

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

Н.И. СТАРЦЕВ, С.В. ФАЛАЛЕЕВ

**КОНСТРУКЦИЯ УЗЛОВ
АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ:
ТУРБИНА И КАМЕРА СГОРАНИЯ**

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве электронного курса лекций*

САМАРА
Издательство СГАУ
2007

УДК 621.452.221.3.01(075.8)



**Инновационная образовательная программа
"Развитие центра компетенции и подготовка
специалистов мирового уровня в области
аэрокосмических и геоинформационных технологий"**

Рецензенты: канд. техн. наук, доц. А.Е. Трянов
докт. техн. наук, проф. В.Б.Балякин

Старцев Н.И., Фалалеев С.В.

Конструкция узлов авиационных двигателей: турбина и камера сгорания:
электронный курс лекций / Н.И.Старцев, С.В.Фалалеев. – Самара: Изд-во Самар.
гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 108с.

ISBN

Учебное пособие представляет собой вторую и третью части электронного курса лекций по конструкции и проектированию авиационных двигателей (АД) и энергетических установок (ЭУ). В нем рассмотрены вопросы конструкции и проектирования узлов АД и ЭУ – турбины и камеры сгорания. Дано описание конструкции основных элементов этих узлов, перспективы их развития, а также основы расчета и проектирования.

Учебное пособие предназначено для студентов факультета двигателей летательных аппаратов, обучающихся по специальности "Авиационные двигатели и энергетические установки". Подготовлено на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов.

117 ил., 5 табл., 11 библиографических названий.

УДК 621.452.221.3.01
ББК 27.5.14.4

ISBN

© Старцев Н.И., Фалалеев С.В., 2007
© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2007

Оглавление

Условные обозначения	
Предисловие	
Введение	
1. Турбины АД и ЭУ	
1.1. Конструктивные особенности турбин	
1.1.1.Связь турбины с другими узлами ТРДД	
1.1.2. Анализ конструктивных схем турбин	
1.1.3. Функции ротора и статора	
1.1.4. Обеспечение высоких параметров турбины	
1.1.4.1. Повышение жаропрочности материала	
1.1.4.2. Покрытия на поверхности лопаток	
1.1.4.3. Охлаждение лопаток	
1.1.4.4. Снижение температуры охлаждающего воздуха	
1.1.4.5. Охлаждение дисков	
1.1.4.6. Охлаждение корпуса	
1.1.4.7. Управление радиальными зазорами	
1.1.4.8. Минимизация зазоров в лабиринтных уплотнениях	
1.1.4.9. Бандажные связи лопаток	
1.1.4.10. Исключение затекания горячего газа в околодисковые полости	
1.2. Ротор	
1.2.1. Конструкция ротора	
1.2.2. Конструкция дисков	
1.2.3. Конструкция вала	
1.2.4. Конструкция дефлектора	
1.2.5. Конструкция барабанной проставки	
1.2.6. Конструкция заднего носка ротора	
1.3. Конструирование лопаток	
1.3.1. Рабочая лопатка неохлаждаемая	
1.3.2. Рабочая лопатка охлаждаемая	
1.4. Статор	
1.4.1. Статор турбины	
1.4.2. Концепция двустенного статора	
1.4.3. Корпус турбины	
1.4.4. Сопловой аппарат	
1.4.5. Кольцо лабиринта (или внутреннее кольцо СА)	
1.4.6. Траптовое кольцо	
1.4.7. Лопатки сопловых аппаратов	
1.5. Конструкционная прочность элементов турбины	
1.6. Особенности конструкции свободной турбины	
1.7. Реверсивные турбины	
2. Камеры сгорания АД и ЭУ	
2.1. Организация рабочего процесса в КС	
2.2. Конструктивные схемы камер сгорания	
2.3. Требования к камере сгорания	
2.4. Элементы КС	
2.4.1. Диффузор	
2.4.2. Жаровая труба с фронтным устройством	
2.4.3. Корпус КС	
2.4.4. Система розжига	

2.4.5. Система смешения	
2.5. Тепловое состояние стенок жаровой трубы	
2.6. Подвеска и центрирование жаровой трубы в корпусе	
2.7. Оформление стыка жаровой трубы с 1СА турбины	
2.8. Выбросы вредных веществ	
2.9. Конструкционная прочность элементов камеры сгорания	
2.10. Особенности конструкции камер сгорания энергетических установок	
Заключение	
Список литературы	
Глоссарий	

Условные обозначения

АД – авиационный двигатель

ЭУ – энергетическая установка

ГТД – газотурбинный двигатель

ТРД – турбореактивный двигатель

ТРДД – турбореактивный двигатель двухконтурный

ТВД – турбина высокого давления

ТНД – турбина низкого давления

Предисловие

Разработанные второй и третий модули электронного курса лекций по конструкции и проектированию компрессоров предназначены для использования в учебной дисциплине «Конструирование основных узлов и систем авиационных двигателей и энергетических установок» для студентов, обучающихся по специальности 160301 «Авиационные двигатели и энергетические установки».

Данная дисциплина является связующей цикла специальных дисциплин, формирующих всестороннюю подготовку конструкторов по авиационным двигателям и энергетическим установкам, по следующим направлениям: теория АД и ЭУ, проектирование и конструирование АД и ЭУ, надежность АД и ЭУ, компьютерные технологии проектирования и конструирования АД и ЭУ, автоматическое регулирование АД и ЭУ, технология сборки АД и ЭУ, технология механической обработки.

Перед студентами ставится задача после прослушивания курса лекций быть готовыми в рамках курсового и дипломного проектирования проектировать высокоэффективные авиационные газотурбинные двигатели и их элементы на базе использования современных компьютерных технологий.

Основной особенностью данного издания является использование объемных моделей элементов двигателя, а также анимаций их работы. Это приведет к существенному улучшению понимания физических процессов, происходящих в двигателе.

Применение электронного курса лекций позволит перейти при чтении лекций на качественно другой уровень, а именно, вместо рутинного диктования учебного материала вскрывать технические проблемы и указывать пути их решения с широким использованием участия студентов в виде дискуссий и т.п. Это, безусловно, повысит качество усвоения материала и позволит по иному построить самостоятельную работу студентов и методику проведения лабораторных работ.

Введение

Данная методическая разработка «Конструкция и проектирование камер сгорания и турбин АД и ЭУ», являющаяся вторым и третьим модулями электронного курса лекций по конструкции и проектированию авиационных двигателей (АД) и энергетических установок (ЭУ), входит основной компонентой в прогрессивную систему формирования инженера-конструктора, реализованную в Самарском государственном аэрокосмическом университете имени академика С.П.Королева.

Идея этой системы состоит в том, что выпускник должен уметь проектировать авиационные газотурбинные двигатели и их элементы и на этой базе создавать оригинальные проекты других сложных изделий, уметь находить новые инженерные решения и в совершенстве владеть современными компьютерными технологиями проектирования.

Устойчивые конструкторские навыки формируются за счет многократности повторения материала в разных формах. Так, каждая тема в дисциплинах «Основы проектирования АД и ЭУ» и «Компьютерное проектирование основных узлов АД и ЭУ» прорабатывается студентами четыре раза: в лекционном курсе, на лабораторной работе, в проектной работе (как специальное задание, формирующее конструкторские навыки) и в контрольной работе.

Результат обучения по данной системе - высокая профессиональная выучка, широкий спектр знаний и минимальное время адаптации в рабочем коллективе.

1. Турбины АД и ЭУ

Турбина в рабочем цикле ГТД обеспечивает выработку мощности, необходимой для привода компрессора, а также для привода агрегатов двигателя и летательного аппарата.

Основные параметры, характеризующие степень совершенства конструкции турбины - это температура газов перед турбиной T^*_T и КПД η_T . С увеличением T^*_T возрастает работа цикла и удельная тяга двигателя $P_{уд}$. Это основная причина постоянного роста T^*_T , которая с начала 40-х годов прошлого столетия увеличилась почти в 2 раза с 1000 до 1900К. В последнем случае лопатки турбины работают при температуре равной температуре плавления материала лопаток.

КПД турбины достигает уровня 0,9...0,94. Такие результаты определены успехами в металлургии жаропрочных сплавов и теплозащитных покрытий, в аэрогазодинамике трёхмерных течений и профилировании, в совершенствовании систем охлаждения, в широком использовании конечно-элементного моделирования и, в конечном счёте, высокой культурой конструирования и доводки двигателей.

Отметим преимущества осевой газовой турбины, как тепловой машины:

- относительная простота конструкции, малый удельный вес;
- возможность получения больших мощностей в ограниченных габаритах;
- возможность наращивания мощности в ходе доводки и модернизации двигателя.

Современные газовые турбины имеют совершенные системы воздушного охлаждения и системы управления радиальными зазорами, что позволяет повышать их выходные характеристики.

Основными особенностями современных турбин являются высокий срабатываемый теплоперепад, приводящий к трансзвуковым и сверхзвуковым скоростям потока, высокая температура газа на входе ($T^*_T \geq 2000K$), требующая новых решений по охлаждению лопаток и дисков, значительная неравномерность параметров, диктующая необходимость применения трёхмерных методов проектирования и исследования элементов проточной части.

Требования к сокращению массы и габаритов авиационного двигателя стремятся достичь применением высокоперепадных одноступенчатых турбин ($\pi^*_T = 4$).

Большое внимание при создании современных турбин с температурой газа в зазоре перед рабочим колесом $T^*_T = 1800...1900K$ и выше требует разработки новых систем охлаждения лопаток и в частности транспирационного проникающего способа охлаждения. Суть этого решения заключается в том, что основные каналы охлаждающей системы размещаются непосредственно в стенках пустотелой лопатки, из которых воздух через системы перфорации (отверстий) выдувается на поверхность лопатки, омываемую газом. Создание таких лопаток требует высокоточной управляемой технологии литья и последующей обработки лопаток.

ТРЕБОВАНИЯ К ТУРБИНАМ АД и ЭУ

Турбины определяют экономичность, вес и надежность двигателя. Основные требования:

1. Высокие значения к.п.д. на расчетных режимах

Это требование обеспечивается:

- правильным выбором количества ступеней и формы проточной части; оптимальным распределением теплоперепада по ступеням и значений рабочих параметров в проточной части;
- рациональным профилированием сопловых и рабочих лопаток, уменьшающим

радиальное перетекание газа в осевых зазорах ступеней, а также закрутку потока газа за турбиной;

- уменьшением расхода воздуха на охлаждение (норма 12%);
- уменьшением перетекания газа в радиальном зазоре по концам рабочих лопаток между ступенями и внутри рабочего колеса (за счет снижения до минимума величины зазора, применением охлаждения статора, различных периферийных уплотнений, а также бандажирования рабочих лопаток);
- тщательной отделкой поверхностей проточной части в целях снижения потерь на трение; плавностью трактовых поверхностей статора и ротора; снижением аэродинамических сопротивлений различных стоек и ребер.

2. Минимальный вес и габариты

Вес турбины - 0,25...0,3 от веса двигателя. Компрессор - 0,5...0,6.

Это требование достигается:

- уменьшением числа ступеней за счет увеличения теплоперепада в одной ступени и окружных скоростей (до 450 м/с и более) (ограничение: прочность рабочих лопаток и дисков);
- увеличением температуры газа перед турбиной;
- применением больших осевых скоростей газа (до 500 м/с);
- выбором оптимальной формы проточной части;
- правильным выбором силовой схемы турбины;
- применением жаропрочных, жаростойких и других конструкционных материалов с повышенными свойствами;
- снижением до допустимого минимума запасов прочности;
- строгим учетом действующих факторов, достоверностью и точностью расчетов на прочность и колебания;
- рациональным конструированием отдельных деталей и узлов (равнопрочные диски, лопатки с удлиненной ножкой, самоконтрящиеся болтовые соединения, сварные роторы и статоры, "гибкие" роторы, минимальные осевые зазоры между ротором и статором, размещение опор внутри ротора, введение демпферов и др.).

3. Простота и технологичность конструкции

Наиболее труднореализуемо.

Конструкция турбины определяется:

- высокой температурой газа и необходимостью охлаждения элементов турбины;
- числом ступеней и каскадов в турбине;
- числом и расположением опор;
- необходимостью обеспечения минимальных радиальных зазоров в проточной части и их стабильности в течение ресурса при недостаточной жесткости корпусов и ротора турбины и в условиях больших перепадов температур на различных режимах работы;
- сложностью подвода смазки к межвальным подшипникам и отвода ее из опор, а также необходимостью теплоизоляции и суфлирования масляных полостей;
- сложной системой уплотнений и требованием их высокой надежности;
- тяжелыми условиями работы практически всех элементов конструкции - большими механическими (статическими и динамическими) нагрузками при наличии высоких температур, многократной повторности нагружения, газовой коррозии и других неблагоприятных факторов

Технологичность конструкции определяет трудоемкость по всему комплексу производственного процесса, расходы на материалы, испытания и доводку.

Причины низкой технологичности газовой турбины:

- высокая стоимость жаропрочных сплавов (стоимость материалов составляет около

40...50% стоимости двигателя):

- низкая обрабатываемость и плохая свариваемость жаропрочных сплавов;
- большое количество лопаток и других деталей сложной формы с высокими требованиями по точности и качеству поверхности;
- значительное число специальных, весьма низкопроизводительных, технологических операций (упрочняющие виды обработки, многокомпонентные термобарьерные покрытия, пайка износостойких пластин, сборка бандажированных рабочих колес и др.), а также контрольных операций (до 20...30% трудоемкости изготовления).

Снижение трудоемкости изготовления турбин:

- новые технологические приемы (бесприпусковая отливка лопаток, горячий раскат крупногабаритных корпусных деталей, высокопрочностная штамповка, электромеханическая и электроэрозионная обработка отверстий и сложных фасонных поверхностей, электронно-лучевая сварка и др.),
- высокопроизводительное оборудование,
- совершенствование конструирования.

Эксплуатационная технологичность конструкции определяется:

- контролепригодностью: наличием достаточного количества датчиков, обеспечивающих надежное обнаружение отказов, удобством осмотра и др.;
- ремонтпригодностью, заключающейся в приспособлении к предупреждению и обнаружению причин отказов и устранение их последствий путем проведения ремонта и технического обслуживания (возможность замены отдельных узлов и деталей без снятия двигателя; взаимозаменяемость без подгонок; исключение возможности неправильной сборки и уникального оборудования при ремонте; удобство техобслуживания и доступность осмотра; простой и удобный инструмент и т.д.);
- эргономическими показателями (соответствие инструмента, отдельных приспособлений и отдельных узлов по весу и усилиям возможностям человека; наличие указателей, сборочных меток, опознавательной окраски, номеров узлов и т.д., обеспечивающих качество обслуживания и ремонта).

4. Высокая эксплуатационная надежность

Она определяется при конструировании, обеспечивается в производстве и поддерживается в эксплуатации. Кроме ремонтпригодности и контролепригодности надежность определяется:

- безотказностью, т.е. способностью непрерывно сохранять работоспособность в течение ресурса;
- долговечностью, т.е. свойством сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе техобслуживания;
- сохраняемостью, т.е. способностью непрерывно сохранять исправное и работоспособное состояние в течение и после хранения;
- прочностными показателями (запасы, связанные со статической и длительной прочностью, с термостойкостью, ползучестью, жаростойкостью; максимально допустимые пластические и упругие деформации, вибрационные перегрузки; уровни затяжки различных резьбовых соединений; меры по демпфированию колебаний и др.).

Все эти показатели обеспечиваются:

- высоким качеством конструирования турбины;
- правильным выбором конструктивной и силовой схемы турбины;
- наиболее полным учетом условий работы ее элементов;
- правильным выбором материалов, покрытий, термообработки и назначением специальных технологических операций;

- достоверностью статических и динамических расчетов на прочность и колебания;
- специальными конструктивными мерами (охлаждением и теплоизоляцией отдельных элементов турбины; демпфированием изгибных колебаний роторов; бандажированием рабочих лопаток; надежной системой уплотнений; обеспечением оптимального теплового режима подшипниковых узлов на всех режимах работы двигателя и т.д.).

В процессе эксплуатации надежность поддерживается строгим соблюдением всех действующих инструкций по эксплуатации, техобслуживанию и ремонту. Необходим точный учет всех без исключения происходящих дефектов и отказов.

На [рис.1.1](#) показана турбина ТРДД BR715, выполненная с использованием 3-х мерного моделирования. Турбина ВД двухступенчатая, охлаждаемая с бандажированными рабочими лопатками, выполненными в виде монокристалла с защитным покрытием. В турбине использовано пассивное управление радиальными зазорами путем согласования тепловых деформаций ротора и статора. Опора турбины размещена за турбиной ВД, в составе которой два роликовых подшипника с гидродинамическими демпферами для ротора каскада ВД и НД.

На [рис.1.2](#) изображена турбина двигателя Д-36 с такой же схемой опор.

В [табл.1](#) приведена средняя наработка узлов двигателя (данные фирмы GE).

Стоимость лопаток составляет примерно 20% от стоимости всего двигателя.

Трудоемкость изготовления одной лопатки ТВД больше трудоемкости изготовления легкового автомобиля.

1.1. Конструктивные особенности турбины

1.1.1. Связь турбины с другими узлами ТРДД

Компрессор в ТРДД разделён на 2 или 3 каскада, соответственно турбина также имеет 2 или 3 каскада, которые соединены механическими структурными связями с соответствующими каскадами компрессора. Основная функция турбины - привод компрессора.

Функциональные связи турбины с компрессором определяются также необходимостью отбора воздуха для охлаждения деталей турбины, для поддержания заданного перепада давлений в междисковых и предмасляных полостях уплотнений опор ротора и для пассивного и активного управления радиальными зазорами.

Камера сгорания. Функционально КС обеспечивает степень подогрева рабочего тела, потребную для получения заданной работы цикла двигателя.

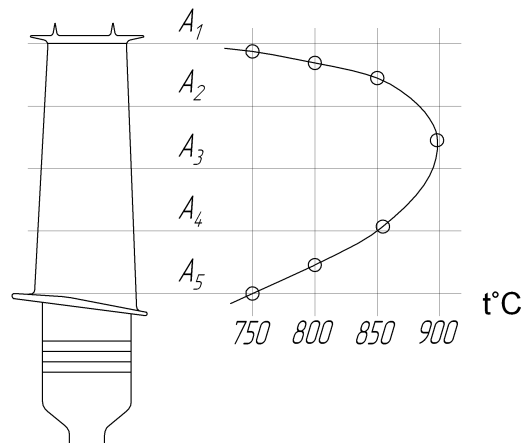


Рис. 1.3 Радиальная эпюра температур на выходе из КС

Радиальная эпюра температур на выходе из КС (рис. 1.3) диктуется допустимым уровнем напряжений в рабочих лопатках турбины. Сохраняя значение среднемассовой температуры газа $T_{Г\text{ср.м.}}^*$ за счёт увеличения её примерно на 2/3 высоты канала проточной части, уменьшают температуру в корневом и периферийном сечении лопатки. Это позволяет удержать предел длительной прочности $\sigma_{Вг}^t$ материала лопатки на уровне, обеспечивающем запасы прочности в корневом сечении и в зоне бандажной полки. На эту эпюру накладывается неравномерность температурного поля (рис. 1.4) окружная и радиальная, которые характеризуются соответственно коэффициентом окружной K_o и радиальной K_r неравномерности:

$$K_o = \frac{T_{Г\text{max}}^*}{T_{Г\text{ср.м.}}^*}, \quad K_r = \frac{T_{Г\text{max}}^*}{T_{Г\text{ср.м.}}^*}, \quad K_o = 1,03 \dots 1,07, \quad K_r = 1,05 \dots 1,15.$$

Окружная неравномерность, таким образом, определяет допустимую температуру перед турбиной, ресурс сопловых лопаток.

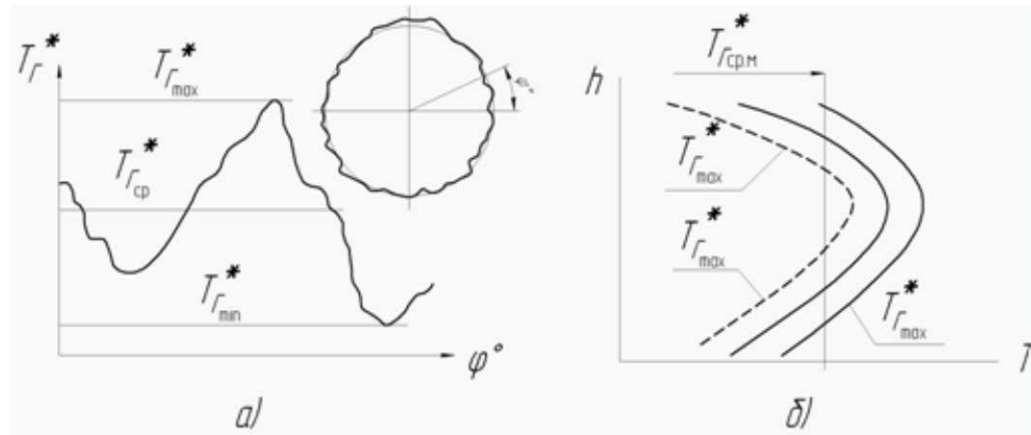


Рис. 1.4 Неравномерность температурного поля на выходе из камеры сгорания
а)-окружная, б)-радиальная

Важное значение придаётся конструктивному оформлению стыка жаровой трубы КС с первым сопловым аппаратом (СА) турбины (рис. 1.5), где решаются две важные задачи: компенсация разности тепловых деформаций жаровой трубы и ответных элементов соплового аппарата по радиусу и в осевом направлении и облегчение охлаждения цилиндрических полок СА и бандажных полок лопаток первого рабочего колеса (РК) турбины.

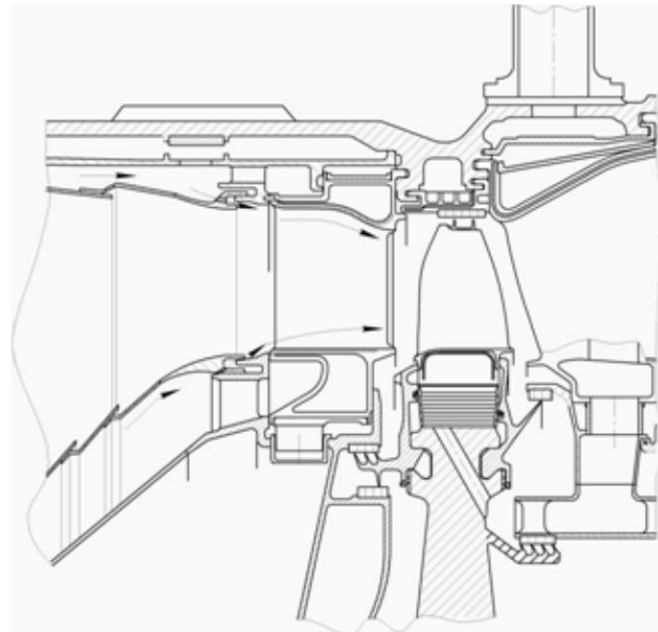


Рис. 1.5 Конструкция соединения жаровой трубы камеры сгорания с первым сопловым аппаратом турбины ТВВД НК-93

Опоры ротора. Размещение опор ротора в турбине имеет принципиальное значение, как для формирования облика турбины, так и двигателя в целом. По этому признаку можно определить «почерк» фирмы-создателя двигателя.

Мотивы размещения опор роторов в турбине определяются:

- стремлением уменьшения числа опор как отдельных узлов-модулей двигателя;
- поиском места для размещения опоры с минимальным уровнем температур;
- совмещением функций стоек опор и лопаток СА для упрощения конструкции и

снижения массы двигателя;

- уменьшением расстояния между опорами и достижения, таким образом, требуемой жёсткости ротора и статора.

Видеоролик: [ТНД](#) ТРДД PW-530А

1.1.2. Анализ конструктивных схем турбин ([рис.1.6](#))

Схема А. Опора перед ТВД в зоне высоких температур, две опоры - это недостатки схемы. Но расстояние между опорами ротора ВД минимальное, следовательно, изгибная жесткость системы «ротор-корпус» наибольшая и вторая опора за ТНД в благоприятных температурных условиях.

Схема Б. Опора одна и расположена в ТНД - это бесспорное преимущество такого размещения подшипников, но есть два недостатка: межвальный подшипник и увеличенное расстояние между опорами каскада ВД.

Схема В. Две опоры и расстояние между опорами каскада ВД больше, чем в схеме А - это недостатки. Лучший температурный режим первой опоры - преимущество. Отметим, что в схеме ТРДД СФ6 - 32 (1970) 4-х ступенчатая турбина НД имеет две опоры, а в схеме ТРДД GE-90 (1995) 6-ти ступенчатая турбина НД имеет одну опору. В том и другом случае рационально использовано пространство между ТВД и ТНД, которое образовалось при формировании перехода проточной части ТНД на больший радиус.

Схема Г. В 3-х каскадной турбине две опоры: опора с подшипниками ротора ВД и ротора СД, находится между турбинами ТВД и ТСД в относительно «горячей» зоне, но в ней использовано совмещение стоек опоры и лопаток СА ТСД. Опора ТНД в зоне низких температур.

Схема Д в какой-то мере устраняет недостатки схемы Г: одна опора, которая расположена в менее нагретой зоне между турбинами СД и НД, есть и совмещение стоек с лопатками СА ТНД, но присутствие межвального подшипника ротора ВД за турбиной ВД считают недостатком.

Реактивное сопло. Турбина и сопло функционально связаны. Если регулировать критическую площадь сопла $F_{с.кр.}$, уменьшая или увеличивая её, можно соответственно увеличить или уменьшить пропускную способность и степень понижения давления π_T^* турбины. Структурно реактивное сопло является составной частью силового корпуса двигателя, и корпус турбины воспринимает нагрузки, действующие на сопло.

1.1.3. Функции ротора и статора

Турбина 2^х и 3^х-вального двигателя разделяется, в соответствие с разделением компрессора на каскады, на турбину высокого давления (ТВД), турбину среднего давления (ТСД) и турбину низкого давления (ТНД).

Взаимодействие решеток профилей СА и РК турбины (рис. 1.7) выражается в том, что поток горячего газа разгоняется в конфузурных каналах СА и направляется на лопатки РК.

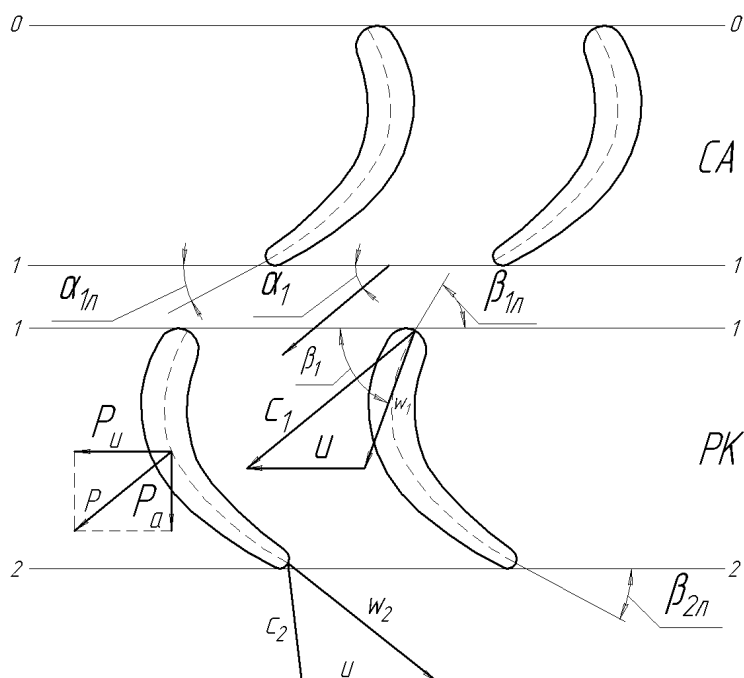


Рис. 1.7 Схема взаимодействия лопаток СА и РК в ступени осевой турбины

Обтекание профилей лопаток РК высокоскоростным потоком газа приводит к возникновению разностей давлений на каждой лопатке: на корытце давление повышается, на спинке - понижается. Равнодействующая газовых сил на лопатке создаёт в окружном направлении силу, формирующую крутящий момент. На лопатки СА (на статор) действует тот же момент, но с обратным знаком. Это обстоятельство учитывается при проектировании статора турбины. Необходимо исключить перемещение СА относительно корпуса турбины в окружном направлении, зафиксировать СА в корпусе.

Суммарная осевая сила направлена по потоку газа (она меньше чем осевая сила на компрессоре), поэтому РУП ротора каждого каскада ТРДД воспринимает осевую силу, равную разности осевых сил, действующих на ротор компрессора и турбины.

