

Формирование облика узла щеточных уплотнений для авиационного ТРДД

Темис Ю.М.^{1,2}, Селиванов А.В.^{1,2}

¹ Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва

² Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва

e-mail: avselivanov@ciam.ru

Представлены результаты расчетного исследования расходной характеристики щеточного уплотнения при варьировании пористости и толщины щетины, диаметра щетинок, количества уплотнений, а также учета изменения радиального зазора (натяга) в узле при работе по модельному циклу. Показано ухудшение расходной характеристики щеточного уплотнения вследствие износа щетинок при эксплуатации. Сформулированы рекомендации по использованию щеточных уплотнений в составе авиационного газотурбинного двигателя, в том числе требования к их конструкции и диапазону рационального изменения основных параметров.

Ключевые слова: щеточное уплотнение, расходная характеристика, радиальный зазор, газотурбинный двигатель, математическое моделирование

Conceptual design of a brush seal assembly for an aircraft turbofan

Temis Yu.M.^{1,2}, Selivanov A.V.^{1,2}

¹ CIAM, Moscow

² BMSTU, Moscow

The results of the computational study of the brush seal leakage are presented with varying porosity and thickness of the brush, diameter of the bristles, and the number of seals. The study also takes into account changes in the assembly's radial clearance (interference fit) during operation according to the model cycle. It is demonstrated that the brush seal's leakage characteristic degrades with time as a result of bristle wear. Recommendations are formulated for the use of brush seals as part of the engine, including requirements for their design and the range of rational changes in the main parameters.

Keywords: brush seal, leakage, radial clearance, gas turbine engine, mathematical simulation

Введение

Для обеспечения высокой эффективности авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) необходимо внедрение новых конструктивных решений, в том числе для уменьшения утечки воздуха из области высокого давления через зазоры между неподвижными и вращающимися деталями. Традиционно для этой цели применяют бесконтактные лабиринтные уплотнения. Их существенным недостатком при работе в составе многорежимных авиационных ГТД является невозможность компенсировать изменение зазора по режимам полетного цикла, вызванное деформацией деталей уплотнительного узла как части конструктивно-силовой схемы двигателя.

Монтажный зазор в таких условиях определяется режимом с минимальной (по циклу) величиной зазора, а рабочий зазор на других режимах может быть избыточным, что ведет к увеличению невозвратных утечек воздуха.

Одним из вариантов решения этой проблемы являются конструкции уплотнений, позволяющие частично или полностью компенсировать изменение зазора в уплотнительном узле путем использования упруго-подвешенных сегментных наддоторных колец или перекрытия зазора множеством радиально-податливых элементов (тонких проволок, лепестков, пластинок). В первом случае предполагается автономная регулировка положения сегментов под действием давления напорного потока и индуцированных вращением ротора подъемных сил.

Во втором случае частичная адаптивность уплотнения обеспечивается радиальным смещением консольно закрепленных элементов при контакте с ротором.

Разнообразие конструктивного исполнения новых уплотнений в совокупности с различием в диапазоне допустимых условий эксплуатации (перепад давления, температура потока, скорость поверхности ротора, размах изменения зазора) и ресурсе обуславливает необходимость выбора облика приоритетного уплотнения для модернизируемых и создаваемых ГТД.

Подробный анализ конструктивных решений перспективных газовых уплотнений с указанием основных преимуществ и недостатков представлен в работах [1; 2]. Там же обобщены результаты стендовых испытаний, подтвердившие возможность снижения утечки воздуха на 50...80% по сравнению с лабиринтными уплотнениями. Эти результаты должны быть дополнены исследованиями в расширенном диапазоне рабочих условий, в том числе посредством имитационного численного моделирования, что является целью статьи.

Прогноз внедрения перспективных воздушных уплотнений радиального типа

Эффективность работы уплотнения определяется величиной утечки воздуха в зависимости от перепада давления (расходной характеристикой), которая напрямую зависит от величины уплотняемого зазора. Для уплотнений турбомашин характерна постепенная деградация расходной характеристики – рост утечки по мере увеличения наработки. Это проявляется даже у бесконтактных лабиринтных уплотнений вследствие увеличения биения ротора из-за износа опор, увеличения рабочего зазора при износе уплотнительных поверхностей и скругления кромок гребешков при длительной эксплуатации. Для уплотнений контактного типа, например щеточных, эта деградация проявляется сильнее вследствие износа поверхностей контактной пары.

Проведение вычислительного эксперимента при исследовании работы уплотнения в составе двигателя основано на решении комплекса сопряженных задач газовой динамики, механики деформируемого твердого тела, аэроупругости, трибологии с учетом изменения параметров воздушного потока, теплового и напряженно-деформированного состояния (НДС) деталей узла на режимах полетного цикла (рис. 1). Модель уплотнения должна быть интегрирована в модель вторичного тракта в составе цифрового двойника двигателя: термонапряженное состояние деталей узла определяет тепловые, силовые и кинематические граничные условия при расчете уплотнения, в то время как расходная характеристика уплотнения влияет на параметры течения воздуха в тракте охлаждения и, соответственно, на тепловое

состояние обтекаемых деталей [3; 4]. Дополнительно должно быть исследовано влияние уплотнения на динамические характеристики ротора [5].

В 2010...2020 годах в ЦИАМ был выполнен комплекс расчетных и экспериментальных исследований перспективных воздушных уплотнений контактного (щеточные) и бесконтактного типа (пальчиковые, фольговые, газодинамические комбинированные). Результаты этих исследований частично представлены в статьях [1; 6–10]. Среди других работ отметим основополагающие исследования по щеточным уплотнениям [11–15]. Обобщение полученных результатов и данные о внедрении новых (исключительно щеточных) уплотнений зарубежными компаниями, производителями авиационных двигателей, позволяют спрогнозировать консервативный сценарий внедрения уплотнений в отечественные ГТД:

– уплотнения проточной части (рабочих и статорных лопаток) будут кольцевыми и лабиринтными, аналогично применяемым в настоящее время; повышение эффективности этих уплотнений связано с совершенствованием систем управления радиальным зазором в ступенях компрессора и турбины с целью уменьшения как средней величины зазора (за счет более активного регулирования), так и его окружной неравномерности (за счет независимого воздействия на сегменты внутреннего корпуса);

– основные уплотнения вторичного тракта, в том числе уплотнения думисной полости за компрессором высокого давления (КВД) и уплотнения системы охлаждения турбины высокого давления (ТВД), будут усовершенствованы путем замены лабиринтных уплотнений на щеточные, а впоследствии – на усовершенствованные щеточные и комбинированные газодинамические уплотнения [7].

