации воздушного судна необратимых повреждений, вызванных усталостью материала, пластическими деформациями, ползучестью, старением или механическим износом.



**Рисунок 3.** Использование газоимпульсной обработки (обдув) в процессе технического обслуживания и ремонта:

1 — замена поврежденного конструктивного элемента воздушного судна или аэродромной техники новым обдуваемым элементом; 2 — ремонт с последующим обдувом, если конструктивный элемент ремонтпригоден; 3 — упреждающий обдув до начала эксплуатации (желателен для всех нагруженных конструктивных элементов)

Каждый агрегат или узел воздушного судна состоит из конструктивных элементов, надежность которых неодинакова [5]. Своевременная бездеформационная обработка, такая как обработка пульсирующими дозвуковыми воздушными потоками (газоимпульсная обработка) практически любого конструктивного элемента, позволяет существенно повысить срок его службы (ресурс), а значит, и его надежность [1].

С точки зрения механики конструкций воздушных судов [4] типовыми элементами, образующими агрегаты систем механического оборудования и систем жизнеобеспечения летательных аппаратов, являются стержневые элементы, пластины, облочки и т.п.

Исследование амплитудно-частотных характеристик дозвукового воздушного потока, натекающего на подобные элементы, осуществлялось при помощи программы SpectraPLUSProfessionalEdition 5.0.

При встрече с обдуваемым элементом конструкции воздушного судна происходит смещение доминирующей частоты в область более низких значений, практически независимо от формы элемента конструкции, при условии его малого размера в сравнении с поперечным сечением натекающего на него потока. В обратном случае наблюдается появление дополнительных амплитудных всплесков, которые могут служить дополнительными рабочими частотами.

В случае близкого расстояния до обдуваемого объекта амплитуда гармоник уменьшается. По мере увеличения расстояния амплитуда доминирующей частоты



меняется циклически, с максимумом на расстоянии порядка 30 мм от обдуваемого объекта.

В случае крупного объекта обдува по мере удаления от объекта доминирующая частота смещается в более низкочастотную область. В случае увеличения скорости воздушного потока при прочих равных условиях доминирующая частота потока, натекающего на преграду, смещается в область более высоких частот.

Близость собственной частоты колебаний обдуваемого объекта к одной из рабочих частот натекающего на него пульсирующего газового потока создает резонансный эффект и значительно уменьшает требуемую продолжительность обработки.

На авиаремонтных предприятиях для восстановления изношенных или поврежденных металлических элементов конструкции воздушных судов и авиадвигателей используют операции наплавки, в процессе которых на поврежденном участке образуется слой литого металла. По своим механическим и эксплуатационным свойствам наплавленный участок будет отличаться от остального элемента конструкции, вне зависимости от того, был ли элемент получен обработкой давлением или литьем, упрочнен термически, деформационно или, как в случае литых корпусов насосов и других подобных устройств из силумина, не подвергался иной обработке. В последнем случае наплавленный участок будет отличаться размером и формой зерна, которые в основном и определяют механические свойства литых конструкций. Если элемент конструкции был получен холодным пластическим деформированием, в результате использования для его восстановления наплавки или сварки, включая электроконтактную, в зоне термического влияния происходит снятие наклепа, и прочностные свойства снижаются. При восстановлении подобных элементов конструкции рихтовкой, наоборот, возникает дополнительный наклеп, приводящий к локальному охрупчиванию и образованию концентраторов напряжений. Практически все операции восстановительного ремонта, связанные с нагревом и (или) восстановлением формы, добавляют в отремонтированный объект остаточные напряжения, которые могут представлять опасность в процессе эксплуатации.

Рассмотрим пути совершенствования технологии восстановительного ремонта в направлении обеспечения конструктивной прочности восстанавливаемых элементов конструкции, не уступающей первоначальной, и сокращения стоимости и продолжительности ремонта.

Стальные термоупрочняемые детали упрочняют закалкой с последующим отпуском, за исключением деталей из аустенитных сталей с карбидным и интерметаллидным упрочнением, а также мартенситностареющих сталей, подвергаемых после закалки искусственному старению. В зависимости от критической скорости закалки, для перекалывания отремонтированных стальных элементов конструкции воздушных судов может быть использован пульсирующий воздушный поток или пульсирующая водовоздушная смесь, причем в случае легированных сталей, используемых в основном для изготовления стальных элементов конструкции воздушных судов, авиационных двигателей и аэродромной техники, закалка в большинстве случаев

может осуществляться без введения в пульсирующий дозвуковой воздушный поток охлаждающей жидкости. Результатом использования в качестве закалочной среды пульсирующего воздушного потока будет измельчение структуры мартенсита закалки и более высокая конструктивная прочность после окончательной термической обработки, в сравнении со стандартной закалкой в воде, масле, синтетических закалочных средах. При этом используемая среда более экономична и экологична в сравнении с машинным маслом и синтетическими закалочными средами. Вода же не может быть использована в качестве закалочной среды для большинства легированных сталей из-за их склонности к растрескиванию. При закалке в пульсирующем воздушном или водовоздушном потоке благодаря сглаживанию пиков структурных напряжений под действием колебаний параметров потока закалочная деформация и закалочные остаточные напряжения малы в сравнении с традиционными закалочными средами, что снижает количество брака при закалке и уменьшает вероятность растрескивания в период между закалкой и отпуском. Пульсирующий воздушный поток может быть использован как замена низкого отпуска при термообработке ремонтируемых элементов конструкции воздушных судов на высокопрочное состояние. Подобная технология позволяет в несколько раз уменьшить время термообработки без ущерба для механических и эксплуатационных свойств [1]. Особенно эффективна замена отпускного нагрева воздействием на закаленное изделие пульсирующим воздушным потоком, если закалка осуществлялась в том же потоке. В этом случае устраняется такой недостаток практикуемого термоупрочнения, увеличивающий его продолжительность, как разделение операций закалки и последующего отпуска [1]. Газоимпульсная обработка может быть использована как дополнительная как после закалки с последующим низким отпуском (высокопрочное состояние), так и после широко применяемого для стальных деталей авиационной и аэродромной техники термоулучшения [1]. В том и другом случае техническим результатом использования технологии газоимпульсной обработки является повышение надежности отремонтированных деталей за счет повышения значений показателей ударной вязкости и пластичности без снижения показателей прочности. Данная технология может быть применена и к термоупрочненным элементам конструкции воздушных судов, не подвергавшимся восстановительному ремонту. В этом случае перекалывание не используется, и газоимпульсная обработка осуществляется в качестве средства дополнительного повышения конструктивной прочности.

Повысить значения показателей надежности термообработанных металлических элементов конструкции воздушных судов и авиационных двигателей, как подвергавшихся, так и не подвергавшихся повторной термической обработке после восстановительного ремонта вне зависимости от направления эксплуатационного нагружения, позволяет многосторонняя газоимпульсная обработка [6]. Элементы конструкции воздушных судов изготавливают из термоупрочняемых титановых, алюминиевых, никелевых, магниевых и других сплавов. В процессе ремонта восстановление изношенных и поврежденных деталей также осуществляют наплавкой,

создающей область крупнозернистого литого металла и зону термического влияния с пониженными механическими свойствами, которые в процессе эксплуатации могут стать источником разрушения, в особенности по линии сплавления. Для восстановления надежности на уровне исходных изделий после использования наплавки или сварки их необходимо снова термоупрочнять. Цветные сплавы термоупрочняют закалкой с последующим старением. Закалка цветных сплавов традиционно осуществляется в воде, что в случае сложной конфигурации может привести к отклонениям от заданной формы. Для закалки изделий из титановых сплавов применяется пульсирующий водовоздушный поток, у которого при скорости пульсирующего воздушного потока от 25 до 30 м/с расход воды на закалку изделия составляет не более 1,5 л, что дополнительно обеспечивает после старения повышение столь важной для компрессорных лопаток твердости, а стало быть, износостойкости [1]. Аналогично могут закаливаться отремонтированные элементы конструкции из жаропрочных никелевых сплавов, а также магниевых сплавов. Закалка алюминиевых сплавов может быть осуществлена в пульсирующем дозвуковом воздушном потоке, начиная со скорости потока 20 м/с. При этом при последующем естественном старении наблюдается более интенсивный рост прочностных свойств в сравнении с закалкой в воде. Готовые термоупрочненные детали из цветных сплавов, так же, как и термоупрочненные стальные детали, перед установкой в отремонтированные узлы и агрегаты авиационной техники могут быть дополнительно обработаны пульсирующими воздушными потоками с целью повышения их конструктивной прочности и надежности.

Существенную часть элементов конструкции воздушных судов и аэродромной техники получают холодной объемной или листовой штамповкой, без дальнейшего термоупрочнения, при этом прочностные свойства определяются степенью пластической деформации, либо изначально присутствующей, прежде всего, в листовом прокате или бесшовных трубах (как правило, 50%), либо приобретаемой в процессе получения изделий пластическим формоизменением. Если восстановительный ремонт подобных элементов конструкции воздушного судна сопровождается нагревом, например, при использовании газопламенной и электроконтактной сварки, подогрева при устранении вмятин и т.п., в зоне термического влияния наклеп полностью или частично снимается, что приводит к опасному локальному разупрочнению элемента конструкции. Восстановить утраченные прочностные свойства позволит локальная обработка бездеформационными методами, в частности, газоимпульсная обработка, при использовании которой упрочнение реализуется без снижения пластичности и ударной вязкости. При восстановлении утраченной первоначальной конфигурации элемента конструкции воздушного судна рихтовкой в поверхностных слоях могут возникать опасные растягивающие остаточные напряжения. В этом случае обработка пульсирующими газовыми потоками, в зависимости от режима обработки, позволит снять растягивающие остаточные напряжения до нулевого значения либо создать в поверхностных слоях благоприятные сжимающие остаточные напряжения [1], способствующие повышению коррозионной стойкости и устойчивости к цикли-

ческим нагрузкам. Использование газоимпульсной обработки к ремонтируемым элементам конструкции воздушных судов наиболее эффективно при учете частоты собственных колебаний элемента конструкции [1], когда при совпадении частоты собственных колебаний или кратной ей частоты с частотой колебаний параметров потока снимающие остаточные напряжения процессы интенсифицируются, и продолжительность газоимпульсной обработки может быть снижена в два и более раза. Также газоимпульсная обработка позволяет обеспечить повышенную релаксационную стойкость витых пружин [1], имеющих, в частности, в системе шасси.