В турбинных решетках межлопаточные каналы сужающиеся, в отличие от компрессорных решеток, где каналы являются диффузорными.

Возрастает влияние радиальных зазоров на параметры турбины: 1% увеличения радиального зазора в турбине ВД приводит к снижению КПД на 1,5...3,0% и к увеличению удельного расхода c_{y0} на 0,7...3,0%. Однако в конструкции турбины есть эффективные приемы снижения радиальных зазоров: бандажирование рабочих лопаток с использованием срабатываемых сотовых слоев на статоре и управление радиальными зазорами.

Осевые зазоры в турбине приходится назначать с учётом большого удаления турбины от РУП, температурных деформаций ротора и статора, деформации и коробления деталей СА и РК.

При выборе формы проточной части турбины, как и при проектировании компрессора, учитываются газодинамические, конструкторские и технологические требования.

$D_H = const$. Эта форма тракта выгодна на первых охлаждаемых ступенях (турбина ВД) при большом срабатываемом теплоперепаде (300-400°С), так как позволяет удержать

минимальные радиальные зазоры даже без бандажных полок на рабочих лопатках, (зазоры не изменяются при осевом перемещении ротора).

$D_{вн} = const$. Увеличение среднего радиуса ведет к увеличению окружной скорости, теплоперепад увеличивается от первой к последней ступени при высоких КПД на основных режимах (крейсерский, взлет); используется в ТНД.

$D_{ср} = const$ определяет равномерное распределение теплоперепада по ступеням с высоким КПД на расчётном режиме.

В современных многоступенчатых турбинах используются сочетания всех трех видов проточной части.

1.1.4. Обеспечение высоких параметров турбины

В первую очередь, это обеспечение T_G^* и ресурса. Постоянный рост температуры газа перед турбиной T_G^* диктуется стремлением совершенствования конструкции газотурбинного двигателя как тепловой машины.

При использовании углеродных топлив максимально возможная температура газа перед турбиной зависит от температуры воздуха на выходе из компрессора и при $T_K^* = 900K$ составляет $2700K$. К 2004 году достигнутый уровень $T_G^* = 1850-1900K$. Основными элементами, сдерживающими рост T_G^* , являются лопатки турбины. Причинами, ограничивающими ресурс рабочих лопаток, являются истощение длительной прочности материала лопаток, малоцикловые термоусталостные трещины и коррозионно-эрозионные повреждения поверхности.

Есть четыре направления решения проблемы повышения $T_{G_{max}}$ и ресурса лопаток турбины: повышение жаропрочности материала лопаток, нанесение теплозащитных покрытий на поверхность лопаток, совершенствование охлаждения лопаток и повышение хладоресурса охладителя. Отметим, что эти способы повышения ресурса лопаток позволяют при фиксированной T_G^* снизить расход охлаждающего воздуха.

1.1.4.1. Повышение жаропрочности материала.

Как отмечалось ранее, достигнутая $T_r^* = 1880K$, а температура плавления жаропрочного никелевого сплава ЖС6 $T_{пл} = 1893K(1620^\circ C)$, следовательно $T_r^* = T_{пл}$. Вывод: без охлаждения лопаток и повышения жаропрочности материала обеспечить работу турбины при таких температурах газа нельзя.

Жаропрочность материала характеризуется пределом длительной прочности $\sigma_{B_\tau}^t$. Это максимальное напряжение растяжения, при котором за время τ часов разрушается образец, нагретый до температуры $t^\circ C$ ($\sigma_{B_{100}}^{800}$).

Повышение допустимой температуры материала лопатки позволяет увеличить вдвое температуру газа перед турбиной. Литье с направленной кристаллизацией, когда кристаллы ориентированны в направлении оси, совпадающем с направлением действующих напряжений, дает увеличение T_n на $10...15K$, а T_r^* на $20...30K$.

Внедрение монокристаллического литья, где лопатка в процессе литья выращивается как единый кристалл, даёт соответственно $\Delta T_n = 40...50K$ и $\Delta T_r^* = 80...100K$.

Дальнейшее увеличение жаропрочности материала лопаток связывают с использованием сплавов на основе молибдена и ниобия, с разработкой композиционных материалов и керамики.

1.1.4.2. Покрyтия на поверхности лопаток.

Покрyтия обеспечивают работоспособность лопаток в условиях интенсивного коррозионно-эрозионного воздействия скоростного потока газа с высокой температурой (начиная с 800...1100°C). Покрyтия выполняют две функции: защита от коррозии и снижение теплоподвода от газа к лопатке

(рис. 1.8). Процессы окисления и коррозии наиболее интенсивно проходят у жаропрочных сплавов на никелевой основе типа ЖС, ВЖ и др., используемых для изготовления сопловых и рабочих лопаток.

Защитные покрyтия. Для создания защитных покрyтий используют алитирование ($AlNi$ - алюминид никеля, толщина слоя 20...40 мкм), хромоалитирование ($AlCr$, толщина слоя 40-60 мкм) и нанесение многокомпонентных покрyтий типа $NiCrAlY$ или $NiCoCrAlY$.

Теплозащитные покрyтия (ТЗП) с керамическим и термобарьерным слоем.

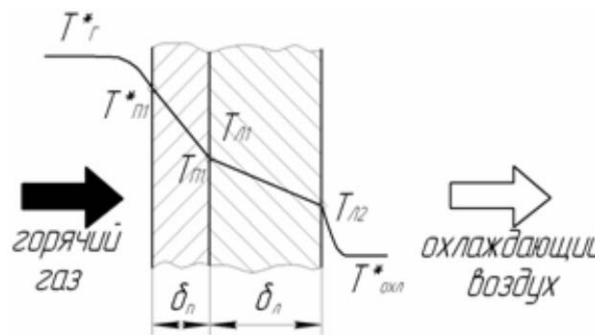


Рис. 1.8. Теплопроводность в стенке лопатки с ТЗП

Количество тепла, передаваемое через термобарьерное покрyтие, зависит от коэффициента теплопроводности $\lambda_{л}$ и времени запаздывания $\tau_{л}$.

Коэффициент теплопроводности керамического покрyтия (табл.2) примерно в 10 раз меньше, чем у основного материала типа ЖС. Это означает, что за тот же промежуток времени через покрyтие пройдет в 10 раз меньше тепла, чем через стенку без покрyтия, или то же количество тепла пройдет через покрyтие в 10 раз медленнее, чем через стенку без покрyтия.

Конечно $\delta_{л} \ll \delta_{ст}$ и эффект запаздывания невелик $\Delta\tau = 0.4c$, а снижение температуры стенки $\Delta T = 35...50K$, но это позволяет повысить ресурс в 10 раз (известно, что снижение $T_{л}$ на 10K повышает ресурс в 2 раза) или повысить $T_{г}^*$ на 70...100K.

Керамическое покрyтие «термобарьер» состоящее из окиси циркония ZrO_2 с добавлением по весу 8% окиси итрия Y_2O_3 , которые определяют теплозащитные свойства покрyтия. Второй слой, в составе которого обязательно присутствуют соединения Al и Cr , осуществляет защиту от газовой коррозии, т.к. керамический слой по структуре пористый и выполнять эту функцию не может. Последний или адгезионный слой обеспечивает сцепление верхних слоев с основным металлом.

ТЗП само себя не несет, а догружает лопатку. Вес лопатки увеличивается на 12...16% при толщине керамического слоя 150...200 мкм. Это снижает эффект от нанесения ТЗП.

1.1.4.3. Охлаждение лопаток.

Охлаждение лопаток ([рис.1.9](#)) дает наибольший прирост $T_{\Gamma}^* = 250...300K$.

Примерное расположение по профилю лопатки коэффициента теплоотдачи α_{Γ} от газа к лопатке показано на [рис.1.10](#). На [рис.1.11](#) показано распределение α_{Γ} на примере лопатки турбины ВД двигателя АЛ-31Ф.

Максимальные значения α_{Γ} достигаются в области входной кромки, где толщина пограничного слоя минимальна из-за лобового натекания газового потока, и на выходе из решетки, где высокая скорость потока. Эти наиболее нагретые участки лопатки имеют и наибольшие суммарные напряжения от действия растяжения и изгиба.

В турбинах авиационных ГТД используются *открытые системы* охлаждения воздухом, который, отняв тепло от лопатки, уходит в проточную часть турбины.

В открытых системах реализуется два способа снижения температуры спинки лопатки:

- **конвект ивное охлаждение**, когда воздух из соответствующей ступени компрессора проходит по внутренним каналам пустотелой лопатки, охлаждая ее, и потом сбрасывается в тракт в зоне выходной кромки или в периферийном сечении. Снижение температуры стенок лопатки T_{Γ} доходит до $150-200K$ при относительном расходе воздуха на охлаждение $\bar{G}_{\text{Вохл}} = G_{\text{Вохл}}/G_{\text{В}}$ равным $1,5...2\%$ ([рис.1.12](#)).

- **конвект ивно-пленочное охлаждение**, где для уменьшения подвода тепла от газа к лопатке используют защитную воздушную пленку, которая образуется при выходе воздуха из внутренней полости лопатки через систему отверстий (перфорацию) ([рис.1.12](#)). Воздух перед выходом на поверхность лопатки выполняет функцию конвективного отбора тепла. Эффективность такого способа охлаждения составляет $150...180K$ на 1% охлаждающего воздуха. Общий расход воздуха на охлаждение здесь выше, чем в первом способе, но и возможности интенсификации охлаждения тела лопатки здесь выше.

Эффективность охлаждения обычно оценивается глубиной охлаждения θ_{Γ} при выбранном расходе охладителя $\bar{G}_{\text{Вохл}}$:

$$\theta = \frac{T_{\Gamma}^* - T_{\Gamma}}{T_{\Gamma}^* - T_{\text{охл}}^*},$$

где T_{Γ}^* - среднемассовая температура газа на входе в решётку, $T_{\text{охл}}^*$ - температура охладителя, T_{Γ} - средняя температура тела лопатки.

Допустимая температура в рабочих лопатках турбины с различными способами охлаждения показана на [рис.1.12,а](#).

Способы охлаждения бандажной полки показаны на [рис.1.13](#).

Путь и повышения эффект ивност и конвект ивного охлаж дения.

Количество отводимого от стенки лопатки тепла путём принудительной конвекции зависит от расхода воздуха на охлаждение $\bar{G}_{\text{Вохл}}$, температуры охладителя $T_{\text{охл}}^*$, площади внутренней полости лопатки $\Pi_{\text{охл}}$ и коэффициента теплоотдачи от стенки к охладителю $\alpha_{\text{охл}}$.

Массовый расход воздуха на охлаждение ограничен значением $q_{\text{охл}} = 12...16\%$, выше которого выгода от охлаждения снижается.

Температуру $T_{охл}^*$ нужно выбирать минимальной, однако давление охлаждающего воздуха должно быть достаточным.

Площадь контакта охладителя с нагретой стенкой стремятся сделать больше площади омываемой газом, но все конструкторские усилия обычно ограничиваются отношением $\Pi_{охл}/\Pi_{Г} = 2$.

У конструктора остаётся возможность увеличивать коэффициент теплоотдачи $\alpha_{охл}$.

Повышение теплоотвода достигается рядом конструктивных мер, обеспечивающих повышение коэффициента теплоотвода $\alpha_{охл}$ за счёт турбулизации потока охлаждающего воздуха. Чаще всего этот процесс связан с увеличением гидравлических потерь ξ . Эти два параметра связывает критерий Стентона St .

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{\alpha_{охл}}{\rho_{охл} \cdot w_{охл} \cdot c_p}$$

Чем выше критерий Стентона St , тем эффективнее используется энергия охладителя. В качестве интенсификатора охлаждения используют элементы, увеличивающие турбулизацию пограничного слоя потока воздуха.

Течение охлаждающего воздуха по гладкому каналу при ламинарном и турбулентном режиме происходит с увеличением пограничного слоя вплоть до смыкания их и заполнения всей площади канала, что значительно снижает $\alpha_{охл}$. В этой связи гладкие каналы при относительно простоте исполнения не являются оптимальными для организации конвективного охлаждения лопаток ($St = 0,3\%$).

Поэтому для увеличения коэффициента теплоотдачи во внутреннюю полость лопатки вводят специальные элементы - турбулизаторы.

Оребрение стенок канала. При отношении высоты ребер к диаметру канала 5% и шаге ребер $t/h=10...13$ теплоотдача увеличивается в 2,0...2,3 раза, но при этом коэффициент гидравлических потерь возрастает в 3 раза ($St \cong 1,0\%$).

Штырьки. Картина обновления пограничного слоя в случае возникновения преграды в виде структуры из цилиндрических столбиков (штырьков) диаметром 2...3 мм, расположенных в шахматном порядке и соединяющих обе стенки полый лопатки, подобно действию ребрения ($St \cong 1,0\%$), показано на [рис.1.14](#).

Лунки на поверхности и канала диаметром 2,5...3,0 мм и глубиной 0,3...0,5 мм, расположенные в шахматном порядке, порождают «смерчевой эффект», когда над лунками возникают столбообразные вихри типа смерчей ([рис.1.15](#)). Учитывая, что гидравлические потери здесь малы, $St = 2,0\%$.

Лопатка с дефлектором. Дефлектор, вставленный внутрь охлаждаемой лопатки, позволяет реализовать лобовые натекания воздуха на ее стенку ([рис.1.16](#)).

Воздух через систему отверстий в дефлекторе подается отдельными струями на входную кромку лопатки. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{охл}$ в зоне удара воздушной струи о стенку на порядок выше, чем при конвективном охлаждении (при течении охладителя параллельно стенке). Далее воздух проходит в зазор между стенкой лопатки и дефлектором, охлаждая спинку и корыто, и выбрасывается через выходную щель задней кромки лопатки, отбирая от нее тепло ($St = 3,0\%$).

Вихревая матрица ([рис.1.17](#)) построена на взаимодействии струй, проходящих по

перекрещивающимся каналам. Одна система каналов размещена на спинке лопатки, другая на корыте; теплообмен при этом возрастает при малом приросте гидравлического сопротивления ($St=24\%$).

Путь и повышения эффект ивност и конвект ивно-пленочного охлаж дения.

Конвективно-пленочное охлаждение создает пристенную воздушную завесу, затрудняющую теплоподвод к лопатке (рис.1.18). При проектировании завесы должно быть выполнено ряд условий. Минимальный шаг отверстий в ряду и между рядами 2...3 калибра (диаметра отверстия). Скорость выхода воздуха на поверхность должна быть равна или меньше скорости потока газа, чтобы исключить дополнительную турбулизацию завесы и увеличение α_g . Угол выхода струи должен быть минимальным в направлении потока газа ($35^\circ \dots 20^\circ$) на всех участках, кроме входной кромки. На входной кромке ориентация отверстий в самой стенке лопатки должна быть такой, чтобы поток газа не запирает выход охладителя.

Отношение длины отверстия канала к диаметру $l/d = 4 \dots 10$. Должно быть гарантированно образование завесы на всех режимах работы двигателя, что возможно, если полное давление охладителя $P_{охл}^*$ будет больше полного давления газа P_g^* на 5...7%, а площадь подвода охладителя будет больше суммарной площади отверстий перфорации.

1.1.4.4. Снижение температуры охлаждающего воздуха $T_{охл}$.

Снижение $T_{охл}$ позволяет повысить эффективность охлаждения θ и, соответственно, поднять температуру газа перед турбиной T_T .

Способы снижения $T_{охл}$, которые используются в современной практике проектирования:

- уменьшение температуры закомпрессорного воздуха в теплообменниках;
- отбор воздуха из промежуточных ступеней компрессора;
- уменьшение температуры охлаждающего воздуха при подводе к рабочим лопаткам через подкручивающую решетку.

Теплообменники.

При $M_{II} \approx 0,8...2,2$ температура воздуха в воздухозаборнике ТРДДФ возрастает до уровня более $500K$. Поэтому при высоких π_k^* появляется необходимость охлаждения самого охладителя – закомпрессорного воздуха в воздухо-воздушном теплообменнике (ВВТ), который устанавливается в тракте II-ого контура (рис. 1.19). Таким образом удастся снизить температуру охладителя на $100...120K$.

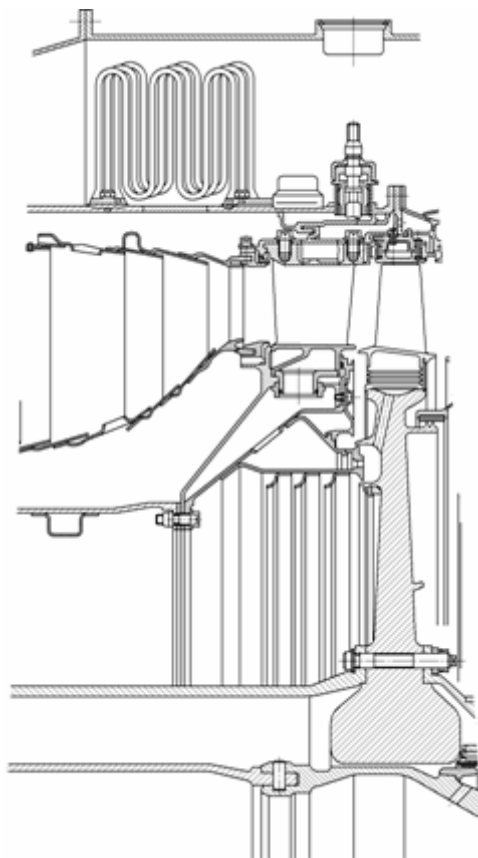


Рис. 1.19. Теплообменник в составе ТРДДФ (АЛ – 31Ф)

Установка ВВТ во II-ом контуре порождает недостатки, которые снижают топливную экономичность. Но если суммировать увеличение $C_{y\delta}$ из-за ВВТ, то оно составляет $1,8...2,3\%$, что на порядок меньше величины улучшения $C_{y\delta}$ при дополнительном форсировании по T_T^* и π_k^* .

Отбор воздуха из промежуточных ступеней позволяет уменьшить $T_{охл}$, но при этом уменьшается перепад давления в линии подвода охлаждающего воздуха $\Delta P_{охл}^*$, а значит и расход охлаждающего воздуха $q_{охл}$.

Подвод охладителя к рабочим лопаткам через подкручивающую решетку. Подвод охлаждающего воздуха к рабочему колесу с дефлектором может осуществляться без предварительной закрутки и с закруткой по направления вращения (рис. 1.20).

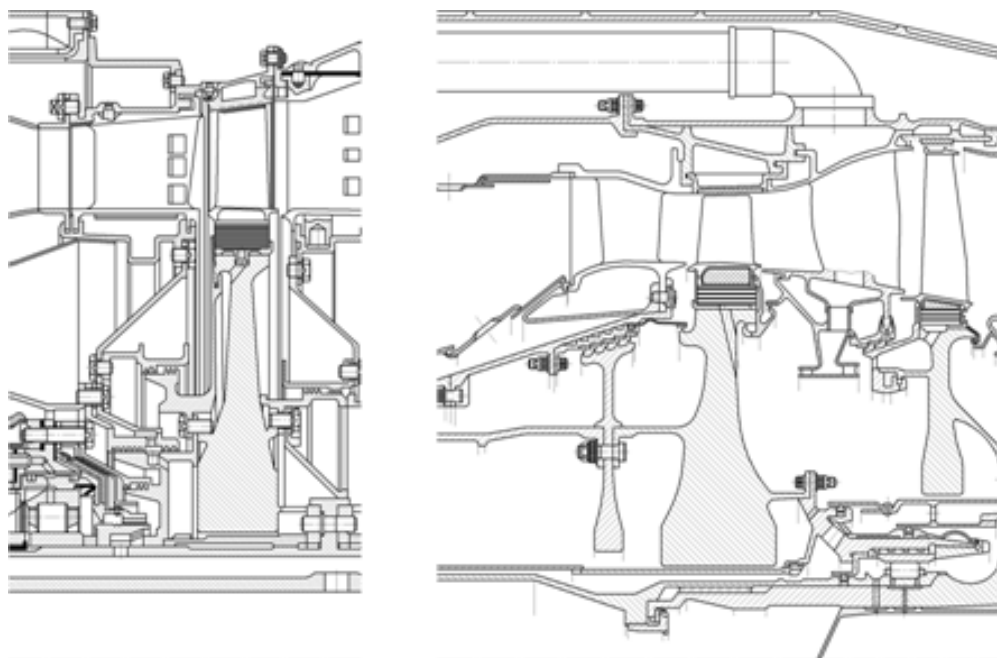


Рис. 1.20. Турбина ТРДД с подводом охлаждающего воздуха к первому РК с помощью дефлектора на диске
а)-без подкручивающей решетки (ТРДД Д30-КУ)
б)-с подкручивающей решеткой (ТРДДФ М.88-2)

При введении закрутки в решетке срабатывает теплоперепад и соответственно снижается температура и давление охлаждающего воздуха.

При равенстве окружной составляющей абсолютной скорости и окружной скорости исключается подогрев охладителя из-за трения воздуха о диск.

1.1.4.5. Охлаждение дисков.

Диски турбины относятся к деталям группы А и во время работы подвергаются действию центробежных сил от собственных масс и масс лопаток, крутящего момента, перепада давлений и неравномерности нагрева.

На [рис.1.21](#) изображено разрушение диска и последствия данного разрушения.

При организации охлаждения дисков решаются две задачи:

Первая - отвести от тела диска тепло, приходящее главным образом из проточной части турбины и обеспечить требуемую длительную прочность материала диска (σ_{Br}^t). Это реализуется при принудительном подводе охлаждающего воздуха.

Вт орая - уменьшить неравномерность нагрева, снизить тепलोперепад между ободом и ступицей, который определяет уровень термических деформаций и напряжений диске.

Диски первых ступеней турбины имеют температуру обода $600...900^{\circ}\text{C}$ и ступицы $300...600^{\circ}\text{C}$, градиент температур может составлять $200...300^{\circ}\text{C}$. При запуске двигателя обод нагревается быстрее, чем массивная ступица и для достижения стационарного градиента температур (прогрев диска), необходимо достаточно длительное время. Так рабочие лопатки прогреваются в течение $2...4\text{с}$ (в том числе и охлаждаемые), обод выходит на установившийся режим за $4...6\text{с}$, а ступица за $20...40\text{мин}$.

Уменьшение теплового потока в обод диска достигается:

- продувкой охлаждающего воздуха через зазоры в замках елочного типа;
- теплоизоляцией обода путем введения в конструкцию рабочей лопатки полки хвостовика и ножки ([рис.1.22](#)).

Охлаждение ступицы и полотна диска может производиться попутно воздухом, идущим на охлаждение обода рассматриваемого рабочего колеса. Это так называемый **радиальный обдув диска**, когда воздух подводится к центральной части диска, прогоняется по боковой поверхности и на периферии диска сбрасывается в проточную часть. Обдув может быть односторонним или двусторонним. Недостаток такого способа - повышенный расход охладителя - обычно связан с изменением по режимам осевых и радиальных зазоров между рабочим колесом и статором.

Однако воздух может сбрасываться в тракт частично, если есть продувка воздуха через зазоры елочного замка, а при использовании вращающегося дефлектора вообще не поступать в тракт, и, следовательно, потери охладителя будут снижаться.

Теплоизоляционные вставки исключают гидравлические потери от возможного перетекания рабочего тела в зазоры между полками хвостовика и способствует демпфированию колебаний рабочих лопаток.

Схемы подвода охлаждающего воздуха к диску условно можно разделить на:

1. **Фронтальный (осевой) подвод по отхождению к передней стороне диска** (турбина ВД ТРДД НК-86). Воздух, отбираемый за лабиринтом КВД, проходит через зазоры в елочном замке в тракт.
2. **Фронтальный подвод по отхождению к ободу диска** (турбина ВД ТРДД RB211-535, [рис.1.23](#)). Рабочая лопатка охлаждается воздухом из-за КВД (высокое давление для осуществления конвективно-плечного охлаждения) и из-за 3 ступени КВД. Это воздух с пониженной температурой и давлением, который через подкручивающую решетку натекает на обод и ножки хвостовика лопаток. Это безусловно наиболее эффективный вариант теплоотвода от обода.
3. **Радиальный подвод** (без дефлектора на диске) реализован в турбине ТРДД НК-86, задняя сторона диска первой ступени и диски турбины НД.
4. **Радиальный подвод с дефлектором на диске** (турбина ВД ТРДД НК-8, [рис.1.24](#)).

Воздух отбирается за КВД из разгрузочной полости, движется между дефлектором и диском от ступицы к ободу и, проходя через зазоры в елочном замке, охлаждает обод. Дефлектор исключает утечки охлаждающего воздуха в тракт. Воздух для охлаждения ступицы и радиального обдува задней стороны диска ТВД отбирается за 3-ей ступенью КВД.

5. **Радиальный подвод с двумя вращающимися дефлекторами на диске** (турбина ВД ТРДД НК-56, [рис.1.25](#)). Обод охлаждается воздухом, проходящим через зазоры елочного замка, рабочая лопатка с ножкой и полкой хвостовика, с теплоизолирующими вставками. Воздух под передний дефлектор поступает из-за КВД, проходит через подкручивающую решетку и далее разделяется на три потока: по отверстиям в ободе к рабочим лопаткам и по зазорам в елочном замке для охлаждения обода, а через отверстия в ступице диска в полость под задний дефлектор (охлаждается передняя и задняя стенка полотна диска). Передний дефлектор закрывает хвостовик лопатки, задний - нет.

6. **Радиальный подвод с невращающимся дефлектором** (турбина ВД ТРДД RB432, [рис.1.26](#)). Воздух на охлаждение РК движется от ступицы к ободу и, проходя через отверстия в полке хвостовика, интенсивно охлаждает обод. Такое решение без вращающегося дефлектора позволяет снизить массу и напряжения в диске. Задняя сторона диска первой ступени и диск второй ступени охлаждаются воздухом, отбираемым из промежуточной ступени КВД.

При расчете температурного состояния диска необходимо знать действующие тепловые нагрузки, а также температуру охлаждающего воздуха и величины коэффициента конвективной теплоотдачи от диска к охлаждающему воздуху ([рис.1.27](#)).

1.1.4.6. Охлаждение корпуса.

Охлаждением корпуса преследуются две цели: обеспечить заданный уровень предела длительной прочности материала σ_{Br}^t и снизить температурные деформации корпуса, что связано с минимизацией радиальных зазоров.

Основной конструктивный прием при этом – использование статора с двойной стенкой.

На двигателе RB-432 (см. рис. 1.26) статор выполнен по принципу «двойной стенки», когда наружная стенка – силовой корпус – включается в силовую схему двигателя, т.е. несет нагрузки от внутреннего давления, изгиба, растяжения и кручения, а внутренняя стенка, составленная из рабочих колец и периферийных полок СА, не связана с ней и, следовательно, нагрузок этих не несет. Она воспринимает тепловой поток горячих газов, а также газовые нагрузки от СА и перепад давлений на рабочих лопатках. Как и в компрессоре, такое умеренное нагружение внутренней стенки повышает стабильность радиальных зазоров по ресурсу. Температура стенки корпуса оказывается ниже чем в одностенных статорах на 80...150К.

Статор турбины с двойной стенкой обладает большей тепловой инерцией по отношению к горячему газу. Это позволяет сдерживать резкое увеличение радиальных зазоров при запуске и прогреве двигателя.

1.1.4.7. Управление радиальными зазорами.

Система управления радиальными зазорами позволяет обеспечить снижение удельного расхода топлива на длительном крейсерском режиме и исключить износы элементов ротора и статора (рабочих колец и лабиринтов бандажных полок) на переходных режимах. Необходимо выровнять время прогрева (или охлаждения) ротора и статора на переходных режимах и тем самым обеспечить минимальные изменения радиальных зазоров. А на установившихся режимах удерживать соотношение температур ротора и статора, соответствующие минимальным зазорам. Системы управления радиальными зазорами в турбине, как и в компрессоре, строятся на воздействии или на статор или на ротор. Статорные системы управления могут быть пассивными и активными, роторные - активными и связаны с частичным отключением охлаждения на крейсерском режиме. Пример системы показан на рис. 1.28. На [рис.1.29](#) продемонстрировано изменение зазоров в компрессоре и турбине без использования системы регулирования.