Сложность обеспечения требуемого аэродинамического отклика сегментов упруго-подвешенного кольца в широком диапазоне условий работы авиационных ГТД накладывает ограничения на возможность использования бесконтактных плавающих уплотнений (пальчиковых [6], лепестковых, пластинчатых и др.) в ближайшей перспективе. Однако эти уплотнения могут быть рассмотрены для повышения эффективности стационарных газотурбинных установок, эксплуатация которых характеризуется длительной работой на установившихся режимах.

Таким образом, одним из приоритетных вариантов конструкции высокоэффективного уплотнения для отечественных ГТД являются щеточные уплотнения. Отметим, что активное исследование этих уплотнений началось в середине 1980-х годов, в том числе в СССР [11]. С начала 2010-х годов щеточные уплотнения применяют в серийных авиадвигателях зарубежных производителей

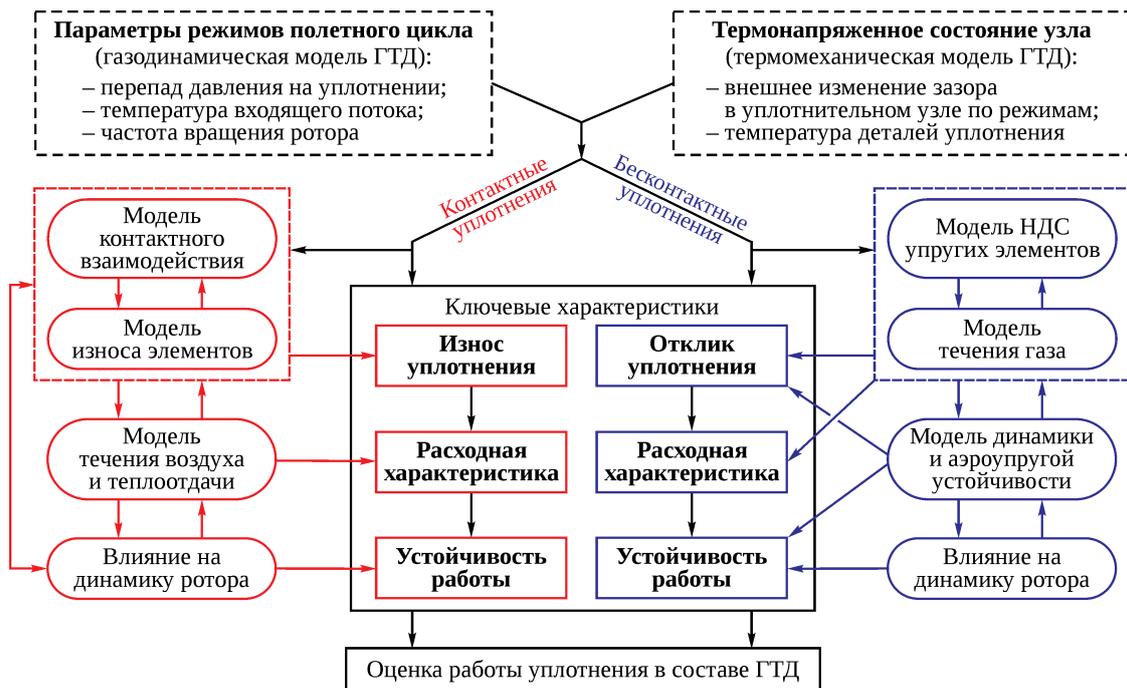


Рис. 1. Дерево задач вычислительного эксперимента при исследовании контактных и бесконтактных уплотнений

(GE90, PW1100G, PW1500G, PW6000, CFM56-5B, AE 2100 и др.) при перепадах давления до 3,5 МПа, температуре воздуха до 700°C, скорости поверхности ротора до 500 м/с [1; 16]. В отечественных авиадвигателях щеточные уплотнения в настоящий момент не используются.

Конструкция щеточного уплотнения

Основным элементом щеточного уплотнения является щетина, состоящая из плотно упакованных металлических проволочек (щетинок) диаметром 0,07...0,2 мм, полностью перекрывающая уплотняемый зазор (рис. 2). Щетинки консольно закреплены в корпусе (посредством сварки или обжатия), а их свободный конец с натягом прилегает к поверхности ротора под углом 35...50° по

направлению его вращения. Такое закрепление обеспечивает радиальную податливость и позволяет уплотнению подстраиваться под изменение зазора: щетинки упруго изгибаются при расширении или смещении ротора и возвращаются в исходное положение при снятии нагрузки.

Основной режим работы щеточных уплотнений – контактный, что подразумевает постепенный износ щетинок как в процессе начальной приработки, так и при циклическом изменении величины зазора (натяга) по режимам полетного цикла.

В зависимости от диапазона рабочих условий и требований к величине утечки уплотнение может быть выполнено двухрядным (в редких случаях трехрядным) и в комбинации с гребешками лабиринтного уплотнения [13] (см. рис. 2,б).

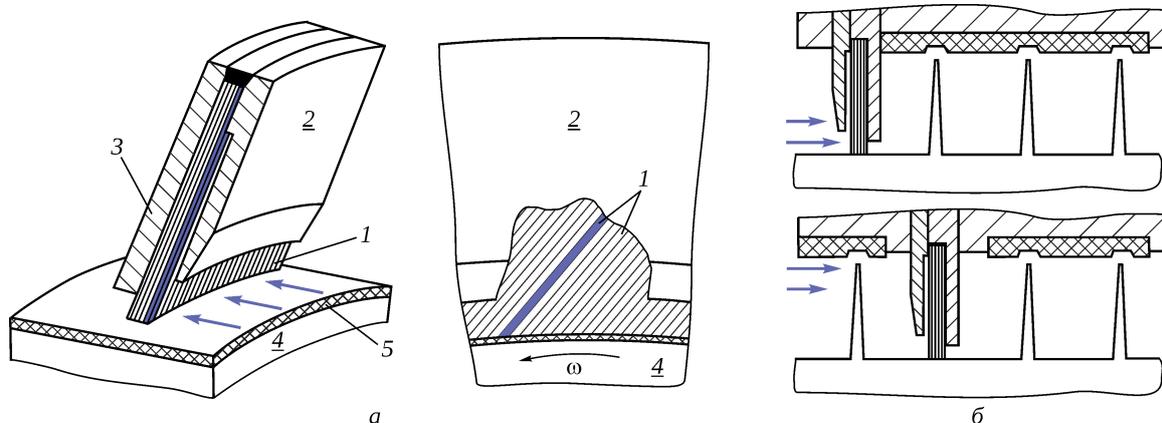


Рис. 2. Общий вид щеточного уплотнения (а) и варианты его комбинирования с лабиринтным уплотнением (б): 1 – щетинки; 2 – передняя пластина; 3 – опорная пластина; 4 – ротор; 5 – покрытие

