

Перспективные уплотнения для газотурбинных двигателей

Темис Ю.М., Селиванов А.В.

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

e-mail: ymtemis@ciam.ru

Обобщена информация о конструкциях и условиях работы перспективных радиальных газовых уплотнений для газотурбинных двигателей. Особенностью новых уплотнений является перекрытие зазора упругими элементами, которые могут либо скользить по поверхности ротора, либо балансировать на газовой пленке над ним. Для каждого типа уплотнений указаны основные преимущества, недостатки и уровень готовности технологии. Изложены подходы к построению математических моделей для расчета перспективных плавающих уплотнений.

Ключевые слова: щеточное уплотнение, пальчиковое уплотнение, пластинчатое уплотнение, лепестковое уплотнение, уплотнение на газовой пленке, радиальный зазор, утечки газа, математическое моделирование

Advanced seals for gas-turbine engines

Temis Yu.M., Selivanov A.V.

CIAM, Moscow

The paper generalizes information about designs and operation conditions of advanced radial gas seals for gas-turbine engines. A feature of the new seals is clearance closing by flexible parts that can slide on rotor surface or floating on gas film over one. Main benefits, disadvantages and technology readiness level for different seals are defined. Mathematical simulation approaches to advanced floating seal calculation are discussed.

Keywords: brush seal, finger seal, leaf seal, pressure activated leaf seal, film-riding seal, radial clearance, gas leakage, mathematical simulation

Введение

Утечки высокотемпературного газа через зазоры между вращающимися и неподвижными деталями ведут к снижению эффективности и мощности турбомашин. Сокращение этих потерь является одной из приоритетных задач – потенциальный выигрыш в тяге и топливной экономичности позволит повысить конкурентоспособность разрабатываемых газотурбинных двигателей и установок.

Для уменьшения утечек газа предлагается использовать новые высокоэффективные уплотнения вместо традиционных лабиринтных. При этом замены требуют только часть уплотнений, расположенных преимущественно в думисной полости за компрессором, во внутренних полостях турбины и опорах газотурбинного двигателя (ГТД) (рис. 1, [1–3]).

Проекты по разработке новых уплотнений включены в состав большинства программ развития гражданской и военной авиации США и Европы последних

десятилетий (ATEGG, JTAGG, TECH56, INPTET, UEET, VAATE, европейские рамочные программы и др.), а на крупных международных конференциях и выставках вопросы развития уплотнений выделены в отдельные секции. Работы ведутся при активной поддержке и участии компаний Pratt & Whitney, Rolls-Royce, General Electric. Разработанные конструктивные решения и схемы, как правило, сразу патентуются.

В России центрами компетенции в области расчета, проектирования и изготовления перспективных уплотнений для газотурбинной техники являются ЦИАМ им. П.И. Баранова, Научно-исследовательский институт технологии и организации производства двигателей (филиал АО «ОДК»), Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Самарский национальный исследовательский университет им. академика С.П. Королева. Работы ведутся преимущественно по радиальным щеточным и пальчиковым уплотнениям [4–12], а также по торцевым газодинамическим уплотнениям [13–15].

В настоящей статье освещены основные направления развития радиальных газовых уплотнений, приведены характерные конструкции и рассмотрены вопросы построения математических моделей для их расчета и проектирования. Целью работы является анализ концептуальных решений, поэтому многообразие вариантов конструктивного исполнения для каждого типа уплотнения не рассматривается. Подробный обзор конструкций основных типов перспективных уплотнений можно найти в [16–19]. В приложении к статье обобщены преимущества и недостатки уплотнений разного типа.

Общие тенденции развития газовых уплотнений

Долгое время типовыми уплотнениями для высокоскоростных турбомашин являлись бесконтактные лабиринтные уплотнения, создающие в зазоре повышенное гидравлическое сопротивление, препятствующее перетoku газа из области высокого в область низкого давления. Их основной недостаток – отсутствие возможностей для компенсации изменений рабочего зазора, вызванных деформацией деталей уплотнительного узла и двигателя под действием нестационарных тепловых и инерционных нагрузок полетного цикла (внешние изменения зазора). Например, в уплотнении думисной полости за компрессором ГТД изменение зазора в течение полета может составлять от $-0,5$ до $+1,0$ мм. Работа с избыточным зазором ведет к значительному снижению эффективности лабиринтных уплотнений.

Для решения этой проблемы предложено использовать уплотнения с упругими элементами, которые могут частично или полностью компенсировать изменение зазора в уплотнительном узле, вызванное внешними факторами. В результате возможна установка меньшего (по сравнению с лабиринтными уплотнениями) монтажного зазора и обеспечение малых утечек газа в течение всего полета.

Исследования ведутся по двум ключевым направлениям: создание контактных податливых и бесконтактных плавающих уплотнений. К первой группе относятся щеточные и контактные пальчиковые уплотнения, ко второй – бесконтактные пальчиковые, пластинчатые (листовые), лепестковые, фольговые и комбинированные уплотнения.

Щеточные уплотнения успешно применяют в авиационных ГТД (GE90, PW1100G, PW1500G, PW6000, AE 2100, V2500, Trent 500, CFM56-5B и др.) и наземных газотурбинных установках. В двигателях семейства GE90 и двигателях EJ200 щеточные уплотнения установлены в каскаде низкого давления, в редукторных ТРДД серии PW1100G-JM два щеточных уплотнения расположены в компрессоре и еще два – в турбине [3].

Несмотря на высокие показатели герметизации, щеточные уплотнения обладают рядом недостатков. Главным из них является истирание щетинок при контакте с ротором, что ведет к постепенному увеличению утечек газа и ограничивает ресурс уплотнения. Например, результаты осмотра семи двигателей PW4000 (Boing 777) после 10 000 ч работы показали

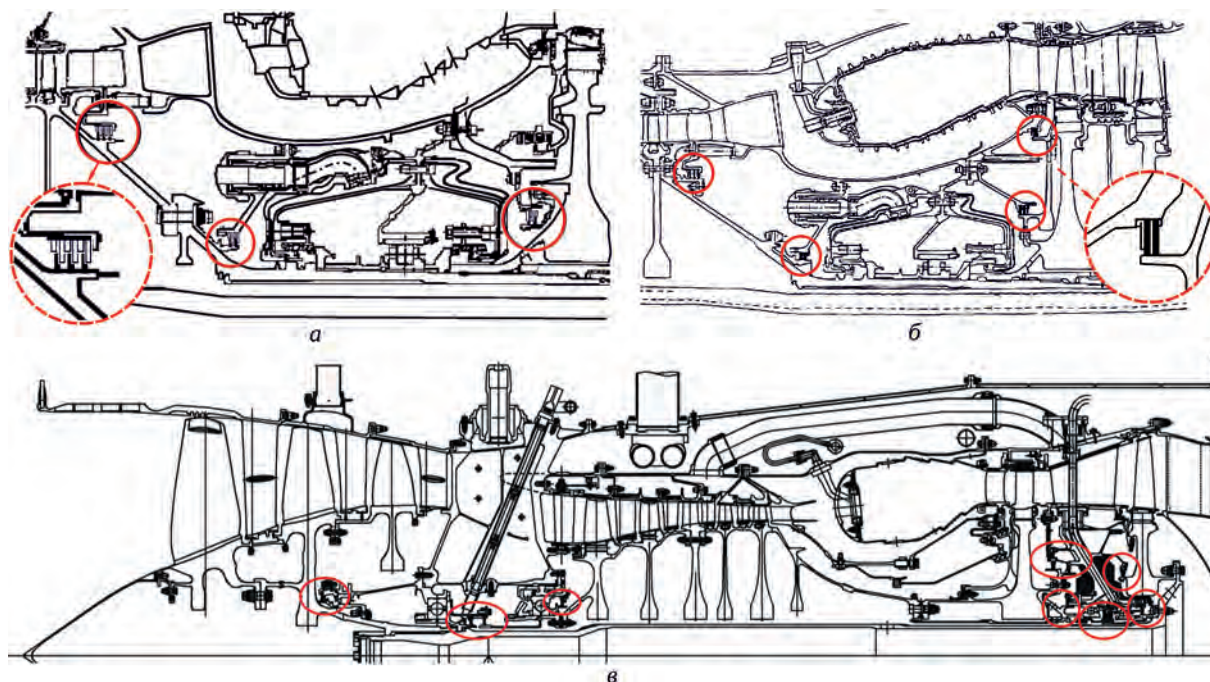


Рис. 1. Области приоритетного расположения перспективных уплотнений на примере размещения щеточных уплотнений в двигателях PW4168 [1] (а) и PW4084 [2] (б) компании Pratt & Whitney и двигателе EJ200 [3] (в) концерна Eurojet

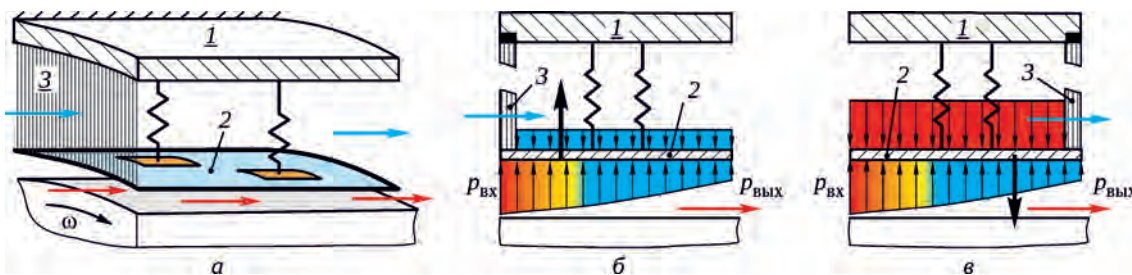


Рис. 2. Уплотнение на газовой пленке:

а – принципиальная схема; б – прямая балансировка; в – обратная балансировка;
1 – корпус; 2 – упругоподвешенное надроторное кольцо; 3 – вторичное уплотнение

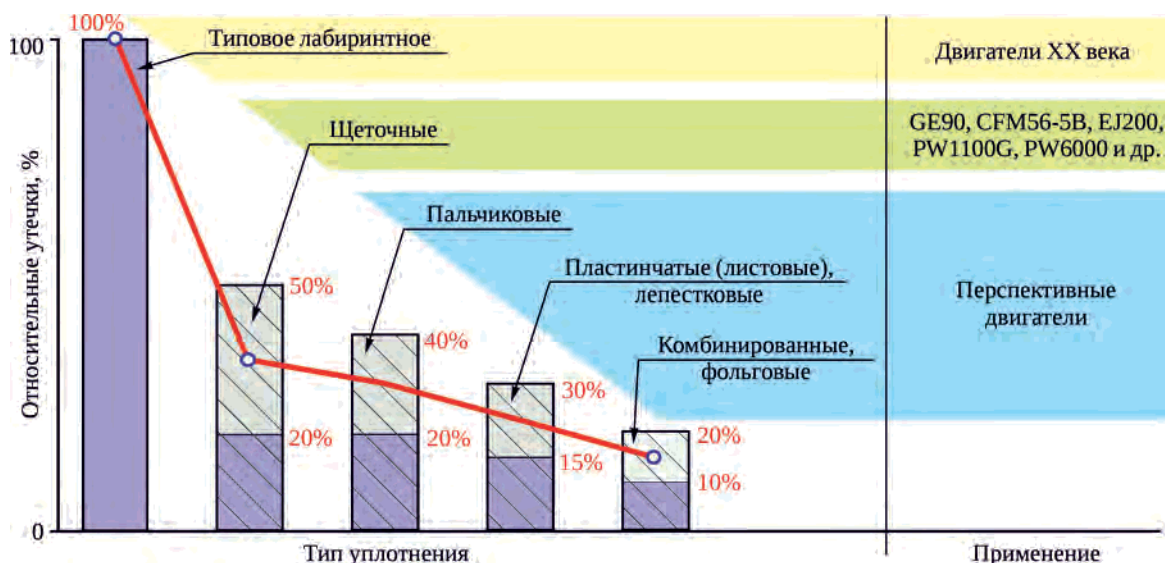


Рис. 3. Относительные утечки газа через перспективные уплотнения

необходимость замены всех щеточных уплотнений на входе в турбину высокого давления, а также ряда щеточных уплотнений в других областях [20].