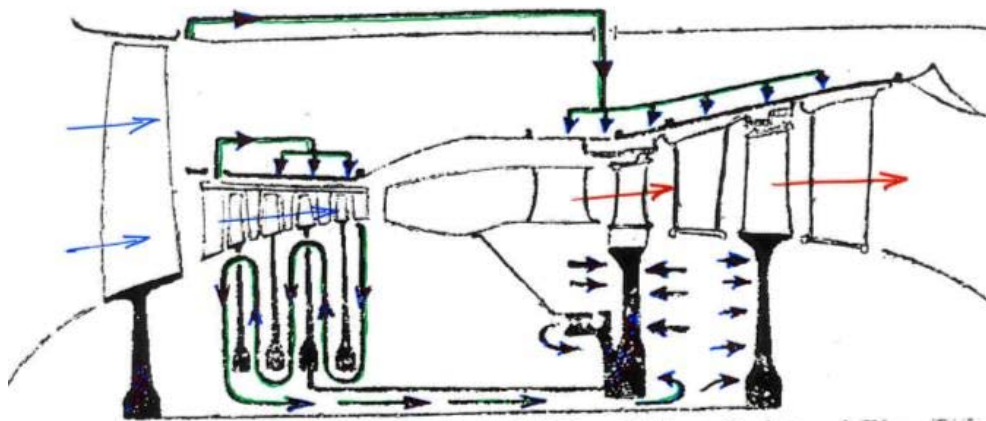


Рис. 1.28. Схема управления радиальными зазорами в турбокомпрессоре

[Видеоролик](#) «Изменение температурного состояния газогенератора ТРДД за полетный цикл».

[Видеоролик 1](#) «Изменение радиального зазора в турбине во время работы двигателя».

[Видеоролик 2](#) «Изменение радиального зазора в турбине во время работы двигателя».

Активное управление широко используется во всех двигателях больших тяг. В качестве примера показана система двигателя ТРДД CFM-56-7В (рис. 1.30).

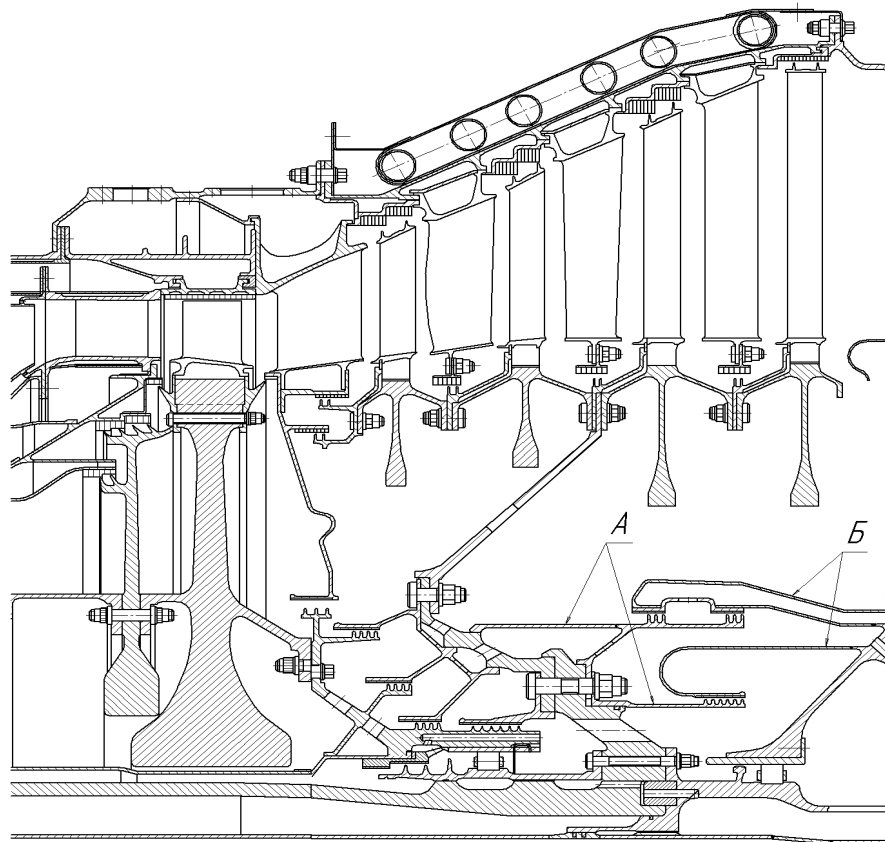


Рис. 1.30. Турбина ТРДД CFM-56: активное управление радиальными зазорами воздействием на ротор при частичном отключении охлаждения турбины ВД

Турбина НД. Система состоит из ресивера 1, к которому через клапан управления подводится воздух из-за вентиляторной ступени трубопроводом диаметром 60 мм. Из ресивера воздух попадает в шесть кольцевых трубопроводов диаметром 16...20 мм, в которых имеется система отверстий диаметром 1...1,5 мм - струйных форсунок, обеспечивающих лобовое натекание охладителя на элементы жесткости: внутренние ребра корпуса, предназначенные для крепления СА и рабочих колец.

Учитывая, что и СА, и рабочее кольцо состоят из сегментов, при охлаждении корпус и все элементы, закрепленные на нем, уходят на меньший радиус - зазор уменьшается, при отключении охлаждения - увеличивается.

Турбина ВД. Система управления радиальными зазорами подобна ТНД, но более массивный корпус с внутренними ребрами и развитыми наружными фланцами усложняют задачу управления. Поэтому основное внимание сосредотачивается на охлаждении фланцев и поперечное сечение кольцевых трубопроводов может быть не только круглым, но и прямоугольным.

Воздейст вие на рот ор реализуется в виде частичного снижения охлаждения рабочего колеса турбины ВД, которое оказывается возможным в ТРДД в связи со значительным снижением температуры $T_{Г}^*$ на крейсерском дозвуковом режиме по сравнению со взлётом.

При снижении количества охлаждающего воздуха температура диска и лопаток увеличивается и, следовательно, возрастают термические расширения и силовые деформации диска и лопаток, что ведет к уменьшению радиального зазора.

В итоге частичное отключение охлаждения турбины ВД увеличивает КПД цикла и

топливную экономичность за счет уменьшения потерь рабочего тела на охлаждение и за счет снижения потерь в радиальном зазоре.

Диаграмма работы объединенных двух систем показана на [рис.1.31](#).

1.1.4.8. Минимизация зазоров в лабиринтных уплотнениях.

В конструкции турбины уплотнения присутствуют не только в проточной части, но и в системах подвода охладителя к рабочим колесам, наддува и охлаждения опор ротора, разгрузки от осевых сил и др., функционирование которых зависит от утечек в лабиринтных уплотнениях.

Величина радиального зазора составляет 0,0007...0,0012 от диаметра уплотняемой поверхности. Если бандажной полки нет, то применять соты бессмысленно. Зазор приходится увеличивать в 1,5...2 раза.

В современных турбинах используются лабиринтные уплотнения с сотовыми вставками на втулках, допускающих врезание гребешков в соты (~ на 1мм). Однако этого недостаточно, чтобы компенсировать изменение радиальных зазоров в лабиринтах при рассогласовании тепловых деформаций статорной части и тепловых и силовых деформаций роторной части уплотнения.

Для снижения отрицательного значения такого рассогласования существует ряд конструктивных решений.

Использование двусторонней лабиринтной гребенки. В турбине ВД ТРДД RB211-535 (см. [рис.1.23](#)) лабиринтные гребешки размещаются на полотно диска. Идея стабильной работы уплотнения здесь в том, что применена двусторонняя гребенка и схема работы уплотнения будет выглядеть так. При запуске, увеличении режима и приемистости статор расширяется быстрее чем рабочее колесо и в верхнем лабиринте зазор уменьшается, а в нижнем увеличивается по сравнению с зазорами на установившемся режиме и эффективность уплотнения в целом мало изменяется.

Размещение лабиринта на специальном диске. В турбине ВД ТРДД GE90 (см. рис. 1.36) для обеспечения в разгрузочной полости за 2РК используется лабиринт с гребенкой на диске, спрофилированным таким образом, что время его тепловой стабилизации одинаково со временем статорной части ($\tau_{стр} = \tau_{стс}$).

Крепление элемент ов лабиринт ного уплот нения с помощью длинных оболочек. Проектируется уплотнение с одинаковым временем стабилизации подвижных и неподвижных элементов при переходе на другой тепловой режим ($\tau_{стр} = \tau_{стс}$) и изолируется от мест закрепления на роторе и статоре цилиндрической или конической длинной оболочкой (рис. 1.30).

Известно, что при соблюдении условия $\beta l \geq 2...3$, где $\beta = 1,286 / \sqrt{R_{cp} h}$, оболочка считается длинной, когда радиальные деформации на одном крае не передаются на другой.

1.1.4.9. Бандажные связи лопаток.

В турбинах двигателей 4 и 5 поколений кольцевая бандаж выполняется только в виде контактирующих полок на периферии рабочих лопаток (рис. 1.32).

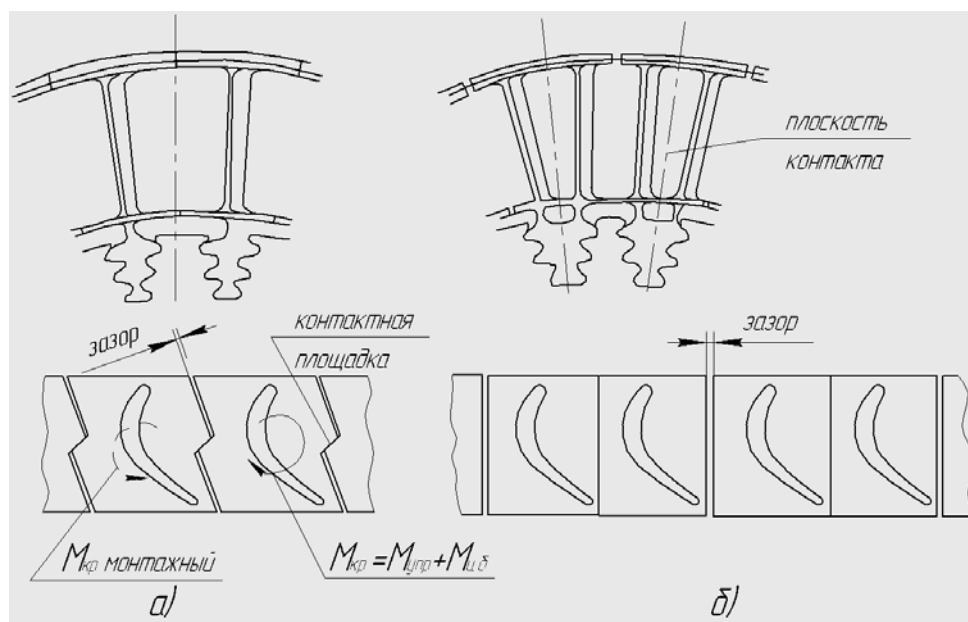


Рис. 1.32. Бандажные связи рабочих лопаток: а)-бандажная полка типа «зигзаг» (в плане); б)-прямоугольная бандажная полка (две лопатки в одном пазе диска)

В рабочем колесе с лопатками без бандажной полки концевые потери, снижающие КПД ступени, определяются перетеканием газа через радиальный зазор с корытца на спинку и возникающим при этом дополнительным вихрем, а также утечкой газа из-за разности давлений до и после РК. Недостатки применения бандажной полки состоят в том, что она догружает лопатку центробежной силой от массы самой полки и крутящим моментом от сил на контактных площадках. Обеспечение контакта по рабочим поверхностям полок требует создания предварительного натяга за счет упругой деформации кручения при монтаже одновременно всех лопаток в пазы диска.

Существует «проблема бандажной полки» на первых ступенях турбины: желание повысить КПД ступени наталкивается на усталостное разрушение лопаток из-за присутствия бандажных полок. Поэтому искусством проектирования бандажированных первых ступеней турбины владеют только несколько фирм (ОКБ Н.Д. Кузнецова, ЗМКБ «Прогресс», фирма Rolls-Royce), остальные фирмы бандажных полок на первых ступенях не применяют.

Однако конструкторская реализация рабочей лопатки с бандажной полкой на этих фирмах неодинаковая. ОКБ Н.Д. Кузнецова и фирма Rolls-Royce использует бандажную полку типа «зигзаг» (на виде в плане), т.е. обеспечивают замкнутую кольцевую бандажную связь. ЗМКБ «Прогресс» (Д-36, Д-18Т) использует попарные соединения бандажных полок с установкой двух лопаток в одном пазе елочного типа. Бандажная полка в плане – прямоугольник. Лопатка профилируется таким образом, чтобы под действием центробежных сил обе лопатки прижимались к друг другу по притертым плоскостям контакта. Между каждой парой бандажных полок есть зазор, обеспечивающий свободу температурных деформаций полок и расчетные колебаний лопаток.

В турбинах НД, где относительные удлинения лопаток обычно велики, применение более эффективных бандажных связей типа «зигзаг» не встречает затруднений.

1.1.4.10. Исключение затекания горячего газа в околodисковые полости.

Чтобы исключить нарушение температурного режима дисков, околodисковые полости, которые сообщаются с проточной частью, должны быть защищены от затекания горячих газов.

Для этого используется:

- наддув околodисковых полостей воздухом, отбираемым от компрессора с давлением несколько большим чем давление газа в этом сечении;
- уплотнение во втулке проточной части;
- нижняя перекрыша, а также подбор полок хвостовика рабочих лопаток и полок СА.

Перекрышей (рис. 1.33) принято называть «утопание» элементов тракта в меридианном сечении относительно теоретических обводов.

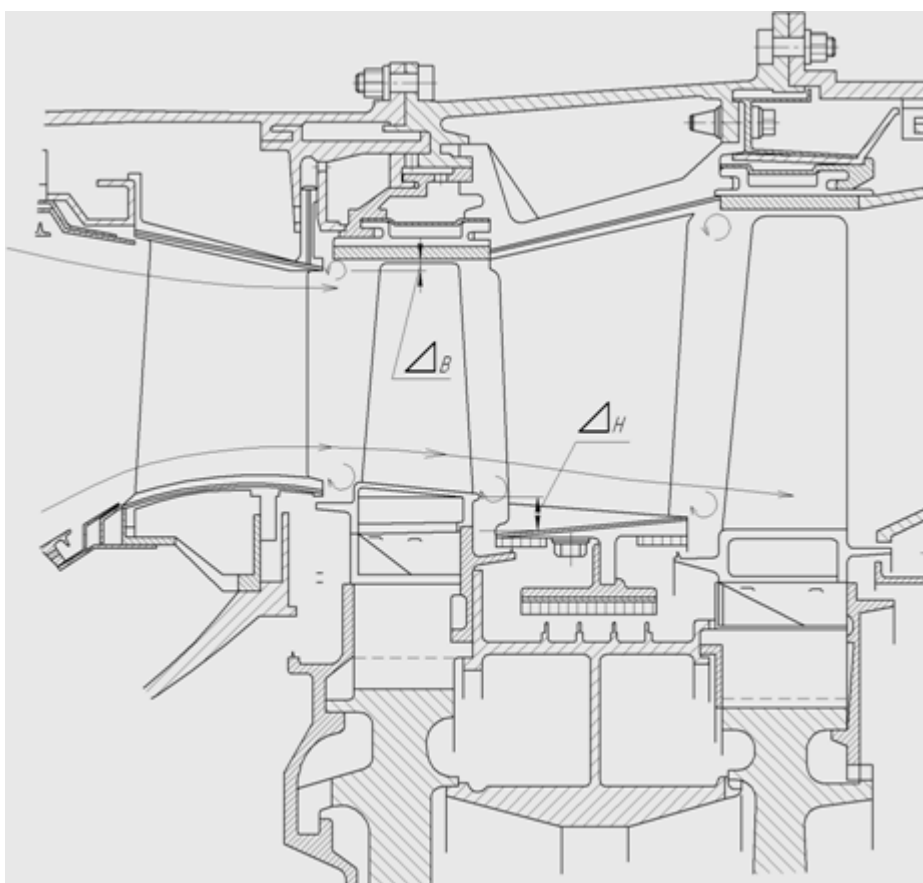


Рис. 1.33. Организация перекрыши в турбине:
 Δ_B – верхняя перекрыша, Δ_H – нижняя перекрыша

Вихри, возникающие от взаимодействия основного потока с вторичными потоками в периферийной впадине (верхняя перекрыша) повышают уплотняющую способность лабиринта на концах рабочих лопаток. Подобные вихри у втулки совместно с охлаждающим воздухом, поступающим в эту полость, препятствуют проникновению горячих газов в присоединенный объем.

1.2. Ротор

Поиск оптимальной конструкции ротора турбины определяется условиями работы и основными критериями: прочность, жесткость изгибная и крутильная, стабильность балансировки по ресурсу, ремонтпригодность, технологичность и минимальная масса.

В практике создания авиационных турбин использовались два типа роторов: дисковый и барабанно-дисковый.

Конструкция двухступенчатого ротора турбины ВД чаще всего определялась положением опоры: до или после турбины.

При размещении опоры перед турбиной ротор обычно выполняется дисковым, за турбиной - барабанно-дисковым.

В турбине НД чаще всего применяют ротор барабанно-дисковой конструкции.

Устремления конструктора при выборе типа ротора нацелены на создание такой конструкции, такого соединения дисков, чтобы сами диски получились “чистыми”, т.е. без крепежных отверстий на полотне, ободе и ступице. Задача эта в роторах дискового типа решается передачей крутящего момента на вал от каждого диска элементом, расположенным в зоне ступицы и исключением болтов в зоне обода (V2500, PW4000, ПС-90А) (рис.1.34).

В роторах барабанно-дисковой конструкции требования о “чистоте” дисков часто не выполнялись (CF6, JT9D, PW2000), не выполнялось оно и на одноступенчатых турбинах ВД (Д-36, НК-8, НК-56). Однако в одноступенчатых турбинах ВД последних исполнений диск “чистый” (CFM56, М88-2, PW6000) (рис. 1.34).

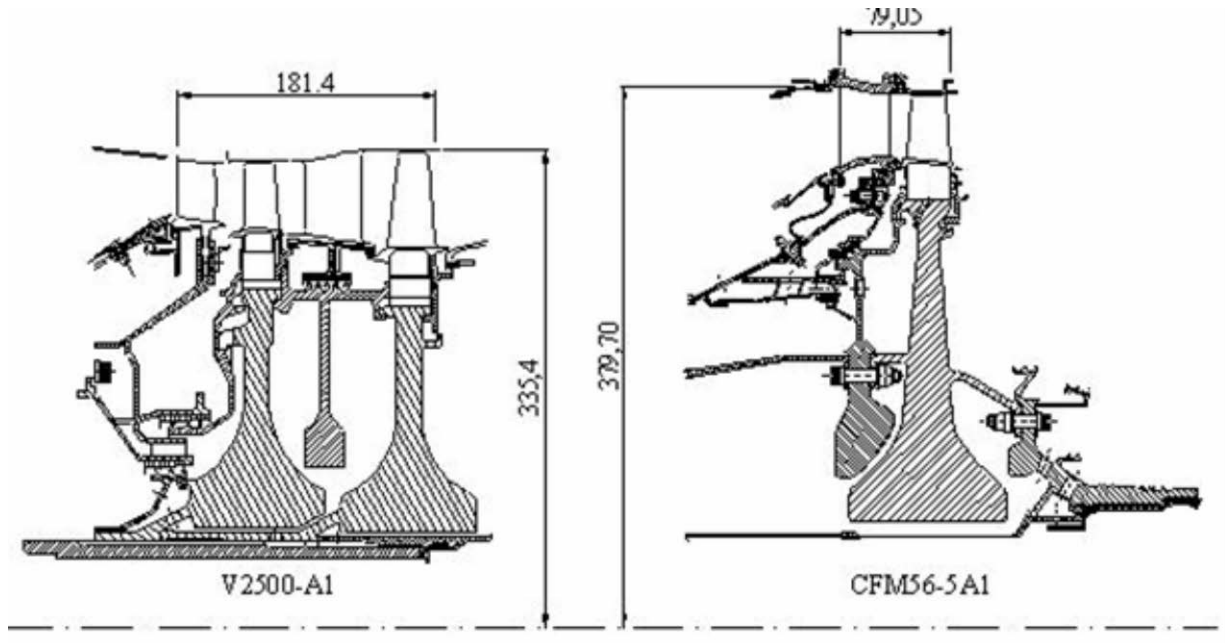


Рис. 1.34. Сравнение роторов двухдисковой и однодисковой ТВД современных ТРДД

В малоразмерных двигателях принцип “чистого” диска реализуется обычно при соединении дисков и других элементов ротора с использованием шлиц и общей стяжки всего ротора ВД (например, ТРДД AS900).

Тенденция изменения конструкции диска турбины ВД показана на рис. 1.35.

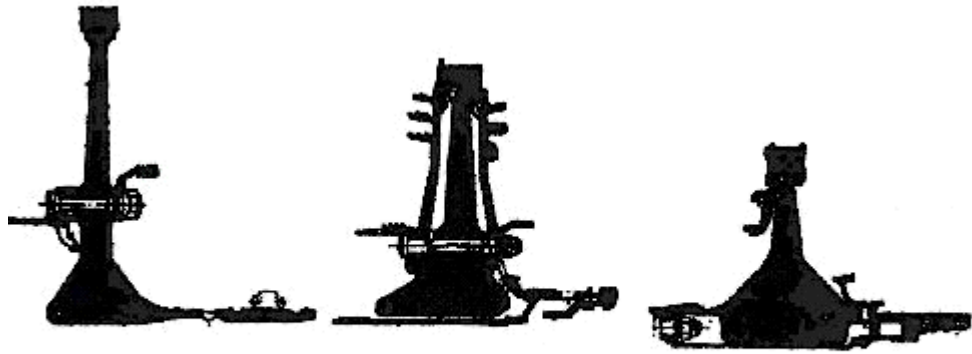


Рис. 1.35. Тенденция изменения конструкции диска ТВД ТРДД

[Видеоролик](#): "Сборка ротора ТВД"

1.2.1. Конструкция ротора.

Для анализа конструкции ротора турбины дискового типа возьмем турбину ВД ТРДД GE90(рис.1.36):

Диск первой ступени несет вал-бочку с фланцем для стыковки с ротором компрессора ВД и задний носок вала. В данном случае вал-бочка и задний носок ротора выполнены как единое целое с диском, однако есть исполнения, где вал-бочка и задний носок ротора отъемные. Диск второй ступени устанавливается на задний носок вала первого диска по шлицам и двум центрирующим пояскам. На передней стороне диска первой ступени установлен вращающийся дефлектор для подвода охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам и диску через подкручивающую решетку.

Функциональное назначение ротора турбины - передать на вал крутящий момент, сохраняя при этом заданную геометрию межлопаточных каналов и положения переднего и заднего фронта решеток профилей.

Как и в роторе компрессора, требования по сохранению заданной геометрии межлопаточных каналов (рис.1.37) должно быть выполнено с учетом температурных деформаций элементов ротора и статора. Это означает, что и газодинамическое проектирование и оценку прочности ротора турбины необходимо вести по геометрическим параметрам в горячем состоянии.

Ослабление натягов по центрирующим пояскам может привести к изменению балансировки ротора. Поэтому в конструкции турбин обычно придерживаются правила - "охватывающая деталь должна иметь меньшие радиальные деформации" (рис.1.38, задний фланец). В данном примере нагретый диск деформируется больше чем охватывающий фланец заднего носка и в результате таких деформаций натяг по центрирующему пояску не ослабляется.

Другой конструктивный прием сохранения посадки по центрирующим пояскам - сделать в соответствии с теорией оболочек длинную оболочку, соединяющую диск с

фланцем (рис.1.38 ,б), выдерживая условие:

$$\beta l \leq 3; \beta = \frac{1.285}{\sqrt{R\delta}}$$

Важный момент - конструкция мест установки балансировочных грузов. Способ простого снятия материала в плоскости коррекции сопряжен с опасностью повреждения высоконагруженных деталей ротора (диск, валы), приводящих к усталостным разрушениям.

Поэтому чаще всего используются навесные грузы (рис.1.39), укрепленные в плоскости коррекции.

Ответственным элементом в структуре диска являются пазы для хвостовика елочного типа, точность расположения и исполнения, которых обеспечивает и точность геометрии межлопаточных каналов и фронта решетки.

Пазы ориентированы или вдоль оси двигателя или под некоторым углом, но не более 15°.

Подошва паза диска делается параллельной оси двигателя.

Шаг равномерного размещения пазов по окружности обода диска определяется числом пазов и допусковым отклонением оси номинального положения 0,1 мм, отмеченным в ТУ чертежа.

Технология blisk нашла применение пока только для малоразмерных турбин, так как используемые в турбине материалы (на основе никеля и кобальда) труднообрабатываемые и -свариваемые.

Видеоролик: рабочее колесо малоразмерной турбины

Ближе к ободу диска выполнены элементы-зацепы для крепления дефлектора с передней стороны и для крепления уплотнительного элемента с задней стороны диска.

Для повышения предела выносливости поверхность диска подвергается:

- травлению для выявления трещин и зональной рекристаллизации;
- термообработке для снятия напряжений;
- абразивно-жидкостной обработке для повышения класса шероховатости;
- обработке микрошариками для повышения предела выносливости.

1.2.3. Конструкция вала.

Функции вала, соединяющего ротор турбины и компрессора передать крутящий момент от турбины к компрессору, а также воспринять осевые силы и изгибающий момент.

В каскаде высокого давления конструкция вала определяется местоположением опоры турбины ВД и типом ротора компрессора. При размещении опоры за турбиной и роторе компрессора барабанно-дисковой конструкции это тонкостенный вал большого диаметра с высокой изгибной и крутильной жесткостью. Прочность вала определяют растягивающие напряжения от центробежных сил, поэтому, оптимизируя вал по массе, прибегают к подребрению стенок (GE90).

При размещении опоры перед турбиной ВД вал представляет сочетание цилиндрического вала малого диаметра с конической частью стыкуемой с ротором компрессора (PW4000).

Отдельного рассмотрения требует вал турбины НД – пустотелый вал большой длины (до 2-х метров) и малого диаметра, который лимитируется радиальными зазорами между ротором ВД и самим валом. В трехвальном ТРДД зазор между валом СД и валом НД находится в пределах 5...7 мм и при нерасчетных максимальных прогибах возможно задевание валов, которое приводит к разогреву и потере несущей способности вала.

Ротор НД это обычно трехопорная система (балка), поэтому в конструкции такого ротора присутствует элемент обеспечивающий статическую определенность: гарантированный “холодный” зазор 0,3 мм между контактными площадками стяжных элементов, сферический шарнир и т.п.

1.2.4. Конструкция дефлектора.

Дефлектор может быть закреплен на рабочем колесе или быть независимым, неподвижным.

На рис. 1.41,а показано рабочее колесо турбины ВД ТРДД НК-56 с двумя дефлекторами, схема крепления к диску одинакова: дефлектор скреплен с диском в зоне ступицы по центральному сечению болтами и у обода соединениями типа “байонет” и изначально не нагружает диск. Нагружение несимметричного дефлектора массовыми силами и перепадами давлений определяет сложную картину напряжений в нем (рис. 1.41,б).

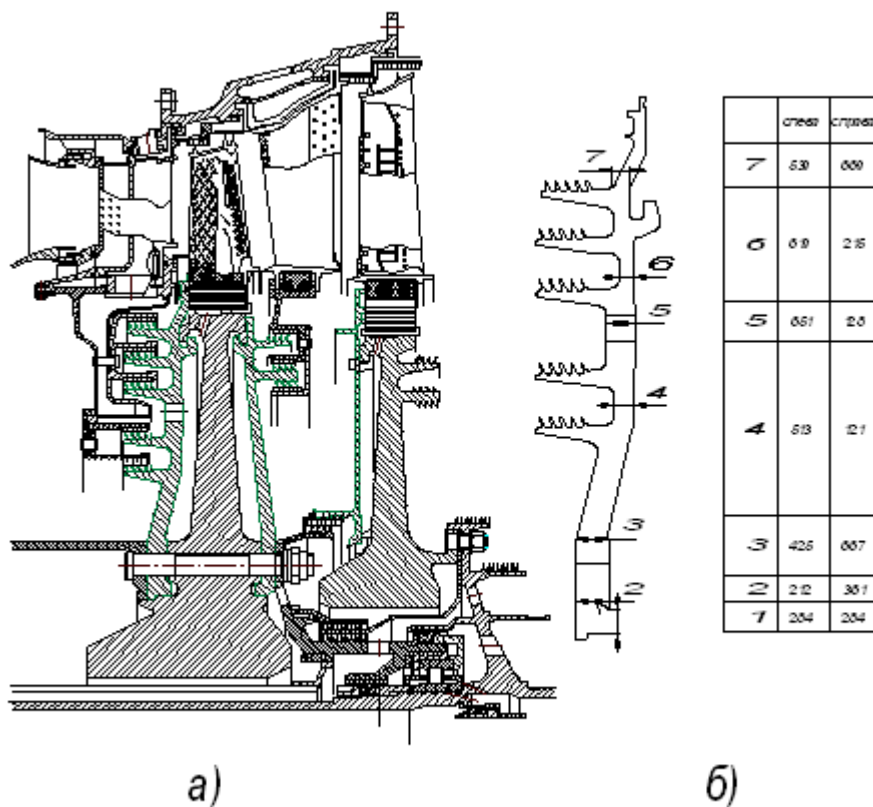


Рис. 1.41. Конструктивные формы дефлекторов диска турбины ВД НК-56 (а) и распределение напряжений (в МПа) по переднему дефлектору (б)

Проще картина нагружений у дефлектора ТРДД М-88 (рис. 1.42,а).