Расходная характеристика изолированного щеточного уплотнения

С практической точки зрения рациональным подходом к расчету расходной характеристики щеточного уплотнения является представление щетины в виде пористой среды, обладающей соответствующими коэффициентами сопротивления по различным направлениям [17]. С учетом преобладания сил сопротивления в таких средах уравнение движения имеет вид

$$-\frac{\partial p}{\partial x_i} = a_i \mu u_i + b_i \rho u_i |u_i|, \quad (1)$$

где p , ρ и μ – давление, плотность и динамическая вязкость воздуха соответственно; u_i – скорость потока в направлении координаты x_i ; a_i и b_i – коэффициенты вязкостного и инерционного сопротивления среды.

В одномерном (осевом) изотермическом приближении уравнение (1) может быть проинтегрировано:

$$G = S \left(\sqrt{\frac{a^2}{4b^2} \mu^2 + \frac{p_{вх}^2 - p_{вых}^2}{2bR_r T B_{щ\text{ет}}}} - \frac{a}{2b} \mu \right). \quad (2)$$

Здесь G – расход воздуха через щеточное уплотнение; S – площадь проходного сечения зазора между опорной пластиной и ротором; a и b – коэффициенты вязкостного и инерционного сопротивления щетины осевому течению; $p_{вх}$ и $p_{вых}$ – давление на входе и выходе уплотнения; T – температура воздуха; R_r – универсальная газовая постоянная; $B_{щ\text{ет}}$ – толщина щетины.

Коэффициенты сопротивления щетины определяются ее пористостью (Π) и диаметром щетинок ($d_{щ}$) [17]:

$$a = 80 \frac{(1-\Pi)^2}{\Pi^3} \frac{1}{d_{щ}^2}; \quad b = 1,16 \frac{(1-\Pi)}{\Pi^3} \frac{1}{d_{щ}}. \quad (3)$$

Пористость (отношение незаполненного щетинками объема к общему объему) в первом приближении может быть оценена из геометрического представления при допущении о равномерном расположении щетинок. Однако консольное закрепление щетинок по внешнему диаметру ведет к распушению щетины в ненагруженном состоянии, увеличению ее осевой толщины и, соответственно, увеличению пористости в зоне прилегания к ротору. Действие осевого перепада давления на рабочих режимах, наоборот, поджимает щетину к задней по потоку (опорной) пластине и снижает эффект распушения. Таким образом, пористость (наряду с толщиной щетины) часто рассматривают как калибровочный параметр модели, определяя ее по результатам обработки экспериментальных данных. Характерный диапазон пористости составляет $\Pi = 0,2 \dots 0,45$.

На рис. 3 и рис. 4 представлены результаты параметрического исследования расходной характеристики

узла щеточных уплотнений (ЩУ) в зависимости от пористости щетины, ее толщины, диаметра щетинок и количества уплотнений в узле. Рассмотрены узлы с одним или двумя последовательно расположенными щеточными уплотнениями (стандартные компоновки), а также с тремя и четырьмя уплотнениями. Диапазон изменения остальных параметров соответствует типовым значениям. При расчетах принято, что уплотнения в узле имеют идентичную конструкцию, а зазор между щетиной и ротором отсутствует (контактный режим работы). Результаты представлены в виде графиков вычисленного по зависимости (2) расхода, отнесенного к фиксированному базовому значению (G_0). Указанные ниже тренды сохраняются в широком диапазоне условий работы.

Как видно на рис. 3, наибольшее влияние на расходную характеристику щеточного уплотнения оказывает пористость щетины, которая зависит как от технологии намотки щеточной заготовки (достижимой плотности упаковки щетинок в области их закрепления), так и от степени распушения свободной части щетины в рабочих условиях. При этом итоговая пористость хотя и зависит от рабочих условий, но не значительно меняется в процессе длительной эксплуатации. Изменение расходной характеристики при увеличении пористости проиллюстрировано также на рис. 4,а для отношения давлений $p_{вх}/p_{вых} = 3,5$.

Отметим, что уменьшение диаметра используемой для изготовления щетинок проволоки ($d_{щ}$) при сохранении величины пористости ведет к улучшению герметизирующих свойств уплотнения, а также, как показано далее, к снижению скорости износа щетины.

При увеличении количества щеточных уплотнений происходит неравномерное повышение эффективности уплотнительного узла. Для рассмотренных условий добавление второго щеточного уплотнения в узел приводит к уменьшению расхода воздуха на 30...46% в зависимости от пористости и рабочего перепада давления. Добавление третьего уплотнения дополнительно уменьшает расход на 13...17%. Эффект от добавления четвертого и последующих уплотнений не превышает 9%. Учитывая, что каждое дополнительное уплотнение увеличивает габариты узла, а сами уплотнения имеют достаточно высокую стоимость и малую ремонтпригодность, можно рекомендовать исполнение уплотнительного узла с одним или двумя щеточными уплотнениями. Добавление третьего уплотнения может быть оправдано для областей с большим перепадом давления или в случае высоких требований к уровню герметизации.

Изменение расходной характеристики при увеличении толщины щетины, представленное на рис. 4,б, позволяет обосновать рациональный выбор толщины щетины в диапазоне $B_{щ\text{ет}} = 1,5 \dots 3,5$ мм.