Этого недостатка лишены уплотнения на газовой пленке, зазор в которых поддерживается за счет баланса сил давления газового потока и сил упругой реакции подвеса, уплотняющих элементов и дополнительных упоров. Смещение упругоукрепленных элементов стартового уплотнительного кольца происходит под действием газостатических или газодинамических подъемных сил (рис. 2). В первом случае подъемная сила определяется только перепадом давления газа на уплотнении, во втором – зависит также от скорости вращения ротора (реализуется, как правило, в малых конфузурных по окружности зазорах при наличии газового подъемного клина и за счет выполнения специальных канавок и насечек на ответной поверхности ротора). В уплотнении с прямой балансировкой (рис. 2,б) суммарная газостатическая сила направлена от поверхности ротора, отгибая уплотняющие элементы на рабочем режиме (уплотнение установлено с малым монтажным зазором или натягом). При обратной балансировке суммарная газостатическая сила направлена к поверхности

ротора, поджимая к нему элементы уплотнения (рис. 2,в). Схема с газовой балансировкой сложнее в реализации и требует детального анализа работы уплотнения в составе двигателя при проектировании. Однако бесконтактный режим работы, большой ресурс и автономное отслеживание зазора являются весомыми преимуществами подобных уплотнений.

Уплотнения на газовой пленке показали высокую эффективность в стендовых испытаниях, однако информация об их размещении в многорежимных авиационных двигателях на данный момент отсутствует. Отставание во внедрении этих уплотнений можно отчасти объяснить тем, что активное расчетное и экспериментальное исследование плавающих уплотнений началось на 10...15 лет позже, чем работы по щеточным уплотнениям. Активные действия зарубежных компаний в направлении патентной защиты новых конструктивных решений и установка подобных уплотнений в газовые и паровые турбины и компрессоры позволяют сделать вывод о продолжающихся работах в этой области.

Результаты испытаний уплотнений разного типа по данным работ [17; 21–29] обобщены на рис. 3 и отнесены к утечкам через прямочное лабиринтное

уплотнение. Установочные и рабочие зазоры в уплотнениях различались, поэтому приведенные на рис. 3 относительные величины следует рассматривать как ориентир. Уменьшение утечек в перспективных уплотнениях достигается благодаря значительно меньшему рабочему зазору, чем в лабиринтных уплотнениях.

Известны некоторые результаты испытаний щеточных уплотнений в составе демонстраторов и двигателей. Так, установка трех рядов щеточных уплотнений в думисной полости за компрессором и сдвоенных щеточных уплотнений в других полостях двигателя PW4168 (см. рис. 1,а) привела к сокращению удельного расхода топлива на 0,75% [1]. В двигателе PW4084 дополнительно было установлено щеточное уплотнение у диска-дефлектора первой ступени турбины высокого давления (см. рис. 1,б). Замена штатного лабиринтного уплотнения на сдвоенное щеточное в двигателе-демонстраторе General Electric YТ700 привела к сокращению удельного расхода топлива более чем на 1% [30; 31]. Дополнительно в одной из ступеней свободной турбины щеточное уплотнение было установлено в корпусе вместо гребешка надбандажного лабиринтного уплотнения. В двигателях Allison (ныне Rolls-Royce) AE 2100, T406, AE 3007 установка трех щеточных уплотнений: одного за компрессором высокого давления и двух во внутренних полостях второй и третьей ступеней турбины – позволила уменьшить удельный расход топлива на 0,25% [1].

Сопоставимый уровень утечек позволяет интерполировать данные о повышении топливной экономичности и тяги, полученные для щеточных уплотнений, на бесконтактные плавающие уплотнения [32; 33].

Все типы перспективных уплотнений в сравнении с лабиринтными показывают снижение утечек газа в два раза и более. Однако диапазон рабочих условий, в том числе допустимый размах изменения зазора, факторы влияния при работе в составе двигателя, ресурс, надежность, технологичность и стоимость изготовления уплотнений значительно различаются. Совокупность этих параметров определяет выбор уплотнения для конкретных условий размещения и эксплуатации.

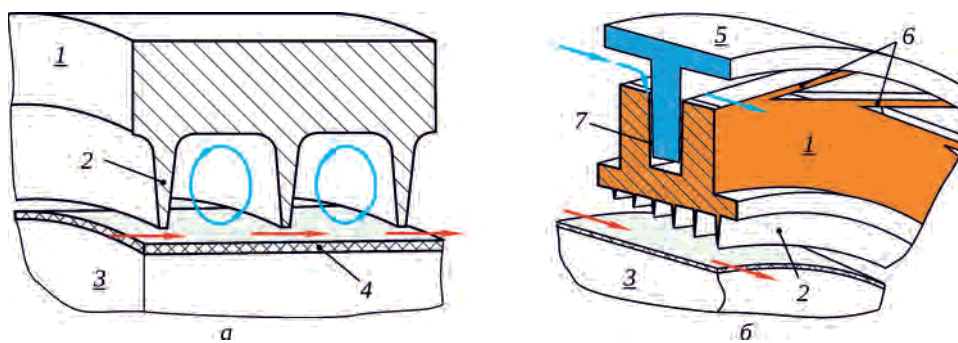


Рис. 4. Лабиринтные уплотнения типовой конструкции (а) и с упругим подвесом (б): 1 – обойма; 2 – гребешки (зубья); 3 – ответная часть; 4 – покрытие; 5 – опорное кольцо; 6 – упругий подвес; 7 – вторичное уплотнение

Конструкции радиальных газовых уплотнений

Информация об основных типах перспективных радиальных уплотнений представлена далее в виде краткого обзора, в котором изложены: принцип действия, тип газовой балансировки, конструктивные особенности, габаритные размеры, диапазон рабочих условий и уровень готовности технологии. Зазоры на приведенных схемах для наглядности увеличены, направление основного течения газа показано красными стрелками, направление вторичного течения, при его наличии, – синими.

При изложении материала использована дополнительная классификация уплотнений по возможности компенсировать внешнее изменение зазора:

– неадаптивные уплотнения: рабочий зазор определяется только перемещениями ротора и корпуса уплотнительного узла при работе в составе двигателя (внутреннее управление зазором отсутствует);

– частично адаптивные уплотнения: внутреннее управление зазором осуществляется на одном или нескольких режимах за счет, например, деформации элементов уплотнения при изменении перепада давления газа;

– адаптивные уплотнения: компенсация внешнего изменения зазора происходит за счет перераспределения давления потока газа внутри уплотнения или за счет радиальной податливости элементов контактных уплотнений.

Лабиринтное уплотнение (бесконтактное, неадаптивное, рис. 4,а) – основное уплотнение радиальных зазоров современных турбомашин. Принцип действия основан на повышении гидравлического сопротивления при прохождении потока газа через чередующиеся камеры и резкие сужения, образованные гребешками с острыми кромками, а также за счет потерь на вихреобразование. Характерное число гребешков (зубьев лабиринта) – от 3 до 7, расположены на роторе или статоре. На ответную часть уплотнения наносится истираемое или сотовое покрытие, в котором гребешки

могут прорезать кольцевые канавки, что позволяет уменьшить монтажный зазор. Осевая ширина уплотнения 10...20 мм; номинальный зазор над гребешками 0,1...0,6 мм. Рабочий зазор определяется деформацией деталей двигателя под действием тепловых и инерционных нагрузок, газовая балансировка и внутренняя коррекция зазора отсутствуют.

Для уменьшения утечки газа возможен наклон гребешков навстречу потоку. Ступенчатое и чередующееся расположение гребешков снижает утечки через уплотнение на 20...40%, но ухудшает ротор-динамические характеристики [7; 17]. Уплотнение может иметь отрицательный коэффициент прямой жесткости и являться источником возбуждения аэроупругих автоколебаний [16; 34–36]. Диапазон рабочих условий лабиринтных уплотнений (температура газа, перепад давления, скорость поверхности ротора) шире диапазона характерных условий работы в газотурбинных двигателях и установках. Бесконтактный режим обеспечивает большой ресурс уплотнения, однако износ и скругление кромок гребешков снижают со временем его эффективность [17].

Одним из вариантов развития классической схемы является лабиринтное уплотнение с упругим подвесом (бесконтактное, частично адаптивное, рис. 4,б). Упругое закрепление сегментной обоймы лабиринта позволяет регулировать зазор в уплотнении за счет изменения газовой подъемной силы на разных режимах. Такая схема сохраняет все достоинства лабиринтного уплотнения и уменьшает недостатки, связанные с работой при избыточном зазоре. Гребешки лабиринта могут иметь разную высоту и форму для обеспечения требуемого баланса газовых сил и сил упругой реакции подвеса. Выбор осевого положения подвеса относительно обоймы позволяет реализовать как прямую (отгибающую), так и обратную (прижимную) газовую балансировку. При проектировании особое внимание должно быть уделено вопросам обеспечения аэроупругой устойчивости и предотвращения усталостного разрушения подвеса. Конструкция может быть использована в каче-

стве системы пассивного управления радиальным зазором над рабочими и направляющими лопатками турбомашин. Известно об успешном применении таких уплотнений в паровых турбинах [37].

Щеточное уплотнение (контактное, адаптивное, рис. 5,а) обеспечивает перекрытие кольцевого зазора щетиной из плотно упакованных тонких проволок (щетинок). Щетинки консольно закреплены в корпусе (сваркой или с помощью обжимных трубок), а их свободные торцы прилегают к поверхности ротора под углом 35...50° по направлению вращения. Такое расположение позволяет щетинкам отклоняться при расширении или прецессии ротора, сохраняя высокую эффективность уплотнения на разных режимах. Диаметр щетинок (проволоки) 0,05...0,2 мм, осевая ширина щетины 2...4 мм, величина монтажного зазора/натяга варьируется в зависимости от условий эксплуатации и размаха изменения зазора в узле. Диапазон рабочих условий: перепад давления до 3,5 МПа; температура газа до 850°C; скорость поверхности ротора до 500 м/с [3; 7; 17; 38; 39].