Укороченный дефлектор (рис. 1.42,б) получается при формировании подвода охладителя к рабочему колесу через подкручивающую решетку.

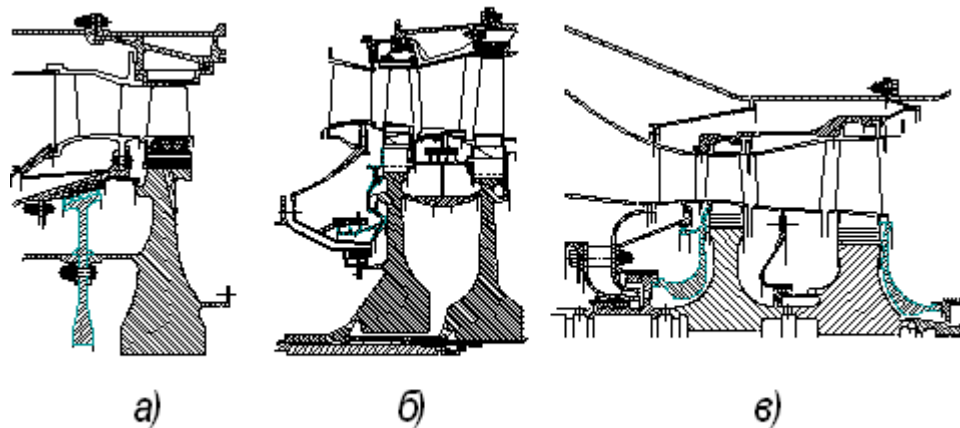


Рис. 1.42. Дефлекторы дисков разных форм:
 а) Симметричный дефлектор турбины ВД ТРДДФ М88,
 б) укороченный дефлектор 1 РК турбины ВД ТРДД РW4000,
 в) дефлекторы дисков турбин ВД малоразмерного ТРДД АS900

Дефлектор центрируется и крепится к диску по периферии (болтами или замком типа “байонет”) и нагружает диск. В случае с соединением байонет дефлектор устанавливается по базовым поверхностям с зазором 0,1...0,15 мм, по торцевым поверхностям с небольшим натягом 0,1..0,15 мм, и фиксируется пластинчатыми контовками, штифтами или другим способом.

И в малогабаритных ГТД дефлектор центрируется по диску и прижимается к нему осевой силой (рис. 1.42,в).

Для исключения на расчетных режимах затекания горячих газов в зону хвостовиков лопаток и потерь охладителя на периферии дефлектора в каналы устанавливаются уплотнительное кольцо.

1.2.5. Конструкция барабанной проставки.

На барабанной проставке размещаются гребешки лабиринтного уплотнения. В роторе дискового типа передача крутящего момента и осевой силы происходит в зоне ступицы, а в зоне обода устанавливается связующий элемент, несущий гребешки лабиринтного уплотнения и определяющий изгибную жесткость ротора, который называют трактовым кольцом.

Барабанная проставка воспринимает кроме кручения, изгиба и осевую силу, трактовое кольцо осевые силы от диска к диску не передает.

Барабанные проставки и трактовые кольца устанавливаются по центрирующим буртикам дисков с диаметральным натягом 0,02..0,15 мм, а трактовые кольца и с торцевым натягом 0,02..0,04 мм.

На рис. 1.43 даны рекомендации по выбору конструктивной формы трактовых колец, радиальные деформации и прочность которых зависит от окружной скорости.

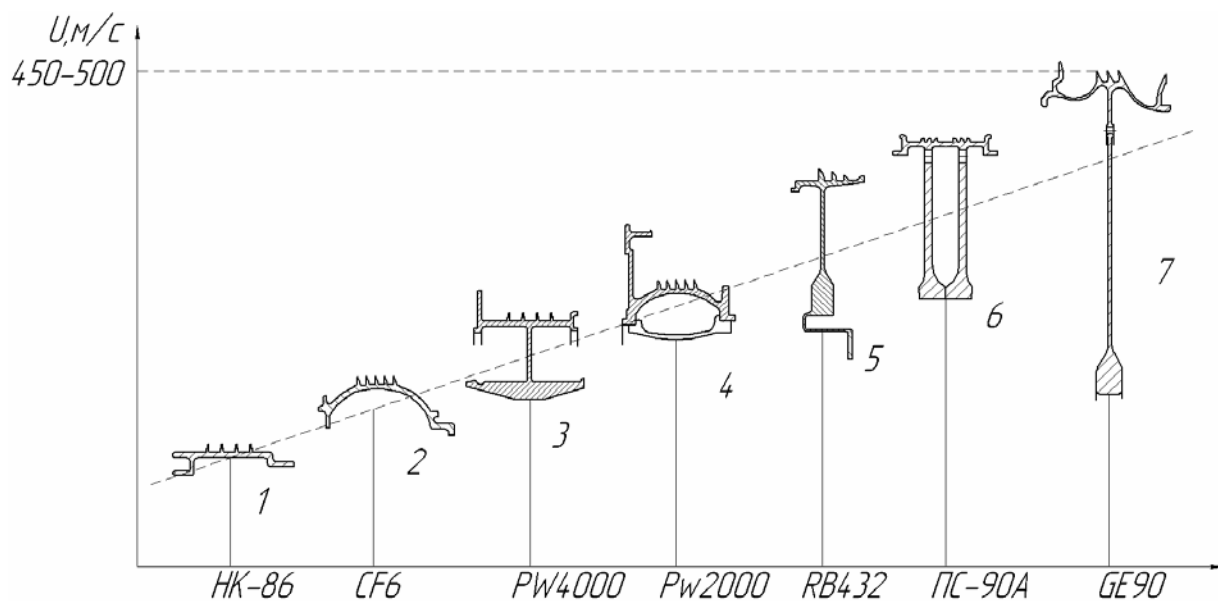


Рис. 1.43. Конструктивные формы трактовых колец в роторе турбины

1.2.6. Конструкция заднего носка ротора.

Функциональное назначение заднего носка ротора - опора ротора (задняя), отсюда требования к конструкции заднего носка ротора по минимизации дисбаланса и сохранении первоначального дисбаланса по ресурсу, требования по обеспечению тепловых расширений ротора и по снижению теплового потока к подшипнику.

Конструктивно задний носок может быть выполнен заодно с диском или отъемным. Во втором случае это болтовое соединение со ступицей диска (ротор турбины ВД ТРДД НК-56, см. [рис.1.41](#)).

Тепловое сопротивление этого элемента можно увеличить уменьшением площади контакта в соединении с диском выборкой канавок на фланце, охлаждением самого носка воздухом и, наконец, уменьшением площади контакта кольца подшипника с носком за счет кольцевых проточек или других элементов на посадочном диаметре.

1.3. Конструирование лопаток

1.3.1. Рабочая лопатка неохлаждаемая.

Для лопаток без бандажной полки проектирование пера завершается выбором профилей по высоте лопатки, параметров решетки и оценкой прочности. Этот процесс итерационный. Необходимо иметь ввиду, что на лопатку действуют значительные центробежные (рис.1.44) и газовые силы.

При проектировании пера из условия прочности минимальное отношение площади корневого и периферийного сечения должно быть в пределах 1,5..1,6.

Значение параметра шероховатости, пера рабочей лопатки турбины $R_z=2.0$ мкм (8 класс).

Чаще всего соединение пера с хвостовиком происходит через полку хвостовика и ножку (рис. 1.45).

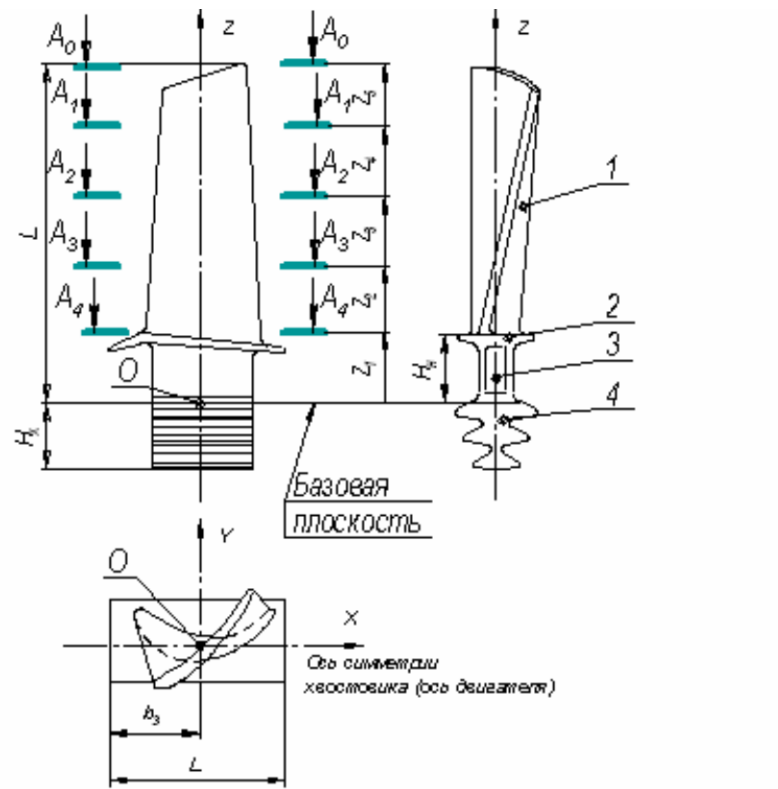


Рис. 1.45. Структурные связи элементов рабочей лопатки турбины:
1- перо, 2 - полка, 3 - ножка, 4 - замок

Профиль пера в каждом сечении задается точками с координатами для спинки и корыта.

Проектирование полки хвостовика - на ней должна располагаться лопатка.

Формирование ножки, ее высоты и площади сечения по елочному пазу определяются функциями, которыми наделяет этот элемент конструктор при проектировании рабочего колеса турбины: снижение температуры обода диска, уменьшение переменных напряжений в пере отстройкой и демпфированием, снижение массы рабочего колеса требуют увеличения высоты ножки, следовательно, и, уменьшение диаметра диска. Однако уход на меньший диаметр диска уменьшает возможности размещения заданного числа лопаток.

Высота ножки $h_n=(0,05..0,4)h_{\text{пера}}$.

Ширина и толщина ножки d_n и b_n , полученных при расчете на прочность,

оцениваются с точки зрения размещения - поперечное сечение ножки должно вписаться в габариты полки хвостовика и разместиться на базовой поверхности хвостовика елочного типа.

Выбор хвостовика елочного типа завершающий этап в формировании конструкции лопатки без бандажной полки.

Для соединения рабочих лопаток с диском в авиационных турбинах применяется только хвостовик елочного типа (рис. 1.46), что сопряжено с его преимуществами:

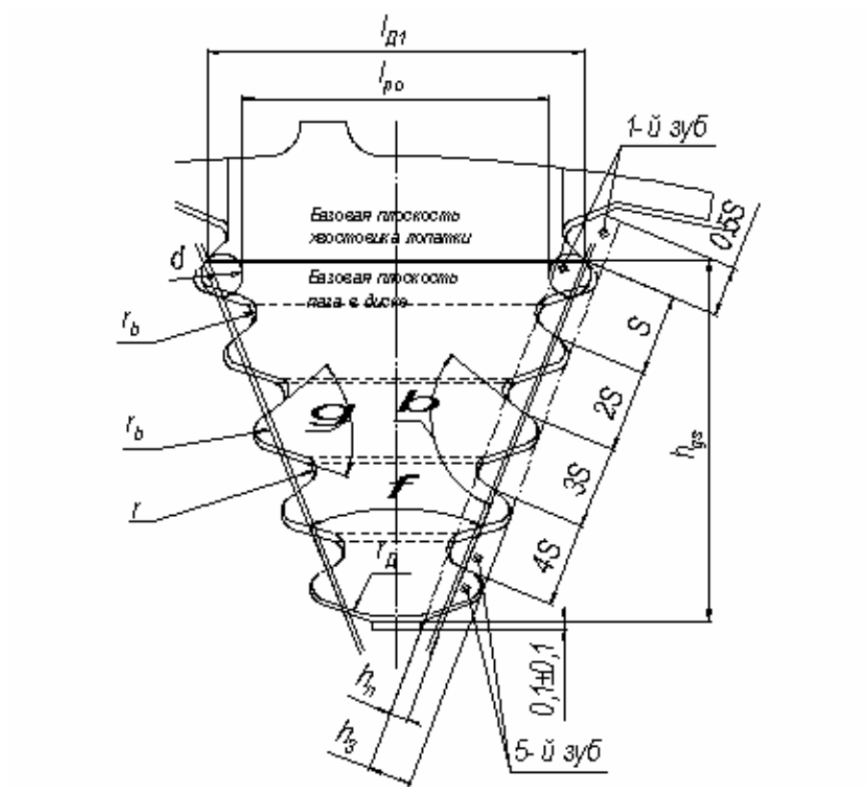


Рис. 1.46. Хвостовик елочного типа

клиновидная форма (клин к центру) обеспечивает размещение большего числа лопаток на окружности диска, при этом сечения с максимальными напряжениями в хвостовиках лопаток и в перемычках дисков разнесены на разные радиусы R_L и R_D . При такой форме хвостовика и выступа диска равномернее передается центробежная сила от масс лопаток на диск по сравнению с другими типами креплений - с меньшей концентрацией напряжений;

свободная установка лопаток в диск (с зазором 0,2..0,3 мм) исключает температурные напряжения в системе “хвостовик - паз”, облегчает замену лопаток при монтажных операциях;

зазоры с нерабочей стороны зуба хвостовика позволяют организовать продувку соединения охлаждающим воздухом и таким образом снизить температуру обода и тепловой поток в диск;

работа хвостовика в упругоэластической области, определяемая высоким уровнем рабочих температур и нагрузок, приводит к равномерному нагружению всех зубьев за счет перераспределения деформаций.

Нужно отметить и недостатки:

затруднен теплоотвод от рабочих лопаток в диск из-за малой площади контакта хвостовика и обода;

концентрация напряжений по радиусам впадин хвостовика и выступа;
высокая требуемая точность исполнения шага и других элементов, что увеличивает трудоемкость изготовления лопаток.

Конструктивные формы хвостовика елочного типа регламентируются стандартом ОСТ 110975-73, где массив конкретных исполнений определяется варьированием шагом S , углом ϕ между средними линиями гребенок зубьев, углом β между средней линией гребенки и рабочей поверхностью зуба, углом γ между рабочей и нерабочей поверхностью зуба и числом пар зубьев q (табл. 2.3).

Выбранный хвостовик должен обеспечивать запасы прочности, размещение заданного числа лопаток в диске и размещение на базовой поверхности ножки хвостовика.

Далее следует подробный расчет теплового состояния лопатки по режимам, исследование статической прочности, расчеты на колебания с использованием конечно - элементных моделей. После чего возможны изменения в конструкции лопатки: в пере, в бандажной полке, хвостовике.

1.3.2. Рабочая лопатка охлаждаемая.

При проектировании охлаждаемой лопатки решается задача получения требуемой величины охлаждения и выполнения всех требований, рассмотренных при анализе конструкции неохлаждаемой лопатки.

Лопатка строится в той же системе координат, что и неохлаждаемая и проектирование начинается с оценки потребных расходов охладителя и проходных сечений внутренних каналов.

Ранее принятое условие, что отношение площади корневого сечения пера к периферийному:

$S_{кор} / S_{пер} = 1,5..1,6$, сохраняется и здесь, а минимальную толщину стенок в периферийном сечении можно принять 0,8..1,2 мм.

Предельные отклонения толщин стенок должны назначаться в сторону увеличения номинального размера. Не допускается из условия прочности утолщения стенок периферийной зоны пера в изготовленной лопатке, без одновременного утолщения стенок в корневой зоне.

Отклонение от заданного расчетом номинального размера щели для выпуска охлаждающего воздуха должно изменяться от -10% до +20%.

Выбор хвостовика охлаждаемой лопатки имеет ту особенность, что из – за размещения каналов подвода охладителя уменьшает его живое сечение и несущая способность. Оптимизируется конструкция хвостовика при выбранной базовой плоскости подбором (уменьшением) угла φ и введением перемычек, обеспечивающих увеличение жесткости хвостовика при действии сжимающих сил.

Конструкция фиксаторов. Как и в компрессоре, они могут быть групповыми (дефлектор, барабанные проставки и др.) и индивидуальными (рис. 1.47).

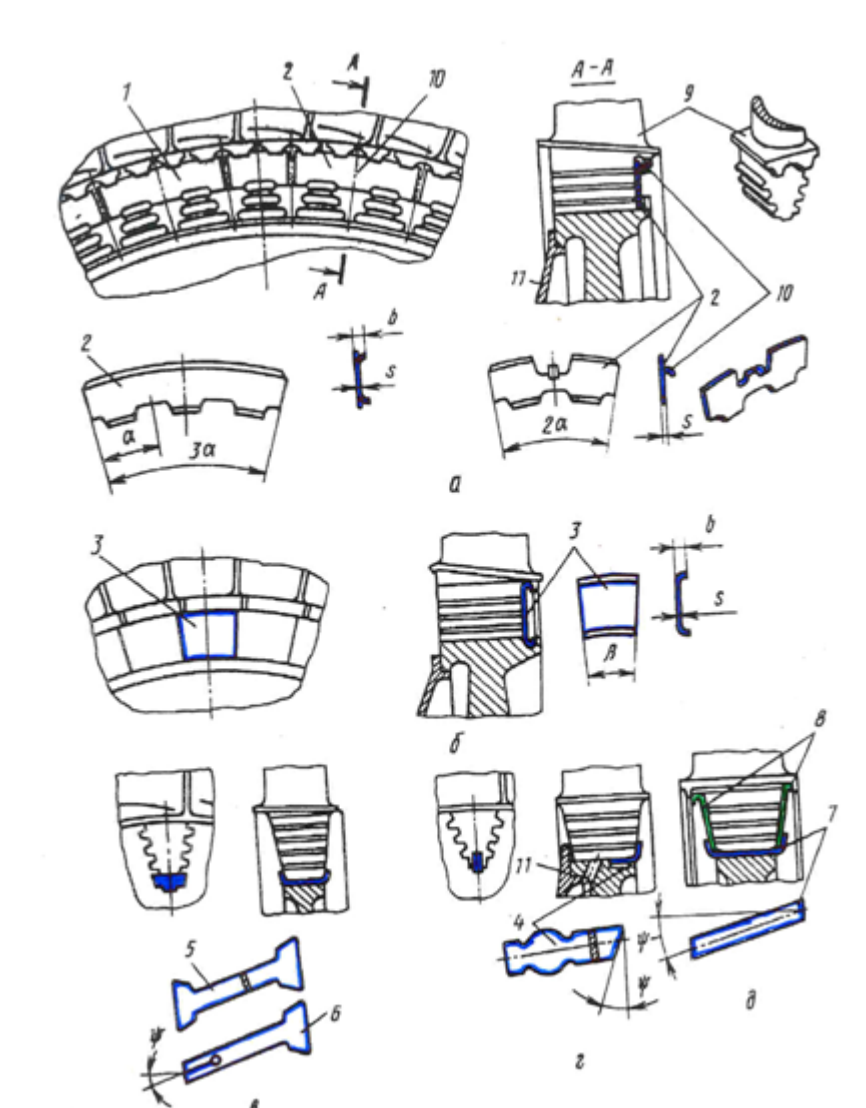


Рис. 1.47. Конструкция фиксаторов

Конструктивное исполнение последних разнообразно. Отметим только то, что в случае с охлаждаемой лопаткой в фиксаторе должны быть предусмотрены отверстия для прохода охладителя, что усложняет ее конструкцию.

1.4. Статор

1.4.1. Статор турбины

Статор турбины образует газодинамический тракт. Он является частью силовой схемы статора двигателя и нагружен, как и статор компрессора, внутренним давлением, изгибом, кручением, нагрузками, приходящими от лопаточных венцов сопловых аппаратов (СА), но с наложением температурного поля с большим градиентом температур.

В состав статора турбины входит корпус, СА, трактовые кольца, элементы уплотнений и теплоизоляции, система управления радиальными зазорами, система охлаждения и др.

Статор конструктивно сопряжен с наружным и внутренним корпусом и ЖТ камеры сгорания, опорой турбины и реактивным соплом.

Здесь отметим еще раз значение стыка ЖТ и 1 СА, который должен решить несколько задач – компенсацию тепловых деформаций ЖТ и 1 СА по радиусу и ЖТ в осевом направлении и организацию охлаждения полок СА и полок лопаток 1 РК.

При размещении опоры перед турбиной известно несколько решений, которые определяются выбором силовой связи между корпусом компрессора и турбины. При двойной связи приходится использовать трубчато-кольцевую КС (семейство ТРДД Д-30, ПС-90А, ТЕЙ и т.д.) или проводить силовую связь через охлаждаемую пустотелую лопатку 1 СА, как это сделано на ТРДФ Р11Ф2300 и его модификациях.

В случае с двойной разомкнутой связью размещение опоры перед турбиной не влияет на конструкцию КС и статора турбины.

В опоре ТРДД, расположенной между каскадами проточную часть опоры используют для организации перехода, например, от турбины каскада ВД к турбине каскада НД, совмещая функции ребер опоры и лопаток СА (рис. 1.48,а).

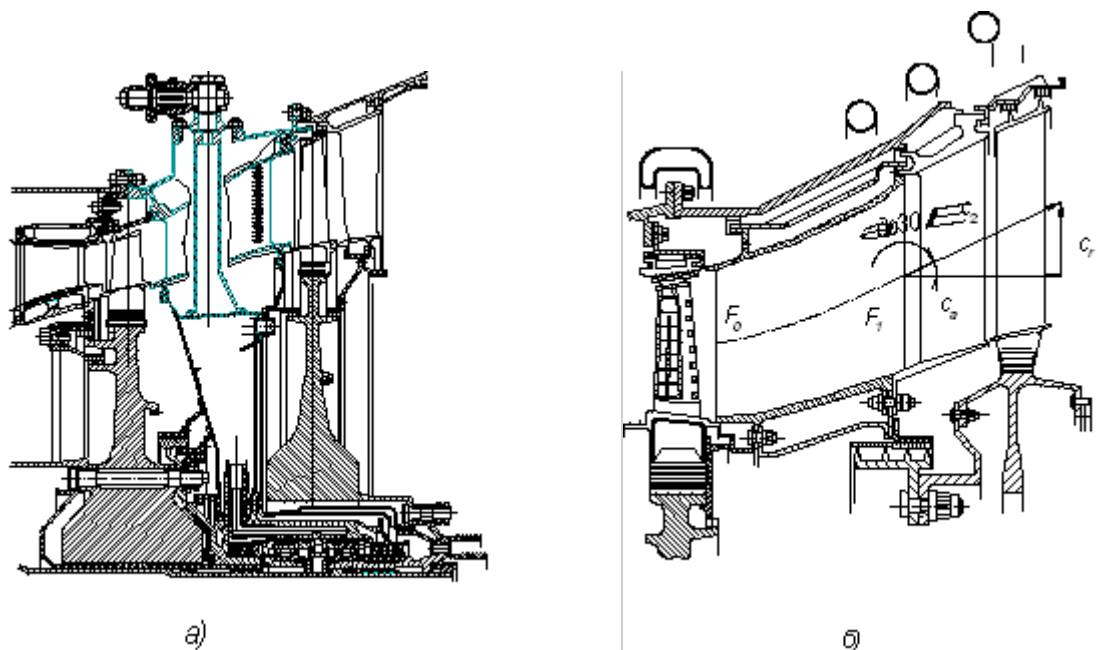


Рис. 1.48. Формирование проточной части турбины на участке размещения опор и перехода между каскадами: а) опора турбины ТРДД Д-36 с совмещением функций стоек опоры и лопаток СА; б) переход от каскада ВД к каскаду НД в ТРДД PW2000

При профилировании проточной части промежуточной опоры и “гуся” (перехода между каскадами в виде изогнутого кольцевого канала (рис. 1.48,б)) длину и форму канала выбирают таким образом, чтобы иметь минимальные потери полного давления от диагональности $\rho \frac{C_r^2}{2}$.

Поэтому угол подъема α обычно более 30° не назначают.

Размещая пустотелые лопатки с большой C_{max} профиля, в которых располагаются силовые стойки опоры и трубопроводы, делают переменной высоту межлопаточного канала для сохранения площади проходного сечения.

Обычно опора турбины используется для размещения заднего узла подвески двигателя на самолете, что порождает дополнительные нагрузки и деформацию опоры, которые передаются на корпус турбины НД, овалируя его, искажают (уменьшают) радиальные зазоры. Отсюда дополнительное требование к жесткости опоры.

Важное значение имеет осевой зазор между последним РК, лопатки которого имеют максимальное удлинение, и ребрами опоры. Зазор должен быть таким, чтобы исключить возбуждение колебаний лопаток, т.е. не менее половины ширины венца РК. Обычно зазор делают примерно равным ширине венца РК.

1.4.2. Концепция двустенного статора.

Важность перехода к двустенному статору, определяется необходимостью снижения температуры стенки корпуса и управлением радиальными зазорами.

На [рис.1.49](#) представлена турбина ТВД АИ-20 первых серий, где статор турбины выполнен одностенным с неохлаждаемыми лопатками СА, соединенными с корпусом сваркой. Свободное температурное расширение лопаток СА происходит от периферии к центру, для чего лопатки свободно с зазором вставлены в просечки внутреннего кольца СА. Лопатки СА и просечки на внутреннем кольце выполнены таким образом, что зазор δ_0 по контуру профиля находится в пределах 0,015...0,1 мм, что обеспечивает центрирование кольца на лопатках СА и скрепленного с ним кольца лабиринтного уплотнения ([рис.1.49](#), схема б).

В итоге достигается равномерный по окружности радиальный зазор в лабиринтном уплотнении δ_2 .

Минимизация радиального зазора δ_1 по периферии РК обеспечивается срабатываемым слоем на стенках корпуса в виде керамических вставок, набираемых в паз “ласточкин хвост” через монтажное окно. Срабатываемый слой протачивается до расчетного диаметра D_2 , соответствующего зазору δ_1 .

Для этой же цели - снижение радиального зазора δ_1 , статор турбины охлаждается набегающим потоком воздуха, для чего корпус турбины окружен кожухом из листового материала с двумя патрубками подвода охладителя.

Цели, которые ставились конструктором при выборе одностенного статора - снижение массы и простота конструктивного исполнения статора и сопловых лопаток, здесь достигнуты.

Однако такой подход имеет недостатки: высокая температура стенки корпуса, который включен в силовую схему; малый ресурс из-за трещин по сварным швам (жаропрочные материалы плохо свариваются); износ по лопаткам и лабиринтам из-за высокой твердости металлокерамических вставок (керамические вставки, полученные методом спекания имеют достаточную твердость, чтобы противостоять эрозии от действия высокоскоростного горячего газового потока, но изнашивают лопатки, гребешки лабиринтов при контактировании); низкая ремонтпригодность (поврежденную лопатку заменить практически невозможно); велики гидравлические потери во втулочном сечении из-за радиальных втеканий (см. рис. 1.49,в), которые возникают из-за разности статических давлений у передней и задней кромки просечки и установлении некоторого среднего давления в полости А - присоединенном объеме, происходит то, что газ втекает в полость А по передней части щели и вытекает по задней нормально к направлению газового потока. Это последнее и является причиной повышенных гидравлических потерь у втулки.

Этот комплекс недостатков и стал причиной поиска новых исполнений статора. В итоге переходят к двустенному статору ([рис.1.50](#), [1.51](#)). Основная идея - сделать конструкцию разборной и снизить температуру стенок корпуса. Вторая внутренняя стенка двустенного корпуса состоит из отдельных участков: трактовых колец и наружных полок СА. Варьируя расстоянием между стенками и конструкцией крепления СА и трактовых колец к корпусу, можно снижать температуру стенок корпуса, обеспечивать транспортирование охлаждающего воздуха, размещать элементы теплоизоляции и систем управления радиальными зазорами.

Крепление и центрирование СА и трактовых колец обеспечивается с помощью посадочных поясков (“зацепов”) на внутренних буртах корпуса, которые, кроме того увеличивают его прочность и жесткость.

Следовательно, крепление лопаток СА производится на периферии, а тепловые деформации, как и в случае одностенного статора, распространяются от периферии к центру.

Решетка СА обычно выполняется литой в виде блоков из 2..5 пустотелых лопаток или из отдельных лопаток, соединенных в блок сваркой. В этом случае блок сопловых лопаток является отдельной сборочной единицей.