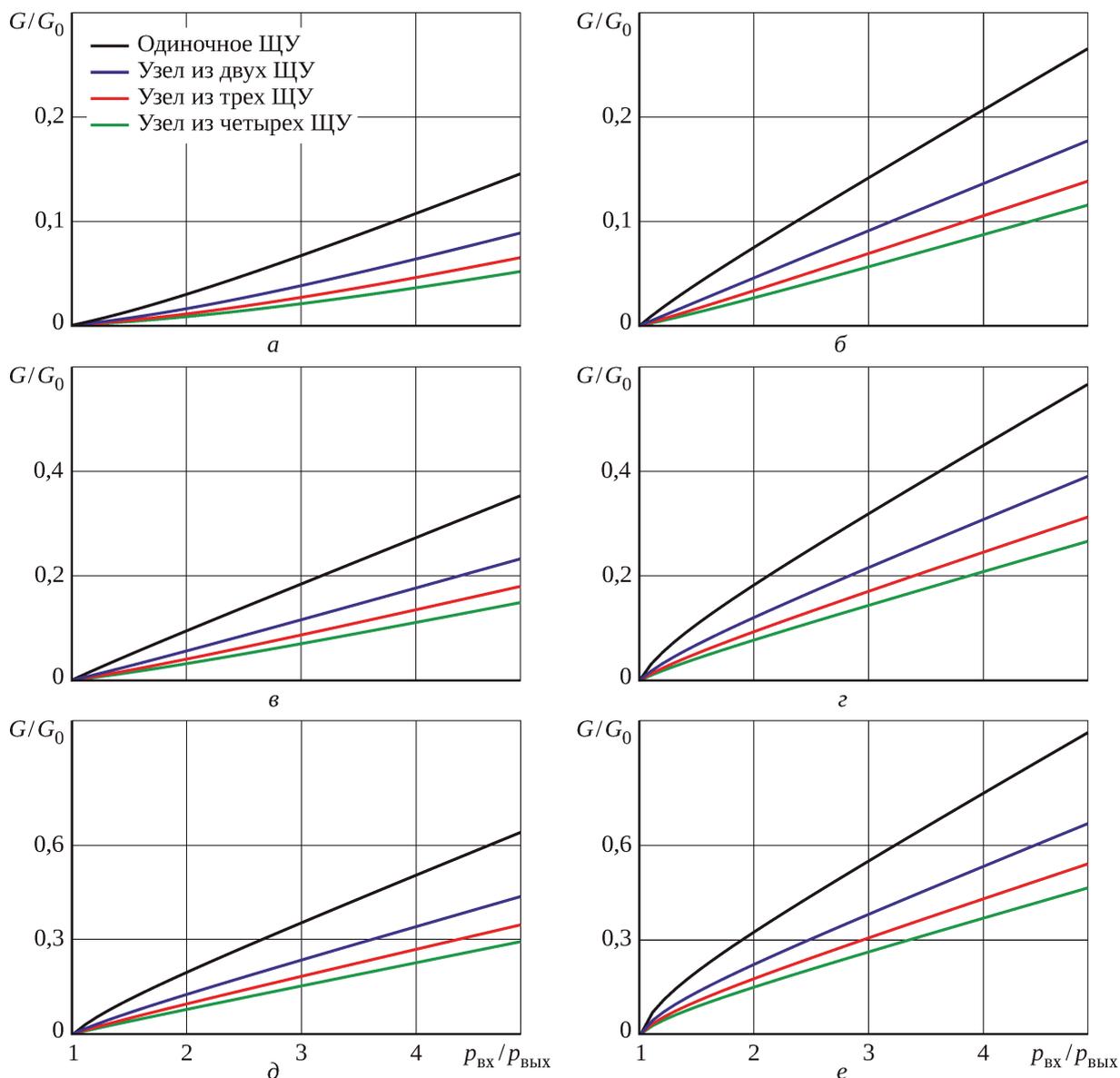


Рис. 3. Приведенный расход воздуха через узел щеточных уплотнений в зависимости от отношения давлений для различных пористости и диаметра щетинок при толщине щетины $B_{щг} = 2,0$ мм:

$a - П = 0,2, d_{щ} = 0,1$ мм; $б - П = 0,2, d_{щ} = 0,2$ мм; $в - П = 0,3, d_{щ} = 0,1$ мм;
 $г - П = 0,3, d_{щ} = 0,2$ мм; $д - П = 0,4, d_{щ} = 0,1$ мм; $е - П = 0,4, d_{щ} = 0,2$ мм

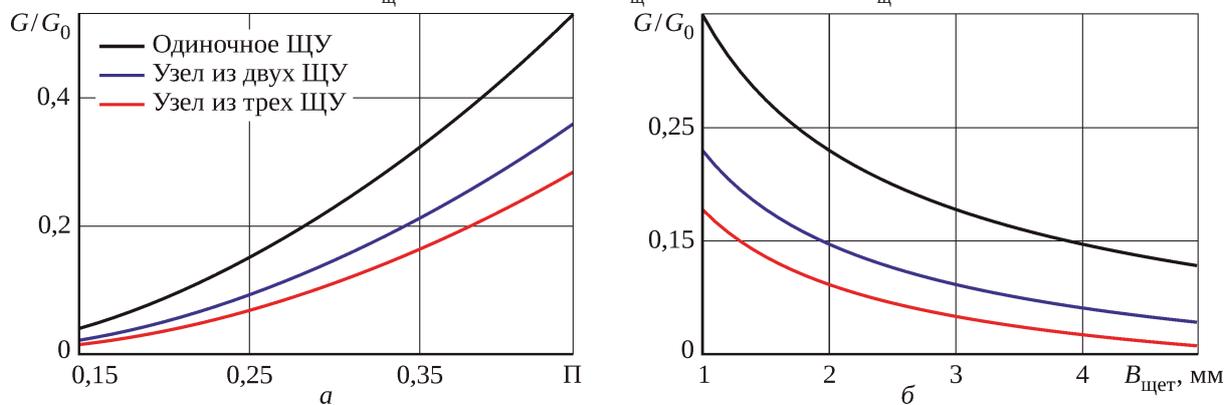


Рис. 4. Приведенный расход воздуха через узел щеточных уплотнений в зависимости от пористости и толщины щетины для отношения давлений $p_{Bx}/p_{Byx} = 3,5$ и диаметра щетинок $d_{щ} = 0,1$ мм:
 $a - B_{щг} = 2,0$ мм; $б - П = 0,3$

Расходная характеристика щеточного уплотнения в составе двигателя

При работе щеточного уплотнения в составе двигателя характерным является не только изменение перепада давления и температуры по режимам полетного цикла, но и изменение радиального зазора (или натяга) в уплотнении. Изменение зазора происходит из-за деформации деталей конструктивно-силовой схемы двигателя при действии тепловых и инерционных нагрузок и вследствие постепенного износа щетинок уплотнения в процессе контактного взаимодействия с ротором. Возникновение зазора между щетиной и ротором ведет к значительному увеличению утечки воздуха. Таким образом, расходная характеристика щеточного уплотнения существенно зависит от рабочего зазора, связанного с режимом полетного цикла, а также имеет тенденцию к ухудшению в течение эксплуатации вследствие износа щетинок, что необходимо учитывать при оценке эффективности применения подобных уплотнений.