Жесткость щетины и плотность упаковки выбирают, исходя из компромисса между герметичностью и скоростью износа уплотнения. Некорректный выбор параметров может привести к тепловому заклиниванию, когда нагрев зоны контакта вызывает все большее расширение ротора, ведущее к разрушению уплотнительного узла. Трение щетинок об опорную пластину может быть причиной возникновения гистерезиса в цикле «нагрузка – разгрузка», когда щетинки после отклонения, вызванного расширением ротора, не возвращаются в исходное положение, и между щетиной и ротором образуется радиальный зазор, значительно снижающий эффективность уплотнения. Для предотвращения этого эффекта контактную поверхность опорной пластины профилируют, уменьшая площадь контакта и создавая специальные карманы, через которые возможен дополнительный перепуск воздуха. Для обеспечения работоспособности при больших перепадах давления последовательно располагают два или три уплотнения,

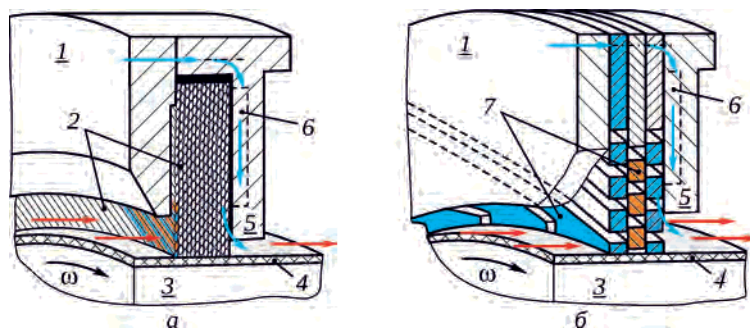


Рис. 5. Щеточное (а) и контактное пальчиковое (б) уплотнения:
1 – корпус; 2 – щетинки (проволока); 3 – ротор; 4 – покрытие; 5 – опорная пластина;
6 – балансировочный карман; 7 – пальчики

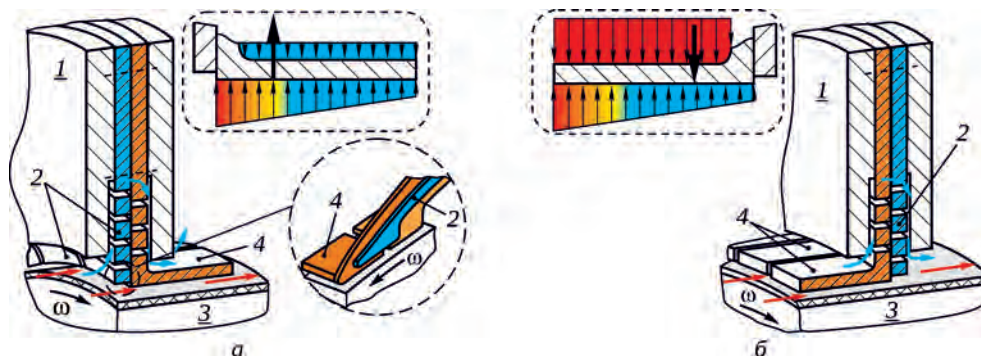


Рис. 6. Бесконтактное пальчиковое уплотнение с прямой (а) и обратной (б) газовой балансировкой:
1 – корпус; 2 – пальчики без площадок; 3 – ротор; 4 – подъемные площадки

в работе [40] было предложено альтернативное решение – чередование рядов щетинок разного диаметра. Также щеточное уплотнение может быть установлено в комбинации с лабиринтным уплотнением вместо одного из его гребешков. В случае когда размах внешнего изменения зазора превышает диапазон рационального смещения щетины, может быть использован упругий подвес сегментного кольца щеточного уплотнения в основном корпусе для уменьшения износа [41].

Щеточные уплотнения более двадцати лет успешно используются в зарубежных авиационных двигателях и газотурбинных установках [2; 3; 7; 18]. Серийное производство уплотнений выполняется компаниями Cross Manufacturing [38] и MTU Aero Engines [39]. Технологии изготовления щеточных уплотнений также созданы в России (НИИД, ЦИАМ, МАИ), активно проводятся стендовые испытания и испытания в составе двигателей-демонстраторов.

Контактное пальчиковое уплотнение (адаптивное, рис. 5,б) является развитием идеи щеточного уплотнения и обеспечивает перекрытие зазора тонкими кольцевыми пластинами с прорезями. Прорези в пластине образуют ряд криволинейных, консольно закрепленных элементов – пальчиков, которые способны смещаться в радиальном направлении при расширении или прецессии ротора. Свободные торцы пальчиков спрофилированы по поверхности ротора. Чтобы предотвратить прямые утечки газа через прорези, пластины поворачивают друг относительно друга по окружности. Число пластин в уплотнении 3...5, их толщина 0,5...1,5 мм, количество пальчиков в пластине 60...90. Величина монтажного зазора/натяга может варьироваться. Для исключения гистерезиса при больших перепадах давления между пластинами и корпусом могут быть установлены кольцевые проставки. Утечки и потери на трение сопоставимы с уровнем щеточных уплотнений, но пальчиковое уплотнение обладает повышенной осевой жесткостью, а также проще и дешевле в изготовлении. Известны результаты успешных стендовых испытаний контактного пальчикового уплотнения при перепадах

давления до 0,517 МПа, температуре газа до 650°C и скорости поверхности ротора до 360 м/с [29].

С целью уменьшения износа и повышения ресурса в конструкцию *бесконтактного пальчикового уплотнения* (адаптивного, рис. 6,а) добавлены подъемные площадки, расположенные на свободных концах пальчиков задней по потоку пластины. Неравномерное давление газа на эти площадки создает подъемную силу, позволяющую пальчикам смещаться для компенсации изменения радиального зазора в уплотнительном узле. Газостатическая подъемная сила определяется перепадом давления и отвечает за базовое отклонение пальчиков. Переменная газодинамическая сила возникает при наличии газового клина под площадками и обеспечивает возможность согласованного смещения пальчиков при изменении зазора. Деформации пальчиков в общем случае независимы друг от друга, что позволяет уплотнению корректировать неосесимметричные изменения зазора.

Уплотнение состоит из двух кольцевых пластин толщиной 0,5...1,5 мм; количество пальчиков в пластине 60...90; габариты подъемных площадок 4...8 мм; рабочий радиальный зазор – сотые доли миллиметра. Внутренний диаметр передней пластины, как правило, увеличивают для предотвращения контакта с ротором. В ряде случаев выполняют балансировочные полости для перераспределения осевой нагрузки, а на поверхность ротора наносят специальные насечки [19]. Известно об успешных стендовых испытаниях бесконтактного пальчикового уплотнения при перепадах давления до 0,576 МПа, температуре газа до 430°C и скорости поверхности ротора до 340 м/с [22]. Отметим, что вслед за США разработку бесконтактных пальчиковых уплотнений активно ведет Китай [42]. В России в 2008...2015 гг. были отработаны технологии изготовления пальчиковых уплотнений, проведены расчетные исследования, стендовые испытания и испытания на двигателе-демонстраторе (НИИД, ЦИАМ) [8; 11; 12].

Определенный интерес представляет схема бесконтактного пальчикового уплотнения с обратной балансировкой (рис. 6,б). В этой конструкции подъемные

площадки расположены в области высокого давления, а газостатическая составляющая подъемной силы поджимает пальчики к поверхности ротора. Бесконтактный режим работы обеспечивает газодинамическая подъемная сила, возникающая в сходящемся по окружности зазоре под площадками. В зависимости от внешнего изменения рабочих условий (давления и зазора) по полетному циклу такая схема может иметь преимущества перед схемой бесконтактного пальчикового уплотнения с прямой балансировкой.

В *пластинчатом*, или *листовом*, уплотнении (бесконтактном, адаптивном, рис. 7,а) зазор перекрывается множеством тонких пластинок, одна из кромок которых закреплена внутри корпуса, а противоположная прилегает к поверхности ротора под углом $30...60^\circ$ по направлению вращения. Балансировка осуществляется газостатическими и газодинамическими подъемными силами. Газостатическая сила может быть положительной или отрицательной, в зависимости от организации течения в осевых зазорах между пластинками и корпусом. Газодинамическая подъемная сила, которая должна вызывать раскрытие зазора при раскрутке ротора, определяется конфигурацией пластинок и их наклоном. Возможно расположение пластинок под углом к оси ротора с учетом закрутки потока на входе. На основных режимах обеспечивается бесконтактная работа уплотнения, даже при начальном натяге. Дополнительным средством регулирования может служить упорное кольцо, ограничивающее перемещения пластинок. Количество пластинок в уплотнении достигает нескольких тысяч, толщина пластинок $0,05...0,5$ мм, зазор между ними $8...10$ мкм, длина в осевом направлении $5...10$ мм [17; 19; 21; 23]. Благодаря жесткости пластинок в осевом направлении уплотнение сохраняет работоспособность при больших перепадах давления. Пластинчатые уплотнения в сравнении со щеточными имеют меньший износ вследствие меньшей радиальной жесткости и эффекта плавучести при схожем уровне утечек [23], однако стоимость изготовления щеточных

уплотнений значительно ниже. Известно об успешных стендовых испытаниях пластинчатых уплотнений разной модификации и о длительных испытаниях (50 пусков, более 1000 ч наработки) при размещении пластинчатого уплотнения за компрессором в газовой турбине Mitsubishi Heavy Industries M501G [21].

Основным элементом *лепесткового* уплотнения (бесконтактного, частично адаптивного, рис. 7,б) являются две тонкостенные оболочки, прорези в которых формируют вытянутые вдоль ротора гибкие лепестки. Прорези в одной оболочке перекрываются лепестками другой. Количество лепестков в оболочке $60...150$, толщина лепестков $0,05...0,2$ мм, осевые и радиальные габариты уплотнения $10...20$ мм, зазор между упорным кольцом и ротором $0,5...2,0$ мм [24]. При нулевом перепаде давления лепестки не касаются упора, а зазор в уплотнении большой, что исключает износ лепестков при запуске двигателя. При выходе на рабочий режим лепестки прижимаются к упору под действием распределенной силы давления газа и уменьшают зазор до требуемого уровня (обратная балансировка).

Выбор материала оболочек, жесткости лепестков и формы (кривизны) упора позволяет обеспечить требуемый зазор на разных режимах. Свободные кромки лепестков могут быть профилированы: наличие площадок позволяет повысить газодинамическую составляющую подъемной силы и уменьшить утечку газа через зазор под лепестками. Известны результаты успешных стендовых испытаний лепестковых уплотнений при перепадах давления до $0,9$ МПа, ведущая компания-производитель – Cross Manufacturing [24].

На свободных кромках лепестков могут быть закреплены колодки для газодинамической балансировки уплотнения (рис. 8,а). Как правило, используют две секции лепестков для позиционирования колодки над ротором и формирования промежуточной балансировочной полости [43]. Положение сдвоенных лепестков (в переднем или заднем кольце подвеса колодки) определяет прямую или обратную газостатическую балансировку.