Блоки, установленные во внутреннее кольцо (оно обычно является лабиринтным кольцом) и составляет СА, который представляется таким образом сборочной единицей. СА затем вводится в корпус, центрируется по посадочным поясам внутренних буртов и фиксируется от осевых смещений трактовым кольцом, а в окружном направлении или штифтами или торцевым шлицем. При этом количество фиксаторов определяется при расчете штифтов на срез от действия крутящего момента (обычно по числу блоков СА).

Если корпус имеет поперечный разъем, то отдельные части корпуса могут входить в сборочную единицу СА вместе с трактовым кольцом.

Механизм центрирования внутреннего (лабиринтного) кольца при закреплении по периферии СА, состоящим из блоков, принципиально не отличается от рассмотренного выше, только центрирование происходит не по лопаткам СА, а по прямоугольным выступам - "шипам", выполненным на внутренней стенке каждого блока. А в нашем случае по патрубкам подвода воздуха к 1РК.

На [рис.1.52](#) показаны отдельные исполнения уплотнений по стыкам блоков СА. На торцах стыков каждого блока литьем или методом ЭХО выполняются канавки, в которые при сборке СА вставляются уплотнители: металлические пластинки из жаропрочного материала (ВЖ-98), уплотнители из материала МР разного исполнения, тонкостенная трубка 3×0,3, запаянная по концам и частично заполненная водой и др.

Трудность создания такого уплотнения определяется сложной геометрией уплотнительных стыков, большими габаритами и низкой жесткостью СА как системы.

К этому добавляются окружные термические деформации блоков, что приводит к изменению зазора между ними от 0,3..0,5 мм при монтаже до натяга на режиме, а также сам уровень нагрева - 700-1000°.

Снижение теплового потока от внутренней стенки к наружной определяется расстоянием между стенками (10..50мм), т.е. толщиной воздушного слоя. Для увеличения термического сопротивления в это пространство или подводят охладитель или укладывают теплоизоляционный материал (коалиновая вата).

Установкой теплоизолятора решается задача радиальных вытеканий из присоединенных объемов над СА простым устранением этих объемов.

Подводя итог анализу двустенного корпуса, отметим особенности и положительные стороны такого исполнения:

- в конструкции реализован принцип двойной стенки, что позволяет решить две задачи: 1) снизить температуру наружной стенки (корпуса) по сравнению с внутренней на 150-350К, обеспечив таким образом прочность и жесткость при $T_r^* = 1500...2000$ К. 2) учитывая, что внутренняя стенка не нагружается и не деформируется, гарантируется стабильность радиальных зазоров по режимам и по ресурсу.

- блочная конструкция СА уменьшает число стыков и таким образом увеличивает герметичность полости (присоединенного объема) с охлаждающим воздухом, исключая радиального втекания его в тракт;

- обеспечивается крепление лопаток СА в наружном корпусе, свободное расширение к центру и центрирование лабиринтного кольца (16-18 шипов) и постоянство радиальных зазоров по режимам

Недостатки такой конструкции связаны с усложнением ее, увеличением числа деталей и веса.

1.4.3. Корпус турбины.

Конструктивное исполнение корпуса турбины, как и корпуса компрессора, определяется требованиями:

Прочность и изгибной жесткости, которая влияет на деформации корпуса как оболочки и в конечном счете на величину потребных радиальных зазоров;

Герметичность, определяющей потери рабочего тела и утечки топлива при ложном запуске;

Точность исполнения посадочных поверхностей по буртам на внутренней стороне корпуса для установки СА и трактовых колец, от которой зависит точность установки секций по фронту решетки;

Повышенной тепловой инерции и одинаковости радиальных температурных деформаций по окружности, влияющих на изменение радиальных зазоров по режимам;

Снижение градиента температур по высоте фланцев и внутренних буртов, от которого зависит уровень температурных напряжений и коробления этих элементов;

Условие непробиваемости.

На [рис.1.53](#) показана часть корпуса турбины ТРДД НК-56, на котором закреплены (см. [рис.1.54](#)) трактовое кольцо 1 РК, 2СА, и трактовое кольцо 2РК. За базу принята ось диаметра расположения отверстий под призонные болты, которыми скрепляются части корпуса, допускаемое смещение отверстий от номинального положения не более 0,01 мм.

Все посадочные диаметры трактовых колец и СА строго согласованы с базовым диаметром. Упорные торцы для трактовых колец и 2СА имеют точное исполнение по 6..7 качеству и определяют осевую фиксацию этих элементов и точность фронта решетки профилей 2СА и центрирование лабиринтного кольца (внутреннего кольца).

Достижение герметичности в поперечных разъемах корпуса в нашем случае обеспечивается помещением в стык (ближе к отверстиям под болты) кольца из медной проволоки диаметром 1 мм.

Большой градиент температур по стенке и особенно по фланцам порождает термические напряжения (на внешней части фланца напряжения растяжения, а на внутренней - сжатия), которые могут оказаться выше предела текучести нагретого материала. При этом возникают пластические необратимые деформации корпуса (растяжение), а при остывании после остановки диаметр фланца уменьшается (сжатие). Такая усадка приводит к короблению фланцев и искажению геометрических параметров корпуса и фронта решетки профилей СА.

На корпусе размещены лючки осмотра рабочих лопаток, для чего в корпусе в плоскости расположения соплового аппарата (между лопатками) предусмотрены фланцы, расположение которых по окружности диктуется возможностью доступа к лючку при проведении осмотра в мотогондоле самолета.

Для обеспечения непробиваемости увеличивают толщину стенки корпуса, размещают фланцы поперечных разъемов и бурты на внутренней стороне в плоскости вращения РК, устанавливают защиту в виде колец толщиной 5-7 мм (ТРДД НК-56), или кольцо из труб (ТВД М601) и др.

1.4.4. Сопловой аппарат.

Сопловой аппарат как сборочная единица состоит из набора блоков или отдельных лопаток с уплотнителями между ними и лабиринтным (внутренним) кольцом. Иногда туда включается и часть корпуса (при использовании корпуса с поперечным разъемом). В последнем случае легче контролировать площади проходных сечений СА, герметичность каналов транспортирования охладителя и биения рабочей поверхности лабиринтного кольца (пределы 0.1..0.2 мм).

Сопловой аппарат с набором одиночных лопаток чаще находит применение на 1 ступени, где срабатывается максимальный теплоперепад и максимальные T_G^* . Такое решение имеет то преимущество, что теплозащитные покрытия “термобарьер” можно наносить на все поверхности лопатки, а в блоке из-за недоступности и сложности формы не на все поверхности. Однако надо помнить, что при одиночных лопатках число стыков, которые являются причиной утечек охладителя, здесь максимально.

Для уменьшения потерь охладителя и равномерного распределения его по каждой лопатке над верхней полкой блока организуют замкнутую камеру с одним хорошо уплотненным подводом.

1.4.5. Кольцо лабиринта (или внутреннее кольцо СА).

Кольцо лабиринта ([рис.1.55](#)) является элементом лабиринтного уплотнения, определяющим потери рабочего тела при перетекании через зазор между СА и ротором.

Оно является связующим для блоков и лопаток СА и обеспечивает их тепловые деформации.

Конструкция кольца в турбинах последних исполнений отличается использованием в качестве слоя, контактирующего с гребешками лабиринта сотового заполнителя. Заполнитель изготавливается из стальной фольги толщиной 0.03..0.05 мм с диаметром ячеек от 1 до 3 мм и припаивается ко втулке порошковым припоем ВПР11-40Н на основе никеля и хрома с температурой плавления до 1020°С и рабочей температурой 900°С.

Сотовый заполнитель может состоять из отдельных сегментов, которые устанавливаются с зазором 0,...0,3 мм или одним разъемом - все определяется технологией пайки: для припайки кольца с одним разъемом, чтобы удержать в ячейках порошок припоя кольцо необходимо вращать в процессе пайки, а для закрепления сегмента вращение не нужно.

После припайки заполнителя кольцо растачивается на заданный размер диаметра.

Второе решение по организации контакта с гребешками лабиринта - кольцо из металлокерамических вставок в виде отдельных прямоугольников устанавливаемых в паз с формой “ласточкина хвоста” в поперечном сечении. После чего кольцо растачивается фасонным резцом с получением кольцевых канавок глубиной 1..1,3 мм ([рис.1.55](#), б). Такая конструкция снижает утечки и изнашивание гребешков лабиринтов бандажных полок, а при отсутствии полок снижается изнашивание пера.

Важно отметить, что в конструкции СА турбины НД двигателей последних исполнений (V2500, CFM56, PW4000, Трент) лабиринтное кольцо вообще не присутствует ([рис.1.56](#)).

На [рис.1.57](#) изображена конструкция турбины фирмы MTU, использующая в проточной части щеточные уплотнения.

1.4.6. Тракторное кольцо.

Тракторное кольцо является элементом уплотнения радиального зазора по периферии рабочего колеса и частью внутренней стенки двустенного статора.

Кольцо с сотовым наполнителем используется в сочетании с рабочей лопаткой с бандажной полкой. В случае с рабочей лопаткой без бандажной полки применяется тракторное кольцо с металлокерамическим покрытием по аналогии с лабиринтным кольцом или без покрытия.

Тракторное кольцо с сотовым наполнителем (рис. 1.58) изготавливается из отдельных сегментов (длиной 150-200 мм) или в виде кольца с одним или двумя разрезами.

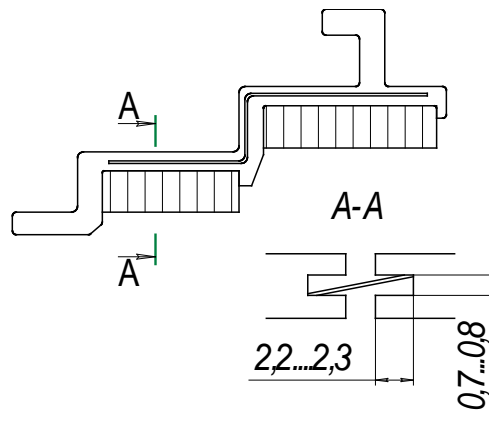


Рис. 1.58. Тракторное кольцо с сотовым уплотнителем

В стыках устанавливаются уплотнители такие же как в СА.

Фиксация тракторных колец в окружном направлении производится штифтами, установленными в корпусе или элементами последующего СА.

1.4.7. Лопатки сопловых аппаратов.

Лопатки разделены на два класса - неохлаждаемые и охлаждаемые.

Неохлаждаемые лопатки ([рис.1.54](#), б) изготавливаются в большинстве случаев теми же способами, что и охлаждаемые - прицепным, бесприпусковым литьем. Конструктивно они могут быть и полыми с целью облегчения.

Охлаждаемые лопатки ([рис.1.54](#), а) имеют сложную форму пера в связи с трехмерным профилированием и соответственно усложненную конструкцию внутренних полостей для повышения эффекта охлаждения.

Как уже отмечалось ранее в СА 1 ступени высокотемпературных турбин ($T_{г}^* \geq 1550 - 1600\text{K}$) нашли применение лопатки с конвективно-пленочным охлаждением, выполненные по схеме раздельного подвода на конвективно-пленочное (1-я полость) и конвективное охлаждение (2-я полость).

На рис. 1.59 представлено фото охлаждаемой лопатки фирмы Роллс-Ройс.

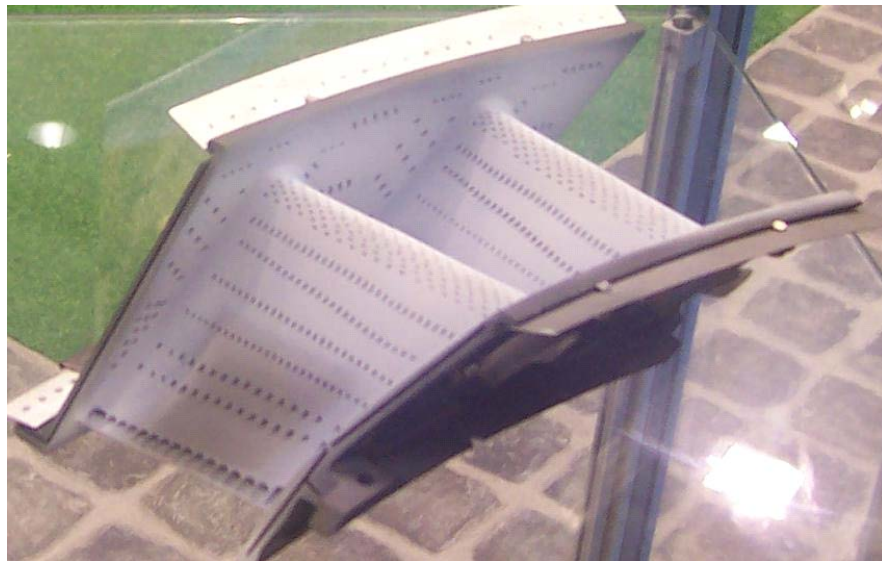


Рис. 1.59. Охлаждаемая лопатка турбины ВД

На [рис.1.54](#) представлена конструкция охлаждаемой лопатки 1СА турбины ТРДД НК-56 ($T_{г}^* = 1550\text{K}$). Внутренний объем разделен на две полости, в каждую из которых установлен дефлектор из листового жаропрочного материала толщиной 0,5..0,7 мм, обеспечивающий, через систему отверстий диаметром 0,6..0,8мм (перфорацию), лобовое натекание воздуха на охлаждаемую поверхность.

Подвод охладителя в первую полость организован и сверху и снизу и, чтобы исключить отрицательный эффект встречи потоков охладителя, оба потока разделены дефлектором, который припаивается к лопатке по посадочным поверхностям. Дефлектор образует три потока охлаждающего воздуха: выход охлаждения на переднюю кромку обеспечивается снизу (из внутреннего канала КС), охлаждаемые спинки и корыта раздельно подводом сверху.

Воздух, выходящий через отверстия в переднем дефлекторе охлаждает лобовым натеканием на внутреннюю ребренную поверхность и затем через отверстия в стенке лопатки диаметром 0,6..0,8мм выходит на внешнюю поверхность, формируя на ней заградительный слой охладителя.

Лопатка подвергается виброшлифованию до и после алитирования. Блок состоит из 3

лопаток.

В ряде случаев через 2 СА подводится охлаждающий воздух к 2РК (ТРДД RB199, М-88-2 и др.), тогда конструкция дефлектора должна обеспечивать проход воздуха.

1.5. Конструкционная прочность элементов турбины

1. Выбор материала

Высокие рабочие температуры при резком их изменении (нестационарные тепловые нагрузки) в сочетании с агрессивной газовой средой, статическим, переменными и циклическими нагрузками и ряд других факторов стали причиной повреждений деталей турбин (рис.1.60) и характерных требований к выбору материалов для них.

Основные из этих требований:

Длительная прочность (жаропрочность) σ_{bt}^t , определяющая статическую прочность детали при работе с температурой t °С в заданном временном интервале τ ;

Жаростойкость (окалиностойкость), сопротивление разрушению поверхности лопаток из-за коррозионно - эрозионного воздействия высокотемпературного газового потока;

Термостойкость (сопротивление термоусталости), определяющая стойкость горячих деталей (лопаток в первую очередь) к резким изменениям температуры, когда возникает большой градиент температур в тонких поверхностных слоях (или в тонких выходных кромках, которые прогреваются и остывают быстрее, чем тело лопатки), что приводит к появлению трещин в поверхностных слоях и на кромках.

Выносливость при σ_{-1} повышенных температурах, гарантирующая прочность при знакопеременных нагрузках. С ростом температуры у жаропрочных сплавов на никелевой основе выносливость может увеличиваться из-за возрастания пластичности. Так у сплава ЖС30 $\sigma_{-1}=1000$ МПа при $t=20^\circ\text{C}$ и $\sigma_{-1}=320$ МПа при $t=900^\circ\text{C}$.

Пластичность, определяющая чувствительность материала к концентраторам напряжений. При достаточно высокой пластичности ($\delta>10\%$) материал не чувствителен к конструктивным концентраторам напряжений.

Этим требованиям отвечают жаропрочные сплавы на никелевой основе и кобальтовой основе.

Рабочие лопатки изготавливаются из никелевых сплавов ЖС6К, ЖС6У, ЖС6КП, ЖС30, ХН77ТЮП (ЭИ437Б), ХН70ВМТЮ (ЭИ617). Для изготовления **сопловых лопаток** применяют сплавы на никелевой основе из сплавов ЖС6К, ЖС6У, ЭИ652. **Диски и дефлекторы** дисков изготавливаются из сплавов ЭИ437Б, ХН73МВТЮ (ЭИ698). Для валов используют жаропрочные стали 13Х14Н3В2ФР (ЭИ736), 1Х12Н2МВФАБ (ЭИ517), ЭП693, сплав ЭИ437Б.

Корпусные детали изготавливают из сплава ВЖЛ-14, ХН68ВМТЮК (ЭИ693), ЭИ437Б.

2. Повышение предела выносливости лопатки σ_{-1} (перо, хвостовик, бандажная полка) достигается улучшением чистоты поверхности, снижением остаточных напряжений термообработкой и проведением упрочнения ППД (микрошариками, выброщлифование).

Большое число разрушений лопаток имеют усталостное происхождение. Это связано с трудностью оценки интенсивности возбуждения переменными силами на стадии проектирования и с большой чувствительностью возбуждающих сил и выносливости лопаток к случайным отклонениям от регламентных условий эксплуатации и производства.

3. Снижение переменных напряжений σ_v , как в конструкции компрессора, достигается снижением возбуждающих сил отстройкой от резонансных колебаний, и демпфированием.

Прочность рассчитывается с помощью пакетов на основе МКЭ (рис.1.61).

При использовании МКЭ нормы прочности (а также технологию создания конечно-элементной модели) необходимо согласовывать с ЦИАМ.

Видеоролики:

- изменение температуры диска за цикл работы двигателя ([ссылка 1](#));
- совместные колебания диска турбины с лопатками; ([ссылка 2](#))
- колебания рабочего колеса; ([ссылка 3](#))
- картина взаимодействия хвостовика с пазом в диске при действии центробежной силы. ([ссылка 4](#))

1.6. Особенности конструкции свободной турбины

В конструкции турбовального двигателя, устанавливаемого на вертолет отбор полезной мощности производится с помощью турбины, которая не имеет структурной (жесткой) связи с турбокомпрессором и потому называется свободной турбиной. Такой же принцип реализуется в некоторых турбовинтовых двигателях ([рис.1.62](#)).

Свободная турбина присутствует в современных схемах ТВД, в ТВВД и ТРДД с приводом вентилятора через редуктор и в конструкции стационарного газотурбинного привода.

Учитывая, что свободная турбина не имеет жесткой связи с ротором турбокомпрессора двигателя, осевую силу необходимо воспринять, нейтрализовать элементами ротора и статора самой свободной турбины с тем, чтобы обеспечить нагружение РУП регламентированной осевой силой (не более 30 кН). Решение задачи определяется созданием системы разгрузки РУП ротора свободной турбины и оптимальным размещением шарикового и роликового подшипника в корпусе (опоре) свободной турбины, учитывая консольное расположение рабочих колес относительно подшипников.

Разгрузка осуществляется обычно наддувом полости, формируемой с тыльной стороны диска турбины.

Осевое усилие, приходящее на радиально- упорный подшипник передается через корпус (опору свободной турбины) на силовой корпус газогенератора и далее на подвеску.

В ТРДД с вращением вентиляторных ступеней турбины через редуктор осевая сила должна уравновеситься реакцией элементов силовой схемы самой свободной турбины; на редуктор передается только крутящий момент шлицевых соединений валов.

В свободной турбине НК-14СТ ([рис.1.63](#)) осевая сила снижается с помощью разгрузочной полости с тыльной стороны диска последней ступени турбины НД, радиально-упорный подшипник размещен в средней опоре, связь вала редуктора и турбины обеспечивается шлицами.

Общепринятой схемой размещения подшипников ротора свободной турбины - передний подшипник роликовый, задний (радиально- упорный) - шариковый. Такое расположение уводит РУП в зону благоприятного теплового режима и обеспечивает фиксированное положение фланца выходного вала и узла стыковки с потребителем.

Шариковый подшипник часто устанавливается в паре с роликовым, когда стремятся разграничить функции, обеспечив нагружение шарикового подшипника только осевой силой.

Двигатель - привод, работая на природном газе, должен иметь ресурс в 5...7 раз превышающий ресурс авиационного ГТД (50000...100000час). Надежность газотурбинного привода должна обеспечивать круглосуточную, безостановочную работу без постоянного присутствия человека с межрегламентными наработками в 3500...5000 часов.

Он должен функционировать в широком диапазоне климатических условий (северные районы, южные пустыни), в условиях обледенения и большой естественной запыленности атмосферы. Попадание в двигатель пыли, а при неблагоприятном направлении ветра, сажи и паров масла приводит к загрязнению проточной части, повышению температуры газов перед турбиной и росту удельного расхода топлива. Загрязнение нарушает действие системы охлаждения турбинных лопаток, нарушает защитное действие покрытий.

При проектировании свободной турбины энергетической установки накладываются ограничения по частоте вращения:

- 3000 об/мин для привода электрогенератора, чтобы выдержать стандартную частоту переменного тока 50 Гц;

- 4500..85000 об/мин для привода насосов и нагнетателей.

1.7. Реверсивные турбины

Появление реверсивных турбин ([рис.1.64](#)) вызвано использованием газотурбинной установки в качестве главной установки, обеспечивающей все виды движения судна. Они состоят из комбинации турбин переднего (ТПХ) и заднего (ТЗХ) ходов.

ТПХ реверсивной газовой турбины проектируется на уменьшенное значение u/cS для снижения величины вентиляционных потерь

Варианты конструктивных схем реверсивных турбин представлены на [рис.1.65](#).

В конструкции реверсивных турбин используются клапаны, перекрывающие газодинамический тракт, не участвующий на данном этапе работы силовой установки судна. Требования к клапанам:

- Герметичность в положении «закрыто» (утечки величиной больше 1-2% увеличивают тормозной эффект, создаваемого турбиной, в полость которой эта утечка происходит.)
- В положении «открыто» каждый клапан должен обеспечивать минимальные гидравлические сопротивления.

Разновидности исполнения клапанов:

1. Клапанное устройство совмещено с сопловым аппаратом ([рис.1.66](#)).

2. Клапаны переднего (лента) и заднего хода (задвижка) ([рис.1.67](#)).

Суммарные потери при постановке этого клапана, составляющие 0,2-0,3%, могут быть дополнительно снижены.

ПРАВИЛА ПРОЕКТИРОВАНИЯ

1. ТЗХ должны проектироваться на полный расход газа.

2. Определение достаточности мощности заднего хода. Результирующим показателем процесса реверса является относительный выбег судна, равный s/l , где s - выбег судна при реверсе до его остановки; l - длина судна. Приемлемой величиной считается выбег, равный пяти-шести длинам судна.

Относительная мощность ТЗХ в паротурбинных установках транспортных судов задается порядка 40%. В практике военного газотурбостроения эта величина задается порядка 20-30%.

На [рис.1.68](#) и [1.69](#) показаны конструктивные исполнения реверсивной турбины и клапана заднего хода.

С помощью пневмоцилиндра можно обеспечить новое положение органов реверса «стоп-винт». Указанный режим крайне необходим при маневрировании корабля. В этом случае лента перепуска приоткрыта, а поворотные лопатки не дозакрыты и рабочий газ течет как по контуру переднего хода, так и по контуру заднего хода. При равновесии крутящих моментов на рабочих лопатках переднего и заднего ходов ротора наступает момент, когда устанавливаются нулевые обороты ротора турбины.

2. Камеры сгорания

Функцией камеры сгорания (КС) является подвод тепла к рабочему телу путем сжигания топлива.

2.1. Организация рабочего процесса в КС

Трудность организации горения в КС состоит в том, что процесс горения должен протекать в строго определенном месте жаровой трубы (ЖТ), а воздух, в котором сжигается топливо, движется с большой скоростью. Следовательно, чтобы выполнить условие стабилизации горения (по месту), пламя должно распространяться с той же скоростью навстречу воздушному потоку.

Вторая проблема заключается в том, что для устойчивого горения необходимо выдерживать определенные соотношения по количеству воздуха и топлива в топливовоздушной смеси (ТВС). Это условие порождает необходимость разделения воздушного потока на два: один из потоков участвует в реакции горения, обеспечивая потребное значение по коэффициенту избытка воздуха, другой поток втекает в ЖТ после зоны горения и, смешиваясь с горячими продуктами сгорания, обеспечивает заданную температуру рабочего тела на входе в турбину.

Процесс сжигания топлива организуется в несколько ступеней, хотя отдельные операции идут практически одновременно, и КС функционально разделяется на ряд участков ([рис.2.1](#)).

Диффузор. В диффузоре поток воздуха из компрессора, имеющий скорость 150...200м/с, замедляется с таким расчетом, чтобы в средних сечениях ЖТ его скорость не превышала 15...25м/с для обеспечения устойчивого горения.

Зона циркуляции. Для стабилизации пламени одного снижения скорости в диффузоре недостаточно. Как уже отмечалось, нужно выполнить условие, чтобы в заданном сечении ЖТ скорость течения газа C_a и турбулентная скорость распространения пламени U_T были равны и обратны по направлению, т.е. $\vec{C}_a = -\vec{U}_T$.

Такое динамическое равновесие достигается с помощью обратных токов горячих газов в головной части ЖТ. Конструктивно это реализуется чаще всего во *фронт овом устр ойст ве* (ФУ) - комбинации форсунки с завихрителем, в котором поток воздуха закручивается на угол 45...60° ([рис.2.2](#)). Закрученный поток создает в зоне, прилегающей к оси форсунки, пониженное давление. В эту зону устремляется поток горячего газа из зоны горения и часть воздуха из первого ряда отверстий в стенках ЖТ - возникает циркуляционное течение, часть которого, где направление струй противоположно движению осевого потока, называется *зоной обрат ных т оков* (ЗОТ).

Между этими двумя зонами складывается «*слой смешения*», в котором понижены скорости течения и высоки поперечные пульсации, что благоприятствует интенсификации процесса горения и удержания пламени.

Разделение пот оков воздуха на первичный и вт оричный. За диффузором происходит разделение потока воздуха. Первая часть поступает во фронт овое устройство и называется *первичным воздухом*. Другая часть - *вт оричный воздух*, омывающая ЖТ, проходит внутрь ее через систему отверстий и используется для питания зоны горения, охлаждения стенок, на подмешивание к горячим газам и на охлаждение элементов турбины.

Для углеродных топлив максимальная температура в зоне горения может достигать $T_z^* = 1800-2700\text{К}$.

Также является важным - выдерживание α по режимам работы двигателя. Управлением процессом горения возможно уменьшить эмиссию вредных выбросов (CO , C_nH_m , NO_x , дым).

Подгот овка т опливовоздушной смеси (ТВС) ([рис.2.3](#)). Топливо от насоса через

агрегат распределения топлива подводится к каждой форсунке двумя трубками, а в самой форсунке по двум каналам, чтобы обеспечить распыл топлива на режиме малого газа (работает один канал) и подачу большого количества топлива на основных режимах (работают оба канала). Мелкие частицы топлива диаметром от 200 до 5 мкм имеют то свойство, что суммарная площадь поверхности таких капель резко возрастает, а, следовательно, увеличивается и скорость испарения. Если сферическую каплю диаметром 10 мм разбить на капли диаметром 10 мкм, то их суммарная площадь увеличится в 1000 раз: при прочих равных условиях скорость испарения возрастает на три порядка.

Распыленное топливо подается в зону циркуляции, капли, встречаясь с горячими газами, интенсивно прогреваются, испаряются, смешиваются с воздухом, формируя окончательный состав ТВС. Все эти процессы идут практически одновременно и завершаются на расстоянии 30...50 мм от среза сопла форсунки.

Отметим, что крупные капли медленно нагреваются и поэтому имеют такую «пробивную силу», что могут достигать стенок ЖТ и даже выходить за пределы зоны горения.

Процесс горения. После того, как температура ТВС достигла критической величины, происходит воспламенение смеси, начинается процесс горения. Вначале выгорает ТВС с оптимальным составом смеси ($\alpha \approx 1$). Выделившееся при этом тепло идет на повышение температуры в первичной зоне и на испарение оставшейся части топлива.

За каждой форсункой формируется очаг пламени, обеспечивающий стабилизацию фронта пламени на разных режимах (при разных скоростях потока).

Вытекающие через первый ряд отверстий большого диаметра струи вторичного воздуха играют здесь главную роль в процессе сгорания топлива: оно сгорает вокруг этих струй и в зоне обратных токов, образующихся за этими струями.

