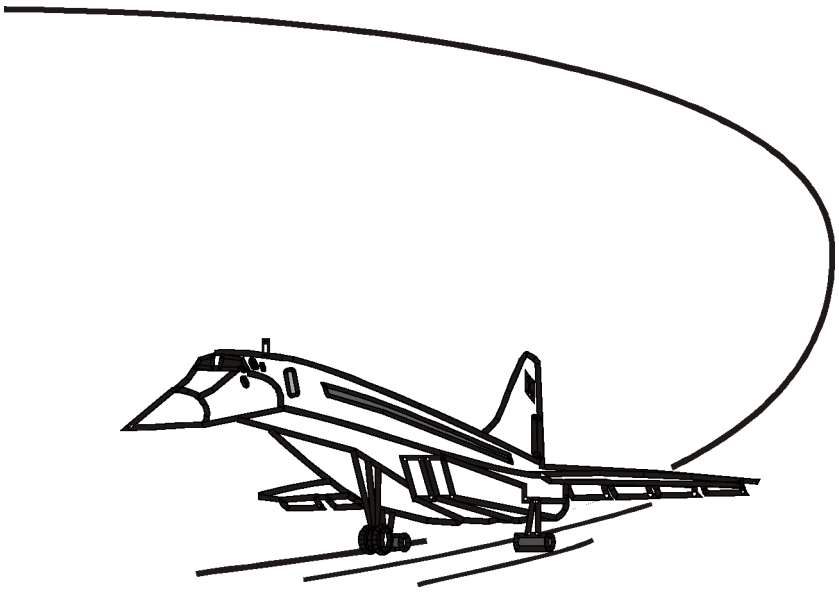
САМАРСКИЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР РАН

ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ



САМАРА
Изд-во СНЦ РАН
2008

УДК 621.431.75
ББК 39.55
П 791

Издание осуществлено при финансовой поддержке Администрации Самарской области, ОАО «Самарский научно-технический комплекс им. Н.Д. Кузнецова», Самарского государственного аэрокосмического университета.

Авторы: ***В.П. Данильченко, С.В. Лукачев, Ю.Л. Ковылов, А.М. Постников, Д.Г. Федорченко, Ю.И. Цыбизов***

Рецензент: д-р техн. наук *А. М. И д е л ь с о н*

П 791 **Проектирование авиационных газотурбинных двигателей** / *В.П. Данильченко, С.В. Лукачев, Ю.Л. Ковылов* [и др.]. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. – 620 с.: ил.

ISBN 978-5-93424-357-0

С единых позиций обобщен комплекс проблем, возникающих при проектировании основных узлов современных и перспективных авиационных ГТД. Рассмотрены возможные пути их решения на основе систематизированных достижений теории и практики создания узлов ГТД. Приведены рекомендации и инженерные методики расчета систем охлаждения элементов двигателя, величины радиальных зазоров в турбомашинах, камер сгорания, выхлопных устройств; даны примеры применения методик.

Книга предназначена для инженерно-технических специалистов, занимающихся проектированием ГТД, научных работников, аспирантов, студентов авиационных и технических вузов.

УДК 621.431.75
ББК 39.55

ISBN 978-5-93424-357-0

© Данильченко В.П., Лукачев С.В., Ковылов Ю.Л., Постников А.М., Федорченко Д.Г., Цыбизов Ю.И., 2008

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ 7

ГЛАВА 1. **КАМЕРЫ СГОРАНИЯ** 12
Сокращения и основные условные обозначения 16
1.1. Требования к основным камерам сгорания 18
1.1.1. Типичная схема организации рабочего процесса в камере..... 18
1.1.2. Ограничения и условия ТЗ на проектирование камеры сгорания 21
1.1.2.1. Параметрические показатели (группа I) 22
1.1.2.2. Функциональные показатели (группа II) 39
1.1.2.3. Прочностные показатели (группа III) 40
1.1.2.4. Контролепригодность камеры (группа IV) 41
1.1.2.5. Ремонтопригодность и восстанавливаемость камеры (группа V) 42
1.1.2.6. Технологические и экономические требования (группа VI) 42
1.2. Рабочий процесс в основной камере сгорания. Обеспечение оптимальных условий его протекания 44
1.2.1. Торможение воздушного потока за компрессором..... 44
1.2.2. Подготовка топливовоздушной смеси 50
1.2.3. Процесс горения, его стабилизация 61
1.2.4. Выбор типа фронтового устройства 73