При восстановительном ремонте термически не упрочненных литых элементов конструкции воздушного судна, прежде всего корпусных силуминовых изделий, размер зерна и, стало быть, механические свойства наплавленного материала зачастую отличаются в худшую сторону от остального изделия, кроме того, в зоне термического влияния происходит рост зерна, сопровождающийся снижением конструктивной прочности. Градиент температур при наплавке ведет к возникновению в поверхностных слоях литого элемента конструкции растягивающих остаточных напряжений. У ремонтируемых литых деталей газоимпульсная обработка зоны наплавки и термического влияния обеспечивает повышение механических свойств, а также снятие опасных растягивающих остаточных напряжений, что дополнительно повышает устойчивость к циклическим и динамическим нагружениям, а также коррозионную стойкость [1].

Перспективным является использование бездеформационных технологий, позволяющих в ходе осуществления ремонта восстановить первоначальные прочностные свойства элементов конструкции воздушных судов, снизившихся под действием эксплуатационных факторов [7], таких как газоимпульсная обработка, которая при использовании в процессе восстановительного ремонта металлических элементов конструкции воздушных судов также обеспечивает повышение таких механических и эксплуатационных свойств, как усталостная прочность, трещиностойкость, жаропрочность, хладостойкость [1].

Как и в случае восстановительного ремонта, перспективным является использование в ходе технического обслуживания воздушных судов и авиадвигателей технологий, основанных на обработке материалов и изделий пульсирующими дозвуковыми воздушными потоками, позволяющих восстановить первоначальные прочностные свойства элементов конструкции воздушных судов, снизившихся под действием эксплуатационных факторов [7], и, более того, повысить их надежность. Так, остаточные напряжения, которые присутствуют в сварных конструкциях, эффективно снимаются газоимпульсной обработкой области сварного шва. Остаточные напряжения могут возникать не только в ходе изготовления элементов конструкции воздушных судов и авиадвигателей или их восстановительного ремонта, но и при эксплуатации. Регулярная обработка пульсирующим воздушным потоком или иными бездеформационными способами элементов конструкции воздушных судов, в которых могут образовываться остаточные напряжения, позволит предотвратить образование

трещин, в том числе усталостных, эрозии, а также коробления, снижение статической, динамической и усталостной прочности. Дополнительная обработка пульсирующим воздушным потоком деталей воздушных судов и авиационных двигателей, подвергавшихся термообработке на высокопрочное состояние, обеспечит повышение надежности деталей за счет повышения значений показателей ударной вязкости и пластичности без снижения показателей прочности. То же относится к термоулучшенным валам авиадвигателей и деталям редукторов, нормализованным деталям авиационной и аэродромной техники. Данную обработку предлагается осуществлять непосредственно в ходе технического обслуживания воздушных судов. Пружины, которыми, к примеру, могут устанавливаться в исходное положение штоки гидроцилиндров замков шасси, после газоимпульсной обработки, осуществляющейся в процессе технического обслуживания, приобретут более высокую релаксационную стойкость, что будет способствовать безотказности работы всей системы шасси. Практикуется эксплуатация элементов конструкции воздушных судов и авиадвигателей с повреждениями, которые относят к незначительным. Важно предотвратить развитие подобных дефектов, особенно при повторном динамическом воздействии, что может быть обеспечено локальным восстановлением пластичности и ударной вязкости путем газоимпульсной обработки дефектной области. Обдув следует осуществлять перпендикулярно поврежденной поверхности. Такое направление обработки обеспечивает значительный рост трещиностойкости и одновременно меньшую подверженность деградационному влиянию на структуру материала воздушных потоков, обтекающих элемент конструкции воздушного судна в процессе эксплуатации. То же может быть отнесено к другим допускаемым трещинам и иным дефектам элементов конструкции воздушного судна, включая вентиляторные лопасти, стойки шасси, лопасти винта турбовинтового двигателя и любые другие элементы, в которых могут возникать повреждения от внешних воздействий и которые могут быть обработаны непосредственно на воздушном судне. Для сложнагруженных элементов при использовании газоимпульсной обработки в ходе технического обслуживания с целью повышения их надежности обеспечить необходимую изотропию свойств позволит многосторонний обдув [6]. При обнаружении в ходе технического обслуживания трещин или забоин допустимого регламентом размера можно рекомендовать обработку поврежденных областей пульсирующими газовыми потоками, что позволит избежать распространения трещин и обеспечить надежность в случае повторного внешнего динамического воздействия на ту же область.

В заключение можно сделать вывод о том, что повышающая или восстанавливающая эксплуатационные свойства бездеформационная обработка пульсирующими газовыми потоками эффективна и может осуществляться в ходе выполнения всех форм технического обслуживания и ремонта воздушных судов.

Результаты исследований и расчетов в области использования технологий обработки элементов конструкции авиационных транспортных средств, оборудования и механизмов на основе пульсирующих дозвуковых воздушных потоков свидетель-

ствуют о высокой эффективности их применения для решения задач повышения надежности и увеличения срока эксплуатации авиационных деталей, оптимизации сроков проверок и ремонтов.

Перечисленные методологические изменения, направленные на обнаружение таких дефектов, которые могут быть устранены газоимпульсной или иной бездеформационной обработкой, при внедрении в практику организации технического обслуживания потребуют разработки рекомендаций по внесению изменений в соответствующие регламенты и программы.

## Литература

1. *Иванов Д. А.* Воздействие нестационарных газовых потоков на структуру и свойства материалов, используемых в авиационной промышленности. СПб: СПбГУГА, 2017. 328 с.
2. *Колосков А. А., Иванов Д. А.* Решение проблемы ранней диагностики неисправностей элементов системы шасси самолета «Боинг-777» за счет использования неразрушающих методов контроля // Вестник Санкт-Петербургского государственного университета гражданской авиации. 2017. № 3. С. 93–105.
3. *Шаняевский А. А.* Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций. Уфа: Монография, 2003. 803 с.
4. *Оболенский Е. П., Сахаров Б. И., Стрекозов Н. П.* Прочность агрегатов оборудования и элементов систем жизнеобеспечения летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1989. 248 с.
5. Maintenance Planning Document Boeing-777. Boeing Commercial Airplanes Group. Seattle, Washington, USA, 2013. 2830 p.
6. Патент 2612245 С2 Российская Федерация, (51) МПК С21D 7/04. Способ обработки изделий из конструкционных металлических материалов / Иванов Д. А., Засухин О. Н. Заявл. 01.12.2014. Оpubл. 03.03.2017. Бюл. № 7. 4 с.
7. Патент 2702885 С2 Российская Федерация, (51) МПК С21D 7/00. Способ обработки металлических элементов конструкции воздушных судов / Иванов Д. А. Заявл. 29.12.2017. Оpubл. 11.10.2019. Бюл. № 29. 4 с.

**В. К. Лобанов**

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

wkl@klimov.ru

## **СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД К ВИБРОПАРАМЕТРУ — КОНСТРУКЦИИ, МОНИТОРИНГ, ДИАГНОСТИКА**

*Аннотация.* В статье анализируются возможности системы вибромониторинга АГТД для проведения вибродиагностики. Рассмотрены особенности работы и ограничивающие факторы. Прослежена системная взаимосвязь с проектными моделями вибросостояния двигателя.

В ходе проектирования, доводки и эксплуатации АГТД техническое состояние оценивается по выходным параметрам двигателя и его систем. Руководящие документы требуют в том числе контролировать уровень возбуждения, передаваемого изделием на объект, и предписывают проведение замера вибрации в районе подвески в частотном диапазоне вращения роторов. Ограничение уровня воздействия выступает в качестве защитного требования и в этом качестве вводится в перечень выходных параметров двигателя. Следовательно, каждый разработчик двигателя должен иметь программу и инструменты проектного, технологического и производственного обеспечения заданного уровня воздействия и адекватного этому воздействию замера оценочного признака уровня вибраций. Вибрационное лицо машины определяется многими факторами и является результатом как целенаправленной деятельности, так и сопутствующих обстоятельств.

Сигнал вибрации формируется электрическим измерением неэлектрической величины.

В результате схема вибросилового воздействия на объект и суждение о воздействии проходят разными путями.

Вибросиловое воздействие со стороны двигателя осуществляется за счет гармонического движения масс корпуса по механизму траекторно-замкнутых перемещений (колебаний).

Сигнал вибрации содержит в себе также информацию о местной деформации конструкции за счет перехода кинетической энергии массы в потенциальную энергию деформации конструкции с возвратом массы в исходное положение из-за жесткости конструкции (вибрация).

В связи с этим колебательные движения масс двигателя относят к участвующим в общих или местных вибрациях, и, следовательно, вносящих или не вносящих вклад в воздействие на объект. Кроме того, сигнал не свободен от составляющих, присущих природе (физическим принципам) получения сигнала.

Соответственно, усилия разработчика скоординированно распределяются:

- на создание конструкции двигателя с поведением вибропараметра, отвечающего требованиям ограниченного физического воздействия на объект;
- на разработку системы вибромониторинга, адекватно отражающую физическое воздействие на объект.