В качестве примера рассмотрим типовой уплотнительный узел думисной полости за КВД, состоящий из двух последовательно расположенных идентичных щеточных уплотнений и гребешка лабиринтного уплотнения (рис. 5,а). Задачей обратнорасположенного гребешка является уменьшение утечки воздуха на режимах, когда радиальные перемещения корпуса существенно превышают радиальные перемещения ротора, вследствие чего возникает зазор под щетиной. При штатной (контактной) работе щеточных уплотнений вклад этого гребешка в гидравлическое сопротивление узла весьма мал.

Для определения расходной характеристики узла использована гидравлическая модель щеточного уплотнения, дополненная моделью истечения воздуха из кольцевой щели (для имитации зазора между щетиной и ротором) и полуэмпирической моделью износа щетинок при трении. Моделирование проводится с учетом изменения параметров воздуха и радиального зазора по полетному циклу.

В гидравлическую модель уплотнительного узла (см. рис. 5,б) включены следующие элементы: ЩУ1 и

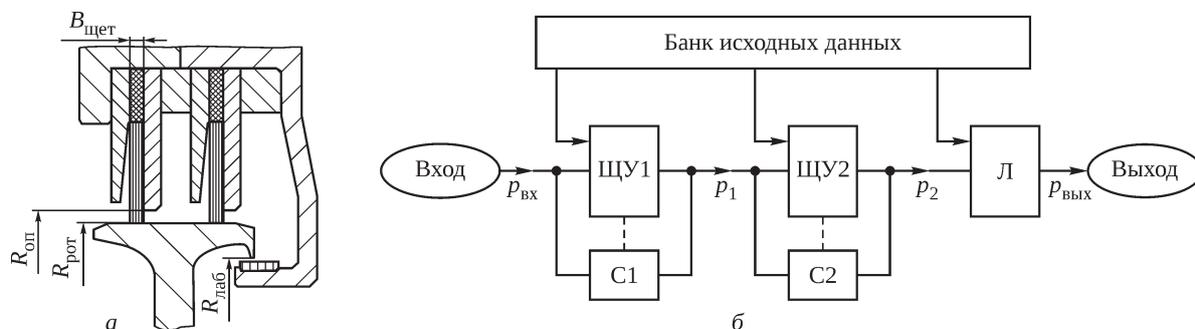


Рис. 5. Уплотнительный узел с двумя щеточными уплотнениями и гребешком лабиринтного уплотнения: а – общий вид; б – гидравлическая модель

ЩУ2 – модели течения в переднем и заднем (по потоку) щеточных уплотнениях; Л – модель течения над лабиринтным гребешком; С1 и С2 – модели течения через кольцевые зазоры между щетиной и ротором (при их наличии). Падение давления в полостях между уплотнениями считалось пренебрежимо малым.

Тепловыделение при трении и унос тепла потоком воздуха не учитывались. Рассмотрение этих вопросов предполагается при дальнейшем развитии модели, в том числе для оценки возможности теплового заклинивания и разрушения щеточного уплотнения при перегреве области контакта.

Для расчета расхода воздуха через щеточные уплотнения использованы зависимости (2)–(3) при пористости $\Pi = 0,193$ [8]. Расчет утечки через лабиринтный гребешок выполнен на основе решения уравнения Сен-Венана для изэнтропического истечения из кольцевой щели [18]. Эта же модель, вследствие малой толщины щетины, использована для учета дополнительной утечки воздуха через зазоры под щетиной при их наличии.

Для расчета износа щетинок уплотнения при трении о ротор использована стандартная полуэмпирическая модель:

$$\psi = C_{\psi} \omega R_{\text{рот}} F_{\text{щ}} / S_{\text{конт}}, \quad (4)$$

где ψ – скорость линейного износа торцов щетинок; C_{ψ} – эмпирический коэффициент; ω – угловая скорость ротора; $R_{\text{рот}}$ – радиус ротора; $F_{\text{щ}}$ – нормальная (к поверхности ротора) сила контактного взаимодействия; $S_{\text{конт}}$ – площадь поверхности контакта. Для расчетов использовано значение $C_{\psi} = 3,7 \cdot 10^{-7} \text{ мм}^3/(\text{Н} \cdot \text{м})$, приведенное в работе [19] для материалов контактной пары Haynes 25 (щетинки) – Cr_2C_3 (покрытие на роторе), используемых в зарубежных уплотнениях.

Сила контактного взаимодействия между щетинками и ротором зависит от величины натяга, материала щетинок, жесткости щетины и перепада давления. В расчетной модели сила $F_{\text{щ}}$ определена на основе соотношения для прогиба одной щетинки по модели плоского изгиба консольной прямолинейной балки:

$$f_{щ} = \frac{3\pi}{64} \frac{Ed_{щ}^4}{L^3 \sin^2 \theta} \Delta, \quad (5)$$

где E – модуль упругости материала щетинки (проволоки); L – длина щетинки; θ – угол наклона щетинки по отношению к радиусу в точке касания; Δ – натяг.

Увеличение жесткости щетины вследствие контактного взаимодействия щетинок в пакете и давления потока может быть учтено поправочными коэффициентами $C_{конт}$ и $C_{давл}$. В результате суммарная сила контактного взаимодействия определяется как

$$F_{щ} = f_{щ} C_{конт} \left(C_{давл} \frac{p_{вх} - p_{вых}}{p_{вых}} + 1 \right) 2\pi R_{рот} n, \quad (6)$$

где n – количество щетинок в единице окружной длины щетины.

В статье [20] приведены значения поправочных коэффициентов, полученные в результате обработки экспериментальных данных для нескольких щеточных уплотнений с пористостью в диапазоне 0,33...0,45: $C_{конт} = 1,72$ при эксцентричном смещении ротора, $C_{конт} = 1,17$ при симметричном расширении; $C_{давл} = 0,13$. Однако результаты расчетов пространственного контактного взаимодействия щетинок между собой и с опорной пластиной [8; 21] показывают существенное увеличение силы реакции щетины и, соответственно, скорости ее износа по сравнению с использованной моделью изолированной щетинки (5)–(6), что требует коррекции поправочных коэффициентов $C_{конт}$ и $C_{давл}$ с учетом пористости щетины и рабочих условий. Таким образом, представленные далее результаты следует рассматривать как оценку сверху для уплотнения с пористостью 0,193.