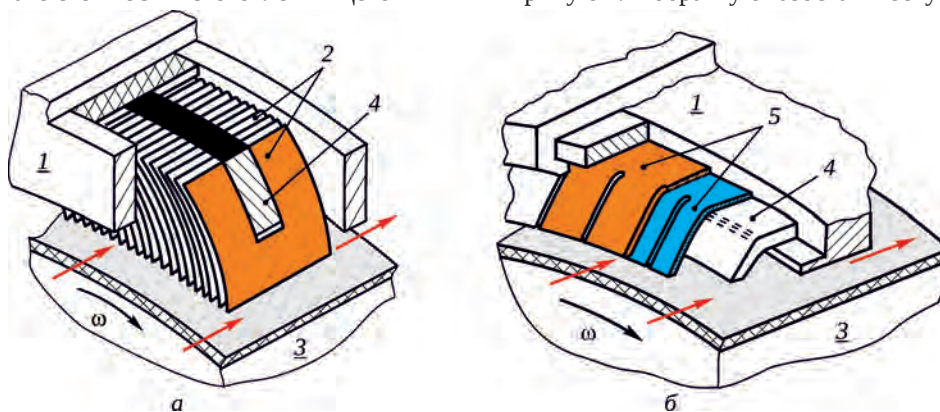


Рис. 7. Пластинчатое (а) и лепестковое (б) уплотнения:
1 – корпус; 2 – пластинки; 3 – ротор; 4 – упорное кольцо; 5 – лепестки

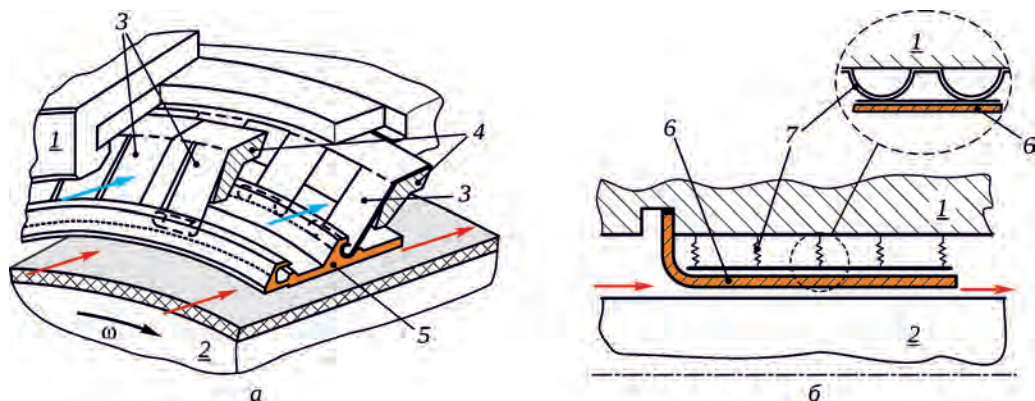


Рис. 8. Комбинированное лепестковое (а) и фольговое (б) уплотнения:

1 – корпус; 2 – ротор; 3 – лепестки; 4 – упоры; 5 – колодка; 6 – фольговая оболочка; 7 – гофрированное основание

Возможно профилирование внутренней поверхности колодок, выполнение пазов и перепускных отверстий для изменения распределения давления газа и управления газостатической и газодинамической балансировкой.

В фольговом уплотнении (бесконтактном, адаптивном, рис. 8,б) основным элементом является тонкая оболочка в виде разрезного L-образного кольца. Фланцевая часть оболочки закреплена в корпусе (со стороны высокого или низкого давления), а ее свободная часть опирается на гофрированное упругое основание и балансирует на газовой пленке над ротором. Толщина фольговой оболочки 0,1...0,3 мм; осевая длина уплотнения 10...20 мм; номинальный рабочий зазор – сотые доли миллиметра; монтажный зазор или натяг выбирается в зависимости от условий эксплуатации. Для уменьшения утечек целесообразно использовать гофрированное основание, жесткость которого увеличивается в направлении линий тока. Известны результаты стендовых испытаний фольговых уплотнений при перепадах давления до 0,48 МПа, температуре до 600°С, скорости поверхности ротора до 330 м/с [25; 44]. Схожесть конструкций позволяет использовать имеющиеся в отрасли наработки по фольговым газодинамическим подшипникам [45; 46] для разработки фольговых уплотнений.

Комбинированное плавающее уплотнение – бесконтактное газодинамическое (адаптивное) уплотнение, в конструкцию которого в качестве вторичного уплот-

нения включено щеточное или любое другое податливое уплотнение с высокими показателями герметизации. Существуют различные варианты исполнения комбинированных уплотнений радиального и торцевого типа, в том числе рассмотренное выше комбинированное лепестковое уплотнение. Щеточное уплотнение в конструкции, показанной на рис. 9,а, препятствует утечке газа через упругий подвес надроторного кольца, формирующего основное плавающее уплотнение. Установка щеточного уплотнения между поверхностями, имеющими нулевую относительную скорость вращения, предотвращает его износ, а расположение уплотнения (перед подвесом или за ним) позволяет реализовать как прямую, так и обратную газостатическую балансировку. Профилирование колодок, выбор формы, жесткости и месторасположения подвеса обеспечивают требуемый уровень зазора. Характерное количество колодок в уплотнении 20...40; осевая длина 8...15 мм. Комбинированное щеточное уплотнение успешно прошло серию стендовых испытаний [26; 28].

Принцип работы газодинамического HALO-уплотнения (бесконтактного, адаптивного, рис. 9,б) аналогичен принципу работы комбинированного щеточного уплотнения, но форма подвеса и профиль внутренней поверхности колодки отличаются (HALO – hydrostatic advanced low leakage). Для перекрытия утечки через подвес используется кольцевая пластина, установлен-

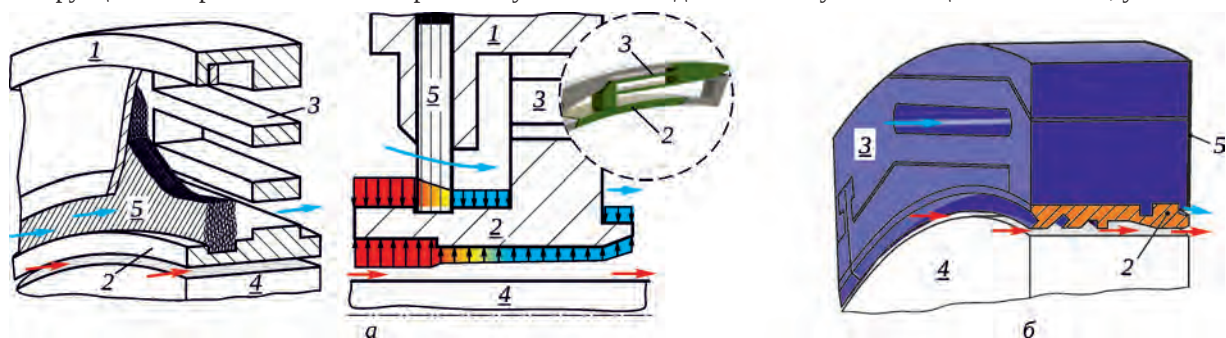


Рис. 9. Комбинированное щеточное уплотнение (а) и газодинамическое HALO-уплотнение (б):

1 – корпус; 2 – колодка; 3 – упругий подвес; 4 – ротор; 5 – вторичное уплотнение

ная за ним. Отсутствие щеточного уплотнения снижает себестоимость и упрощает сборку узла. Всплытие колодок при расширении или смещении ротора осуществляется за счет действия газодинамической подъемной силы, в то время как газостатическая сила прижимает колодку к ротору. Уплотнение успешно прошло стендовые испытания: утечки составили от 15 до 50% в сравнении с лабиринтным уплотнением [27]. Геометрические параметры колодок испытанного уплотнения: внутренний диаметр 167,2 мм; осевая длина 8,05 мм; окружная длина 58,4 мм (девять колодок по окружности). Испытания проведены при перепадах давления до 0,3 МПа, температуре до 350°C, монтажный зазор 0,215 мм. Максимальные заявленные характеристики: перепад давления до 4,7 МПа; температура газа до 650°C.

Модели расчета перспективных газовых уплотнений

При проектировании перспективных уплотнений для учета взаимодействия элементов уплотнения между собой и с потоком газа необходимо решать комплекс связанных задач: газовая динамика – напряженно-деформированное состояние (НДС) – аэроупругость – трибология. Обобщенная схема создания электронных макетов [47] контактных и бесконтактных уплотнений, соответствующая технологии разработки цифровых двойников, приведена на рис. 10.

Многодисциплинарная модель уплотнения должна быть интегрирована в информационное поле цифрового двойника двигателя [15; 48]. Тепловое и напряженно-деформированное состояния деталей узла двигателя, рассчитанные на основе термомеханических моделей его цифрового двойника, определяют граничные условия и внешнюю динамику зазора при проектировании уплотнения. В то же время расходная характеристика уплотнения влияет на параметры течения газа в тракте вторичных потоков двигателя и, соответственно, на тепловое состояние омываемых деталей. Кроме того, должно быть учтено влияние уплотнений на динамические характеристики роторов [7; 36].

Модели расчета щеточных уплотнений хорошо развиты [4; 6; 7; 10] и могут быть адаптированы для расчета других типов контактных уплотнений. В основу моделей заложен интегральный подход, позволяющий использовать достаточно простые полуэмпирические зависимости между параметрами. Однако коэффициенты, входящие в эти зависимости, требуют обязательной идентификации по результатам экспериментов.

Расчет бесконтактных плавающих уплотнений основан на более тонком анализе физических процессов и подразумевает проведение имитационного моделирования. Основной задачей при проектировании таких

уплотнений является обеспечение балансировки упруго-подвешенных сегментов надротторного кольца на газовой пленке. Положение сегментов и распределение давления газа в пленке зависят друг от друга, что позволяет осуществлять автономную подстройку уплотнения как системы с обратной связью. Определение равновесного положения сегментов и их отклика на изменение условий работы выполняется в рамках аэроупругого анализа в статической и динамической постановке. На этапе предварительного проектирования целесообразно решать эту задачу путем перехода к анализу эквивалентных моделей разного уровня детализации и использования вычислительно экономичных методик расчета стержней, пластин и оболочек.

Эффективным приемом является представление сегмента уплотнения в виде жесткой площадки на упругом подвесе [8; 9]. Движение площадки описывается перемещениями и углами поворота сечения сопряжения с упругой частью, что позволяет рассмотреть эквивалентную одномассовую модель с несколькими степенями свободы:

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{R_r\}, \quad (1)$$

где $[M]$, $[C]$ и $[K]$ – матрицы инерции, демпфирования и жесткости; $\{U\}$ – вектор обобщенных координат; $\{R_r\}$ – вектор газовой нагрузки. Коэффициенты матриц жесткости и инерции определяются по результатам предварительных трехмерных расчетов с применением специальных методик редуцирования, в том числе методов конденсации степеней свободы, реализованных в универсальных программных комплексах.

Для расчета параметров течения газа в уплотнении и вычисления компонент вектора газовой нагрузки целесообразно построение моделей течения на основе уравнений Рейнольдса для газовой смазки. Например, в работе [8] для расчета течения вязкого сжимаемого газа под подъемными площадками пальчикового уплотнения использовано уравнение

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial s} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial z} \right) = = 12\mu \frac{\partial(hp)}{\partial t} + 6\mu\omega R_{\text{рот}} \frac{\partial(hp)}{\partial s}, \quad (2)$$

где h – толщина газового слоя (зазор); p – давление газа; μ – динамическая вязкость газа; ω – угловая скорость ротора; $R_{\text{рот}}$ – радиус ротора; s и z – окружная и осевая координаты на развертке зазора; t – время.