Розжиг КС. Пусковые устройства. Если горение в КС началось, то этот процесс поддерживается до останова двигателя, благодаря схеме подготовки и непрерывного поджигания ТВС обратными токами горячего газа, приходящего из зоны циркуляции.

Начало горения или розжиг КС происходит с помощью источника зажигания в виде электрической свечи или пускового воспламенителя. Он должен обеспечить подвод к подготовленной ТВС энергии, которой хватит для того, чтобы создать ядро пламени. Размеры и температура ядра должны быть достаточные, чтобы обеспечить последующее распространение пламени на всю первичную зону. Для этого должно быть определено и оптимальное местоположение ядра, а также свечей относительно ФУ.

Формирование поля температур перед турбиной. Зона смешения. Вторичный воздух, который не участвует в горении топлива, подается внутрь ЖТ после зоны горения, чтобы получить среднemasсовую температуру и эпюру распределения температур по высоте рабочей лопатки, потребную для турбины. Количество воздуха (пример), распределяемое по зонам, изображено на рис. ...

Воздух подается через один или два ряда отверстий в стенках ЖТ поперечными струями и перемешивается с горячим газом. Максимально возможная глубина проникновения составляет около 5-ти начальных диаметров струи и должна достигать половины высоты ЖТ.

2.2. Конструктивные схемы камер сгорания

Камеры сгорания выполняются по *прямоточной схеме*, которые разделяются в свою очередь на трубчатые, трубчато-кольцевые и кольцевые, по *противоточной* и *радиально-кольцевой схеме*.

Прямоточные схемы КС определяются сохранением осевого направления движения рабочего тела от входа к выходу, и отличаются минимальными гидравлическими потерями, высокими выходными параметрами (полнота сгорания η_g , малая длина и масса) и малой эмиссией вредных веществ (CO , C_nH_m , NO_x).

Трубчатая КС (рис.2.4) представляет собой набор из нескольких ЖТ, каждая из которых имеет свой корпус, соединенный с общим кольцевым корпусом в котором расположен газосборник, собирающий горячий газ от всех ЖТ перед 1СА турбины.

Легкосъемная КС имеет фронтное устройство, состоящее из завихрителей и форсунок. Обтекатель-воздухозаборник образует с коническим корпусом кольцевой диффузор.

ЖТ имеет три ряда отверстий на передней конической стенке и два ряда близкорасположенных отверстий диаметром, ограничивающих первичную зону горения. Вторичная зона представлена одним рядом отверстий, а зона смешения двумя рядами отверстий.

ЖТ в переднем поясе крепится тремя полыми штифтами, которые обеспечивают ее радиальное расширение. С газосборником ЖТ соединяется телескопически.

Пламяперенос от двух запальных устройств в другие ЖТ происходит через соединительные патрубки.

Такие камеры использовались на низкотемпературных ГТД первых поколений и имели то преимущество, что позволяли замену ЖТ в эксплуатации, что при малых ресурсах горячих деталей имело немаловажное значение. Было преимущество и при экспериментальной отработке процессов горения.

Недостатки трубчатой КС:

- увеличение веса двигателя из-за нарушения наружной силовой связи между компрессором и турбиной, имеющейся при других схемах КС;
- высокие значения неравномерности поля температур и гидравлических потерь из-за разделения, а затем соединения газового потока перед 1СА;
- большие площади охлаждения стенок ЖТ;
- большая длина и масса.

Трубчатые КС нашли применение в стационарных газотурбинных установках, когда они располагаются вне проточной части двигателя (так называемые выносные ЖТ), количество которых составляет от 1 до 8...10.

Трубчатая о-кольцевая КС (рис.2.5) отличается от трубчатой тем, что отдельные ЖТ заключены в общий корпус. Наружный кожух корпуса КС включен в силовую схему двигателя, что позволяет снизить вес КС и двигателя в целом и обеспечить связь с опорой (пример Д-30 и «Тэй»). Недостатки трубчатой КС наблюдаются и здесь.

В трубчатой и трубчато-кольцевой КС при розжиге возникает проблема переброса пламени через пламя-перебрасывающие патрубки. В оптимальном исполнении вход в каждый патрубок должен совпадать с зоной наибольшей температуры в ЖТ, а положение выхода должно гарантировать, что вытекающий из патрубка газ попадет непосредственно в циркуляционную зону в передней части соседней ЖТ.

Вызывает затруднения замена жаровых труб, хотя имеются некоторые

конструктивные проработки ([видеоролик «разборка трубчато-кольцевой КС»](#)).

В кольцевой КС ([рис.2.6](#)) устанавливается одна ЖТ с общим фронтальным устройством, состоящим из набора форсунок (от 8 до 140 штук).

Поверхность охлаждаемых стенок ЖТ в трубчато-кольцевой КС по сравнению с кольцевой (устанавливаемых в одинаковый корпус) больше в 1,4 раза, а отношение объемов зон горения составляет 0,715. Это означает, чтобы иметь то же время пребывания, длина зоны горения в трубчато-кольцевой КС должна быть увеличена в 1,4 раза.

Меньшая площадь охлаждения стенок и меньший расход охлаждающего воздуха, дефицит которого растет с ростом параметров цикла, возможность более тонкой настройки эпюры температур на выходе, малая длина и вес, возможность выполнить требования по эмиссии вредных веществ - все это привело к тому что кольцевая КС используется во всех современных ТРДД.

Противоточная КС ([рис.2.7](#)) используется обычно в сочетании с центробежным или осецентричным компрессором и связана с поворотом потока на 360°. Такая компоновка двигателя позволяет снизить его длину и вес, и может использоваться при проектировании ТРДД с $m \geq 3$ (пример LF507), где объем, ограниченный внутренней стенкой канала 2 контура достаточен для размещения центробежной ступени и КС. Противоточная КС широко применяется на ТВаД для вертолетов, ВСУ, где нет жестких ограничений на диаметральные габариты.

Радиально-кольцевая КС ([рис.2.8](#)) с распылением топлива вращающимися форсунками, поступающего через вал, и кольцевой ЖТ, которая располагается под углом 90° к валу двигателя. Как и в случае с противоточной схемой здесь достигается цель - уменьшить длину двигателя.

Подвод воздуха в зону горения происходит через щелевые каналы на наружной стенке (вертикальная часть) и далее через три 93

ряда отверстий. Зона смешения определяется патрубками - карманами, размещенными только на наружной стенке. Воздух к внутренней стенке подводится через пустотелые охлаждаемые лопатки соплового аппарата турбины.

Основной недостаток противоточной и радиально-кольцевой КС - это большая величина отношения поверхности ЖТ к объему, что вызывает затруднения с охлаждением стенок. Относительные весовые характеристики (к расходу воздуха) таких камер хуже, чем прямооточных.

Постоянный рост параметров цикла P_K^* и T_c^* казалось бы облегчает задачу проектирования КС по стабильному горению с высоким η_{Γ} , однако создание КС современного ТРДД затрудняется дефицитом охлаждающего воздуха и постоянно растущими ограничениями по выбросам вредных веществ.

2.3. Требования к камере сгорания:

1. Высокая полнота сгорания, характеризующаяся коэффициентом полноты сгорания $\eta_e = \frac{Q_1}{Q_2}$, равная отношению количества тепла, выделившегося в КС при сжигании топлива, к его теплотворной способности $\eta_r = 0,98..0,995$.

2. Низкие потери полного давления.

$$1 - \sigma_{\text{КС}} = 1 - \frac{P_2^*}{P_1^*} = 5,5...6,0\% \quad 1 - \sigma_{\text{жт}} = 1 - \frac{P_{II}^*}{P_I^*} = 1,5...4,0\%$$

3. Устойчивое горение в широком диапазоне по составу смеси $\alpha_{\text{min}} = 0,4..0,6$; $\alpha_{\text{max}} = 2,0..24,0$.

4. Должна обеспечиваться заданная эпюра температур T_c^* уровень радиальной (K_p) и окружной (K_o) неравномерности этой температуры (рис. 2.9).

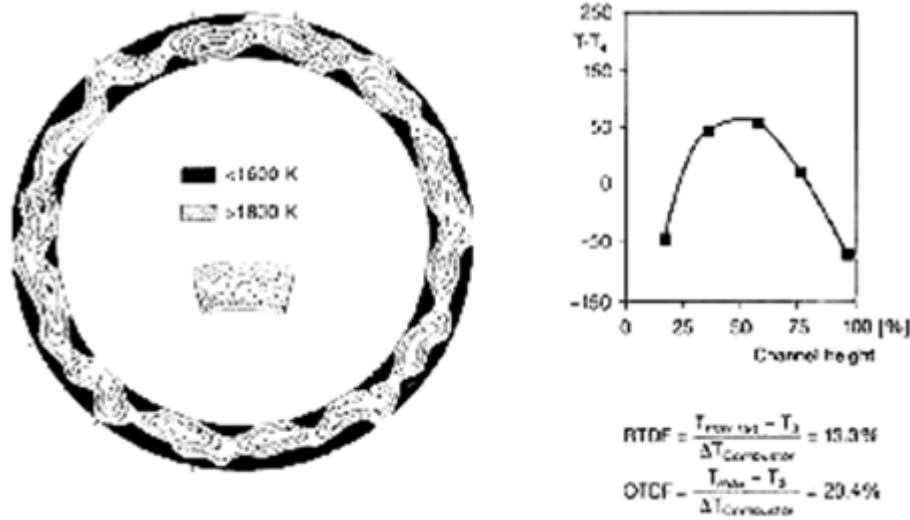


Рис. 2.9. Картина распределения температуры по сечению камеры сгорания

5. Устойчивый розжиг КС на земле и в полете.

6. Эмиссия вредных веществ должна быть в пределах норм ИКАО.

7. Надежность, которая определяется чаще межремонтным и реже назначенным ресурсом КС, ремонтпригодностью и контролепригодностью. Контролепригодность обеспечивается введением в конструкцию обычных лючков для эндоскопии.

8. Технологическое совершенство. Оно определяется трудоемкостью изготовления ЖТ и других элементов и возможностью использования современных технологий.

9. Минимальные габариты (в первую очередь длина) и масса.

2.4. Элементы КС

2.4.1. Диффузор.

Диффузор ([рис.2.10](#)) снижает скорость на входе в КС, обеспечивая тем самым условие стабильного горения при относительно малых скоростях U_H и U_T .

Диффузор, представляющий собой расширяющийся канал, обеспечивает снижение скорости и повышение статического давления. Такое преобразование кинетической энергии в потенциальную сопровождается потерями. При больших углах раскрытия происходит срыв потока. Поэтому основная цель при выборе конструкции диффузора: иметь диффузор малой длины и с меньшими потерями. Значение угла раскрытия диффузора находится в интервале $6..12^\circ$. При таких углах длина диффузора получается большой, что увеличивает длину и массу двигателя. Поэтому существует ряд методов снижения длины диффузора.

«Плавные» диффузоры ([рис.2.11](#) ,а) - один из конструктивных приемов разделения процесса снижения скорости на 3 участка с задачей снижения скорости без зон отрыва. Диффузор имеет три отдельных участка торможения. Первый участок 1 - обычный кольцевой диффузор, где снижается скорость перед фронтальным устройством (перед воздухозаборником), т.е. скорость первичного потока воздуха. Второй участок 2 располагается за сечением разделения потоков вторичного воздуха на длине воздухозаборника - диффузор разделен на два канала, на два диффузора с меньшими углами раскрытия. Из этих диффузоров воздух поступает в криволинейные каналы, скорость течения в которых постоянна. И в третьей ступени 3 два диффузора - кольцевые каналы постоянного сечения, а торможение потока происходит за счет отбора воздуха в ЖТ через отверстия в стенках.

Такой диффузор использован в КС ТРДД «Тэй» (см. [рис.2.5](#))

Диффузор с разделительными стенками представляет собой диффузор с большим углом раскрытия, разделенный на ряд диффузоров с меньшим углом. Этим достигается при малой длине безотрывное течение в каждом канале, снижение потерь и равномерное распределение скоростей за диффузором.

Эффективность такой меры тем выше, чем больше общий угол раскрытия диффузора. При малых углах повышение общей поверхности профиля и гидравлические потери превышают полезный эффект.

При угле 30° нужно делать две разделительные стенки, при угле $45..60^\circ$ - четыре.

На рис. 12,в показано конструктивное исполнение таких диффузоров в КС ТРДД АИ-25 и GE-90. Еще одно исполнение такого диффузора возможно при установке разделителя на передней стенке ФУ или на обтекателе головной части ЖТ.

Диффузор со стабилизированным отрывом ([рис.2.11](#) ,б) является наиболее распространенным приемом снижения длины диффузора. Идея такого ступенчатого диффузора состоит в том, что вблизи сечения отрыва площадь диффузора резко увеличивается и отрыв не распространяется на всю длину l_0 .

На начальном участке это обычный укороченный диффузор, где скорость снижается приблизительно до уровня 60% от скорости входа. За плоскостью резкого расширения воздух попадает в полость большого объема, где он разделяется на потоки, обтекающие ЖТ. Высота уступа за начальным участком обычно составляет $0,1..0,15$ от высоты канала, но не менее 5мм.

Цена снижения длины диффузора - увеличение потерь полного давления на 50% по сравнению с плавными диффузорами.

Конструктивное оформление диффузоров прямооточных КС. Диффузор является составным элементом наружного и внутреннего корпуса КС, и конструкция его диктуется конструктивной схемой двигателя и нагружением обоих корпусов ([рис.2.12](#)).

Когда перед турбиной размещается радиальная опора (роlikоподшипник), силовой поток от опоры передается с внутреннего корпуса на наружный через пустотелые ребра диффузора, которые служат также для проводки трубопроводов.

Если нет необходимости решать задачу о проходе трубопроводов через тракт, соединение наружного и внутреннего корпуса КС обычно обеспечивается через лопатки НА компрессора и стенки диффузора связи не имеют.

Диффузоры для протivotочной и радиально-кольцевой КС используемых в сочетании с центробежной ступенью компрессора должны не только снизить скорость и повысить давление, но и устранять остаточную закрутку потока.

Для этой цели в КС применяется короткий кольцевой диффузор с большой степенью раскрытия и малой выходной скоростью. Перед входом в диффузор КС вводится успокоительный участок длиной около двух длин хорды лопаток НА.

В случае использования сочетания центробежной ступени и прямоточной КС ось ЖТ ориентирована с некоторым наклоном к оси двигателя, чтобы ФУ было направлено в сторону диффузора. Соответственно и диффузор имеет изогнутую форму с радиусным участком, где сохраняется постоянная скорость течения, далее следует успокоительный участок и сам диффузор с большим углом раскрытия (пример КС ТРДД PW300).

2.4.2. Жаровая труба с фронтным устройством

ФУ рассматривается в совокупности с ЖТ. ЖТ функционально разделяется на два участка: зону горения и зону смешения.

Зона горения в свою очередь подразделяется на первичную и вторичную. Из-за малых значений коэффициента избытка воздуха ($\alpha = 0,2 \dots 0,4$) в первичной зоне сгорает только часть топлива, основная его масса сгорает во вторичной зоне вокруг струй свежего воздуха, выполняющих роль кислородного душа ($\alpha = 1,2 \dots 2,0$). Разделение на зоны является основой формирования геометрического облика ЖТ в меридиональном сечении ([рис.2.13](#)).

Длина первичной зоны диктуется созданием зоны обратных токов и обычно составляет $(2,5 \dots 3) D_{зн}$ (здесь $D_{зн}$ - наружный диаметр завихрителей). Длина вторичной зоны горения $(0,5 \dots 0,7)$ высоты ЖТ. Общая длина ЖТ у современных высокотемпературных авиационных ГТД составляет $(2,0 \dots 2,5)$ калибра (высоты ЖТ).

Зона смешения обычно начинается на расстоянии $(1,0 \dots 1,5)$ калибра, от выхода из КС. Первый ряд отверстий рекомендуется располагать в наружной и внутренней стенке напротив друг друга, чтобы получить противоположно направленные струи. В других рядах отверстия могут быть смещены на половину шага.

Средний диаметр канала входа в турбину обычно больше среднего диаметра канала выхода воздуха из компрессора, поэтому ось КС наклонена под некоторым углом к оси двигателя. Отсюда часто контур наружной стенки ЖТ оказывается близким к цилиндру, а наклон оси ЖТ обеспечивается контуром внутренней стенки.

Для выбора контуров ЖТ в меридиональном сечении важное значение имеет высота фронтного устройства, которая зависит от способа формирования циркуляционных течений в первичной зоне горения, от типа и числа горелок.

Используются три схемы создания циркуляционной зоны ([рис.2.14](#)):

- 1) закрутка воздуха и получение зоны пониженного давления в ядре вихря;
- 2) встречные струи в сочетании с затеняющей передней стенкой ФУ по оси ЖТ, за которой образуется зона пониженного давления;
- 3) комбинации закрутки с встречными струями воздуха на границе первичной зоны горения.

Ст абиллизация фронт а пламени созданием циркуляционной зоны обрат ных т оков с помощью лопат очных завихрит елей. Завихритель - это кольцевая решетка профилей, геометрия которой показана на [рис.2.15](#). Это наиболее эффективный способ создания в первичной зоне циркуляционного течения, которое увлекает за собой часть продуктов сгорания и свежего воздуха и перемешивает их с распыленным топливом.

Завихрители могут быть однорядными и двухрядными, осевыми и радиальными. В двухрядных закручивание потока может быть в одном или в разных направлениях. Лопатки завихрителя могут быть плоскими и изогнутыми. Угол в завихрителе с плоскими лопатками постоянный по длине канала, с изогнутыми $\theta = 0^\circ$ на входе и заданное на выходе. Угол закрутки обычно составляет $\theta = 45 \dots 60^\circ$, число лопаток $8 \dots 12$. Чаще используются осевые завихрители, а радиальные вводятся в конструкцию для сокращения осевых или диаметральных габаритов ФУ.

Структура течений за завихрителем показана на [рис.2.16](#). Зона циркуляции находится внутри кривой ОАВС. Пунктиром изображена линия, где осевые скорости равны нулю. Следовательно, область ниже этой линии и будет ЗОТ, где осевая скорость имеет обратный знак. Окружные скорости имеют максимум ближе к линии нулевых осевых скоростей. За точкой С, называемой точкой торможения, возвратных течений нет.

Интерес представляет ФУ камер сгорания ТРДД CFM56-7В ([рис.2.17](#)) и GE-90 ([рис.2.18](#)). Многофорсуночная (60 горелок) двухъярусная КС малой длины ($l/h_{ЖТ} \leq 1.5$) не имеет первого ряда отверстий, а циркуляционную зону образуют два ряда радиальных завихрителей с использованием срыва потока с кромок выходных конусов. Кольцевые вихри способствуют созданию пониженного давления в зоне обратных токов.

Центробежные форсунки для зоны малого газа и основной зоны выполнены в общем корпусе с раздельным подводом топлива к каждой форсунке. Сложности монтажа форсунки сразу в два отверстия ФУ разрешается плавающими приемными кольцами во ФУ, которые исключают и нагружение форсунки при тепловых деформациях ЖТ, которая закрепляется только в заднем поясе.

Из условия монтажа крепление форсунки на корпусе КС выполняется при помощи шарового шарнира.

ФУ с аэрацией топлива - это пневматическая форсунка с внешним и внутренним смешением слоя топлива с воздухом ([рис.2.19](#)) в сочетании с конической щелью, которая формирует конус распыла ТВС. Топливо подается в закручивающий кольцевой канал, из него через щель (называемую водослив) оно выходит на поверхность А, на которой образуется топливная пленка. Она срывается у кромки Б этой поверхности и распадается на мелкие капли. Воздух подается с двух сторон от топливной пелены: часть воздуха проходит через завихритель, омывая топливный кольцевой канал изнутри и отклоняется конусом К в радиальном направлении к внутренней поверхности пелены топлива, а другая часть проходит через кольцевой канал окружающий сам конус форсунки. Такая сплошная пелена топлива распыляется высокоскоростными потоками воздуха. Воздух проходящий по центральному каналу грибка способствует срыву ТВС с кромок и формированию зоны обратных токов.

Во ФУ **испарит ельного типа** ([рис.2.20](#)) применяются Т-образные испарительные трубки, которые позволяют удвоить число горелок по сравнению с числом форсунок. Высота патрубков 100...120мм, диаметр трубок 20...30мм. Топливо впрыскивается в патрубок струйной форсункой и проходя через колена испарительной трубки полностью испаряется до начала процесса горения. Такая система подготовки ТВС обеспечивает высокую равномерность распределения топлива по зоне горения на всех режимах работы двигателя. Однако здесь более узкий диапазон устойчивого горения и опасность разрушения испарительных трубок.

ФУ - сочетание центробежной форсунки и завихрителя ([рис.2.21](#)). По оси форсунки иногда устанавливается затеняющая шайба, которая позволяет усилить эффект понижения давления за срезом форсунки и в совокупности с завихрителем позволяет расширить циркуляционную зону по высоте.

Распыл топлива в данном случае производится непосредственно в зону циркуляции. При этом образуется капли разного диаметра (гетерогенная смесь) размером 80...100мкм, что способствует расширению диапазона устойчивого горения. Однако малый коэффициент избытка воздуха в зоне ФУ ($\alpha \leq 0,2$) способствует образованию твердых частиц (сажи, кокса) и ярко светящегося пламени, дающего мощный поток лучистой энергии на стенки ЖТ, что вызывает их коробление и прогар.

ФУ - пневматический распыл, когда топливо, распыленное центробежной форсункой, попадет в отдельную камеру ([рис.2.22](#)), воздух в которой закручен лопатками завихрителя.

При таком взаимодействии топливного факела, газового потока и стенок конуса топливо равномерно дробится (диаметр капель 20...40мкм), начинается процесс смешения топлива с воздухом и испарения. Следовательно, из сопла горелки выходит готовая ТВС и продолжается ее испарение и смешение с основной массой воздуха первичной зоны,

образуется однородная, гомогенная смесь. Коэффициент избытка воздуха в зоне ФУ в этом случае $\alpha = 0,2 \dots 0,4$ и при малом перепаде давления топлива на форсунке (0,02...0,1МПа) образуется голубое, холодное пламя при низких значениях CO , C_nH_m , NO_x и дыма. Однако, тонкий, равномерный распыл топлива сужает диапазон устойчивой работы КС по коэффициенту избытка воздуха.

Форсунки. Сами форсунки выполняются струйными и центробежными.

Струйная форсунка ([рис.2.23](#), а) подает топливо в виде компактной струи с углом распыла $5 \dots 20^\circ$ и большой дальностью. Мелкость распыла зависит от перепада давлений на форсунке ΔP_ϕ , равного разности давлений на входе в форсунку и в самой камере сгорания, и составляет более 100мкм.

Центробежная форсунка ([рис.2.23](#), б) распыляет топливо, используя закрутку струи в камере форсунки перед выходным соплом. На выходе из сопла струя преобразуется в пустотелый тонкостенный конус, который распадается на капли различного диаметра. При действии аэродинамических сил капли дробятся еще и диаметр их составляет $50 \dots 100$ мкм. Угол распыла у таких форсунок составляет $30 \dots 120^\circ$.

Вращающаяся форсунка. В радиально-кольцевых КС малоразмерных ГТД используются подача топлива через вращающиеся форсунки. Топливо от насоса через систему уплотнений подводится к пустотелому вращающемуся валу ([рис.2.24](#)) и выбрасывается центробежными силами через сопла в стенке вала. Рекомендуется начинать использование такой форсунки с частоты вращения $n=20000$ об/мин. То есть такую систему рационально применять в малоразмерных высокооборотных двигателях.

Эквивалентное давление подачи топлива получается очень высоким в сотни кПа. Число сопел 8-16 с диаметром $6 \dots 2$ мм. Используются в ТВД М601 и ГТД-3Ф

Достоинства такой системы: топливоподачи простота, малая стоимость и низконапорный топливный насос. Недостатки: инертность (запаздывание изменения расхода при изменении режима из-за большой длины магистрали подвода). Трудности с высотным запуском: из-за низких оборотов авторотации снижается качество распыливания.

2.4.3. Корпус КС

Конструкция наружного и внутреннего корпусов в кольцевой КС связана с формой и наклоном оси ЖТ в меридиональном сечении и конструкцией диффузора. Минимальным является внутренний диаметр передней части ЖТ, и чтобы установить ее в корпус, приходится делать поперечный разъем на внутренней оболочке. В трубчато-кольцевой КС делается разъем на внутреннем корпусе с той же целью, что и в кольцевой КС и поперечный разъем в наружном корпусе. Последний делается для того, чтобы присоединить к диффузору заднюю часть корпуса, состоящую из двух половин (продольный разъем). Такая конструкция обеспечивает возможность монтажа ЖТ и других элементов, воспроизводящих вторую связь корпусов КС при двойной замкнутой связи корпусов компрессора и турбины в силовой схеме двигателя.

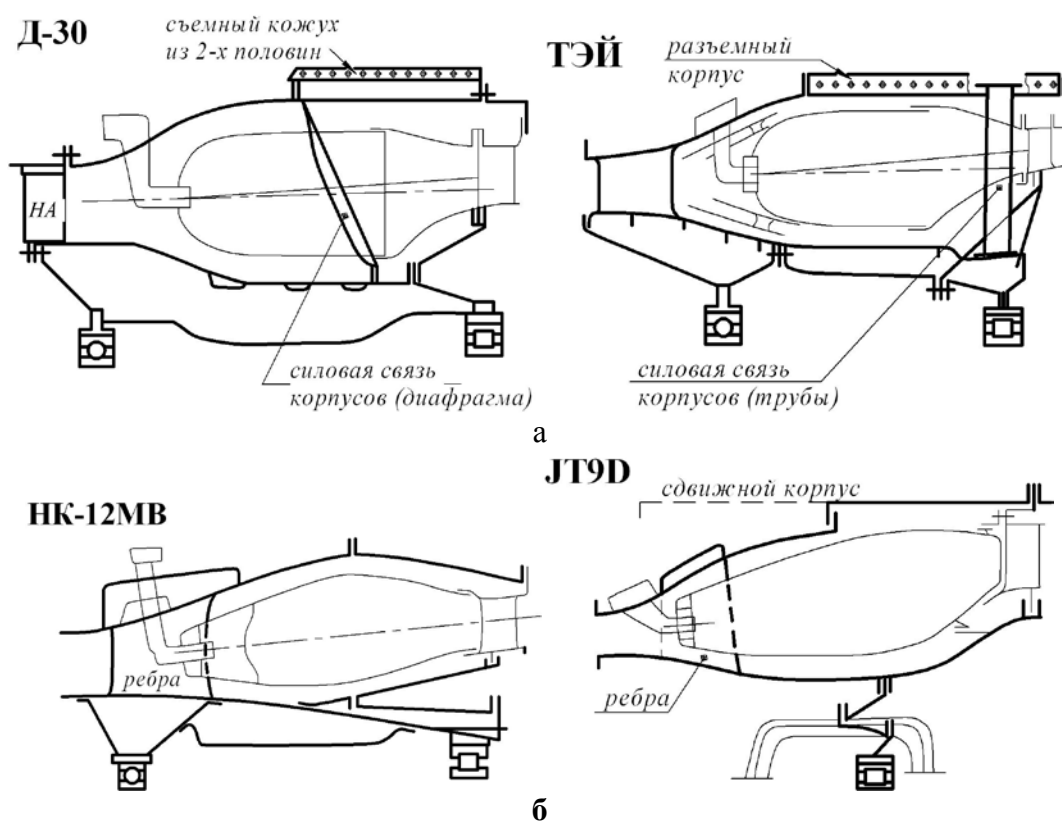
Основным ориентиром при назначении конструкции наружного и внутреннего корпуса является высота каналов для вторичного воздуха, скорость в которых обычно составляет 80...100м/с.

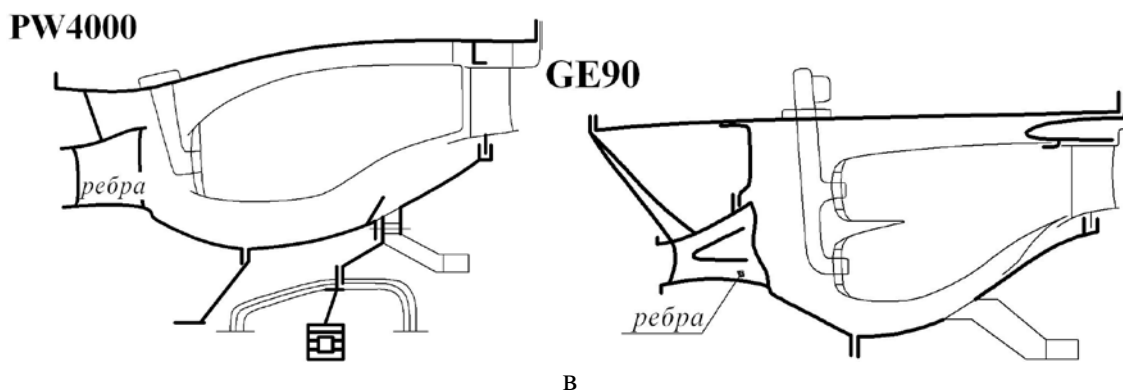
Условия течения воздуха в кольцевом канале оказывает прямое влияние на условия течения внутри жаровой трубы, а также на температуру стенок. Высокие скорости в канале интенсифицируют конвективное охлаждение стенок ЖТ.