Отметим также, что вследствие трения щетинок между собой и об опорную пластину при действии

больших перепадов давления возможно проявление эффекта гистерезиса, когда щетинки после отклонения, вызванного расширением ротора, не возвращаются в исходное положение при снятии нагрузки, что ведет к образованию зазора над ротором [20–22]. В расчетной модели этот эффект не учтен, а в реальных конструкциях для его предотвращения на поверхности опорной пластины выполняют балансировочные пазы и проточки.

Расчетное исследование проведено для многократно повторяющегося модельного цикла, состоящего из двух режимов, отличающихся величиной натяга (зазора), угловой скоростью ротора, температурой и давлением подаваемого воздуха (таблица). Установочный натяг в щеточных уплотнениях принят равным 0,35 мм, что обеспечивает работу с околонулевым зазором на основном режиме, № 2, без учета износа щетины. Рабочие условия режимов модельного цикла выбраны схематично. В практических задачах эти условия определяются результатами газодинамического расчета двигателя и данными об относительных перемещениях деталей уплотнительного узла как элемента конструктивно-силовой схемы [4], с учетом допусков расположения поверхностей, возможной несоосности и иных технологических отклонений.

На режиме № 1 щеточные уплотнения работают с натягом, что обуславливает износ щетины при трении о ротор. Износ продолжается с уменьшением интенсивности до достижения величины 0,25 мм, характеризующей полную выборку установочного натяга и переход к работе с околонулевым зазором.

На режиме № 2, наоборот, работа уплотнений исходно осуществляется с зазором, избыточное увеличение которого определяется износом щетины на режиме № 1.

Таблица. Параметры модельного цикла

Режим	Продолжительность, с	ω , рад/с	$p_{вх}$, МПа	$p_{вых}$, МПа	$T_{вх}$, °С	Изменение зазора, мм
№ 1	600	1014	0,27	0,1	195	+0,10
№ 2	600	1435	1,74	0,12	533	+0,35

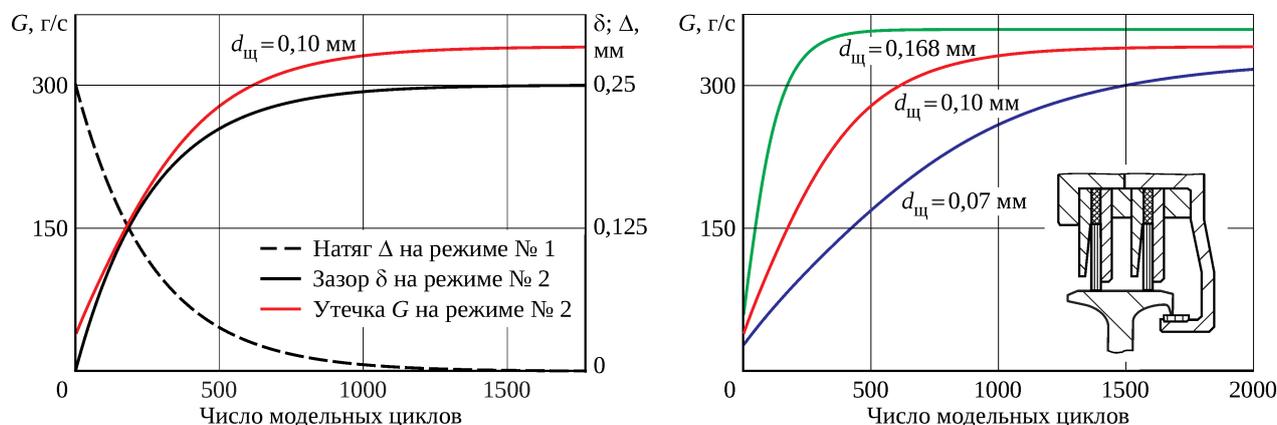


Рис. 6. Изменение расхода воздуха через узел щеточных уплотнений на режиме № 2 модельного цикла с течением наработки

Изменение расхода воздуха через уплотнительный узел на режиме № 2 в течение наработки по повторяющемуся модельному циклу показано на рис. 6: образование и постепенное увеличение зазора ведет к кратному увеличению расхода. Таким образом, высокую эффективность щеточных уплотнений можно обеспечить только при обязательной реализации конструктивных решений, направленных на снижение размаха изменения зазора в уплотнительном узле по полетному циклу. Из анализа расходной характеристики с учетом предъявляемых к уплотнительному узлу требований может быть определено число циклов, по достижении которого необходимо проведение регламентных работ по осмотру или замене щеточного уплотнения.

Уменьшение диаметра щетинок и увеличение их длины ведут к уменьшению жесткости щетины, снижению силы контактного взаимодействия (5) и скорости износа, что повышает продолжительность эффективной работы щеточного уплотнения в составе двигателя (см. рис. 6).

Заключение

Учитывая успешный опыт применения щеточных уплотнений в составе зарубежных авиационных двигателей при перепадах давления до 3,5 МПа и температуре воздуха до 700°C, можно рекомендовать замену лабиринтных уплотнений в думисной полости за КВД и в системе охлаждения ТВД на щеточные уплотнения отечественного производства.

Технология изготовления щеточных уплотнений должна обеспечивать пористость щетины в диапазоне 0,20...0,40. Рекомендуется использовать уплотнения с диаметром щетинок 0,07...0,15 мм при осевой толщине щетины в диапазоне 1,5...3,5 мм. На поверхности опорной пластины целесообразно выполнять балансировочные пазы и проточки для уменьшения трения щетинок. Для снижения утечки воздуха при больших перепадах давления, например в думисной полости за КВД, рекомендуется использовать уплотнительные узлы из двух щеточных уплотнений.

Ожидаемое снижение утечки воздуха по сравнению с показателем типового лабиринтного уплотнения составляет 30...70% с постепенным ухудшением расходной характеристики при износе щетины. Для уменьшения скорости износа уплотнение должно обладать гибкой щетиной (целесообразно проведение контроля жесткости щетины после изготовления), а в конструктивно-силовой схеме двигателя должны быть предусмотрены решения, направленные на уменьшение размаха изменения зазора в уплотнительном узле в течение полетного цикла.

Авторы выражают признательность И.Ю. Дзеве за его вклад в представленную работу.

Авторы выражают признательность И.Ю. Дзеве за его вклад в представленную работу.