Наряду с совместным решением системы уравнений (1) и (2), взаимодействие моделей в рамках аэроупругого анализа может быть обеспечено:

– путем предварительного определения базы значений газовых нагрузок на основе решения уравнения Рейнольдса в стационарной постановке (в предполо-

жении мгновенного установления поля давления газа) в диапазоне обобщенных координат и скоростей;

– путем неявного связывания уравнений (1) и (2) через представление функции зазора в виде

$$h(z, s, p) = h_{\text{геом}}(z, s) + h_{\text{деф}}(z, s, p), \quad (3)$$

где первое слагаемое определяется монтажным зазором и внешним изменением зазора по режимам, а второе – обусловлено деформацией упругого элемента под действием давления газа:

$$h_{\text{деф}}(z, s, p) = \iint_D g_n(z, s, \xi, \eta) p(\xi, \eta) d\xi d\eta, \quad (4)$$

где $g_n(z, s, \xi, \eta)$ – функция влияния, численно равная величине прогиба упругого элемента в точке (z, s) расчетной области под действием единичной силы, приложенной в точке (ξ, η) (инерционность движения элемента не учитывается).

Анализ аэроупругого поведения элементов уплотнения в потоке газа позволяет исследовать отклик

уплотнения на внешнее изменение рабочих условий и зазора, а также определить напряжения в конструкции. На финальном этапе моделирования должны быть исследованы аэроупругая устойчивость уплотнения и его влияние на динамику ротора.

В качестве примера рассмотрим построение аэроупругой модели для пальчиков с подъемными площадками, входящих в конструкцию бесконтактного пальчикового уплотнения (см. рис. 6). Пренебрегая прецессией ротора и неосесимметричными деформациями корпуса, можно постулировать выполнение окружной цикличности (поворотной симметрии) рабочих зазоров и перейти к расчетной схеме одного пальчика [8; 49]. Использованные предположения, в том числе представление пальчика в виде жесткой и упругой частей, и взаимосвязь математических моделей иллюстрирует схема на рис. 11. Параметры течения газа под площадкой определены на основе решения уравнения Рейнольдса (2) в стационарной постановке методом конечных элементов. Для расчета отклика уплотнения использована эквивалент-

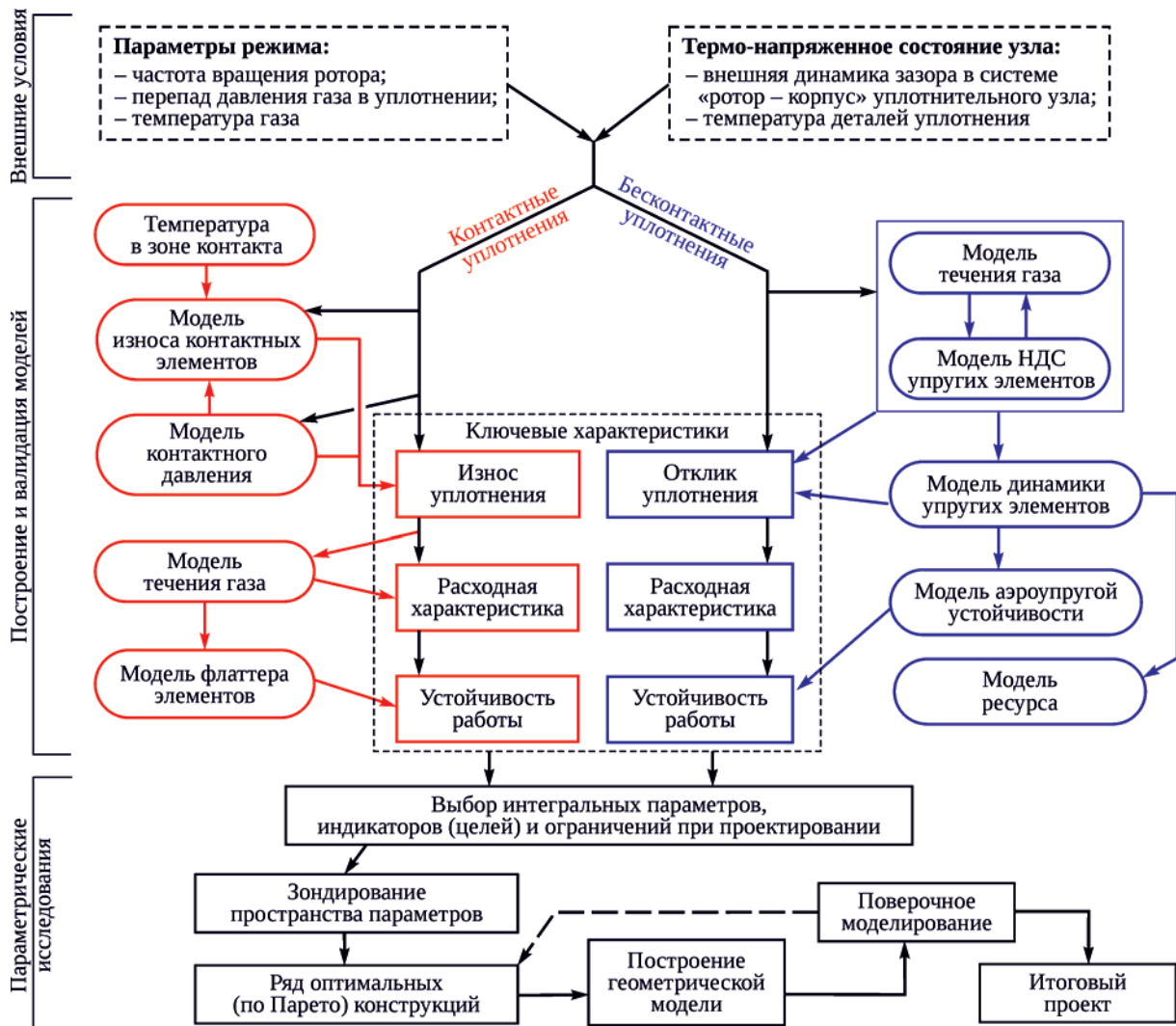


Рис. 10. Алгоритм расчета и проектирования перспективных уплотнений

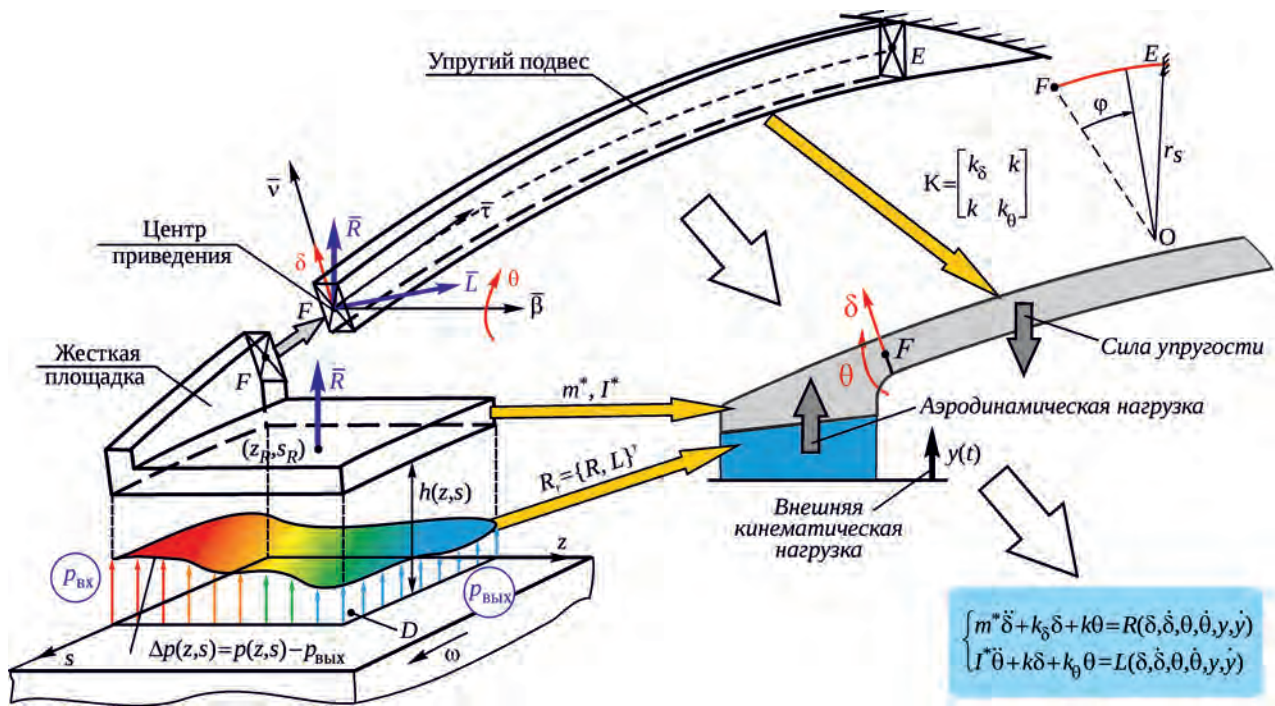


Рис. 11. Расчетная схема динамической модели пальчика с подъемной площадкой [49]

ная модель с двумя степенями свободы (δ и θ – смещение и угол поворота площадки относительно центра сечения сопряжения), которые характеризуют радиальное смещение площадки и ее наклон относительно поверхности ротора, определяющий создание газового подъемного клина.

Матрицы жесткости и инерции подвеса в явном виде не использовались, так как для подвеса пальчикового уплотнения было разработано и верифицировано представление в виде криволинейной балки, нагруженной распределенными и сосредоточенными силами [8].

Расчетное исследование аэроупругого поведения пальчиков с подъемными площадками позволило сделать ряд заключений. Для базовой конструкции уплотнения, когда подъемные площадки вытянуты в сторону области низкого давления (см. рис. 6,а), действие газостатической подъемной силы приводит к раскрытию зазора в окружном направлении. В результате газодинамический подъемный клин не реализуется и пальчики не реагируют на приближение ротора, а в некоторых случаях даже поджимаются к его поверхности [8; 49]. Схема уплотнения с обратной газовой балансировкой (см. рис. 6,б) обеспечивает конфузурность зазора и бесконтактный режим работы уплотнения в широком диапазоне изменения перепада давления газа и внешнего изменения радиального зазора. В настоящий момент авторы ведут сравнительные расчетные исследования обеих конструкций с учетом динамики их работы в составе двигателя.