Из условия нагружения передняя часть наружного корпуса делается утолщенной (5...6мм) по сравнению с цилиндрической частью (3...4мм).

Внутренний корпус в трубчато-кольцевой и кольцевой КС работает на сжатие и для обеспечения устойчивости требует оребрения.

Конструктивные схемы корпусов КС при различных силовых схемах корпуса всего двигателя и разных схем камер сгорания показаны на рис. 2.25.





В

Рис. 2.25. Конструктивные схемы корпусов КС:

- а - трубчато-кольцевая КС, плавный диффузор, двойная замкнутая связь, две опоры;
- б - кольцевая КС, плавный диффузор, двойная разомкнутая связь;
- в - кольцевая КС, диффузор со ступенчатым отрывом, двойная разомкнутая связь

Достоинства такой системы: топливоподачи простота, малая стоимость и низконапорный топливный насос. Недостатки: инертность (запаздывание изменения расхода при изменении режима из-за большой длины магистрали подвода). Трудности с высотным запуском: из-за низких оборотов авторотации снижается качество распыливания.

2.4.4. Система розжига

Общее время запуска авиационного ГТД находится в пределах 30...120с. Однако для КС выдвигается отдельное требование максимально допустимой задержки запуска камеры (обычно менее 30с) с момента подачи топлива, которая обусловлена инерционностью топливной аппаратуры и пламяпереброса, а также неблагоприятными внешними условиями. Время задержки задается с учетом потери высоты полета при аварийных ситуациях и опасности накопления топлива в КС при работе на низких частотах вращения ротора.

Требование высотности запуска КС продиктовано необходимостью безотказности запуска двигателя в аварийной ситуации. Требуемая высота запуска для транспортных самолетов 6...10км, для боевых самолетов 18...25км.

Используют два типа тепловых источников зажигания ТВС: *электрические свечи* (рис. 2.26), обеспечивающие образование ядра пламени непосредственно в ЖТ (отсюда и название такого запуска – *непосредственный розжиг* основного топлива) и *пусковые воспламенители* (рис. 2.27) представляющие собой небольшой объем вне ЖТ, куда подается пусковое топлива, воздух из ЖТ, а для увеличения высотности иногда и кислород и эта смесь поджигается электросвечой. Пламя, выходящее из полости воспламенителя, выходным патрубком направляется в первичную зону горения, где обеспечивается зарождение ядра пламени.

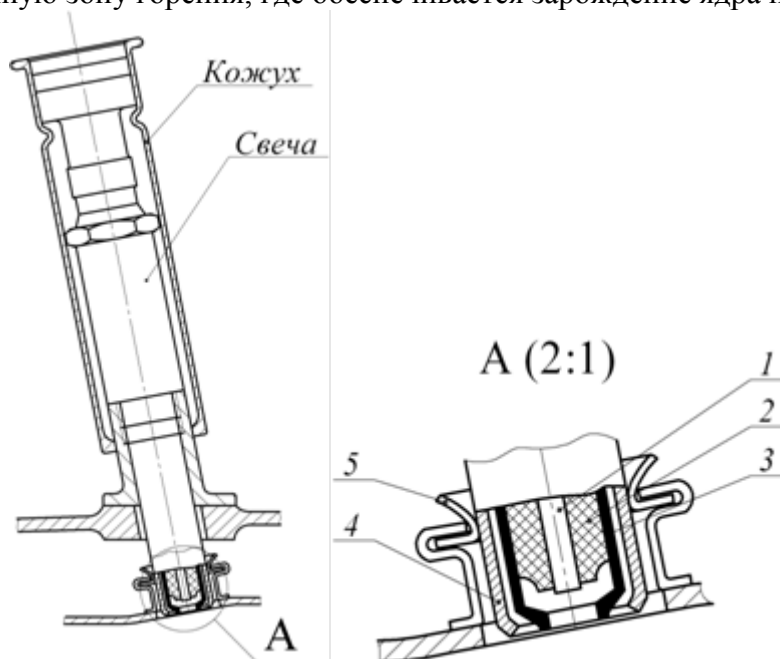


Рис.2.26. Конструктивные элементы электрической свечи поверхностного разряда:
1 – центральный электрод; 2 – изолятор; 3 – боковой электрод; 4 – корпус; 5 – плавающее уплотнительное кольцо.

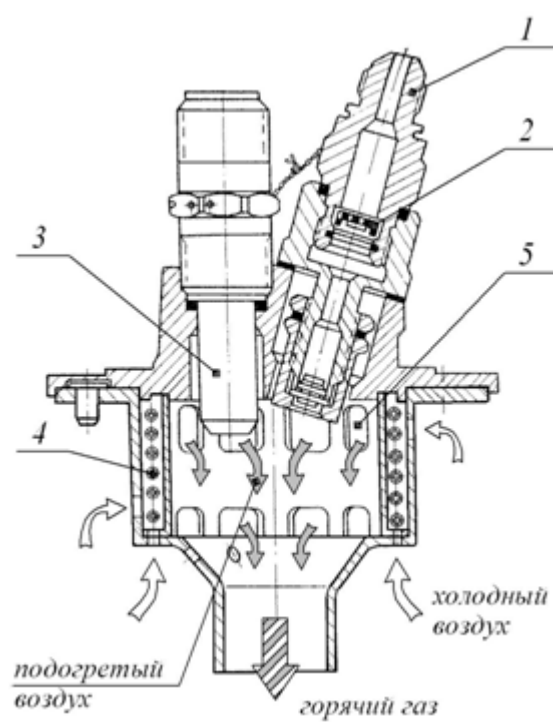


Рис. 2.27. Запальное устройство КС:
 1 – штуцер подвода топлива; 2 – фильтр; 3 – свеча;
 4 – электроподогрев воздуха; 5 – окна подвода воздуха.

Энергия, выделенная на свече поверхностного разряда и тепловая энергия горячей струи запальника должна составлять 2...4Дж. Частота разряда 6...30Гц. Питание от бортовой сети напряжением 27В (ТРДД Д-30).

Четких рекомендаций о месте установки свечи или запального устройства по длине ЖТ нет. Исходят из того, что устойчивое ядро может возникнуть в сечении, где закончена подготовка ТВС (распыление, испарение, смешение) и скорости потока минимальны. Такой точкой может быть примерно середина зоны циркуляции (это примерно половина расстояния от ФУ до первого ряда отверстий), а по радиусу «слой смешения». Направление свечи в эту точку может быть перпендикулярно к оси камеры или под углом – как подсказывает конструкция.

Свеча и сопло запального устройства обычно располагаются заподлицо с внутренней поверхностью наружной стенки ЖТ и так, чтобы тепловые деформации ЖТ их не нагружали.

Критериями выбора одной из двух систем зажигания служат обычно опыт и традиции ОКБ.

2.4.5. Система смешения (организация ввода воздуха в жаровую трубу)

Как было показано ранее, для образования зоны циркуляции подается воздух через систему отверстий $\varnothing 15..20$ мм, расположенных в один или два ряда на стенке ЖТ. Этот воздух частью идет в зону обратных токов, а частью во вторичную зону горения, где перемешиваясь с частицами топлива, несгоревшего в первой зоне ускоряет процесс горения. Качество смешения определяется глубиной проникновения и шагом отверстий, которые располагают в одной плоскости на обеих стенках ЖТ. Для увеличения глубины проникновения используют патрубки-карманы ([рис.2.28](#), б).

Окончательное число отверстий их диаметры и размещение определяются экспериментально.

Как указывалось выше, большие скорости течения воздуха в кольцевом канале хотя и повышают отвод тепла от стенок ЖТ, но ухудшают условие ввода струй воздуха через отверстия большого диаметра. При определенных соотношениях высоты канала и длины участка смешения вторичный воздух не только входит внутрь ЖТ через отверстия большого диаметра, но и часть его, минуя их уходит в задний отсек канала, что вызывает возвратные течения и возмущение потока над большими отверстиями. Воздух начинает поступать в отверстия с разных направлений, что нарушает структуру основного потока в ЖТ и оказывает влияние на профиль скоростей и температур на выходе ([рис.2.28](#), в). Для исключения этого отрицательного эффекта за отверстиями устанавливают препятствия в виде поперечных ребер равной высоты. В кольцевой КС такое препятствие делается непосредственно на ЖТ в виде выступа высотой до $2/3$ высоты канала, размещенного за отверстиями ([рис.2.28](#), г).

Отметим внимание к конструктивному оформлению больших отверстий, связанное с тем, что при постоянном режиме температура кромок отверстий ниже, чем температура стенок и в них возникают напряжения растяжения, а при изменении режимов работы двигателя и напряжения растяжения и напряжения сжатия. Для снижения температурного градиента на отверстиях используют отбортовку и заполировку отверстий, окантовку манжетой из листового материала и окантовку манжетой с перфорированным охлаждением, использованным в КС ТРДД RB.211-535 ([рис.2.29](#)). Радикальным решением по исключению трещин является использование смесительных патрубков, которые позволяют сделать главное - управлять глубиной проникновения струй. Для исключения перегрева и оплавления передних кромок патрубков они выполняются ступенчатыми с пленочным охлаждением.

2.5. Тепловое состояние стенок жаровой трубы

Охлаждение ЖТ. Разделение стенок на секции.

Наиболее нагруженная наружная стенка ЖТ кольцевой КС и стенка трубчато-кольцевой КС испытывают деформации сжатия от перепада давлений, одновременно находясь под воздействием мощного теплового потока от газового пламени. Для достижения требуемой жесткости и прочности стенки ЖТ приходится охлаждать. Температура стенок ЖТ, выполненной из жаропрочных и жаростойких материалов ХН60В (ВЖ98), Х35Н50ВМ (ВХ4А) и др., не должна превышать 750-850°С. В современных ГТД на охлаждение тратится до 25...30% от суммарного расхода воздуха через КС и реализуется конвективное и конвективно-плёночное охлаждение.

Заградительное (плёночное) охлаждение позволяет не только защитить стенку от прямого действия горячих газов, но и отнять от нее некоторое количество тепла.

Необходимость охлаждения вынуждает делить криволинейную стенку ЖТ на секции.

При формировании секций решается несколько задач:

- 1) выбор схемы вывода охлаждающего воздуха на внутреннюю поверхность стенки и геометрических параметров каналов (диаметр отверстий, шаг);
- 2) разделения контура стенки на секции, соединение секций;
- 3) размещения отверстий для подвода воздуха в зону горения и в зону смешения;
- 4) соединения ЖТ с ФУ.

Рассмотрим наиболее распространенную схему ввода охлаждающего воздуха ([рис.2.30](#)). Вторичный воздух через отверстия в вертикальной или горизонтальной стенке уступа попадает в полость между козырьком и стенкой ЖТ в направлении на козырек. Круглые воздушные струи, ударяясь о козырек, превращаются в плоские струи, сливаясь в непрерывную кольцевую завесу. Расход охлаждающего воздуха определяется площадью отверстий $\varnothing A(B)$, направление струи в сторону стенки козырьком, а скорость воздушной струи - высотой щели h . Эффективная устойчивая завеса образуется при следующих геометрических соотношениях: диаметр отверстий $d=1,0..2,0$ мм, отношение шага к диаметру отверстий $t/d = 2,5..5,0$, высота щели 1,5...3,0мм, длина козырька 2,5...3,0 высоты щели, а длина секции при высоте щели 1,5...2,0мм составляет 15...25мм.

На [рис.2.31](#) показано соединение секций и организация завесы в прямоточных КС на двигателях предыдущих поколений.

Соединение секций (см. [рис.2.30](#)) производится чаще всего сваркой в стык. Однако есть примеры использования торцевого шва при соединении секций внахлест для обеспечения ремонтпригодности ЖТ. Для замены секций достаточно срезать два шва.

Стык с ИСА зависит от способа закрепления ЖТ, но задача подачи охлаждающего воздуха на цилиндрические полки СА решается во всех случаях.

Крепление ЖТ выполняется или в двух поясах - переднем и заднем или только в заднем.

Элементы крепления должны воспринимать действие газовых сил в осевом направлении и обеспечить центрирование ЖТ. Нарушение центрирования приводит к искажению температурного поля на выходе. Второе требование к подвеске - свобода тепловых деформаций в осевом (от места фиксации) и радиальном направлении.

Основная доля подводимого тепла приходит от излучения. Для снижения температуры стенки используется *нанесение теплозащитных покрытий* (ТЗП). Теплозащитные экраны с нанесением на них ТЗП в составе ЖТ камеры сгорания ТРДД V2500 показана на [рис.2.32](#).

Перфорационное охлаждение, реализованное в конструкции КС ТРДД RB.211-535 представляет собой систему отверстий диаметром 0,8...1,0мм в стенке секций ЖТ в 9...10

рядов с шагом в ряде (1...2)d и между рядами (3...4)d в зоне максимальных температур.

Размер отверстий должен исключить их засорение и также обеспечить малое проникновение струек воздуха в основной поток - только в этом случае на внутренней поверхности ЖТ образуется заградительная пелена. Расход воздуха при одинаковой температуре стенки оказывается ниже, чем в случае с пленочным охлаждением на 30%.

Проникающее, пористое (транспирационное) охлаждение показано на примере камеры сгорания ТРДД «Тэй», где в ЖТ использован двухслойный материал «Трансплей». На внутренних поверхностях листов из жаропрочного свариваемого материала химическим фрезерованием образованы каналы и регулярная система отверстий ([рис.2.33](#)).

Соединенные между собой методом диффузионной пайки листы образуют конструкцию с организацией системы каналов и большого числа отверстий малого диаметра на одной стороне (внутренней стороне стенки ЖТ) и меньшего числа отверстий большого диаметра (наружная сторона стенки ЖТ). В такой конструкции стенки ЖТ реализуется конвективно-пленочное охлаждение: воздух пройдя через внутренние каналы стенки выходит на поверхность и многочисленные струи сливаются в завесную пленку.

При снижении температуры стенки на 100°C при сравнении с пленочным охлаждением расход воздуха уменьшится в 3 раза.

Подобный материал «лампиллой» фирма Дж. Электрик использует в конструкции КС ТРДД GE90 и др.

2.6. Подвеска и центрирование жаровой трубы в корпусе

Используется три схемы подвески.

По *первой схеме* существует два пояса подвески ЖТ: передний - крепления ЖТ за наружный корпус КС и задний - в стыке с 1СА турбины. Обычно в переднем поясе производится фиксация ЖТ в осевом направлении со свободой радиальных тепловых деформаций, а в заднем поясе используется телескопическое соединение с 1СА, дающее свободу осевого теплового расширения. Возможные конструктивные решения креплений в переднем и заднем поясе показаны на рис. 2.34. Различные усложнения конструкции (сферические элементы, размещение цилиндрических пальцев на оси и др.) связаны с гарантированностью свободы расширения и уменьшения изнашивания.

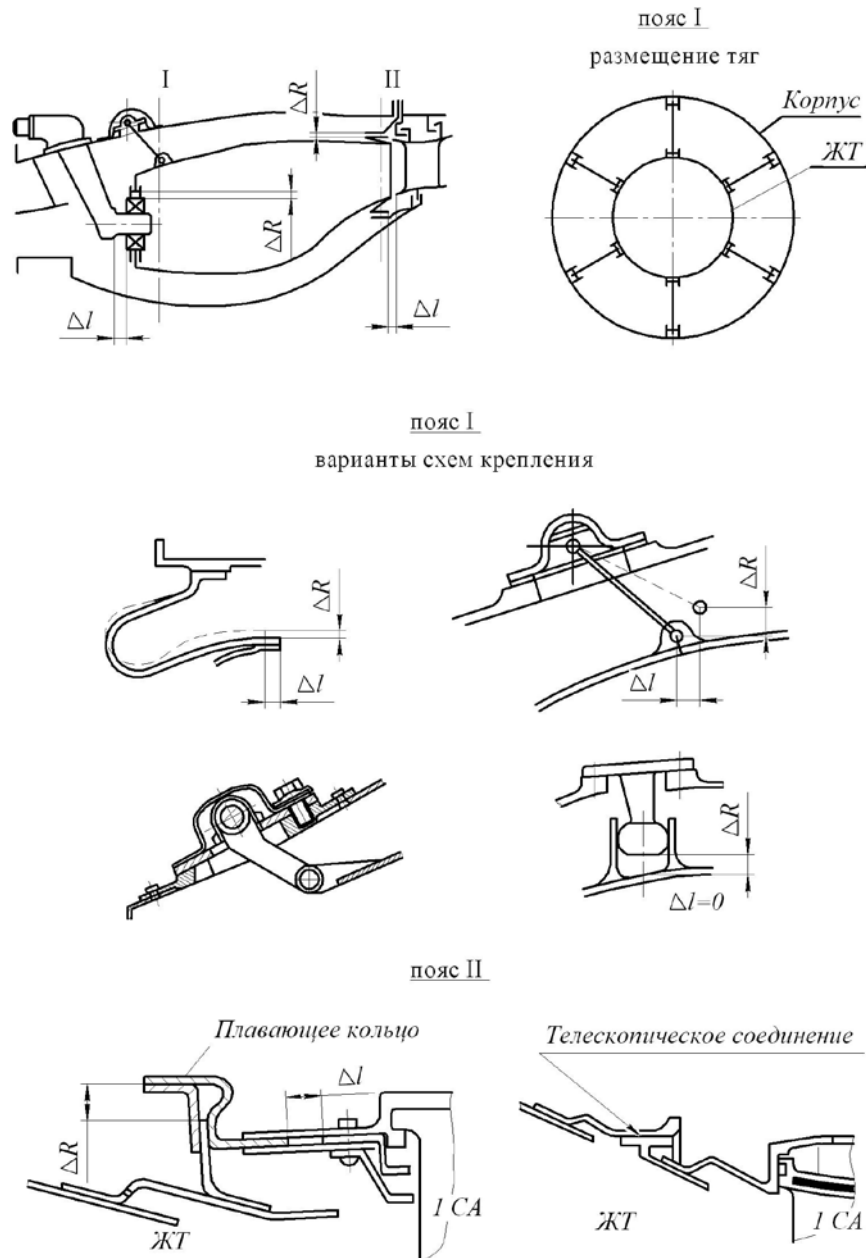


Рис. 2.34 Конструктивные наполнения креплений ЖТ в переднем и заднем поясе

Во *второй схеме* - в коротких КС жаровая труба крепится только в заднем поясе с решением задачи свободы радиальных деформаций стенок. Осевые и радиальные тепловые деформации ЖТ при таком консольном закреплении не должны нагружать топливные форсунки. На рис. 2.35 показана схема консольного закрепления ЖТ.

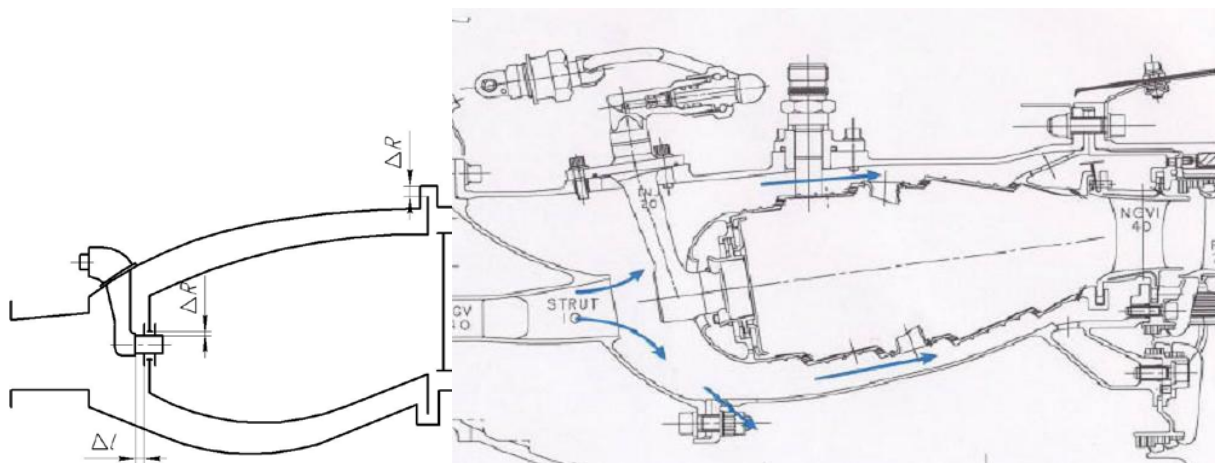


Рис. 2.35. Консольное крепление жаровой трубы (схема и ТРДД **BR-715**)

И, наконец, известна *третья схема*, где осевая фиксация относительно корпуса КС делается в переднем и заднем поясе, а разность осевых тепловых деформаций ЖТ и корпуса компенсируется в телескопическом соединении в разьеме ЖТ. Такие конструкции использованы в трубчато-кольцевых камерах ТРДД семейства Д-30 и Тэй.

Для снижения гидравлических потерь в кольцевых каналах вторичного воздуха элементы крепления переднего пояса стремятся расположить в плоскости, близкой к ФУ, где скорости потока могут быть ниже, чем в кольцевом наружном канале.

2.7. Оформление стыка жаровой трубы с 1СА турбины

Кроме закрепления ЖТ в заднем поясе, ставится задача организации пленочного охлаждения цилиндрических стенок 1СА турбины. Заградительная пелена обычно формируется в крайних секциях ЖТ.

При двухопорном закреплении ЖТ заградительная пелена чаще создается специальным рядом отверстий в последней секции как на наружной, так и на внутренней стенке. В случае консольного закрепления ЖТ конструкция стыка усложняется необходимостью и охлаждения СА и согласования радиальных деформаций сопрягаемых элементов ЖТ и 1СА. Радиальные деформации согласуются или введением плавающих колец, или с помощью упругих элементов (рис. 2.36).

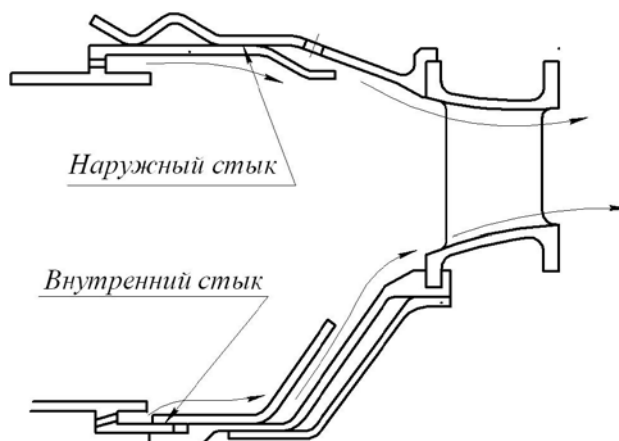


Рис. 2.36. Конструктивные решения при двухопорном креплении оформления стыка ЖТ и 1СА

2.8. Выбросы вредных веществ

При работе на режиме малого газа преобладают продукты неполного сгорания топлива, оксид углерода CO , и несгоревшие углеводороды C_nH_m , а на режимах больших тяг - оксид азота NO_x и твердые частицы сажи, дым.

Дымность определяется появлением в пламени малых объемов, богатых топливом. Поэтому обеднение и гомогенизация смеси способствует снижению образования дыма и сажи. Основным источником загрязнения атмосферы является автомобильный транспорт (58%), авиация находится на последнем месте (2%). Однако в зоне аэропорта концентрация вредных веществ может привесить допустимые нормы (в больших аэропортах суточные выбросы оцениваются в десятки тонн). Поэтому все развитые страны вводят ограничения на выбросы вредных веществ в соответствии со стандартом ИКАО ([рис.2.37](#)).

В нашей стране нормирование выбросов рекламируется государственным стандартом - ГОСТ 177.22.04-86 «Двигатели газотурбинные гражданской авиации. Нормы и методы определения выбросов загрязняющих веществ», который соответствует нормам ИКАО.

Стандарт распространяется на ГТД с тягой более 26,7кН для самолетов гражданской авиации.

Для качественной оценки выбросов используют два параметра. Индекс эмиссии $(EJ)_X$, где X - индекс компонента выбросов - CO , C_nH_m и NO_x . $(EJ)_X$ равен отношению компонента X в граммах к массе использованного топлива в кг и определяет совершенство двигателя по количеству выбросов. Вторым параметром является параметр эмиссии P_k , который выражает массу вещества, выделяемую двигателем в течении стандартного взлетно-посадочного цикла, и является мерой загрязнения атмосферы в окрестностях аэродрома.

Взлетно-посадочный цикл включает следующие режимы работы двигателя (за время 22,9мин):

руление перед взлетом	19 мин,
работа на взлетном режиме	0,7 мин,
набор высоты до 1000м	2.2 мин,
заход на посадку	4 мин,
руление после посадки	7 мин.

Меры по снижению оксида углерода CO основаны на общих принципах повышения полноты сгорания:

- улучшение распыливания топлива при малых расходах (на малых режимах), переключение подвода топлива на меньшее число форсунок в многофорсуночных КС;

- увеличение объема зоны горения и времени пребывания в ней, это важно для обедненной смеси с $\alpha > 1,3$;

- снижение расхода воздуха на пленочное охлаждение, охлаждающий воздух, выходя из первичной зоны, уже содержит CO и C_nH_m в больших концентрациях и если он не будет вовлечен в центральное ядро горячего потока, (с тем чтобы там полностью сгорели эти вредные вещества), то несгоревшие («замороженные») CO и C_nH_m вместе с охлаждающим воздухом дойдут до выхлопа.

Несгоревшие углеводороды порождаются теми же причинами что и CO , поэтому меры по снижению CO и C_nH_m одинаковы.

Главная причина образования NO_x - высокая температура, т.к. окись азота NO образуется в результате окисления инертного азота, находящегося в атмосферном воздухе, только с подводом тепла и прекращается при $T < 1920K$. Но превышение этой температуры увеличивает количество NO в 2 раза на каждые 139К.

Температурный диапазон с малым уровнем CO , C_nH_m и NO_x показан на [рис.2.38](#).

Видно, что методы снижения выбросов - это компромиссные решения между выбросами CO и C_nH_m , с одной стороны, и NO_x , с другой.

Для снижения оксидов азота возможно использовать несколько приемов:

Усовершенствование серийных прямооточных КС для реализации требований по снижению температуры в зоне горения за счет:

- гомогенизации горения, оптимального распределения воздуха по длине ЖТ, сокращение длины ЖТ

- введения новых технологий охлаждения стенок, теплозащитных покрытий для уменьшения расхода охлаждающего воздуха.

Использование многофорсуночных КС с пневмораспылом топлива (рис. 48), что позволяет реализовать оптимизацию состава смеси на режиме малого газа и максимальной тяги, сократить длину ЖТ и уменьшить время пребывания. Первая в истории авиационных ГТД многофорсуночная КС ТРДД НК-8 (1960г) выполнена со ступенчатым диффузором, имеет плоское ФУ - плиту, на которой в 2 ряда размещено 139 форсунок: 35 форсунок из 70 (через одну) во внешнем ряду обслуживают процесс горения на малом газе, остальные включаются в работу на основных режимах.

Топливные коллекторы с защитными тепловыми экранами, система каналов подвода топлива к каждой форсунке, подвод воздуха в завихрители горелок выполнены в плите.

Опыт применения многофорсуночных КС на двигателях семейства НК убедительно доказывает жизнеспособность этого приема: и ТРДД НК-8 ($\pi_{K_{\Sigma}} = 10,8$) и ТВВД НК-93 ($\pi_{K_{\Sigma}} = 30$) отвечают нормам ИКАО по выбросам вредных веществ, своего времени. На [рис.2.39](#) показана многофорсуночная КС ТВВД НК-93.

Применение двухзонных КС позволяет управлять процессами горения на малых и основных режимах, снижать до минимума расход воздуха на охлаждение стенок ЖТ, значительно сокращает длину ЖТ и время пребывания.

В двухзонной, двухрусной, многофорсуночной КС ТРДД GE90 процесс горения осуществляется следующим образом. Дежурная зона, обеспечивающая низкий уровень выбросов CO и C_nH_m на режимах малого газа расположена снаружи. При запуске и работе на низких режимах топливо подается на форсунки дежурной зоны. При этом скорости воздуха в этой зоне небольшие и состав смеси близок к стехиометрии. Дежурная зона обеспечивает дежурное пламя для основной зоны. Основная зона, размещенная внутри, настроена на получение малых выбросов NO_x на режимах больших тяг, что обеспечивается бедным составом смеси ($\alpha \approx 1,8$), малым временем пребывания и проникающим (пористым) охлаждением стенок.