Замер вибрации привязан к конкретной точке конструкции, и сигнал может быть представлен в форме:

$$S(t) = S_u(t)\xi(t),$$

где:

$S_u(t) = \sum_{r=1}^N S_r(t, \alpha_r)$  — модель в виде суммы элементарных базовых составляющих;  $N$  — число базовых механизмов, приводящих к вибропроявлениям;  $S_r(t, \alpha_r)$  — функция, характеризующая форму  $r$ -го элементарного сигнала, включая случайный параметр  $\alpha_r$ ;

$\xi(t)$  — случайная функция, флуктуирующая амплитуда.

Формирование вибросигнала можно представить, как сумму взаимодействующих составляющих

$$S(t) \sim S(A, B, C, D, \dots),$$

где:

$A$  — группа конструктивных составляющих параметров, оказывающих силовое воздействие на объект;

$B$  — группа конструктивных составляющих параметров, отражающих локальное поведение конструкции в точке замера;

$C$  — группа неконструктивных факторов, вызывающих отклик датчика на не базовых механизмах воздействия вне силовой модели влияния на объект;

$D$  — группа неконструктивных факторов, приводящих к увеличению уровня сигнала без изменения базового механизма воздействия на объект.

Составляющие группы  $A$  отвечают за выходной параметр и должны быть обеспечены при проектировании изделия (двигателя). Опыт АО «ОДК Климов» в части проектного формирования вибропараметра отражен в [1–5].

Составляющие групп  $B$  и  $C$  должны учитываться при формировании системой мониторинга «сигнала вибрации» в целях исключения ложной оценки выходного параметра.

В частности, место и направление замера позволяют отфильтровать составляющие, не отражающие функционально-силовое (по воздействию на объект) состояние изделия.

Влияние факторов группы  $D$ , как правило, проявляется в доводке и эксплуатации и парируется как модификацией системы измерения, так и корректировкой эксплуатационной документации.

На рис. 1а представлена функциональная схема факторов группы  $A$ , определяющей вибровоздействие двигателя на объект.



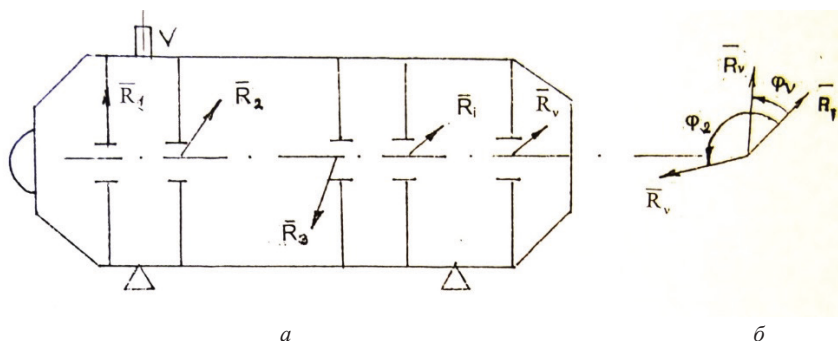


Рисунок 1. Функциональная схема вибропараметра

В основном это воздействие обусловлено поведением корпуса конструкции двигателя под действием системы сил от роторов, то, что называется общими колебаниями двигателя.

Это поддается управлению в процессе проектирования. На АО «ОДК Климов» соответствующий методический и программный инструментарий был разработан и широко применен при разработке изделий 78, 88, 65 и их модификаций.

Имея в виду особенности замера вибропараметра на корпусе (рис. 1), уровень виброхарактеристик в заданной точке удобно определить как

$$\bar{Y}_N = \omega \cdot \sum_{v=1}^k \bar{R}_v \cdot A_{Nv} + \omega \cdot \sum_{v=1}^m \bar{R}_v \cdot B_{Nv}, \quad (1)$$

где:

$\bar{R}_v$  — силы, действующие на корпус со стороны ротора;

$A_{Nv}$  — коэффициенты влияния в N точке корпуса от действия силы, приложенной в точке v и вызывающей общие вибрации корпуса;

$B_{Nv}$  — коэффициенты влияния в N точке корпуса от действия силы, приложенной в точке v и вызывающей местные вибрации корпуса.

Второй член в (1) может оказаться существенным для интерпретации результатов замера вибраций, однако он не характеризует двигатель как источник возбуждения летательного аппарата.

Первый член в (1), описывающий только общие вибрации, удобно называть функцией параметрической активности.

На конструкцию двигателя влияют два параметра ротора: усилие в опорах и отклонение от оси по длине. Сила влияет на вибросостояние, отклонение от оси — на функционирование.

Целесообразно определить выражение для составляющей, ответственной за отклик конструкции на силовое воздействие, в виде:

$$A_{Nv} = \sum_{j=1}^N \frac{y_j(x_v) \cdot y_j(x)}{\omega_j^2 \cdot (1 - \xi_j^2)},$$

где:

$y_j(x_v)$  — ордината ортонормированной  $j$ -й собственной формы колебаний корпуса в точке с координатой  $x = x_v$ ;

$\omega_j$  —  $j$ -я собственная частота;

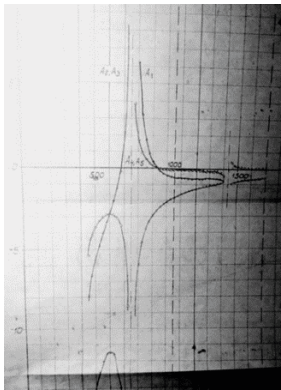
$\xi_j$  —  $\omega_j / \omega$  коэффициент расстройки;

$\omega$  — частота возбуждения.

Вибропараметр  $Y(x)$  зависит от силового возбуждения и передаточных характеристик конструкции, установленных через коэффициенты влияния.

Суммарный уровень формируется как векторная величина суммы значений вибропараметра от всех роторов.

Примеры протекания коэффициентов влияния по частоте для вертолетного и турбореактивного двигателей представлены на рис. 2. Коэффициенты влияния в одной точке от равных сил имеют разные знаки. Смена знаков присуща также коэффициентам влияния вдоль оси двигателя.

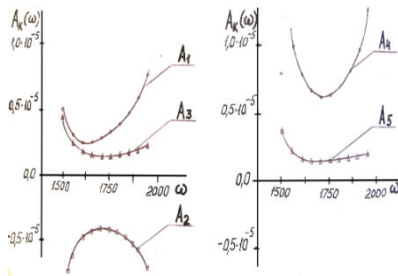


### Обеспечение составляющих функциональной схемы

#### Б) Корпусная система

коэффициенты влияния по Т.К.

коэффициенты влияния по С.Т.



ЛИНИИ ВЛИЯНИЯ

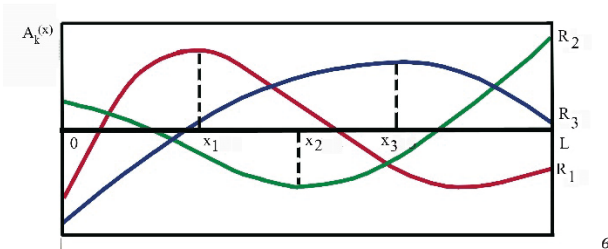


Рисунок 2. Коэффициенты влияния

Сравнительные исследования показали, что коэффициенты влияния  $A_{Nv}$  достаточно устойчивы к изменению геометрических параметров конструкции в поле допусков. Их можно считать постоянными от экземпляра к экземпляру двигателя.

С системой нагрузок дело обстоит иначе.

Несмотря на то, что каждый экземпляр двигателя имеет одинаковое количество сил, действующих на корпус, тем не менее, на каждом экземпляре система сил индивидуальна, т. к. каждый вектор в опоре отличается по величине и может быть взаимно развернут по углу  $\varphi$

$$\bar{R}_v = R_v(x) \cdot \exp(-i\varphi_v),$$

а значения  $R_v$  и  $\varphi_v$  изменяются от экземпляра к экземпляру (рис. 1б).

Результирующая виброхарактеристика в точке приема сигнала определяется величинами и направлениями действия усилий, знаками и величинами коэффициентов влияния. В сочетании с конкретикой протекания  $A_{Nv}$  по оборотам это формирует то многообразие «доброкачественных» вибросостояний, которое наблюдается при анализе вибропараметрического поведения парка двигателей.

Поэтому при изменении вследствие дефекта даже одного усилия из совокупности, характер протекания вибропараметра может не только возрасть, но и понижаться, что определено базовым механизмом формирования параметра. С точки зрения значения параметра, подвергаемого мониторингу, последнее благоприятно, однако это может затушевывать снижение функционала двигателя.

Каждая точка двигателя участвует как в движениях колебаний всей конструкции, обусловленными системой сил, так и местными вибрациями, вызываемыми воздействием одной силы.

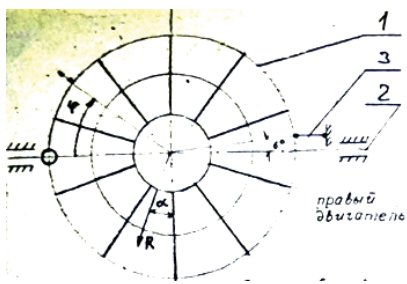
Вклад разнонаправленных составляющих и развитие дефектов может и увеличивать, и снижать уровень сигнала вибрации.

Движение точки корпуса двигателя в форме оболочечной конструкции в сечении подвески складывается из перемещений, обусловленных местными деформациями опоры и движениями корпуса как балки. Реакция корпуса как балки интегрирует влияние всех действующих в системе сил на перемещения. Местные деформации опоры отражают изменения величины одной силы, той, которая действует непосредственно на рассматриваемый узел конструкции.