Заключение

На основе обобщения информации о конструктивных решениях и результатах расчетно-экспериментальных исследований новых газовых уплотнений радиального типа можно сделать следующие выводы:

- основные уплотнения отечественных авиационных ГТД, в том числе лабиринтные уплотнения думисной полости за компрессором, внутренних полостей турбины и опор, могут быть усовершенствованы путем замены на щеточные уплотнения в течение ближайших лет и на усовершенствованные щеточные и комбинированные газодинамические уплотнения в двигателях следующего поколения;

- для успешного внедрения щеточных уплотнений в отечественные двигатели необходимо совершенствование технологии изготовления уплотнений из отечественных материалов, разработка методик их расчета и проектирования с учетом работы в составе двигателя и создание стендов для проведения расходных и ресурсных испытаний;

- сложность обеспечения газовой балансировки бесконтактных плавающих уплотнений (пальчиковых, лепестковых, пластинчатых и др.) в многорежимных авиадвигателях ограничивает возможность их применения в двигателях ближайшей перспективы. Однако такие уплотнения могут быть эффективно использованы в стационарных газотурбинных установках.

Приложение. Преимущества и недостатки радиальных газовых уплотнений разного типа

Тип	Преимущества	Недостатки
<i>Лабиринтное уплотнение</i> Labyrinth seal [16; 17; 34; 35]	– бесконтактный режим работы; – широкий диапазон рабочих условий, допустимо реверсивное вращение вала; – большой ресурс; – простая конструкция, отлаженная технология изготовления, низкая стоимость; – массовая эксплуатация	– значительные утечки газа; – неспособность компенсировать внешнее изменение зазора в уплотнительном узле; – может негативно влиять на ротор-динамическую устойчивость и являться источником аэроупругих автоколебаний; – снижение эффективности при износе кромок гребешков
<i>Лабиринтное уплотнение с упругим подвесом</i> Retractable seal [37]	– уменьшение зазора в лабиринтном уплотнении на выбранных режимах; – пассивная система управления зазором; – бесконтактный режим работы; – широкий диапазон рабочих условий	– усложнение конструкции; – наличие вторичного уплотнения; – ограниченный диапазон коррекции зазора; – возможна аэроупругая неустойчивость и усталостное разрушение подвеса
<i>Щеточное уплотнение</i> Brush seal [2–7; 10; 12; 16–18; 38; 39; 41]	– уменьшение утечек газа по сравнению с лабиринтным уплотнением в 2...5 раз; – адаптация щетины к расширению или прецессии ротора; – малые осевые размеры; – демпфирующее влияние на ротор	– ограниченный ресурс; – увеличение утечек при износе щетинок; – ограниченный диапазон рабочих условий; – гистерезис щетинок и их осевой изгиб при больших перепадах давления; – снижение герметичности при всплытии щетины; – высокая стоимость изготовления
<i>Контактное пальчиковое уплотнение</i> Finger seal [17; 29]	– уменьшение утечек газа по сравнению с лабиринтным уплотнением в 2...5 раз; – адаптация пальчиков к расширению или прецессии ротора; – малые осевые размеры уплотнения; – повышенная осевая жесткость; – низкая стоимость изготовления	– ограниченный ресурс; – увеличение утечек при износе; – ограниченный диапазон рабочих условий; – гистерезис при большом перепаде давления; – увеличенные радиальные размеры
<i>Бесконтактное пальчиковое уплотнение</i> Non-contacting finger seal [8; 11; 12; 17; 18; 22; 42; 49]	– уменьшение утечек газа по сравнению с лабиринтным уплотнением в 2...5 раз; – бесконтактная работа и автономная коррекция внешнего изменения зазора; – возможность корректировать неосесимметричные изменения зазора; – большая осевая жесткость; – невысокая стоимость изготовления	– сложность расчета и проектирования; – ограниченный диапазон внешнего изменения зазора; – возможна работа с избыточным зазором при прямой балансировке; – возможность возникновения аэроупругих колебаний и усталостного разрушения; – увеличенные радиальные размеры
<i>Пластинчатое (листовое) уплотнение</i> Leaf seal [17; 19; 21; 23]	– уменьшение утечек газа по сравнению с лабиринтным уплотнением в 3...6 раз; – преимущественно бесконтактный режим работы; – малый износ; – автономная коррекция зазора; – большая осевая жесткость	– сложное влияние осевых зазоров и аэроупругой взаимосвязи на подъемную силу и рабочий зазор; – отмечено возбуждение колебаний и отрицательная жесткость; – увеличенные габариты; – высокая стоимость изготовления
<i>Лепестковое уплотнение</i> Pressure activated leaf seal [17; 18; 24; 43]	– уменьшение утечек газа по сравнению с лабиринтным уплотнением в 3...6 раз; – бесконтактный режим работы; – пассивная система управления зазором; – возможность установки колодок для газодинамической балансировки; – широкий диапазон рабочих условий; – невысокая стоимость изготовления	– ограниченное число рабочих положений с регулируемым зазором; – слабое влияние газодинамических подъемных сил в типовом исполнении; – отмечено возбуждение колебаний; – увеличенные габариты, особенно при закреплении дополнительных колодок на двух секциях лепестков
<i>Фольговое уплотнение</i> Foil seal [17; 19; 25; 44]	– уменьшение утечек газа по сравнению с лабиринтным уплотнением в 4...6 раз; – бесконтактный режим работы; – адаптация к изменению зазора; – широкий диапазон рабочих условий; – возможность учета опыта создания фольговых газодинамических подшипников	– большие габариты; – сложность расчета и проектирования; – при испытаниях фольгового уплотнения большого диаметра (216 мм) зафиксировано разрушение уплотнения и высокий уровень утечек [44]
<i>Комбинированное щеточное уплотнение</i> Hybrid brush seal [26; 28]	– уменьшение утечек газа по сравнению с лабиринтным уплотнением в 3...10 раз; – бесконтактный режим работы; – адаптация к изменению зазора; – широкий диапазон рабочих условий; – прямая или обратная балансировка	– сложность расчета и проектирования; – высокая стоимость изготовления; – увеличенные радиальные размеры; – сложная конструкция
<i>Газодинамическое HALO-уплотнение</i> All-metal compliant HALO seal [27]	– уменьшение утечек газа по сравнению с лабиринтным уплотнением в 2...7 раз; – бесконтактный режим работы; – адаптация к изменению зазора; – широкий диапазон рабочих условий	– сложность расчета и проектирования; – увеличенные радиальные размеры; – сложная форма внутренней поверхности колодки и подвеса

Литература

1. Steinetz B.M., Hendricks R.C. Engine seal technology requirements to meet NASA's Advanced Subsonic Technology Program goals : prepared for the 30th Joint Propulsion Conference cosponsored by the AIAA, ASME, SAE, and ASEE, Indianapolis, Indiana, June 27–29, 1994 / NASA, Lewis Research Center. NASA Technical Memorandum 106582. AIAA-94-2698. 1994. 12, [1] p.
2. Mahler F., Boyes E. The application of brush seals in large commercial jet engines. 1995. (31st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. San Diego, CA, USA, 1995 ; AIAA 95-2617).
3. 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 (дата обращения: 03.02.2021).
4. Фалалеев С.В., Зрелов В.В. Математическая модель щеточного уплотнения // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2009. Т. 11, № 3. С. 192–196.
5. Пугачев А.О., Равикович Ю.А. Применение щеточных уплотнений в конструкциях современных турбомашин // Вестник Московского авиационного института. 2013. Т. 20, № 3. С. 67–75.
6. Пугачев А.О. Подходы к упрощенному расчету расхода щеточных уплотнений // Вестник Московского авиационного института. 2015. Т. 22, № 2. С. 85–93.
7. Пугачев А.О. Щеточные уплотнения в роторных системах авиационных двигателей : дис. ... д-ра техн. наук. М., 2016. 498 с.
8. Селиванов А.В., Дзева И.Ю. Динамическая модель бесконтактного пальчикового уплотнения // Известия МГТУ «МАМИ». 2015. Т. 4, № 3 (25). С. 55–65.
9. Темис Ю.М., Селиванов А.В., Дзева И.Ю. Математическая модель комбинированного щеточного уплотнения // Машиностроение и инженерное образование. 2015. № 4 (45). С. 50–61.
10. Родин Е.В., Селиванов А.В. Модель контактного щеточного уплотнения // Насосы. Турбины. Системы. 2020. № 2 (35). С. 76–84.
11. Родин Е.В., Селиванов А.В. Разработка и расчетно-экспериментальное исследование перспективных уплотнений для газотурбинных двигателей // Авиадвигатели XXI века : III Международная научно-техническая конференция : сборник тезисов. М. : ЦИАМ, 2010. С. 1001–1004.
12. 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.
13. Бондарчук П.В., Фалалеев С.В. Конструкция перспективного торцового газодинамического уплотнения опоры авиационного двигателя // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. С.П. Королева. 2011. № 2 (26). С. 150–157. Новое назв.: Вестник Самар. ун-та. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение.
14. Виноградов А.С., Чалкин А.С., Шакиров Д.Ф. Расчет динамических характеристик торцового газодинамического уплотнения в опоре авиационного двигателя // Авиационно-космическая техника и технология. 2012. № 8 (95). С. 90–93.
15. 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.
16. Темис Ю.М., Селиванов А.В. Системы управления радиальными зазорами и уплотнительные устройства // Машиностроение : энциклопедия. Разд. IV. Расчет и конструирование машин. Т. IV-21. Самолеты и вертолеты. Кн. 3. Авиационные двигатели / ред.-сост. В.А. Скибин, Ю.М. Темис, В.А. Сосунов. М. : Машиностроение, 2010. § 2.8.5. С. 317–330.
17. Sealing in turbomachinery / R.E. Chupp, R.C. Hendricks, S.B. Lattime, V.M. Steinetz / NASA. Cleveland : Glenn Research Center, August 2006. 56, [4] p. NASA/TM–2006-214341.
18. Каджардузов П.А. Уплотнения газотурбинных двигателей. М. : ЦИАМ, 2018. 171 с. (Труды ЦИАМ ; № 1357).
19. Темис Ю.М., Селиванов А.В., Дзева И.Ю. Комплексный анализ перспективных уплотнительных систем // Новые технологические процессы и надежность ГТД. Вып. 9: Подшипники и уплотнения : научно-технический сборник статей под ред. Ю.А. Ножницкого и Н.И. Петрова. М. : ЦИАМ, 2013. С. 179–203.
20. Sodontis S.M. Commercial aircraft maintenance experience relating to current engine seal technology. 1998. (34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. Cleveland, OH, USA, 1998 ; AIAA 98-3284).
21. The development of high-performance leaf seals / H. Nakane, A. Maekawa, E. Akita et al. // ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air : June 3–6, 2002, Amsterdam, The Netherlands. Vol. 3, pt. A/B. P. 761–769. GT2002-30243.