2.9. Конструкционная прочность элементов камеры сгорания

Условия работы камеры сгорания в газотурбинном двигателе экстремальны как по уровню действующих давлений, так и по уровню рабочих температур. Есть достаточно примеров катастроф самолётов, связанных с разрушением корпусов камер сгорания, а также разрушением роторов, связанных с разрушением жаровых труб. Именно поэтому, вопросы прочности и долговечности деталей камер сгорания должны находиться под особым вниманием конструктора.

Трудности при обеспечении прочности камер сгорания авиационных и наземных ГТД в основном связаны с достижением требуемой циклической долговечности наружного и внутреннего корпусов, жаровой трубы, элементов подвески ЖТ и трубопроводов подвода топлива.

Местные перегревы стенок вызывают коробление, окислительную эрозию и растрескивание в зонах перегрева ЖТ. Иногда трещины образуются на кромках воздушных отверстий и козырьков, а также в местах, где могут возникнуть большие остаточные напряжения при изготовлении ЖТ. Эти трещины могут получить развитие под действием вибронапряжений и привести к отделению больших фрагментов жаровых труб. Эти фрагменты, в свою очередь, закрывая каналы соплового аппарата, приводят к нерасчётному виброн нагружению рабочих колёс турбины и их разрушению с катастрофическими последствиями для объекта

Причина появления трещин – обычно, так называемая, термическая усталость материала стенки. Она обусловлена нестационарным нагревом и неравномерным распределением температур по стенке ЖТ. При этом большие градиенты температур приводят к высоким циклически изменяющимся термическим напряжениям, и повреждению материала по механизму малоциклового усталости, а высокие уровни температур в сочетании с термическими напряжениями к повреждению по механизму ползучести, зачастую также носящей циклический характер. Параллельно при особенно высоких температурах действуют также окислительные механизмы. Всё это вместе и есть термическая усталость.

Оболочки ЖТ и внутреннего корпуса испытывают деформации сжатия и потому требуют проверки на сохранение исходной геометрии формы и обеспечение устойчивости.

Основные характеристики, входящие в понятие прочности элемента конструкции: несущая способность, геометрическая стабильность и долговечность определяются для КС, исходя из ее нагружения и условий ее работы с учетом технологической наследственности, заложенной в ходе процесса производства от получения заготовок до сборки двигателя и монтажа его на объекте эксплуатации.

Нормативная база, определяющая подход к определению нагрузок, расчету напряжений и деформаций, расчету долговечности, определению необходимого комплекса свойств материалов, запасов прочности и долговечности, а также определению необходимого объема технологических и сертификационных испытаний, устанавливается Нормами прочности.

Основные особенности камер сгорания с точки зрения нагружения и условий работы состоят в следующем:

- камера сгорания работает в условиях максимальных давлений по тракту двигателя;
- в камере сгорания максимальные местные температуры среды;
- как элемент силового корпуса двигателя наружный корпус камеры сгорания несет нагрузки, связанные с процессами в двигателе и эволюциями самолета и во многом определяет жесткость силового корпуса двигателя;
- процесс горения генерирует повышенные пульсации давления в виде широкополосного «белого» шума с высокой интенсивностью и, как следствие при резонансах, как акустических, частоты которых определяются геометрией жаровой трубы и параметрами рабочего тела, так и механических на собственных частотах оболочек жаровой трубы, в конструкции могут появляться высокие уровни переменных напряжений;
- элементы камеры сгорания воспринимают пульсации давления, создаваемые компрессором и первым сопловым аппаратом турбины с частотами от нескольких герц (при

помпаже или предпомпажном состоянии компрессора) до десятков килогерц (частоты прохождения рабочих лопаток) с которыми могут резонировать оболочки жаровой трубы с высокими уровнями переменных напряжений.

Исходя из этих особенностей, выполняются проектирование и первичный анализ прочности элементов камеры сгорания.

Оценка запасов по местной прочности и потере устойчивости

Расчетная схема, представленная на рис. 2.40 позволяет показать нагружение элементов КС.

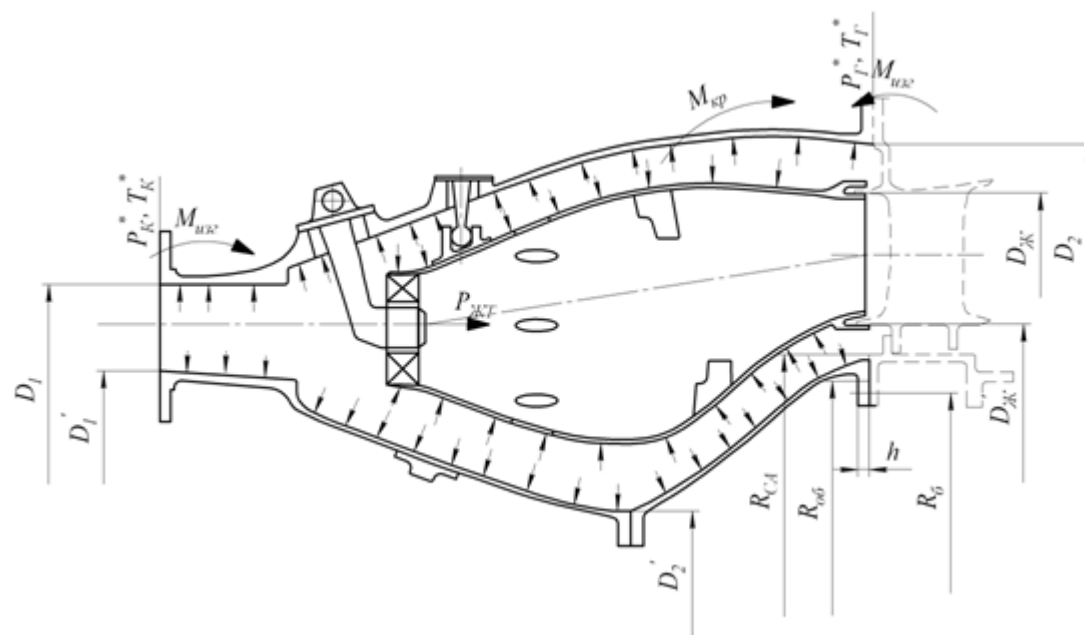


Рис. 2.40. Расчетная схема нагружения элементов кольцевой КС

Наружный корпус. Как элемент корпуса двигателя наружный корпус камеры сгорания воспринимает крутящий и изгибающий момент, температурные нагрузки от неравномерного нагрева, изгибающий момент и поперечную силу от инерционных сил, возникающих при эволюциях самолета.

Конструктивно наружный корпус камеры сгорания обычно представляет собой оболочечную конструкцию с толщиной стенки 2..5мм типа тела вращения со сложной формой меридианного сечения с фланцами крепления к статору компрессора и турбины и целым рядом фланцев для обеспечения радиальных проходов:

- подвода топлива к фронтальному устройству;
- подвески жаровой трубы и крепление запального устройства;
- слива несгоревшего топлива при неудавшемся запуске и др.

Корпус может быть выполнен литым или сварным из листовых или раскатных заготовок. Фланцы радиальных проходов могут либо приклепываться, либо привариваться стыковым швом или диффузионной сваркой по поверхности (обычно взрывом).

Прочностная надежность наружных корпусов КС определяется нормированием запасов прочности (K_m), несущей способности (K_B) и циклической долговечности (K_N).

Регламентированный запас $K_m \geq 2,5$.

Для двигателей гражданских самолетов речь о потере несущей способности неповрежденного корпуса (за исключением случаев отклонения от технологии изготовления) как правило, не идет, да и экспериментальный запас несущей способности, определяемый гидравлическими испытаниями и регламентированный Нормами прочности - $K_m \geq 2$, тоже может показаться чрезмерным. На деле такой запас практически гарантирует отсутствие пластических деформаций в зонах концентрации и, соответственно, долговечность вне зоны

малоциклового усталости (более 50 000 циклов) для всех существующих типов конструкций корпусов, за исключением может быть конструкций с близко расположенными приклепанными фланцами, где эффективный коэффициент концентрации напряжений может быть значительно выше принятого.

Внутренний корпус. Внутренние корпуса камер сгорания конструктивно весьма разнообразны и при прочностном проектировании и анализе требуют, как правило, индивидуального подхода.

Форма оболочки внутреннего корпуса, как было показано ранее, определяется из анализа течения вторичного воздуха в КС и достаточно сложна для получения точного решения по теории тонких оболочек.

Главное отличие в нагружении, в сравнении с наружным корпусом – оболочка работает на сжатие и требуется оценка ее устойчивости. Потеря устойчивости внешне характеризуется внезапным ростом прогибов и деформаций в циклически симметричных зонах, когда внешние нагрузки достигают значений, которые называются *критическими*.

Нормами прочности для выбора толщин оболочек принято значение запаса устойчивости:

$$K_y = \frac{P_{кр}}{P_{max}} = 1,5..1,8.$$

Конструктивной мерой, повышающей запасы устойчивости является либо увеличение толщины, либо оребрение внутренней стенки оболочки.

Запас прочности для внутренних корпусов камеры сгорания определяется по местным напряжениям, так же, как для наружного корпуса.

$$K_m = \frac{\sigma_{6\tau}^t}{\sigma_y}$$

Критической обычно бывает зона фланцевого соединения внутреннего корпуса камеры сгорания с внутренним корпусом первого соплового аппарата, в которой действуют значительные осевые силы. Эти силы при передаче их через фланцевое соединение из-за смещения радиуса расположения болтов относительно радиуса несущей оболочки вызывают изгиб фланца и оболочки у фланца.

Регламентированный запас $K_m \geq 2$.

Жаровая труба. В случае с кольцевой КС жаровая труба как единое целое представляет пространственную конструкцию, состоящую из наружной оболочки, нагруженной внешним перепадом давлений и испытывающей деформации сжатия, и внутренней оболочки нагруженной внутренним перепадом давлений, связанных друг с другом фронтальным устройством.

Вся система подвешена к корпусу таким образом, чтобы при фиксации ЖТ в осевом направлении в выбранной плоскости дать свободу температурных деформаций в пространстве всех остальных ее частей.

Толщина стенок ЖТ при однослойной конструкции выбирается не менее 1.2мм из условия наличия существенного акустического широкополосного возбуждения, в условиях которого оболочки с большими поверхностями при меньших толщинах обычно неработоспособны.

Элементы системы крепления жаровой трубы. Системы крепления ЖТ достаточно разнообразны. Основные требования к системе крепления:

- свобода термических расширений жаровой трубы;
- заданное положение фронтального устройства относительно диффузора;
- обеспечение малых сопротивлений при обтекании вторичным воздухом.

Для снижения гидравлических потерь элементы подвески размещаются в сечении, где скорость в канале вторичного воздуха минимальна.

Элементы системы розжига. Обычно запальные устройства не имеют чисто прочностных проблем и специальных прочностных расчетов для них не выполняется.

Материалы деталей камеры сгорания

Выбор материалов деталей КС определяется условиями нагружения и агрессивной высокотемпературной средой.

Элементы КС подвержены воздействию высоких температур с большими градиентами и перепадов давлений, нагрузок от смежных узлов, действию динамических нагрузок на разных этапах полета, пульсаций давлений и общей вибрацией двигателя.

Максимальный перепад давления на корпусных деталях доходит до 4...5МПа при температуре стенок 650...750°С.

Жаровая труба от контакта с горячими газами и мощного потока лучистой энергии испытывает нестационарный нагрев с большой степенью неравномерности температур стенок при местных температурах 950°С и более, и, кроме того, воспринимает нагрузки от перепада и пульсаций давления и воздействия инерционных сил при эволюциях самолета.

Отсюда основные требования к материалам КС:

- жаростойкость и жаропрочность,
- высокое сопротивление усталости и малоциклового нагружению,
- технологические свойства: способность деформироваться в холодном и горячем состоянии, свариваемость.

Этим требованиям удовлетворяют жаростойкие и жаропрочные стали и сплавы на никелевой и кобальтовой основе с большим количеством хрома, с молибденом, вольфрамом, алюминием.

Для повышения жаростойкости стенки ЖТ используют эмалирование – покрытие специальными эмалями работоспособными до температур 1000...1100°С.

Для повышения жаростойкости и снижения температуры стенки ЖТ на неё наносятся термобарьерные покрытия с толщиной до 600 мкм (пример ЖТ КС ТРДД RB211-535).

2.10. Особенности конструкции камер сгорания энергетических установок

Проектирование камер сгорания энергетических установок имеет свои особенности, связанные с решением задач по общим требованиям экологии и эксплуатационной надежности:

1. Газотурбинная установка (ГТУ) проектируется с учетом более высоких требований к эмиссии вредных веществ: допустимые выбросы по оксидам азота NO_x в 5 раз ниже, чем для авиационных газотурбинных двигателей.

2. Требуется меры, исключаящие возникновение виброгорения, которое сопряжено с горением бедных гомогенных смесей близко к границе устойчивости.

3. Необходимо управление процессом горения по режимам, чтобы выдерживать заданный уровень вредных выбросов и предотвратить виброгорение, поэтому требуется введение автоматизированной системы управления КС.

4. ГТУ должна использовать топливо, которое транспортируется по обслуживаемому трубопроводу, поэтому при конвертации авиационных двигателей неизбежен переход от жидкого к газообразному топливу или топливу другого состава и качества.

5. Требуется надежная система автоматического запуска в разных климатических условиях и при дистанционном управлении газоперекачивающими агрегатами.

6. Эксплуатационная надежность, определяемая ресурсом и ремонтпригодностью должна обеспечивать эксплуатацию ГТУ без снятия на капитальный ремонт в течении 30000...150000 часов.

Нормирование вредных выбросов

В отличие от авиационных ГТД, где выбросы загрязняющих веществ определяются параметром эмиссии $П_x$ за цикл «взлет - посадка», в ГТУ Российской Федерации таким параметром является концентрация вредных веществ в единице объема - $мг/нм^3$. Это количество вещества в миллиграммах ($мг$) отнесенное к кубическому метру выхлопных газов, приведенных к «нормальным» условиям:

$t = 0^\circ C, P = 0,1013 МПа$ (обозначается $нм^3$).

В англоязычных странах и часто при сравнительном анализе КС по выбросам используется единица «ppm V» - объемная концентрация вещества (газа) на миллионную часть объема газовой смеси, в состав которой входит этот газ (обычно индекс V не указывают).

Соотношение «ppm V» и « $мг/нм^3$ »

по оксидам азота

NO_x 1 ppm = $1,0 \cdot 10^{-4}\%$ = 2,054 $мг/нм^3$

по монооксиду углерода

CO 1 ppm = $1,0 \cdot 10^{-4}\%$ = 1,25 $мг/нм^3$

по несгоревшим углеводородам

C_nN_m 1 ppm = $1,0 \cdot 10^{-4}\%$ = 0,716 $мг/нм^3$

В соответствии со стандартом ГОСТ 28775-90 содержание вредных веществ на выхлопе газотурбинного привода не должно превышать значений: $NO_x < 50 мг/нм^3$.

В решении задачи достижения заданных уровней выбросов вредных веществ выделяют три направления:

1) дорабатываются камеры сгорания, используемые на авиационном прототипе конвертируемого двигателя, для сжигания газообразных топлив;

2) используются КС авиапроизводного ГТД, усовершенствованного для снижения выбросов;

3) для ГТУ разрабатываются новые малоэмиссионные камеры.

Первое направление использовалось при создании ГПА в 70-80 годы прошлого столетия. Примером использования авиационной КС может служить ГТУ НК-12СТ ($\eta = 26,1\%$, $N = 6,3\text{МВт}$, $G_B = 57,1\text{кг/с}$, $T_K^* = 593\text{К}$, $\pi_K = 8,9$, $T_T^* = 947\text{К}$), созданная конвертацией авиационного ТВД НК-12МВ ([рис.2.41](#)).

Второе направление связано с использованием авиапроизводных ГТД с высокими параметрами цикла ($\pi_K^* > 20$). Покажем это на примере доводки КС ГТУ НК-36СТ, выполненной на базе ТРДД НК-321

$$(\eta = 36,5\%, N = 25\text{МВт}, G_B = 98\text{кг/с}, T_K^* = 770\text{К}, \pi_K = 23,6, T_T^* = 1420\text{К}).$$

При сравнении с параметрами ГТУ НК-12СТ увеличение температуры воздуха на входе в КС составляет около 200К. Эта температура в значительной мере определяет температуру пламени в зоне горения. Поэтому при прочих равных условиях имеется четкая зависимость - увеличения выбросов NO_x при росте T_K^* .

Многофорсуночная кольцевая камера сгорания исходного двигателя НК-321 претерпела изменения при создании базового варианта КС НК-36СТ и главное - уменьшено число горелок со 139 до 32, что позволило:

- уменьшить вероятность коксования элементов ФУ,
- улучшить тепловое состояние плиты и элементов горелки (исключив перегрев конусов горелок и плиты),
- удешевить КС, т.к. снижение числа горелок практически не влияет на уровень выбросов NO_x .

Снижение NO_x производилось за счет ([рис.2.42](#)):

- обеднения ТВС в первичной зоне горения,
- интенсификации смешения топлива с воздухом и с продуктами сгорания,
- уменьшения времени пребывания в зоне горения $\tau_{пр}$.

Уменьшение времени пребывания $\tau_{пр}$ первоначально было выполнено уменьшением длины зоны горения путем приближения смесительных патрубков к ФУ. Это дало снижение NO_x на 18%. И только при уменьшении длины и зоны горения и общей длины ЖТ (за счет увеличения длины диффузора), когда объем ЖТ уменьшился в 2 раза, выбросы снизились на 40%.

Третье направление. При проектировании малотоксичных камер сгорания для ГТУ утвердилась концепция LPP («Lean - premixed and prevaporized» буквально «бедная, перемешанная и испаренная»). Она основана на сжигании предварительно перемешанной, бедной ТВС ($\alpha \geq 1,8$) при температуре пламени $T_{пл}^* < 1800...1900\text{К}$, когда выделяемое количество NO_x минимально.

Для реализации концепции LPP рабочий процесс в КС организуется по такой схеме:

- тщательное смешение топлива с воздухом при поступлении в зону горения (гомогенная смесь),
- состав смеси ($\alpha \geq 1,8$) должен обеспечить температуру пламени 1800...1900К,
- для снижения выбросов CO и $C_n N_m$ необходимо иметь большее время пребывания во вторичной зоне горения и «горячие» стенки ЖТ, чтобы исключить замораживание у стенок (прекращение реакции горения) и без того низкотемпературных продуктов сгорания гомогенной смеси. Это ведет к увеличению объема (длины) КС.
- на низких и переходных режимах необходима «огневая» поддержка в зоне горения бедной гомогенной смеси введением дежурного факела (дежурной зоны).

Как было показано ранее к КС современных авиационных ГТД предъявляются высокие требования по T_T^* (1900...2000К), по устойчивости горения, по виброгорению, требования по габаритам и массе. Эти требования противоречат концепции LPP.

Организация двух (и более) зон горения усложняет конструкцию, увеличивает габариты и массу камеры, усложняет систему подачи топлива. Все это сдерживает внедрение малотоксичных КС в авиационные ГТД.

Конструктивно концепция LPP воплощена в двухзонных КС с частичным смешением топлива в карбюраторах, двухзонных КС с выносными жаровыми трубами (ВЖТ), с полным смешением в карбюраторах и в многомодульных кольцевых КС, с предварительной подготовкой бедной ТВС для всего объема КС.

Различные существующие концепции снижения вредных выбросов за счет оптимальной организации процесса горения представлены на [рис.2.43](#).

Двухзонная кольцевая КС ГТУ НК-36СТ (рис.2.44) предназначена для работы на газообразном и жидком топливе, она имеет дежурную зону, где сгорает при работе на природном газе 10...15% от обычного расхода газа. Горение происходит в диффузионном режиме.

Остальное топливо сгорает в основной зоне при бедном составе смеси (гомогенная ТВС, предварительно подготовленная в горелках-карбюраторах). Дежурная зона обеспечивает надежный запуск, устойчивость и эффективность горения на малых режимах, основная зона - малую эмиссию вредных веществ на режиме номинальной мощности.

Конструктивно КС отличается от традиционных только конструкцией ЖТ, которая как обычно выполняется из отдельных секций для организации охлаждения стенок.

Процесс горения в дежурной зоне происходит также как и в КС авиационных ГТД с формированием ЗОТ и передней границы фронта пламени.

В основной зоне за высоко скоростными струями при их повороте образуются зоны возвратных течений, с помощью которых и происходит стабилизация передней границы фронта пламени ([рис.2.45](#)).

Двухзонная камера сгорания с выносными жаровыми трубами (ВЖТ).

Двухзонная КС с ВЖТ ([рис.2.46](#)) по идее организации горения схожа с кольцевой двухзонной КС. Однако формирование передней границы фронта пламени, запуск и управление горением с малой эмиссией на режимах отличных от расчетного имеют различия, но основные различия в конструкции камер. В конструкции рассматриваемой КС выделим кольцевой газосборник, в котором по посадочным отверстиям устанавливаются ВЖТ под углом к оси двигателя. Количество выносных труб 9..12 и зависит от размерности двигателя.

В головной части ВЖТ располагается дежурная зона, выход из которой по аналогии с двухзонной кольцевой КС заканчивается сужением площади - конфузуром, что обеспечивает независимость работы дежурной зоны от основной. После сужения с помощью горелок-карбюраторов предварительного смешения в основную зону подается обедненная ($\alpha \geq 2,0$) гомогенная ТВС. Закрученная струя выходит из горелок под углом 45° к потоку газа, выходящего из дежурной зоны, что приводит к столкновению струй, повышению турбулизации потока и увеличению скорости горения. Количество горелок-карбюраторов выбирается от 4 до 8, что позволяет увеличить число горелок основной зоны по сравнению с кольцевой двухзонной КС и расположить их равномерно вокруг основной зоны. Это одно из преимуществ КС с ВЖТ.

Второе преимущество возможность замены блока ВЖТ, что повышает эксплуатационную ремонтпригодность и ресурс ГТУ. Наружный корпус КС имеет окна с фланцами для установки модулей ВЖТ в сборе (дежурная зона ЖТ с ФУ, горелки-карбюраторы, система топливо подвода и запуска и др.).

Как и у двухзонной кольцевой КС, имеется система перепуска воздуха, что позволяет управлять выбросами вредных веществ и температурным полем на выходе.

Топливная система КС с ВЖТ состоит из 5 контуров: один для подачи топлива в дежурную зону одновременно во все ВЖТ и четыре для подачи топлива в основную зону по

режимам работы двигателя (6ВЖТ+2ВЖТ+2ВЖТ+2ВЖТ).

Запуск двигателя производится подачей топлива (газа) в каждую ВЖТ. После завершения запуска включается в работу автоматическая система управления (АСУ) КС.

Камера сгорания газотурбинной установки на базе ТРДД TRENT ([рис.2.47](#)) включает в себя следующие элементы: корпус камеры сгорания; корпус внутренний; трубу жаровую; коллектор первого контура; коллектор второго контура; коллектор третьего контура; завихрители первого контура; завихрители второго контура; завихрители третьего контура; воспламенитель.

Корпус камеры сгорания является силовым узлом двигателя и включает в себя 6 литых наружных выносных корпусов, которые крепятся на кольцевом корпусе камеры сгорания. На корпусе камеры сгорания расположены фланец крепления головки с воспламенителем и топливными штуцерами, а также два штуцера для подвода топлива в коллектора второго и третьего контуров.

Жаровая труба - выносная, изготовлена из материала *ламилой*. В верхней части жаровой трубы установлены горелка первого контура с завихрителями первого контура. Жаровая труба прикреплена к корпусу посредством кольцевой стенки и податливых пластин, компенсирующих тепловые деформации жаровой трубы. Коллекторы первого контура служат для подвода топлива к форсункам камеры сгорания. Топливо, подаваемое в форсунку, перемешивается с воздухом, проходящим через завихрители первого контура, и обеспечивает диффузионное горение в дежурной зоне. Через наплыв в кольцевом корпусе горелки подается топливо в кольцевой коллектор, далее топливо поступает в тело полых лопаток и далее через отверстия в пере лопатки в поток воздуха, проходящего через завихрители. На завихрителях и далее в потоке происходит перемешивание топливно-воздушной смеси, образованная смесь обеспечивает однородное горение в дежурной зоне.

Горение топлива во втором и третьем контуре происходит аналогично: через штуцер в кольцевой коллектор поступает топливо, далее в тело полых лопаток и через отверстия в пере лопатки, в поток воздуха, проходящего через завихрители. На завихрителях и далее в потоке происходит перемешивание топливно-воздушной смеси, образованная смесь обеспечивает однородное горение во второй и третьей зоне.

Кат алит ические КС ([рис.2.48](#))

Катализаторы снижают температуру воспламенения топлива и вводятся в конструкцию ЖТ для того, чтобы сжигать топливо при $T_{пл} < 1200...1500K$ и получить снижение выбросов NO_x на порядок и более по сравнению с современными малотоксичными камерами ГТУ (менее 5ppm). Жаровая труба имеет зону подготовки ТВС зону каталитического горения и зону дожигания на выходе. Такие камеры исследуются и будут скоро широко внедряться, так как стоимость снижения выбросов NO_x здесь самая низкая.

В качестве параметров используется платина, окислы вольфрама V_2O_5 , ционит и другие активные компоненты.

На [рис.2.49](#) и [2.50](#) представлены разработки ЦИАМ по малоэмиссионным КС.

Заключение

За полвека стремительного развития авиационных газотурбинных двигателей создано большое число двигателей разных типов и назначений. Каждый авиационный двигатель аккумулирует в себе идеи, научные достижения и технические решения своего времени. Это наследие передовой научно-технической мысли нужно бережно хранить и строить на этом обучение новых поколений конструкторов, основываясь на принципах проектирования, показывать наиболее ценные решения, которые имеют долговременное действие и применение.

Обучение проектированию основывается на знании фундаментальных и многих технических дисциплин. Математической модели творчества пока нет и на этапе замысла конструкции двигателя или другого объекта основным движущим началом является творчество и интуиция конструкторов и исследователей, располагающих научной информацией, запасом знаний и обладающих опытом создания изделий данного типа.

В практике проектирования камер сгорания, в отличие от турбин, нет устоявшихся, распространенных методик. Хотя в разной мере ими располагают ведущие двигателестроительные фирмы.

В курсе лекций изложены подходы к проектированию камер и выбору их конструкции.

Список литературы

1. Вьюнов С.А., Гусев Ю.И., Карпов А.В. и др. Под общ. ред. Хронина Д.В. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: Учебник. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.
2. Гриценко Е.А., Данильченко В.П., Лукачѐв С.В. и др. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 527 с.
3. Конструкция и проектирование ВРД. Изучение и анализ конструкции: Учебное пособие. / Самар. гос. аэрокосм. ун-т, Самара, 2002. – 303 с.
4. Гриценко Е.А., Данильченко В.П., Лукачѐв С.В. и др. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения. – Самара: СНЦ РАН, 2004. – 266 с.
5. Постников А.М. Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ. – Самара: СНЦ РАН, 2002. -286 с.
6. Коплев С.З., Гуров С.В. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей. – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.
7. Юдаев Б.Н. Теплопередача: Учебник. М.: Высшая школа, 1981. – 319 с.
8. Авиационные правила, часть 33 (АП-33). Нормы лётной годности двигателей воздушных судов. Межгосударственный авиационный комитет, 1994. – 46 с.
9. Гаврилов И.Г., Старцев Н.И. Проектирование осевых турбин: Учебное пособие. – Куйбышев: КуАИ, 1984. – 84 с.
10. Ануров Ю.М., Федорченко Д.Г. Оценка работоспособности теплозащитных покрытий деталей ГТД. Учебное пособие / Самар. гос. аэрокосм. ун-т, Самара, 1994. – 51 с.
11. Мингазов Б.Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. Конструкция, моделирование процессов и расчет: Учебное пособие. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2004. - 220 с.

Учебное издание

Старцев Николай Иванович, Фалалеев Сергей Викторович

**КОНСТРУКЦИЯ УЗЛОВ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ:
ТУРБИНА И КАМЕРА СГОРАНИЯ**

Электронный курс лекций

Редактор
Компьютерная верстка
Доверстка

Подписано в печать _____ г. Формат _____.
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. _____. Усл. кр.-отт. _____. Уч.-изд.л. _____.
Тираж ____ экз. Заказ _____. Арт. С- ____/2007

Самарский государственный
аэрокосмический университет.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.