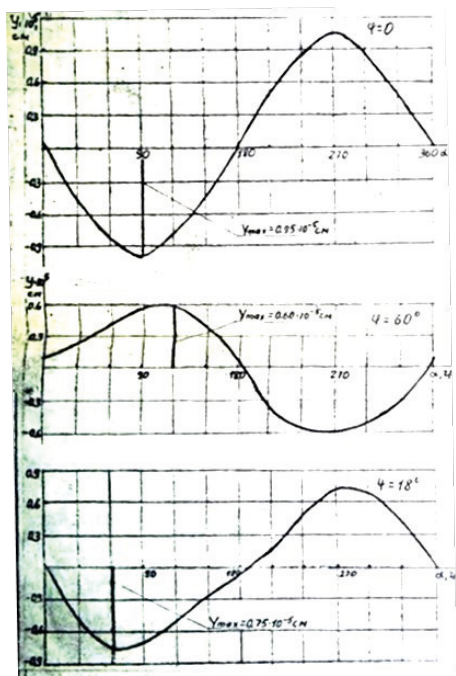
В качестве примера рассмотрим отклик типовой конструкции в плоскости действия силы (рис. 3).

Оценки величины местных вибраций радиального направления для рассматриваемого примера турбореактивного двигателя показали, что они в 3÷20 раз превышают общие. То есть создается ложное представление об избыточном воздействии двигателя на объект.

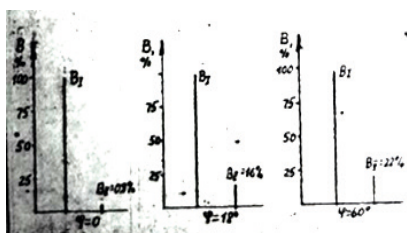
Еще одно искажение связано с обогащением (искажением) спектра сигнала.



а



б



в

Рисунок 3. Местные деформации опоры

На рис. 3б представлено амплитудное смещение точек наружного обода в левом верхнем квадранте в радикальном направлении за один оборот ротора под действием единичной силы, вращающейся по внутреннему кольцу. Спектральные характеристики кривых приведены на рис. 3в. Эти результаты свидетельствуют, что в точках с координатами  $\phi = 18^\circ$  и  $\phi = 60^\circ$  вторая кинематическая составляющая достигает 20% величины основного сигнала.

При этом, при неудачном расположении датчика сигнал от одной силы будет существенно превышать все другие базовые сигналы, и система мониторинга не будет отвечать своему предназначению.

Повысить адекватность оценки двигателя по параметру воздействия на объект можно, используя анизотропию чувствительности датчика вибрации, расположив его перпендикулярно плоскости действия роторных нагрузок, то есть по продольной оси. Связь перемещений в продольном X и радиальном Z направлениях осуществляется через параметры упругой линии  $Y(x)$  и радиального удаления  $r(x)$  места расположения вибродатчика от упругой линии.

Представление о порядке соотношения замеренных величин дает таблица, составленная для вертолетного двигателя:

Т а б л и ц а 1

Параметр	$t \left( \frac{\text{прод.С.Т.I}}{\text{нопер.С.Т.I}} \right)$	$t \left( \frac{\text{прод.С.Т.IV}}{\text{нопер.С.Т.IV}} \right)$	$t \left( \frac{\text{прод.Т.К.I}}{\text{нопер.Т.К.I}} \right)$
Эксперимент	1,34	1,76	1,15
Расчет	1,23	1,51	0,90

Выбор продольного направления для вибромониторинга турбореактивного двигателя не всем показался убедительным.

По инициативе Заказчика по единому плану на базе четырех предприятий проведен сравнительный анализ системы контроля (мониторинга) вибрации турбореактивного двигателя при ориентации вибродатчика по оси X и по оси Z в вариантах объектовой и стендовой систем контроля. Статистика набрана по стендовым испытаниям 31 изделия (67 постановок) и в эксплуатации на объектах на 18 изделиях.

Предпочтение было отдано замерам по оси X.

Воздействие помех проиллюстрируем на примерах турбореактивного двигателя и турбостартера, сформировавшее ложное представление о неудовлетворительном состоянии изделий.

В первом случае при разработке модификации изделия в соответствии с предписанием был модифицирован канал измерения вибрации с заменой индукционного вибродатчика МВ-27 на вибродатчик МВ-04 пьезоэлектрического типа с сохранением нормы уровня вибрации и точки и направления штатного замера как на базовом изделии. На контрольных стендовых испытаниях уровень вибрации, выдаваемый новой измерительной системой, соответствовал уровню среднестатистических значений, но в эксплуатации создавались предпосылки к летному происшествию. Это при том, что динамические характеристики конструкции не изменились, так же, как и условия применения. Определиться с ситуацией помогло то обстоятельство, что переход на контроль (мониторинг) модифицированного изделия осуществлялся не одновременно, а в зависимости от наличия материальной части. В эксплуатации оказались экземпляры изделия с двумя типами вибродатчиков: МВ-27 и МВ-04, что позволило опереться на необходимый статистический материал.

Данные сгруппированы на рис. 4а, 4б, где сопоставлены усредненные данные замеров для ситуаций: стенд, наземная гонка и полет. По перестроенным представленным данным видно (рис. 4б), что объект влияет на уровень сигнала вибрации постоянной добавкой ( $\Delta Y = 6,5$  мм/с), которая выступает в качестве систематической ошибки системы замера. Последняя может быть учтена, например, корректировкой уставок в блоке предельных команд.

Однако наблюдались случаи, когда помеха была существенно больше полезного сигнала.

На рис. 5 представлен случай, когда сигнал соответствовал миллиметрово-миллиметровому перемещению изделия. Физически это трудно представить, что подтвердил пря-

мой замер перемещений: выставленный зазор  $\Delta = 0,5$  мм не вызвал срабатывания датчика.

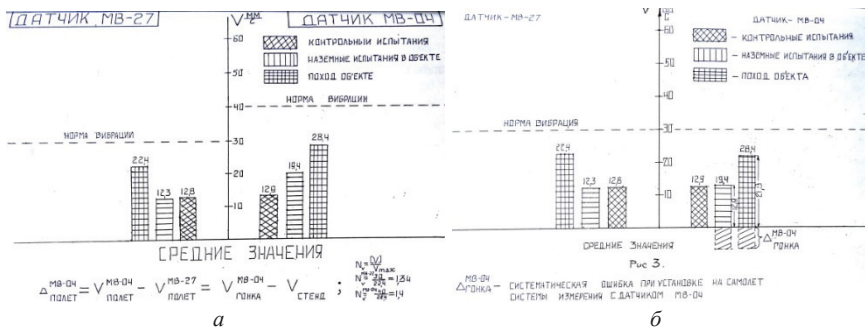


Рисунок 4. Систематическая ошибка

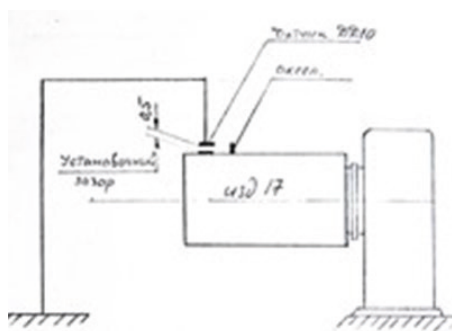


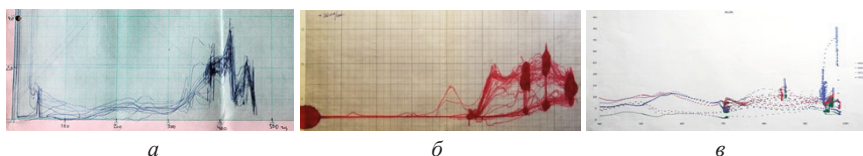
Рисунок 5. Грубая помеха

Другие примеры см. в [4].

Предпосылки выхода из ситуации — разумная интерпретация сигнала, уверенность в воплощенной силовой схеме, система измерения без излишеств технических возможностей.

Нерегулярная (флуктуационная) составляющая способствует проявлению вариабельности значения величины вибрации на стационарном режиме. Особенно выпукло этот дефект выявляется при фиксировании сигнала на постоянном режиме без растяжки по времени.

На рис. 6а, 6б, 6в приведены примеры сигнала вибрации для турбовинтового двигателя и для модификаций турбореактивного. Кривые на рис. 6а и 6б получены на двухкоординатнике, на рис. 6в — стендовой измерительной системой. Первые кривые отвечают работоспособным двигателям, третья кривая (материал В. И. Ховайко) содержит участок с претотказным состоянием двигателя.



**Рисунок 6.** Флуктуация сигнала

Кривые на рис. 6 показывают, что коэффициент вариабельности составляет до 50%, что требует специальной обработки сигнала для определения наличия тренда (см. [6]).

Вибропараметр в штатной точке замера ориентирован на мониторинг воздействия на объект, однако он может рассматриваться и как показатель состояния двигателя.

Несмотря на прямое назначение системы мониторинга — отслеживание превышения передачи уровня возбуждения на объект, характеристики системы в рамках заданных частотных и амплитудных ограничений (возможностей) позволяют предположить, что с ее помощью могут быть обнаружены дефекты двигателя, интенсифицирующие или изменяющие базовые динамические процессы роторной системы.

Последнее может происходить за счет:

- изменения параметров, присущих составляющим базового процесса (например, увеличению дисбаланса, изменению взаимного расположения векторов усилий в опорах роторов, и тем самым интенсификации его проявлений, в том числе с перестройкой амплитуд по частотам);
- нарушения базового процесса (выключение из работы демпферных колец, появление трещин в статорных элементах, силовое взаимодействие корпусов со стендовыми системами, ослабление затяжки роторных болтов);
- введения в действие исключенного при проектировании, но потенциально присутствующего механизма за счет отклонений в размерах или условиях функционирования узлов (отклонение центровки ротора в корпусе по лопаточным венцам, нарушение стяжки ротора, попадание масла в роторные полости, нарушение кинематики створок сопла ФК);
- интенсификации побочных (местнодействующих) процессов (дисбаланс роторов агрегатов, нарушение рабочих процессов агрегатов, пульсации насосов, потеря жесткости крепления).