-
22. Proctor M.P., Delgado I.R. Preliminary test results of a non-contacting finger seal on a herringbone-grooved rotor : prepared for the 44th Joint Propulsion Conference and Exhibit cosponsored by the AIAA, ASME, SAE, and ASEE, Hartford, Connecticut, July 21–23, 2008. 17, [4] p. NASA/TM–2008-215475. AIAA 2008-4506.
 23. Experimental characterisation of the stiffness and leakage of a prototype leaf seal for turbine applications / I.H.J. Jahn, A.K. Owen, G. Franceschini, D. Gillespie // ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air : June 9–13, 2008, Berlin, Germany. Vol. 4: Heat transfer, pt. A/B. P. 1657–1666. GT2008-51206.
 24. Pressure activated leaf seal technology readiness testing / A. Bowsher, P. Crudgington, C.M. Grondahl et al. // ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition : June 16–20, 2014, Dusseldorf, Germany. Vol. 5C: Heat transfer. GT2014-27046. 13 p.
 25. Salehi M., Heshmat H., Walton J.F. High temperature performance evaluation of a compliant foil seal // 2000 NASA Seal/Secondary Air System Workshop : proceedings of a conference held at and sponsored by NASA Glenn Research Center, Cleveland, Ohio, October 25–26, 2000. NASA, Glenn Research Center, October 2001. P. 171–197. NASA/CP–2001-211208/VOL1.
 26. San Andres L., Baker J., Delgado A. Measurements of leakage and power loss in a hybrid brush seal // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2009. Vol. 131, iss. 1. Art. 012505. 6 p.
 27. San Andres L., Anderson A. An all-metal compliant seal versus a labyrinth seal: a comparison of gas leakage at high temperatures // ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition : June 16–20, 2014, Dusseldorf, Germany. Vol. 5C: Heat transfer. GT2014-25572. 9 p.
 28. Justak J.F., Crudgington P.F. Evaluation of a film riding hybrid seal. 2006. 9 p. (42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 9–12 July 2006, Sacramento, California ; AIAA 2006-4932).
 29. Proctor M.P., Kumar A., Delgado I.R. High speed, high-temperature finger seal test results // Journal of Propulsion and Power. 2004. Vol. 20, iss. 2. P. 312–318.
 30. Relative performance comparison between baseline labyrinth and dual brush compressor discharge seals in a T-700 engine test / R.C. Hendricks, T.A. Griffin, T.R. Kline, K.R. Csavina, A. Pancholi, D. Sood // ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition : June 13–16, 1994, The Hague, Netherlands. Vol. 1: Turbomachinery. 94-GT-266. 21 p.
 31. Delgado I.R., Proctor M.P. A review of engine seal performance and requirements for current and future army engine platforms : prepared for the 43rd Joint Propulsion Conference cosponsored by the AIAA, ASME, SAE, and ASEE, Cincinnati, Ohio, July 8–11, 2007. NASA, Cleveland : Glenn Research Center, March 2008. 18, [4] p. NASA/TM–2008-215161. ARL–TR–4201. AIAA–2007–5734.
 32. Steinetz B.M., Hendricks R.C., Munson J. Advanced seal technology role in meeting next generation turbine engine goals : prepared for the Propulsion and Power Systems First Meeting on Design Principles and Methods for Aircraft Gas Turbine Engines sponsored by the NATO Research and Technology Agency, Toulouse, France, May 11–15, 1998 / NASA, Lewis Research Center. April 1998. 12, [2] p. NASA/TM–1998-206961. AVT-PPS Paper No. 11.
 33. King D., Inderwildi O., Carey C. Sealing technologies – signed, sealed and delivering emissions savings // Aviation and the Environment. 2009. No. 4. P. 44–48.
 34. Алфорд Дж. Защита лабиринтных уплотнений от изгибных колебаний // Энергетические машины и установки. 1964. № 2. С. 56–65. Имя автора на англ. яз.: Alford J.S.
 35. Белоусов А.И., Воеводин А.В. Анализ исследований автоколебаний лабиринтных уплотнений авиационных ГТД с позиций теории газостатических опор // Гидродинамическая теория смазки – 120 лет : труды международного научного симпозиума, 18–20 мая 2006 г., г. Орел. В 2 т. М. : Машиностроение ; Орел : ОрелГТУ, 2006. С. 492–501.
 36. Иванов А.В. Исследование влияния уплотнений на колебания высокооборотного ротора // Авиационные двигатели. 2020. № 1 (6). С. 39–48.
 37. Active retractable seals for high-efficiency steam turbines / B. Roy, N. Turnquist, X. Zheng, B. Couture et al. // 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit 2010, Nashville, Tennessee, USA, 25–28 July 2010. Vol. 4. P. 3185–3189. AIAA 2010-6829.
 38. Cross Manufacturing Company. Brochures & data sheets // Precision sealing solutions : site. Section “Quality & documentation”. URL: http://www.crossmanufacturing.com/brochures_datashets.html.
 39. Gail A., Beichl S. The MTU brush seal design : report / MTU Aero Engines. 2006. 11 p. URL: <https://www.yumpu.com/en/document/read/11154760/the-mtu-brush-seal-design-mtu-aero-engines> (дата обращения: 03.02.2021).
 40. Experimental characterization of variable bristle diameter brush seal leakage, stiffness and wear / D. Trivedi , B. Roy, M. Demiroglu, X. Zheng // ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, June 3–7, 2013, San Antonio, Texas, USA. Vol. 3A: Heat transfer. GT2013-95086. 9 p.
-

41. Design optimization of a retractable holder for compressor discharge brush seal / O. Samudrala, S. Kumar, C.E. Wolfe, R.E. Chupp // ASME Turbo Expo 2011: Turbine Technical Conference and Exposition, June 6–10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada. 2011. Vol. 5: Heat transfer, pt. A/B. P. 845–857. GT2011-45756.
42. Numerical analysis of finger seal with grooves on lifting pads / H. Zhang, B. Chai, B. Jiang et al. // Journal of Propulsion and Power. 2015. Vol. 31, iss. 3. P. 805–814.
43. Grondahl C.M., Dudley J.C. Film riding leaf seals for improved shaft sealing // ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air, June 14–18, 2010, Glasgow, UK. Vol. 4: Heat transfer, pt. A/B. P. 1293–1300. GT2010-23629.
44. Proctor M., Delgado I. Compliant foil seal investigations // 2003 NASA Seal/Secondary Air System Workshop : proceedings of a conference held at Ohio Aerospace Institute sponsored by NASA Glenn Research Center, Cleveland, Ohio, November 5–6, 2003 / NASA. Cleveland : Glenn Research Center, September 2004. P. 127–138. NASA/CP–2004-212963/VOL1.
45. Сухой двигатель – от идеи до демонстратора / А.И. Ланшин, Ю.М. Темис, В.В. Гаврилов, М.Ю. Темис // III Международный технологический форум «Инновации. Технологии. Производство» : Сб. 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. 35–43.
46. Темис М.Ю., Гаврилов В.В. Тенденции применения лепестковых газовых подшипников в опорах ГТУ и ГТД (обзор) // Авиационные двигатели. 2020. № 1 (6). С. 71–79.
47. Скибин В.А., Темис Ю.М. Электронный макет двигателя // Машиностроение : энциклопедия. Разд. IV. Расчет и конструирование машин. Т. IV-21. Самолеты и вертолеты. Кн. 3. Авиационные двигатели / ред.-сост. В.А. Скибин, Ю.М. Темис, В.А. Сосунов. М. : Машиностроение, 2010. § 2.1.5. С. 154–157.
48. Temis J.M., Selivanov A.V., Yakushev D.A. “Virtual engine” approach for the coupled analysis of engine structure // Proceedings of 23rd International Society of Airbreathing Engines Conference, 3–8 September 2017, Manchester, UK. Curran Associates, 2018. Vol. 4. P. 2431–2439. Paper ISABE-2017-22645.
49. Temis J.M., Selivanov A.V., Dzeva I.J. Dynamic analysis of a non-contacting finger seal // Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics / P. Penacci (ed.). Springer, 2015. (Mechanisms and Mashine Science ; vol. 21). P. 2031–2042.

References

1. Steinetz B.M., Hendricks R.C. Engine seal technology requirements to meet NASA's Advanced Subsonic Technology Program goals : prepared for the 30th Joint Propulsion Conference cosponsored by the AIAA, ASME, SAE, and ASEE, Indianapolis, Indiana, June 27–29, 1994 / NASA, Lewis Research Center. NASA Technical Memorandum 106582. AIAA-94-2698. 1994. 12, [1] p.
2. Mahler F., Boyes E. The application of brush seals in large commercial jet engines. 1995. (31st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. San Diego, CA, USA, 1995 ; AIAA 95-2617).
3. 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).
4. Falaleev S.V., Zrellov V.V. Matematicheskaja model' shchetocnogo uplotnenija [Mathematical model of a brush seal]. Izvestija Samarskogo nauchnogo tsentra Rossijskoj akademii nauk [Izvestia of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences]. 2009. Vol. 11, no. 3. P. 192–196.
5. Pugachev A.O., Ravikovich Iu.A. Primenenie shchetocnykh uplotnenii v konstruktsiakh 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.
6. Pugachev A.O. Podkhody k uproshchennomu raschetu raskhoda shchetocnykh uplotnenii [Simplified approaches to brush seal leakage evaluation]. Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta [Aerospace MAI Journal]. 2015. Vol. 22, no. 2. P. 85–93.
7. Pugachev A.O. Shchetocnyye uplotnenija 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.
8. Selivanov A.V., Dzeva I.Iu. Dinamicheskaja model' beskontaktного pal'chikovogo uplotnenija [Non-contacting finger seal dynamic model]. Izvestia MGTU MAMI. 2015. Vol. 4, no. 3 (25). P. 55–65.
9. Temis Yu.M., Selivanov A.V., Dzeva I.Iu. Matematicheskaja model' kombinirovannogo shchetocnogo uplotnenija [Mathematical model of hybrid brush seal]. Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie [Mechanical engineering and engineering education]. 2015. No. 4 (45). P. 50–61.