Литература

1. Темис Ю.М., Селиванов А.В. Перспективные уплотнения для газотурбинных двигателей // Авиационные двигатели. 2021. № 2 (11). С. 43–60.
2. Каджардузов П.А. Уплотнения газотурбинных двигателей. М. : ЦИАМ, 2018. 171 с. (Труды ЦИАМ ; № 1357).
3. Виноградов А.С. Создание обобщенного метода проектирования роторных уплотнений как элементов систем и узлов авиационных ГТД : дис. ... д-ра техн. наук. Самара, 2018. 376 с.
4. Темис Ю.М., Селиванов А.В., Якушев Д.А. Термомеханическая модель конструктивно-силовой схемы газотурбинного двигателя // Авиационные двигатели. 2021. № 3 (12). С. 35–44.
5. Иванов А.В. Исследование влияния уплотнений на колебания высокооборотного ротора // Авиационные двигатели. 2020. № 1 (6). С. 39–48.
6. Селиванов А.В., Дзеве И.Ю. Динамическая модель бесконтактного пальчикового уплотнения // Известия МГТУ «МАМИ». 2015. Т. 4, № 3 (25). С. 55–65.
7. Темис Ю.М., Селиванов А.В., Дзеве И.Ю. Математическая модель комбинированного щеточного уплотнения // Машиностроение и инженерное образование. 2015. № 4 (45). С. 50–61.
8. Родин Е.В., Селиванов А.В. Модель контактного щеточного уплотнения // Насосы. Турбины. Системы. 2020. № 2 (35). С. 76–84.
9. Темис Ю.М., Селиванов А.В., Дзеве И.Ю. Моделирование перспективных уплотнительных устройств ГТД // III Международный технологический форум «Инновации. Технологии. Производство» : сборник материалов мини-конгресса Центрального института авиационного моторостроения им. П.И. Баранова (ЦИАМ) «Математическое моделирование и проектирование в авиадвигателестроении» / под ред. Ю.М. Темиса. Рыбинск : РГАТУ им. П.А. Соловьева, 2016. С. 44–55.
10. Струков А.А., Голубкин В.С., Горячев А.В. Исследования высокоэффективных уплотнений с упругими элементами для перспективных ГТД // Международный форум двигателестроения. Научно-технический конгресс по двигателестроению : тезисы статей : НТКД-2016, 19–21 апреля 2016 года, г. Москва. С. 277–280.

11. Горелов Г.М., Резник В.К., Цибизов В.И. Экспериментальное исследование расходных характеристик щеточного уплотнения и сравнение с лабиринтным уплотнением // Известия вузов. Авиационная техника. 1988. № 4. С. 43–46.
12. Пугачев А.О., Равикович Ю.А. Применение щеточных уплотнений в конструкциях современных турбомашин // Вестник Московского авиационного института. 2013. Т. 20, № 3. С. 67–75.
13. Пугачев А.О. Щеточные уплотнения в роторных системах авиационных двигателей : дис. ... д-ра техн. наук. М., 2016. 498 с.
14. Фалалеев С.В., Зрелов В.В. Математическая модель щеточного уплотнения // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2009. Т. 11, № 3. С. 192–196.
15. Родин Е.В., Селиванов А.В., Кошелев А.В. Щеточные уплотнения: расчет, изготовление, испытания // Международная научно-техническая конференция по авиационным двигателям ICAM 2020 : сборник тезисов. М. : ЦИАМ им. П.И. Баранова, 2020. С. 374–378.
16. Brush seals : World class sealing technology / MTU Aero Engines. 11 p. URL: https://www.mtu.de/fileadmin/EN/7_News_Media/2_Media/Brochures/Technology/Brush_seals.pdf (accessed: 03.02.2021).
17. Chew J.W., Hogg S.I. Porosity modeling of brush seals // Journal of Tribology. 1997. Vol. 119, no. 4. P. 769–775.
18. Labyrinth seal leakage degradation due to various types of wear / Y. Dogu, M.C. Sertçakan, K. Gezer, M. Kocagül, E. Arıcan, M.S. Ozmusul // ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 13–17, 2016, Seoul, South Korea. Vol. 5A: Heat transfer. GT2016-57944. 14 p.
19. High temperature brush seal tuft testing of selected nickel-chrome and cobalt-chrome superalloys : NASA technical memorandum : prepared for the 33rd Joint Propulsion Conference and Exhibit cosponsored by AIAA, ASME, SAE, and ASEE, Seattle, Washington, July 6–9, 1997 / J.A. Fellenstein, C. DellaCorte, K.D. Moore, E. Boyes. 1997. 6, [1] p. NASA/TM-107497. AIAA-97-2634.
20. Demiroglu M., Gursoy M., Tichy J.A. An investigation of tip force characteristics of brush seals // ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air, May 14–17, 2007, Montreal, Canada. Vol. 4, pt. A/B. P. 1249–1260. GT2007-28042.
21. Aksit M.F. 3-D analysis of high density brush stiffness with friction-pressure coupling // TAKT 2008. VI. Türkiye Abaqus Kullanıcılar Toplantısı, 6–7 Kasım 2008, İstanbul – Türkiye. P. 317–322. SIMULIA Abaqus Users' Meeting.
22. Crudgington P.F., Bowsher A. Brush seal pack hysteresis. 2002. 8 p. (38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 7–10 July 2002, Indianapolis, Indiana ; AIAA 2002-3794).