Накопленный АО «ОДК Климов» опыт эксплуатационного применения систем вибромониторинга с 1962 г. на двигателе ТВ2-117 на вертолете Ми-8 и на всех дальнейших разработках подтвердил, что штатная система вибромониторинга реагирует на весьма широкий перечень неисправностей узлов, существенно важных для изделия, в том числе: разрушение подшипников, опор, обрыв рабочих лопаток турбины и компрессора, флюгирование створок сопла ФК, касание ротор-статор, повышенный дисбаланс и др.

Хотя вибропараметр в штатной точке замера ориентирован на мониторинг воздействия на объект, он может рассматриваться и как показатель состояния двигателя.

Замер зависит от промежуточного параметра  $F$  как характеристики дефекта, выступающим аргументом функции выходного параметра  $Y = Y(F)$ .

Существенное различие в целях систем мониторинга и диагностики отражается в используемой системе оценок. При мониторинге двигателя браковка производится в случае нарушения его работоспособности по признаку выхода параметра из поля допуска, то есть по свершившемуся факту.

Благодаря предусмотренной предупредительной и аварийной сигнализации существенно снижается вероятность возникновения опасного отказа в процессе полета в силу подключения к этой информации экипажа.

Выставление ступенчатой сигнализации — это один из приемов использования тренда для оценки, в том числе степени развития процесса функционального нарушения.

Это может рассматриваться как начальная ступень диагностики, формирующая обобщенную информацию о техническом состоянии двигателя.

Для вибропараметра при мониторинге уровни предельных значений сигналов заданы внешним образом и могут не соответствовать степени опасности с точки зрения функционирования изделия. Для оценки нарушения функционального состояния в целях диагностики должны быть выработаны новые маркеры: не по работоспособности, то есть выходу отслеживаемого вибропараметра за внешние нормы, а соответствующие степени нарушения функционирования.

Надо признать, что достижение разных целей требует и разных оценок.

Оценка воздействия на объект по вибропараметру в процессе мониторинга проводится по факту прямого текущего воздействия.

Для диагностики же, как функционирования, так и прогнозной, требуется выполнение условий регулярности и подобия. Характер сигнала (рис. 6) подразумевает извлечение диагностической информации, для чего нужно:

- определиться с характером тренда (среднего значения, дисперсии, накопленного максимума, и т. д.)
- выделить из общего массива регистрируемых параметров значения, которые относятся к заранее выбранным условиям работы двигателя (режим, твх, скорость полета, и т. д.)
- сформировать две реализации на моменты времени  $t_1$  и  $t_2$ ;
- проверить гипотезы о наличии тренда во временном ряде.

Даже при выполнении всех этих условий диагностика функционирования на базе системы мониторинга остается достаточно грубой, с точностью до ротора.

Причина — принципиальная: как видно из (1), уравнений меньше, чем неизвестных, что влечет неоднозначность и неопределенность выводов.

Некоторые оценки поведения вибропараметра могут быть сделаны в режиме прогнозирующего контроля, когда не предлагаются количественные характеристики



параметра, а предполагается, будет или нет работоспособно изделие к моменту очередного задания.

Однако здесь таится опасность, связанная с формой представления результатов системой замера в форме абсолютного значения величины  $YI$ .

На рис. 7 показано возможное протекание вибропараметра во времени.

Диагностический алгоритм для контроля за состоянием двигателя по скорости изменения вибропараметра

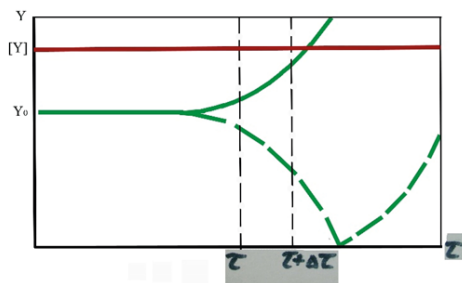


Рисунок 7. Протекание вибропараметра во времени

В силу механизма формирования отклика на силовое воздействие изменение факторов этого воздействия может привести как к возрастанию уровня вибрации, так и его снижению.

Если это сопровождается деградацией функционала изделия, то в первом случае ситуация купируется допусковым контролем.

В случае отрицательного тренда, казалось бы, благоприятная ситуация с выполнением требования работоспособности по параметру вступает в противоречие со способностью оценки функционирования, так как затушевывается факт развития дефекта.

Поскольку в системе мониторинга используется абсолютное значение величины  $YI$ , степень развития дефекта нефиксированно возрастает в течение интервала, складывающегося из времени опускания сигнала на нулевую отметку с последующим достижением контрольного уровня. Этот латентный для наблюдателя период изменения сигнала, важный для оценки дефекта, остается вне поля внимания. На двигателе с большим исходным уровнем сигнала система начнет реагировать фактически на удвоенный допусковый уровень сигнала.

Коллизия преодолевается внедрением индивидуальной настройки системы контроля (мониторинга) для каждого экземпляра двигателя.

Также можно проводить обработку сигнала без привязки к предельным значениям. Такой подход опробован на изд. 65. Система мониторинга предоставляет для диагностики функционала фактический материал по протеканию вибропараметра. Была опробована методика функционального контроля с использованием коэффицици-

ента изменения уровня вибрации двигателя в процессе ЭЦИ турбовинтового двигателя. Исходный сигнал подвергается иной обработке и вводится иная оценка в попытке минимизировать опасное развитие дефекта. Действенность методики повышена за счет привлечения к анализу показаний многоканальной стендовой системы виброзамеров. Оценочной характеристикой предложено использовать коэффициент изменения уровня вибрации двигателя, подсчитываемый по формуле:

$$K_{\text{из}} = \frac{V_{\text{max } i} - \bar{V}}{\text{Время изменения уровня от } \bar{V} \text{ на этапе}},$$

где  $V_{\text{max } i}$  — максимальное значение вибрации на режиме.

Таблица 2 содержит контрольные значения коэффициентов изменения уровня вибрации. Последние установлены по результатам контроля вибрации турбовинтового двигателя в процессе ЭЦИ за ресурсы соответственно 1500 и 4500 часов с доверительной вероятностью 0,95.

Т а б л и ц а 2

Тип аппаратуры	№ каналов	Условные обозначения параметров вибрации	Контрольные коэффициенты изменения уровня вибрации относительно среднего значения бездефектного двигателя, мм/с/час
ИВ-65-СФ-1 (бортовая)	1	$V_{\text{ZIBГ}}$	1,0
	2	$V_{\text{ZIPЕД}}$	0,2
	3	$V_{\text{X1TK}}$	0,2
	4	$V_{\text{X1CT}}$	0,7
	5	$V_{\text{Y3TK}}$	2,3
	6	$V_{\text{Y3CT}}$	1,2
ИВ-Д-ПФС-7 (стендовая)	1	$V_{\text{Y1}}$	1,3
	2 или 3	$V_{\text{X3}}$	3,3

В случае, если значения коэффициентов изменения уровня вибрации двигателя хотя бы по одной из точек контроля превысят контрольные значения из табл. 2, требуется провести работы в соответствии с РЭ на двигатель по разделу «Срабатывание сигнала “Повышенная вибрация”».

## Выводы

1. Система вибромониторинга, в соответствии с требованиями руководящих документов, отслеживает возбуждение, передаваемое двигателем на объект, и информирует о потере работоспособности, то есть уходе вибропараметра за поле допуска. Граница допуска установлена вне системы.

2. Система вибромониторинга опирается на проектные модели динамического поведения силовой схемы двигателя.
3. Система вибродиагностики отслеживает функциональную достаточность конструкции. Оценочные параметры устанавливает разработчик на основе статистики для двигателя каждой модели и может их корректировать.
4. В силу особенностей протекания сигнала вибропараметра для вибродиагностики требуется согласование оценочных параметров с вибросостоянием конкретного двигателя.
5. Глубокая диагностика дефектов на ранней стадии их развития должна опираться на комплексный анализ параметров и привлекать диагностические приборы и методики, отражающие многоаспектность природы дефектов и их проявления.
6. При разборе происшествий необходимо проводить различение сигнала вибрации и вибросостояния двигателя.

## Литература

1. *Lobanov V. K., Bouryukina N. A.* Development of a performance prediction method for turboshaftaeroengine design for low vibration // Twentieth European rotorcraft forum. October 4–7, 1994. Amsterdam, 1994.
2. *Лобанов В. К.* Системный подход к проектированию АГТД по вибропараметру. Практическое воплощение. Связанные колебания систем ротор-корпус АГТД // Климовские чтения — 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей международной технической конференции. СПб: Скифия-принт, 2017. С. 148–157.
3. *Баклан С. В., Бурькина Н. А., Лобанов В. К., Пашинский В. К.* Метод анализа причин дефектов на основе функциональных схем // Тезисы докладов Всесоюзного научного совещания по проблемам прочности двигателей. АН СССР, Ленинград, 14–16 сентября 1981 г. М., 1981.
4. *Лобанов В. К., Шубин А. Н., Качинский П. К., Семенова И. М., Петрова Н. Ю., Степанов В. Н., Метс В. Д., Федоров А. А.* Системный подход к проектированию АГТД. Неразрушаемость как мера параметрической работоспособности // Климовские чтения — 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей международной научно-технической конференции. СПб.: Скифия-принт, 2017. С. 166–181.
5. *Метс В. Д., Курков С. В., Лобанов В. К., Петрова Н. Ю., Семенова И. М., Шубин А. Н., Качинский П. К.* Возможности импортозамещения программных комплексов метода конечных элементов (МКЭ). Климовские чтения — 2014. СПб.: Скифия-принт, 2014.
6. *Полозов С. А.* Решение задачи прогнозирования изменения вибросостояния двигателей РД-33МК в процессе их эксплуатации. Климовские чтения — 2020. СПб.: Скифия-принт, 2020. С. 260–270.
7. *Бурькина Н. А., Лобанов В. К., Хрусталёва Е. В.* Выбор диагностической системы по материалам проектной разработки изделия. Семинар по диагностике ГТД. КуАИ, Куйбышев, 1976.