1.2.5. Формирование температурного поля за камерой сгорания смешением продуктов сгорания и вторичного воздуха 80
1.2.6. Обеспечение потребного теплового состояния стенок жаровой трубы 87
1.3. Выбор схемы основной камеры сгорания и ее моделирование по прототипу 92
1.3.1. Некоторые сведения о конструктивных схемах КС 92
1.3.2. Особенности организации процессов в КС с низким уровнем выделения токсичных веществ..... 99
1.3.3. Моделирование процессов в камерах сгорания 107
1.4. Определение основных размеров основной камеры сгорания... 119
1.4.1. Предварительное определение объема жаровой трубы и линейных размеров камеры 119
1.4.2. Уточнение объема и протяженности зоны горения..... 121
1.4.3. Уточнение объема и протяженности зоны горения при необходимости обеспечения повышенной высотности розжига камеры 123
1.4.4. Определение протяженности зоны смешения (длины газосборника) 126
1.4.5. Определение размеров диффузора 128
1.4.6. Гидравлический расчет КС 131
1.5. Характеристики основной камеры сгорания 134
1.5.1. Общие сведения о характеристиках..... 134
1.5.2. Экспериментальные методы получения характеристик..... 135
1.5.3. Основные характеристики камеры сгорания 139
1.6. Форсажная камера сгорания..... 163
Основные условные обозначения, индексы и сокращения..... 165
1.6.1. Выбор типа форсажной камеры в зависимости от назначения самолета и особенностей двигателя..... 167
1.6.2. Организация смешения газа из газогенератора с воздухом вентилятора с целью минимизации потерь давления и улучшения характеристик горения..... 173
1.6.3. Процессы распыла и испарения топлива..... 187
1.6.4. Выбор системы стабилизации пламени, оптимальной по потерям давления, полноте сгорания и устойчивости горения..... 195
1.6.5. Повторное воспламенение топлива, в том числе на больших высотах и малых скоростях полёта..... 210

1.6.6. Решение проблемы регулирования подачи топлива и диаметра сопла для обеспечения устойчивой работы двигателя и высокой тяговой полноты сгорания..... 213
1.6.7. Устройство и регулирование подачи топлива на режимах частичной тяги..... 221
1.6.8. Концепция проектирования стабилизаторов пламени, элементов охлаждения и экранирования (выхлопная труба форсажной камеры), оценка ресурса механической части.. 223
1.6.9. Выбор материалов для деталей форсажной камеры и способы их охлаждения..... 229
1.6.10. О коксовании топлива в коллекторах..... 234
1.6.11. Оценка возможности возникновения и способы подавления виброгорения..... 240
1.6.12. Схемы форсажной камеры..... 250
1.6.13. Использование опыта отработки ФК при создании камеры дожигания наземной энергоустановки..... 252
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 257

ГЛАВА 2. **ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ТУРБИН И КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ**... 261
Основные условные обозначения 263
2.1. Системы охлаждения горячих элементов турбин 265
2.1.1. Общие сведения 265
2.1.2. Способы охлаждения лопаток 268
2.1.3. Охлаждение дисков и других горячих элементов турбины... 273
2.2. Эффективность систем охлаждения элементов турбин..... 277
2.2.1. Расчетные соотношения 277
2.2.2. Показатели эффективности охлаждения лопаток 287
2.2.3. Тенденции развития систем охлаждения рабочих лопаток турбин высокого давления некоторых иностранных авиационных ГТД 297
2.3. Пути уменьшения относительного расхода воздуха на охлаждение турбин 311
2.3.1. Общие сведения 311
2.3.2. Увеличение интенсивности теплообмена в охлаждаемых элементах 312

2.3.3. Повышение жаропрочности материалов 317
2.3.4. Понижение температуры воздуха в теплообменнике 319
2.3.5. Впрыск воды в охлаждающий воздух 326
2.3.6. Использование подвода воздуха с закруткой к системе охлаждения 338
2.3.7. Отключение подачи охлаждающего воздуха на крейсерских режимах 349
2.4. Расчет и проектирование охлаждаемых высокотемпературных турбин 360
2.4.1. Особенности расчета и проектирования турбин под заданный ресурс работы 360
2.4.2. Расчетная оценка влияния воздуха, охлаждающего турбину, на ее кпд и экономичность ГТД 374
2.4.3. Порядок проектного расчета охлаждаемой высокотемпературной турбины 385
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 394

ГЛАВА 3. **ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РАДИАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ В ТУРБОКОМПРЕССОРАХ** 397
Основные условные обозначения 399
3.1. Проблема стабилизации радиальных зазоров в осевых турбокомпрессорах 401
3.1.1. Опытные данные о влиянии величины радиальных зазоров на кпд компрессора и турбины и сохраняемость характеристик ... 401
3.1.2. Краткий обзор состояния вопроса 404
3.2. Анализ условий согласования радиальных расширений статора и ротора на установившихся и переходных режимах работы ГТД 411
3.2.1. Установившиеся режимы 411
3.2.1.1. Уравнение неизменности радиальных зазоров в ГТД с нерегулируемой геометрией на установившихся режимах 413
3.2.2. Переходные режимы 414
3.2.2.1. Уравнение неизменности радиальных зазоров на переходных режимах 415
3.2.3. Расчет радиальных расширений статора и ротора 416