References

1. Temis Yu.M., Selivanov A.V. Perspektivnye uplotneniia dlia gazoturbinykh dvigatelei [Advanced seals for gas-turbine engines]. Aviatsionnye dvigateli [Aviation Engines]. 2021. No. 2 (11). P. 43–60.
2. Kadzharduzov P.A. Uplotneniia gazoturbinykh dvigatelei [Gas turbine engine seals]. Moscow: CIAM, 2018. 170 p. (Proceedings of CIAM; no. 1357).
3. Vinogradov A.S. Sozdanie obobshchennogo metoda proektirovaniia rotornykh uplotnenii kak elementov sistem i uzlov aviatsionnykh GTD. Diss. dokt. tekhn. nauk [Development of a generalized method for designing rotor seals as elements of systems and units of aviation GTE. Dr. of Engineering thesis]. Samara, 2018. 376 p.
4. Temis Yu.M., Selivanov A.V., Yakushev D.A. Termomekhanicheskaia model' konstruktivno-silovoi skhemy gazoturbinykh dvigatelei [Thermomechanical model of gas-turbine engine structure]. Aviatsionnye dvigateli [Aviation Engines]. 2021. No. 3 (12). P. 35–44.
5. Ivanov A.V. Issledovanie vliianiia uplotnenii na kolebaniia vysokooborotnogo rotora [Study of seals' influence on high speed rotor oscillations]. Aviatsionnye dvigateli [Aviation Engines]. 2020. No. 1 (6). P. 39–48.
6. Selivanov A.V., Dzeva I.Iu. Dinamicheskaia model' beskontaktnogo pal'chikovogo uplotneniia [Non-contacting finger seal dynamic model]. Izvestia MGTU MAMI. 2015. Vol. 4, no. 3 (25). P. 55–65.
7. Temis Yu.M., Selivanov A.V., Dzeva I.Iu. Matematicheskaia model' kombinirovannogo shchetochnogo uplotneniia [Mathematical model of hybrid brush seal]. Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie [Mechanical engineering and engineering education]. 2015. No. 4 (45). P. 50–61.
8. Rodin E.V., Selivanov A.V. Model' kontaktnogo shchetochnogo uplotneniia [Model of contact brush seal]. Nasosy. Turbiny. Sistemy. [Pumps. Turbines. Systems]. 2020. No. 2 (35). P. 76–84.
9. Temis Yu.M., Selivanov A.V., Dzeva I.Iu. Modelirovanie perspektivnykh uplotnitel'nykh ustroystv GTD [Modeling of advanced sealing arrangements for GTEs]. III Mezhdunarodnyi tekhnologicheskii forum "Innovatsii. Tekhnologii.

-
- Proizvodstvo”: sbornik materialov mini-kongressa Tsentral’nogo instituta aviatsionnogo motorostroeniia im. P.I. Baranova (TsIAM) “Matematicheskoe modelirovanie i proektirovanie v aviadvigatelistroenii” [III International Technology Forum “Innovations. Technologies. Manufacturing”: Collection of materials of the mini-congress of Central Institute of Aviation Motors (CIAM) “Mathematical modeling and design in aircraft engine development”]. Edited by Yu.M. Temis. Rybinsk: RGATU imeni P.A. Solov’eva [Rybinsk State Aviation Technical University], 2016. P. 44–55.
10. Strukov A.A., Golubkin V.S., Goriachev A.V. Issledovaniia vysokoeffektivnykh uplotnenii s uprugimi elementami dlia perspektivnykh GTD [Research of highly efficient seals with elastic elements for advanced gas turbine engines]. Mezhdunarodnyi forum dvigatelestroeniia. Nauchno-tehnicheskii kongress po dvigatelestroeniiu: tezisy statei: NTKD-2016 [International Aero-Engine Development Forum. Scientific and Technical Congress on Engine Development (NTKD-2016)]: abstracts of articles. April 19–21, 2016, Moscow. P. 277–280.
 11. Gorelov G.M., Reznik V.K., Tsibizov V.I. Eksperimental’noe issledovanie raskhodnykh kharakteristik shchetchnogo uplotneniia i sravnenie s labirintnym uplotneniem [Experimental study of a brush seal’s flow characteristics and its comparison with a labyrinth seal]. Izvestiia vuzov. Aviatsionnaia tekhnika [Russian Aeronautics]. 1988. No. 4. P. 43–46.
 12. Pugachev A.O., Ravikovich Iu.A. Primenenie shchetchnykh uplotnenii v konstruktsiiakh sovremennykh turbomashin [Application of brush seal technology in modern turbomachines]. Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta [Aerospace MAI Journal]. 2013. Vol. 20, no. 3. P. 67–75.
 13. Pugachev A.O. Shchetchnye uplotneniia v rotornykh sistemakh aviatsionnykh dvigatelei. Diss. dokt. tekhn. nauk [Brush seals in rotor systems of aircraft engines. Dr. of Engineering thesis]. Moscow, 2016. 498 p.
 14. Falaleev S.V., Zrelor V.V. Matematicheskaiia model’ shchetchnogo uplotneniia [Mathematical model of a brush seal]. Izvestiia Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk [Izvestia of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences]. 2009. Vol. 11, no. 3. P. 192–196.
 15. Rodin E.V., Selivanov A.V., Koshelev A.V. Shchetchnye uplotneniia: raschet, izgotovlenie, ispytaniia [Brush seals: design, manufacturing, testing]. Mezhdunarodnaia nauchno-tehnicheskaiia konferentsiia po aviatsionnym dvigateliam ICAM 2020: sbornik tezisov [International Conference on Aviation Motors ICAM 2020: collection of abstracts]. Moscow: CIAM, 2020. P. 374–378.
 16. Brush seals : World class sealing technology / MTU Aero Engines. 11 p. URL: https://www.mtu.de/fileadmin/EN/7_News_Media/2_Media/Brochures/Technology/Brush_seals.pdf (accessed: 03.02.2021).
 17. Chew J.W., Hogg S.I. Porosity modeling of brush seals // Journal of Tribology. 1997. Vol. 119, no. 4. P. 769–775.
 18. Labyrinth seal leakage degradation due to various types of wear / Y. Dogu, M.C. Sertçakan, K. Gezer, M. Kocagül, E. Arıcan, M.S. Ozmusul // ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 13–17, 2016, Seoul, South Korea. Vol. 5A: Heat transfer. GT2016-57944. 14 p.
 19. High temperature brush seal tuft testing of selected nickel-chrome and cobalt-chrome superalloys : NASA technical memorandum : prepared for the 33rd Joint Propulsion Conference and Exhibit cosponsored by AIAA, ASME, SAE, and ASEE, Seattle, Washington, July 6–9, 1997 / J.A. Fellenstein, C. DellaCorte, K.D. Moore, E. Boyes. 1997. 6, [1] p. NASA/TM-107497. AIAA-97-2634.
 20. Demiroglu M., Gursoy M., Tichy J.A. An investigation of tip force characteristics of brush seals // ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air, May 14–17, 2007, Montreal, Canada. Vol. 4, pt. A/B. P. 1249–1260. GT2007-28042.
 21. Aksit M.F. 3-D analysis of high density brush stiffness with friction-pressure coupling // TAKT 2008. VI. Türkiye Abaqus Kullanıcılar Toplantısı, 6–7 Kasım 2008, İstanbul – Türkiye. P. 317–322. SIMULIA Abaqus Users’ Meeting.
 22. Crudgington P.F., Bowsher A. Brush seal pack hysteresis. 2002. 8 p. (38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 7–10 July 2002, Indianapolis, Indiana ; AIAA 2002-3794).

Материалы получены редакцией 06.03.2023