**РАЗДЕЛ 7**

**МЕНЕДЖМЕНТ**

**В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ**



*А. Я. Дмитриев, Т. А. Митрошкина, Р. С. Загидуллин*

ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С. П. Королева»  
dmitriev57@ Rambler.ru

## **ПОВЫШЕНИЕ РОЛИ ИНЖИНИРИНГА КАЧЕСТВА НА ОСНОВЕ РОБАСТНЫХ МЕТОДОВ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ**

*Аннотация.* В условиях технологической изоляции остро стоят задачи повышения эффективности проектирования, освоения и подготовки производства в высокотехнологичных отраслях, к которым относится авиадвигателестроение. Благодаря современным цифровым инструментам развиваются высокоэффективные инженеринговые подходы. При использовании технологии реверс-инжиниринга стоят задачи определения допусков и получения продукции, качество которой в наименьшей степени зависит от изменчивости условий производства, эксплуатации и других «шумовых» факторов. В статье показана роль подходов и инструментов инженеринга качества и робастных методов, включающих методы Тагути по планированию робастных экспериментов, развертывания функции качества QFD, анализа рисков FMEA для параметрического проектирования сложных изделий авиационной техники. Показана возможность повышения эффективности проектирования и разработок с использованием инженеринга качества. Продемонстрировано освоение обратного проектирования.

### **Введение**

В настоящее время актуальны задачи импортозамещения и наращивания объемов производства в отечественном машиностроении, в том числе в авиадвигателестроении. При решении задач повышения объемов необходимо обеспечить соответствие заданным требованиям на протяжении всего жизненного цикла продукции. В связи с этим необходимо найти и использовать наиболее эффективные подходы к решению инженерных и организационных задач. Эффективное управление качеством продукции и услуг на основе реализации принципа ориентации на заказчика (потребителя) является на современном этапе важнейшим направлением повышения эффективности предприятий. В современных условиях разработчик вынужден сокращать сроки выполнения заказа новой или модернизированной продукции. В то же время применение устаревших методов не позволяет разработчикам сложных технических систем быстро и эффективно использовать огромную базу знаний по проектированию продукции и технологических процессов, накопленную за долгие годы деятельности. Достаточно часто знания не структурированы, проектирование продукции и разработка технологических процессов ведутся неэффективно, без опоры на эксперимент.

Целью работы является повышение качества и конкурентоспособности продукции за счет проектирования продукции и технологических процессов на основе эффективного применения инжиниринга качества.

### **Инжиниринг качества**

В последние годы получают распространение различные подходы к инжинирингу: маркетинговый, эксплуатационный, комплексный, технологический, обратный. При этом сам термин инжиниринг (engineering) в отечественной нормативной документации появился относительно недавно и подразумевает «деятельность, содержанием которой является решение инженерных задач, связанных с созданием или совершенствованием продукции, систем и (или) процессов» [1].

Согласно российской нормативной документации, «инжиниринг» не является новым понятием, и его границы невозможно однозначно определить и отделить от смежных понятий: инженерное дело (инженерия), конструирование, проектирование (объектов, производств, систем, процессов, социальных и биологических образований), системотехника, программирование, изыскания, изобретательство и рационализация и другие [1]. Задача инжиниринга сведена не столько к придумыванию (изобретению) новых объектов, процессов, систем, сколько к творческой компиляции наилучших практик, позволяющей решить конкретную задачу с наименьшими затратами и с минимальным риском неудачи. В этом заключается привлекательность инжиниринга — гарантированное сокращение издержек на реализацию и запуск бизнес-процессов, с учетом затрат на инжиниринговые услуги [1].

Под инжинирингом качества в данной работе понимается эффективная разработка и обеспечение качества продукции на всех этапах жизненного цикла. Для решения задачи повышения эффективности разработки и постановки на производство продукции используются распространенные в настоящее время подходы: прямое проектирование, обратное проектирование (или реверс-инжиниринг) и робастные подходы на основе методов Тагути, развертывания функции качества QFD, анализа рисков FMEA [2, 3].

### **Актуальность технологии реверс-инжиниринга**

Подходы к прямому проектированию совершенствуются одновременно с развитием цифровых технологий [4]. Наряду с прямым проектированием для ряда инженерных задач развиваются подходы к обратному проектированию, когда необходимо получить 3D-модель или чертежи готового изделия. Такими случаями могут быть изготовление запчастей для ремонта оборудования или модернизация изделия, произведенного много лет назад и не имеющего чертежей. В этом случае выполняют «оцифровку» физического объекта при помощи 3D-сканера. Далее по облаку точек, полученному в результате сканирования, создают цифровую геометрию изделия [5–7].

В то время как данный подход имеет историю, в отечественной нормативной документации он практически не описан. Термин «реверс-инжиниринг» используется в международном стандарте ISO/DIS 8887-2, который на данный момент находится в разработке технического комитета ИСО «Технические чертежи» (ISO/TC 10): «reverse engineering — process that consists of analysing the shape, dimensions and function of a product to obtain information» [8], в переводе означает в общем виде, что под реверс-инжинирингом понимается процесс, состоящий из анализа формы, размеров и функции продукта для получения информации.

Благодаря развитию цифровых средств и методов, в последнее время стала реальной задача изучения и получения размеров материального объекта сложной формы. С помощью современных CAD-технологий цифровая модель геометрии создается вручную или с помощью технологии Scan-to-CAD, и далее возможно изготовление детали с помощью традиционных или аддитивных методов производства. Широко используются системы для прямого моделирования, решения задач реверс-инжиниринга, топологической оптимизации и генеративного проектирования [9].

В то же время большой проблемой остается установление номинального значения и назначение допусков по результатам реверс-инжиниринга. Обычной задачей в высокоточном машиностроении является контроль детали путем сравнения результатов измерения с интервалом допуска, указанным в техническом чертеже, с учетом неопределенности измерений. Считается приемлемой неопределенность измерений (оценка сходимости и воспроизводимости) в диапазоне 10% от величины поля допуска [10, 11]. При использовании технологии реверс-инжиниринга возникает другая задача — измерения производятся не для проверки изделия, а для установления номинального значения и допуска на него. Для решения этой задачи на практике применяется многократное измерение и установление значения характеристики на основе полученного значения медианы, а величины допуска — исходя из приемлемого качества в соответствии с нормативной документацией [10].

### **Робастные методы в авиастроении**

Как было указано выше, задача реверс-инжиниринга подразумевает не просто «копирование» материального объекта, а повышение эффективности этапа разработки модернизированной продукции. После получения прототипа возникают стандартные задачи обеспечения качества на дальнейших этапах жизненного цикла продукции. Наиболее остро данные задачи стоят для сложных технических систем, к которым относятся изделия авиадвигателестроения. В отличие от других изделий машиностроения, перспективные авиационные комплексы обладают рядом специфических особенностей, которые отражаются на технологиях производств авиационного предприятия и которые должны учитываться при решении задач инжиниринга [3, 12, 13]:

- сложность пространственных форм и высокие требования по точности к аэродинамическим обводам. Необходимо обеспечить взаимную увязку



агрегатных стыков (вильчатых, фланцевых, телескопических) с аэродинамическим контуром агрегата и с системой координат самолета. При этом возможности по обеспечению точности деталей в заготовительно-штамповочном производстве ниже, чем требуемая точность собранных узлов и агрегатов планера и бортовых систем;

- высокие требования к качеству самолета в целом и его отдельным элементам. Качество летательного аппарата зависит от комплекса геометрических и технических характеристик и показателей. Допуски на геометрические характеристики узлов и агрегатов планера и бортовых систем в ряде случаев составляют десятки доли миллиметра, а на стыковые поверхности соответствуют 9...8, а в отдельных случаях 5...7-му качеству.

Одним из актуальных инструментов разрешения данных проблем являются робастные подходы к проектированию, или методы Г. Тагути. Под робастным проектированием с использованием методов Тагути подразумевается подход к обеспечению качества, целью которого является создание робастных, то есть устойчивых к шумовым факторам, систем путем минимизации вариаций показателей качества по объективному критерию робастности под названием «отношение сигнал/шум» [2, 3].

Конечная цель — сделать выходные характеристики изделия нечувствительными к изменчивости окружающей среды, деградации изделия и несовершенствам производства. При этом основой робастных подходов является понимание того, что изменчивость — неизбежный факт. Цикл жизни любой продукции Г. Тагути разделил на две неравные части: разработка и внедрение изделия (до начала производства); производство и эксплуатация. Только на ранних этапах проектирования можно снизить затраты без ужесточения контроля и оснащения идеальным дорогостоящим оборудованием, а проектируя продукцию таким образом, чтобы ее характеристики в наименьшей степени были подвержены разбросу/изменчивости из-за несовершенства самого производственного процесса, изменчивости условий окружающей среды, неоднородности сырья и других факторов, которые неизбежны при дальнейшем производстве и эксплуатации продукции [2].

Робастное проектирование по Тагути подразумевает трехэтапный подход к установлению номинальных значений параметров изделия и допусков на них: системное проектирование, параметрическое проектирование и проектирование допусков. На этапах системного и параметрического проектирования применяются методы анализа рисков FMEA и развертывания функции качества QFD, который является современным методом трансформации требований потребителя в непосредственные характеристики новой (или модернизируемой) продукции и идентификации качества [3, 13–16]. На этапах параметрического проектирования и проектирования допусков применяется метод робастного проектирования, технологической основой которого является планирование эксперимента DoE.

Основным элементом QFD является именно развертывание требований потребителя в производстве и достижение соответствующих технических характеристик,

отвечающих ожиданиям потребителя. То есть речь в данном случае идет о подготовке производства к выпуску нового изделия с сокращением сроков подготовки производства на 30–50% [3].