-
10. Rodin E.V., Selivanov A.V. Model' kontaktного shchetchnogo uplotneniia [Model of contact brush seal]. *Nasosy. Turbiny. Sistemy*. [Pumps. Turbines. Systems]. 2020. No. 2 (35). P. 76–84.
 11. Rodin E.V., Selivanov A.V. Razrabotka i raschetno-eksperimental'noe issledovanie perspektivnykh uplotnenii dlia gazoturbinykh dvigatelei [Development, computational and experimental study of advanced seals for gas turbine engines]. *Aviadvigateli XXI veka* [Aircraft engines of the XXI century]. III International scientific and technical conference: collection of abstracts. Moscow: CIAM, 2010. P. 1001–1004.
 12. 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]. *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.
 13. Bondarchuk P.V., Falaleev S.V. Konstruktsiia perspektivnogo tortsovogo gazodinamicheskogo uplotneniia opory aviatsionnogo dvigatel'ia [Construction of a promising face gas-dynamic seal of the aircraft engine]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta* [Vestnik of Samara Aerospace University]. 2011. No. 2 (26). P. 150–157. New name of the journal: *Vestnik of Samara University. Aerospace and mechanical engineering*.
 14. Vinogradov A.S., Chalkin A.S., Shakirov D.F. Raschet dinamicheskikh kharakteristik tortsovogo gazodinamicheskogo uplotneniia v opore aviatsionnogo dvigatel'ia [Calculation of dynamic characteristics of a face gas seal in aircraft engine's support]. *Aviatsionno-kosmicheskaiia tekhnika i tekhnologiia* [Aerospace Engineering and Technology]. 2012. No. 8 (95). P. 90–93.
 15. 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 rotary seals as elements of systems and units of aviation GTE. Dr. of Engineering thesis]. Samara, 2018. 376 p.
 16. Temis Yu.M., Selivanov A.V. Sistemy upravleniia radial'nymi zazorami i uplotnitel'nye ustroistva [Radial clearance control systems and sealing devices]. *Mashinostroenie : entsiklopediia* [Mechanical engineering: encyclopedia]. Section IV. Raschet i konstruirovaniie mashin [Calculation and development of machines]. Vol. IV-21. *Samolety i vertolety* [Airplanes and helicopters]. Book 3. *Aviatsionnye dvigateli* [Aircraft engines]. Editors-compilers V.A. Skibin, Yu.M. Temis, V.A. Sosunov. Moscow: Mashinostroenie [Mechanical Engineering], 2010. § 2.8.5. P. 317–330.
 17. Sealing in turbomachinery / R.E. Chupp, R.C. Hendricks, S.B. Lattime, B.M. Steinetz / NASA. Cleveland : Glenn Research Center, August 2006. 56, [4] p. NASA/TM–2006-214341.
 18. Kadzharduzov P.A. Uplotneniia gazoturbinykh dvigatelei [Gas turbine engine seals]. Moscow: CIAM, 2018. 170 p. (Proceedings of CIAM; no. 1357).
 19. Temis Yu.M., Selivanov A.V., Dzeva I.Iu. Kompleksnyi analiz perspektivnykh uplotnitel'nykh sistem. Novye tekhnologicheskie protsessy i nadezhnost' GTD [Complex analysis of advanced sealing systems. New technological processes and reliability of GTE]. Issue 9: *Podshipniki i uplotneniia : nauchno-tekhnicheskii sbornik statei* [Bearings and seals: collection of scientific and technical articles]. Edited by Yu.A. Nozhnitskii and N.I. Petrov. Moscow: CIAM, 2013. P. 179–203.
 20. Soditus S.M. Commercial aircraft maintenance experience relating to current engine seal technology. 1998. (34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. Cleveland, OH, USA, 1998 ; AIAA 98-3284).
 21. The development of high-performance leaf seals / H. Nakane , A. Maekawa , E. Akita et al. // *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air : June 3–6, 2002, Amsterdam, The Netherlands*. Vol. 3, pt. A/B. P. 761–769. GT2002-30243.
 22. Proctor M.P., Delgado I.R. Preliminary test results of a non-contacting finger seal on a herringbone-grooved rotor : prepared for the 44th Joint Propulsion Conference and Exhibit cosponsored by the AIAA, ASME, SAE, and ASEE, Hartford, Connecticut, July 21–23, 2008. 17, [4] p. NASA/TM–2008-215475. AIAA 2008-4506.
 23. Experimental characterisation of the stiffness and leakage of a prototype leaf seal for turbine applications / I.H.J. Jahn, A.K. Owen, G. Franceschini, D. Gillespie // *ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air : June 9–13, 2008, Berlin, Germany*. Vol. 4: Heat transfer, pt. A/B. P. 1657–1666. GT2008-51206.
 24. Pressure activated leaf seal technology readiness testing / A. Bowsher, P. Crudgington, C.M. Grondahl et al. // *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition : June 16–20, 2014, Dusseldorf, Germany*. Vol. 5C: Heat transfer. GT2014-27046. 13 p.
 25. Salehi M., Heshmat H., Walton J.F. High temperature performance evaluation of a compliant foil seal // *2000 NASA Seal/Secondary Air System Workshop : proceedings of a conference held at and sponsored by NASA Glenn Research Center, Cleveland, Ohio, October 25–26, 2000*. NASA, Glenn Research Center, October 2001. P. 171–197. NASA/CP–2001-211208/VOL1.
 26. San Andres L., Baker J., Delgado A. Measurements of leakage and power loss in a hybrid brush seal // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2009. Vol. 131, iss. 1. Art. 012505. 6 p.
-

-
27. San Andres L., Anderson A. An all-metal compliant seal versus a labyrinth seal: a comparison of gas leakage at high temperatures // ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition : June 16–20, 2014, Dusseldorf, Germany. Vol. 5C: Heat transfer. GT2014-25572. 9 p.
 28. Justak J.F., Crudgington P.F. Evaluation of a film riding hybrid seal. 2006. 9 p. (42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 9–12 July 2006, Sacramento, California ; AIAA 2006-4932).
 29. Proctor M.P., Kumar A., Delgado I.R. High speed, high-temperature finger seal test results // Journal of Propulsion and Power. 2004. Vol. 20, iss. 2. P. 312–318.
 30. Relative performance comparison between baseline labyrinth and dual brush compressor discharge seals in a T-700 engine test / R.C. Hendricks, T.A. Griffin, T.R. Kline, K.R. Csavina, A. Pancholi, D. Sood // ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition : June 13–16, 1994, The Hague, Netherlands. Vol. 1: Turbomachinery. 94-GT-266. 21 p.
 31. Delgado I.R., Proctor M.P. A review of engine seal performance and requirements for current and future army engine platforms : prepared for the 43rd Joint Propulsion Conference cosponsored by the AIAA, ASME, SAE, and ASEE, Cincinnati, Ohio, July 8–11, 2007. NASA, Cleveland : Glenn Research Center, March 2008. 18, [4] p. NASA/TM–2008-215161. ARL–TR–4201. AIAA–2007–5734.
 32. Steinetz B.M., Hendricks R.C., Munson J. Advanced seal technology role in meeting next generation turbine engine goals : prepared for the Propulsion and Power Systems First Meeting on Design Principles and Methods for Aircraft Gas Turbine Engines sponsored by the NATO Research and Technology Agency, Toulouse, France, May 11–15, 1998 / NASA, Lewis Research Center. April 1998. 12, [2] p. NASA/TM–1998-206961. AVT-PPS Paper No. 11.
 33. King D., Inderwildi O., Carey C. Sealing technologies – signed, sealed and delivering emissions savings // Aviation and the Environment. 2009. No. 4. P. 44–48.
 34. Alford J.S. Zashchita labirintnykh uplotnenii ot izgibnykh kolebaniy [Protection of labyrinth seals from flexural vibration]. Energeticheskie mashiny i ustanovki [Engineering for Gas Turbines and Power]. 1964. No. 2. P. 56–65.
 35. Belousov A.I., Voevodin A.V. Analiz issledovaniy avtokolebaniy labirintnykh uplotnenii aviatsionnykh GTD s pozitsii teorii gazostaticeskikh opor. Gidrodinamicheskaya teoriya smazki – 120 let [Analysis of research of self-oscillations in labyrinth seals of aircraft GTE from the standpoint of gas-static bearing theory. Hydrodynamic theory of lubrication – 120 years]: proceedings of an international scientific symposium, May 18–20, 2006, Orel. In 2 volumes. Moscow: Mashinostroenie [Mechanical engineering]; Orel: Orel State Technical University, 2006. P. 492–501.
 36. Ivanov A.V. Issledovanie vlianiya uplotnenii na kolebaniya vysokoborotnogo rotora [Study of seals' influence on high speed rotor oscillations]. Aviatsionnye dvigateli [Aviation Engines]. 2020. No. 1 (6). P. 39–48.
 37. Active retractable seals for high-efficiency steam turbines / B. Roy, N. Turnquist, X. Zheng, B. Couture et al. // 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit 2010, Nashville, Tennessee, USA, 25–28 July 2010. Vol. 4. P. 3185–3189. AIAA 2010-6829.
 38. Cross Manufacturing Company. Brochures & data sheets // Precision sealing solutions : site. Section “Quality & documentation”. URL: http://www.crossmanufacturing.com/brochures_datasheets.html.
 39. Gail A., Beichl S. The MTU brush seal design : report / MTU Aero Engines. 2006. 11 p. URL: <https://www.yumpu.com/en/document/read/11154760/the-mtu-brush-seal-design-mtu-aero-engines> (accessed 03.02.2021).
 40. Experimental characterization of variable bristle diameter brush seal leakage, stiffness and wear / D. Trivedi, B. Roy, M. Demiroglu, X. Zheng // ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, June 3–7, 2013, San Antonio, Texas, USA. Vol. 3A: Heat transfer. GT2013-95086. 9 p.
 41. Design optimization of a retractable holder for compressor discharge brush seal / O. Samudrala, S. Kumar, C.E. Wolfe, R.E. Chupp // ASME Turbo Expo 2011: Turbine Technical Conference and Exposition, June 6–10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada. 2011. Vol. 5: Heat transfer, pt. A/B. P. 845–857. GT2011-45756.
 42. Numerical analysis of finger seal with grooves on lifting pads / H. Zhang, B. Chai, B. Jiang et al. // Journal of Propulsion and Power. 2015. Vol. 31, iss. 3. P. 805–814.
 43. Grondahl C.M., Dudley J.C. Film riding leaf seals for improved shaft sealing // ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air, June 14–18, 2010, Glasgow, UK. Vol. 4: Heat transfer, pt. A/B. P. 1293–1300. GT2010-23629.
 44. Proctor M., Delgado I. Compliant foil seal investigations // 2003 NASA Seal/Secondary Air System Workshop : proceedings of a conference held at Ohio Aerospace Institute sponsored by NASA Glenn Research Center, Cleveland, Ohio, November 5–6, 2003 / NASA. Cleveland : Glenn Research Center, September 2004. P. 127–138. NASA/CP–2004-212963/VOL1.
 45. Sukhoi dvigatel' – ot idei do demonstratora [Dry engine – from idea to demonstrator]. A.I. Lanshin, Yu.M. Temis, V.V. Gavrilov, M. Yu. Temis. III International Technology Forum “Innovations. Technologies. Manufacturing”: Collection of materials of the mini-congress of Central Institute of Aviation Motors (CIAM) “Matematicheskoe modelirovanie
-

-
- i proektirovanie v aviadvigatelistroenii [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. 35–43.
46. Temis M. Yu., Gavrilov V.V. Trends in application of foil gas bearings in GTU and GTE supports (review). *Aviatsionnye dvigateli* [Aviation Engines]. 2020. No. 1 (6). P. 71–79.
 47. Skibin V.A., Temis Yu.M. Elektronnyi maket dvigatel'ia [Electronic engine model]. *Mashinostroenie : entsiklopediia* [Mechanical engineering: encyclopedia]. Section IV. Raschet i konstruirovaniie mashin [Calculation and development of machines]. Vol. IV-21. Samolety i vertolety [Airplanes and helicopters]. Book 3. *Aviatsionnye dvigateli* [Aircraft engines]. Editors-compilers V.A. Skibin, Yu.M. Temis, V.A. Sosunov. Moscow: Mashinostroenie [Mechanical Engineering], 2010. § 2.1.5. P. 154–157.
 48. Temis J.M., Selivanov A.V., Yakushev D.A. "Virtual engine" approach for the coupled analysis of engine structure // *Proceedings of 23rd International Society of Airbreathing Engines Conference*, 3–8 September 2017, Manchester, UK. Curran Associates, 2018. Vol. 4. P. 2431–2439. Paper ISABE-2017-22645.
 49. Temis J.M., Selivanov A.V., Dzeva I.J. Dynamic analysis of a non-contacting finger seal // *Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics* / P. Penacci (ed.). Springer, 2015. (Mechanisms and Machine Science ; vol. 21). P. 2031–2042.

Материалы получены редакцией 03.02.2021