Метод анализа видов и последствий потенциальных несоответствий (FMEA) — эффективный инструмент повышения качества разрабатываемых технических объектов, направленный на оценку и предотвращение несоответствий и/или снижение негативных последствий от них на ранних стадиях проектирования. FMEA позволяет проанализировать потенциальные дефекты, их причины и последствия, оценить риски их появления и обнаружения на предприятии и принять меры для устранения или снижения вероятности и ущерба от их появления [3]. На этапе проектирования сложного технического изделия необходимо предусмотреть современные решения на достигнутом техническом уровне. Для существующих изделий применение FMEA позволяет определить «слабые» места конструкции и принять меры по их устранению; оценить риск отказов предложенного и альтернативных вариантов конструкции; доработать конструкцию до наиболее приемлемой с различных точек зрения: технологичности, удобства обслуживания, надежности; сократить дорогостоящие эксперименты [3].

### **Применение инжиниринга качества на основе робастных методов**

В лаборатории робастного проектирования кафедры ПЛАНУКМ Самарского университета с 2021 года ведутся работы по освоению и применению технологий обратного проектирования деталей и узлов со сложной геометрией. Решаются следующие задачи: ремонт промышленного оборудования (станков, испытательного оборудования, инструментов и технологической оснастки); совершенствование конструкции изделия по результатам эксплуатации; проектирование матриц, пресс-форм, станочной оснастки; метрологический контроль деталей и узлов; изучение изделий-аналогов для разработки собственных технических решений.

Основными элементами разрабатываемой в лаборатории методики реверс-инжиниринга являются: исследование объекта; получение геометрических характеристик объекта с использованием измерений и 3D-сканирования; обработка данных; импорт данных в САД-систему и создание твердого тела (3D-модели) объекта; разработка чертежей (при необходимости); изготовление детали и ввод в эксплуатацию (при необходимости).

Исследование объекта включает в себя:

- инженерно-технические исследования (изучение имеющейся инженерной документации на объект исследования);
- механические исследования (испытания на ударную вязкость, статическую прочность, твердость и микротвердость);
- металлографические исследования.

Ниже приведен пример исследования объекта «шестерня коробки передач» для оборудования с утраченной конструкторской документацией.



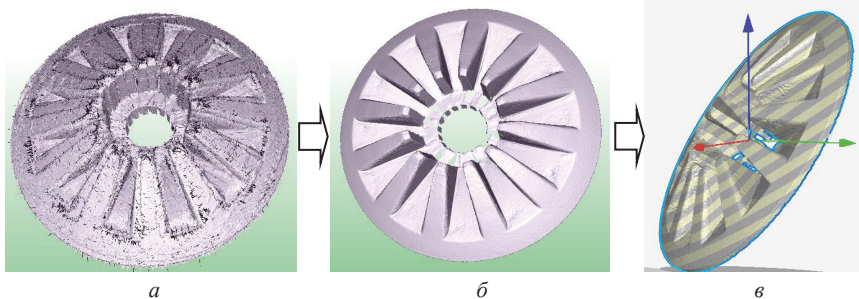
**Рисунок 1.** Объект исследования

Получение геометрических характеристик объекта производилось с помощью двухкамерного 3D-сканера VT MINI производства Volume Technologies.

Обработка данных 3D-сканирования включала в себя:

- выравнивание и склейку частей; фильтрацию «шумов» (рис. 2а);
- «лечение» фасетов и устранение разрывов (рис. 2а, б).

После этапа «Обработка данных» следуют этапы импортирования данных в CAD-систему и создание твердого тела — 3D-модели (рис. 2в) с последующим изготовлением и вводом в эксплуатацию.



**Рисунок 2.** Обработка данных 3D-сканирования и формирование модели

Для разработки мероприятий, направленных на повышение качества обратного проектирования, произведен FMEA-анализ. В результате проведения FMEA-анализа выявлены следующие риски и потенциальные несоответствия технологии реверсивного инжиниринга: возникновение побочных продуктов сканирования («шумов», разрывов и пр.); высокие временные затраты на пост-обработку модели; невозможность отсканировать внутренние полости и глубокие отверстия объекта; отсканированная 3D-модель не дает представления о теоретически верных размерах и допусках на изготовление; потребность в высококвалифицированных инженерах.

На основе результатов проведения FMEA-анализа разработаны рекомендации (мероприятия) для повышения качества технологии обратного проектирования.

## Заключение

В работе рассмотрены терминология и виды инжиниринга и методы робастного проектирования. Особое внимание уделено технологии реверс-инжиниринга. Показано повышение роли инжиниринга качества на основе методов робастного проектирования, включая методы Тагути, QFD и FMEA для определения значения приоритетных характеристик, наиболее устойчивых к изменчивости внешних факторов. Обозначена актуальность третьего этапа робастного проектирования — проектирование допусков при реверс-инжиниринге при повышении требований к обеспечению качества в условиях решения задач импортозамещения и наращивания объемов производства современной и модернизированной продукции авиадвигателестроения.

Продемонстрировано освоение реверс-инжиниринга, который представляет собой сложный технологический процесс, требует высокой инженерной квалификации и значительных временных ресурсов. Отмечено, что наращивание производства отечественного оборудования или закупка аналогичного оборудования в странах Азии, в частности, в КНР, займет высокие финансовые и временные ресурсы. А имеющееся оборудование необходимо сейчас поддерживать в рабочем состоянии. Между тем, выявленные риски и разработанные мероприятия на основе FMEA-анализа позволяют провести качественный реверсивный инжиниринг для ремонта промышленного оборудования на отечественных предприятиях в условиях технологической блокады.

## Литература

1. ГОСТ Р 57306-2016. Инжиниринг. Терминология и основные понятия в области инжиниринга [Электронный ресурс]. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200143273?section=text> (дата обращения: 06.07.2022).
2. *Леон Р.* Управление качеством. Робастное проектирование. Метод Тагути [Текст] / Р. Леон; пер. с англ. М.: Сейфи, 2002. 384 с.
3. *Дмитриев А. Я., Митрошкина Т. А., Ваиуков Ю. А.* Робастное проектирование и технологическая подготовка производства изделий авиационной техники [Текст]: учеб. пособие. Самара: Изд-во СГАУ, 2016. 76 с.
4. ГОСТ Р 57911-2017. Изделия, полученные методом аддитивных технологических процессов. Термины и определения [Электронный ресурс]. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200157657?section=text> (дата обращения: 06.07.2022).
5. *Шаблий Л. С.* Реверс-инжиниринг компрессорного лопаточного профиля: построение средней линии и симметричного профиля // Вестник СГАУ. 2012. № 3–2(34) [Электронный ресурс]. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/revers-inzhiniring-kompressornogo-lopatochnogo-profilya-postroenie-sredney-linii-i-simmetrichnogo-profilya> (дата обращения: 06.07.2022).
6. *Ермаков М. А., Тоньшина А. В.* Методика реверс-инжиниринга рабочего колеса центробежного насоса // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. 2020. №1. [Электронный

ресурс]. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/metodika-revers-inzhiniringa-rabochego-kolesa-tsentrobezhnogo-nasosa> (дата обращения: 06.07.2022).

7. *Солодилова Н. А.* Новые технологии проектирования в рамках дисциплины «САПР в машиностроении» // SAEC. 2019. № 3 [Электронный ресурс]. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/novye-tehnologii-proektirovaniya-v-ramkah-distipliny-sapr-v-mashinostroenii> (дата обращения: 06.07.2022).
8. ISO/DIS 8887-2. Technical product documentation. Design for manufacturing, assembling, dis-assembling and end-of-life processing. Part 2: Vocabulary [Электронный ресурс]. URL: <https://www.iso.org/ru/standard/77806.html> (дата обращения: 06.07.2022).
9. Сервис удаленного обучения CADFEM LMS [Электронный ресурс]. URL: <https://elearning.cadferm-cis.ru/what-is-reverse-engineering/> (дата обращения: 06.07.2022).
10. *Sáenz-Nuño M. A., Lorente-Pedreille R.* ISO Tolerance specification in reverse engineering. *Procedia Manufacturing*. Vol. 13. 2017. P. 472–479. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2017.09.063>
11. ГОСТ Р 58046-2017. Системы менеджмента качества предприятий авиационной, космической и оборонной отраслей промышленности. Перспективное планирование качества продукции. Руководство по анализу процессов измерений. Москва, Стандартиформ, 2018. 35 с.
12. *Комаров В. А., Боргест Н. М.* Концептуальное проектирование самолета [Текст]: учеб. пособие / В. А. Комаров и др. 2-е изд., перераб. и доп. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2013. 120 с.
13. *Dmitriev A., Mitroshkina T.* Improving the efficiency of aviation products design based on international standards and robust approaches // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 2019. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/476/1/012009>
14. *Дмитриев А. Я.* Совершенствование параметрического проектирования сложных изделий авиационной техники методами менеджмента качества QFD и FMEA / А. Я. Дмитриев, Т. А. Митрошкина, А. А. Назаров // Климовские чтения — 2019. Перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей научно-технической конференции, Санкт-Петербург, 18 октября 2019 г. СПб: ООО «Скифия-принт», 2019. С. 369–378. — EDN MOWWPE.
15. *Митрошкина Т. А., Дмитриев А. Я.* Современные инновационные методы структурирования качества продукции и управления рисками [Текст] // Вестник Казанского технологического университета. 2014. Т. 17. № 8. С. 330–332.
16. *Дмитриев А. Я., Митрошкина Т. А.* Проектирование качества продукции на основе параметрической идентификации моделей, требований потребителей, знаний: онтологическая парадигма [Текст] // Онтология проектирования. 2015. Т. 5. № 3(17). С. 313–327.

# СОДЕРЖАНИЕ

## ДЕЛИКАТНЫЙ ОТДЕЛ

Владимир Яковлевич Климов . . . . .	6
Сергей Петрович Изотов . . . . .	8

## РАЗДЕЛ 1. ТЕРМОДИНАМИКА И ГАЗОДИНАМИКА АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

<i>Мамаев Б. И., Полубояринова С. А., Стародумов А. В.</i> Потери от угла атаки в турбинных решетках разного шага . . . . .	13
<i>Мамаев Б. И., Ермолаев Г. В.</i> Влияние отрицательных углов атаки на характеристики решеток турбин. . . . .	20
<i>Михайлов Д. О., Овчинникова О. К.</i> Расчет параметров турбореактивного двигателя . . . . .	30
<i>Рябов А. А., Кальясов П. С., Кудрявцев А. Ю., Шулепов К. В., Якунин А. И., Холявенко О. Б.</i> Моделирование и автоматизация расчетов течения в плоской решетке профилей газовой турбины . . . . .	39
<i>Харитонов А. А., Мельников С. А., Щербань А. И., Зубанов В. М.</i> Формирование численной модели рабочего процесса малоразмерной турбины с учетом ее работы в составе экспериментальной установки . . . . .	50
<i>Матвеев В. Н., Кудряшов И. А., Горячкин Е. С., Батурин О. В.</i> Алгоритм определения геометрии проточной части турбомашин двухкаскадного газогенератора авиационного ГТД . . . . .	59
<i>Мусеев А. А., Зильберберг В. Л., Морозов И. И., Деев А. И., Кривцов А. В.</i> Проведение нестационарного связанного гидравлического и термомеханического анализа деформаций двухступенчатого центробежного компрессора ГТД на различных режимах . . . . .	69
<i>Волков Е. А.</i> Применение конструкции биротативной турбины для двигателя РД-33МК . . . . .	81
<i>Новикова Ю. Д.</i> Влияние увеличения количества ступеней осевого компрессора на его характеристики . . . . .	90
<i>Десярев Н. Д., Мордвинцев М. Ю.</i> Численное моделирование течения пылевоздушной смеси в тракте центробежного компрессора ГТД . . . . .	97
<i>Подриз В. В., Суров А. В.</i> Автоматизация процесса определения параметров перспективных ТРДД с использованием накопленных расчетных данных . . . . .	106

## РАЗДЕЛ 2. ПРОЦЕССЫ ГОРЕНИЯ И ТЕПЛООБМЕНА

<i>Коцюбинский С. В.</i> Проблемы запуска камеры сгорания турбостартера ВК-100-1МК . . . . .	113
<i>Гомзигов Л. Ю., Рябов А. А., Кудрявцев А. Ю., Шулепов К. В., Стародумов А. В., Федоров С. А.</i> Прямое моделирование распыла топлива центробежной двухкаскадной форсункой . . . . .	122

*Кузнецов Н. Б., Харьковский С. В., Осокина И. В., Мордвинцев М. Ю., Десятьев Н. Д.* Применение инженерных моделей для теплогидравлических расчетов двигателей в современном процессе проектирования . . . . . 135

### **РАЗДЕЛ 3. ТЕХНОЛОГИИ И МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

<i>Беляев А. В., Круглов Е. П.</i> Диффузионная сварка охлаждаемых литых лопаток ГТД . . . . .	149
<i>Тасун О. Г., Шишкин Я. С., Политова Т. А., Политов А. С.</i> Систематизация и унификация средств технологического оснащения (СТО), применяемого в производстве ГТД . . . . .	159
<i>Плотников Н. В., Гонтюров В. А., Селиванов К. С., Большаков Б. О., Смыслов А. М.</i> Особенности микроструктуры и свойств комбинированного покрытия СДП-1 + ВСДП-20, нанесенного в едином вакуумном объеме . . . . .	167
<i>Смыслов А. М., Таминдаров Д. Р.</i> Электролитно-плазменное полирование в технологии формировании поверхности лопаток ГТД . . . . .	177
<i>Кузьмин М. И., Гаврилов П. А., Тамм А. Ю.</i> Топологическая оптимизация корпуса статора авиационного газотурбинного двигателя . . . . .	181
<i>Горский Ю. А., Паутова Т. А., Гаврилов П. А., Тамм А. Ю., Боровков А. И.</i> Возможности цифрового двойника ГТД на базе цифровой платформы SML-BENCH™ . . . . .	189
<i>Кузьмин В. И., Гуляев И. П., Тамбовцев А. С., Тырышкин П. А.</i> Технологии воздушного плазменного нанесения защитных покрытий для газотурбинных двигателей . . . . .	197
<i>Дубин А. И.</i> Исследование формирования эпюры остаточных напряжений в результате упрочнения поверхности деталей из жаропрочных материалов . . . . .	205
<i>Кохтырев А. С.</i> Создание контрольного образца трубопровода . . . . .	213
<i>Бессонова Н. А., Живушкин А. А., Жлоба А. А., Кузьмин О. В., Стешенко И. Г.</i> Особенность зависимости комплекса механических свойств сплава ЭП741НП от наличия двойников в его микроструктуре . . . . .	220
<i>Грязнова Л. В., Музафарова С. Р., Тихомирова Е. А., Живушкин А. А.</i> Применение EBSD-анализа в исследовании влияния водорода на охрупчивание подшипниковой стали . . . . .	229
<i>Едигарев А. Д., Масленников К. Г., Писарев В. В., Сайпушев Б. А., Шемет М. В., Чуфистов А. П.</i> Анализ эффективности применения гибридных силовых установок на базе ТВаД АО «ОДК-КЛИМОВ» в составе различных летательных аппаратов . . . . .	234
<i>Христосова В. Ю., Шарова Н. А.</i> Возможные методы повышения жаропрочности и жаростойкости деталей горячего тракта авиационных газотурбинных двигателей . . . . .	246
<i>Сафронов Д. А., Тихомирова Е. А.</i> Физическое моделирование процесса пластической деформации аддитивных образцов корсетной формы из титановой металлопорошковой композиции Ti-6Al-4V при термоциклических испытаниях . . . . .	255

<i>Бессонова Н. А., Живушкин А. А., Жлоба А. А., Стешенко И. Г.</i> Метод исследования работ по селективному лазерному сплавлению (СЛС) . . . . .	264
<i>Каровецкий А. А.</i> Испарительная камера сгорания . . . . .	269
<i>Федоренков А. В., Азизов Т. Н., Хасянов Б. А.</i> Сварка материалов, полученных методом селективного лазерного плавления . . . . .	279
<i>Семенов В. А.</i> Основные принципы проектирования трубчатого диффузора ступени центробежного компрессора . . . . .	285

## **РАЗДЕЛ 4. ПРОЧНОСТЬ, НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРС АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

<i>Артамонов М. А., Пахомов Н. А., Терешко А. Г., Говоров А. А., Кузьмин С. А.</i> Определение напряженного состояния лопатки первой ступени КНД, испытанной на вибростенде, фрактографически-расчетным способом . . . . .	293
<i>Артамонов М. А.</i> Автоматизированное определение шага усталостных бороздок у образцов из никелевого сплава ЭП741НП, испытанных на МЦУ при жестком цикле нагружения . . . . .	301
<i>Климкин В. А., Кужахметов Б. Л., Кузьмин М. И., Щербакова Е. Д., Тамм А. Ю.</i> Оценка влияния технологических отклонений в деталях статора на прочностные характеристики авиационного двигателя . . . . .	309
<i>Сергеева Т. В., Сергеев В. Н., Тамм А. Ю., Боровков А. И.</i> Разработка виртуальных испытательных стендов динамических прочностных испытаний газотурбинного двигателя на базе цифровой платформы CML-BENCH™. . . . .	318
<i>Тихомирова Е. А., Дегтярева С. П., Рыбников А. И.</i> Исследование термической усталости стали 12Х18Н10Т и ее сварных соединений. . . . .	330
<i>Великанова Н. П., Великанов П. Г., Протасова Н. А., Галимарданов А. А.</i> Прогнозирование долговечности дисков турбин газогенераторов наземных ГТУ для ГПА семейства НК на основе вероятностного подхода . . . . .	338
<i>Серветник А. Н., Худякова А. Д., Волков М. Е., Живушкин А. А.</i> Циклическое поведение титановых сплавов ВТ9 и ВТ25 в области малоциклового нагружения . . . . .	347

## **РАЗДЕЛ 5. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ**

<i>Герасимов А. Б., Суров А. В., Пантелеева Е. А.</i> Метод управления газотурбинным двигателем при отказе подсистемы ограничения максимальной температуры газа . . . . .	359
---	-----

## **РАЗДЕЛ 6. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

<i>Колесников И. А., Калемнев А. Ю.</i> Применение нейросетевых технологий для контролера технического состояния двигателя . . . . .	369
<i>Гребенюк Г. П., Шабалин М. Ю.</i> Результаты исследовательских испытаний эффективности управления ПОС ГТУ по перепаду давления воздуха на защитной сетке . . . . .	378



<i>Иванов Д. А., Петрова Т. В.</i> Использование упрочняющих технологий на основе пульсирующих дозвуковых газовых потоков с целью увеличения срока эксплуатации элементов конструкции авиационной техники . . . . .	387
<i>Лобанов В. К.</i> Системный подход к вибропараметру — конструкции, мониторинг, диагностика . . . . .	398

## **РАЗДЕЛ 7. МЕНЕДЖМЕНТ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ**

<i>Дмитриев А. Я., Митрошкина Т. А., Загидуллин Р. С.</i> Повышение роли инжиниринга качества на основе робастных методов в авиадвигателестроении . .	413
---	-----

Компьютерная верстка *Ю. Ю. Таурина*  
Корректоры *Ю. Б. Феофанова, Т. К. Добриян, С. Л. Крутоярова.*

Подписано в печать 18.10.2022. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Усл.-печ. л. 24,73. Тираж 150 экз. Заказ № 14082

Отпечатано в типографии «Скифия-Принт»  
С.-Петербург, ул. Б. Пушкарская, д. 10  
тел. (812) 982-83-94