3.2.3.1. Общие сведения 416
3.2.3.2. Расчетные соотношения 419
3.2.3.3. Основные положения приближенной методики расчета радиальных зазоров 436
3.2.4. Примеры выполненных конструкций статоров и роторов 438
3.2.5. Влияние реальных конструкторско-технологических и эксплуатационных факторов на величину радиальных зазоров 457
3.2.6. Сравнение результатов измерений и расчета радиальных зазоров на натурных турбомашинах 460
3.3. Примеры конструктивного выполнения систем управления радиальными зазорами 469
3.3.1. Системы воздействия на статор 470
3.3.2. Системы воздействия на ротор 478
3.3.3. Системы самосогласования расширений 484
ПРИЛОЖЕНИЯ 488
3.1. Конструктивные схемы турбокомпрессоров ТРДД 488
3.2. Методика оценки деформаций диска и лопатки на установившемся режиме 492
3.3. Методика измерения радиальных зазоров 495
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 501

ГЛАВА 4. **ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЫХОДНЫХ УСТРОЙСТВ**..... 505
4.1. Реверсивные устройства 506
4.1.1. Функции реверсивных устройств 506
4.1.2. Схема течения при реверсировании тяги 511
4.1.2.1. Исследование течения в элементах реверсивного устройства 514
4.1.2.2. Оценка потерь тяги сопла ТРДД со смешением потоков на режиме реверсирования 515
4.1.3. Тенденции развития реверсивных устройств 518
4.1.3.1. Особенности реверсивного устройства решетчатого типа..... 520
4.1.3.2. Особенности реверсивных устройств створчатого типа..... 527
4.1.3.3. Выбор оптимальной схемы..... 534
4.1.4. Техническое задание на проектирование реверсивного устройства 535

4.1.4.1. Параметрические показатели (группа I) 535
4.1.4.2. Функциональные показатели (группа II) 543
4.1.4.3. Прочностные показатели (группа III) 544
4.1.4.4. Контролепригодность РУ (группа IV) 545
4.1.4.5. Ремонтопригодность и восстанавливаемость РУ (группа V) 545
4.1.4.6. Технологические и экономические требования (группа VI) 546
4.1.5. Проектирование реверсивного устройства 547
4.1.5.1. Выбор соотношений между геометрическими и газодинамическими параметрами РУ, расположенного в наружном контуре ТРДД со смешением потоков.. 547
4.1.5.2. Газодинамический расчет и определение нагрузок на элементы РУ от газовых сил для ТРДД со смешением потоков и реверсом, установленным в камере смешения 550
4.1.6. Реверсирование тяги ТВВД сверхвысокой степени двухконтурности 555
4.1.7. Расчет границ реверсивной струи 558
4.2. Реактивные сопла ГТД 559
4.2.1. Основные требования к реактивным соплам 559
4.2.2. Классификация реактивных сопел 560
4.2.3. Основные параметры и оценка совершенства сопел 562
4.2.3.1. Располагаемая степень расширения 562
4.2.3.2. Коэффициент расхода 562
4.2.3.3. Коэффициент тяги 568
4.2.3.4. Коэффициент эффективной тяги 570
4.2.3.5. Другие виды оценки совершенства сопла 572
4.2.4. Рабочие режимы 572
4.2.5. Техническое задание на проектирование 573
4.2.6. Обеспечение процесса расширения в регулируемых соплах ВРД 576
4.2.6.1. Организация рабочего процесса в эжекторном сопле 577
4.2.6.2. Картина и особенности течения потока в эжекторном сопле 579
4.2.6.3. Особенности формы сопла Лаваля ВРД 583

4.2.6.4. Картина течения в сопле Лаваля 585
4.2.6.5. Перерасширение и отрыв потока 590
4.2.6.6. Низкочастотные колебания створок регулируемого сопла Лаваля 591
4.2.7. Плоские сопла 595
4.2.7.1. Профилирование сверхзвуковой части 598
4.2.8. Проектирование сопла 604
4.2.8.1. Эжекторное сопло 604
4.2.8.2. Сопло Лаваля 608
4.2.9. Расчет газовых нагрузок 610
4.2.10. Основные соотношения для расчета охлаждения 611
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 618

Светлой памяти Учителей –
Николаю Дмитриевичу Кузнецову
и Виктору Павловичу Лукачеву
посвящается.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее издание выходит в свет почти через двадцать пять лет после начала издания ряда учебных пособий в Куйбышевском авиационном институте – Самарском государственном аэрокосмическом университете, посвященных актуальным вопросам проектирования авиационных газотурбинных двигателей. Начиная с 1981 г., когда вышло первое учебное пособие этой серии, и по сей день успешно выдержали проверку временем утверждаемые авторами важные принципы построения пособий по горячим узлам ГТД: камерам сгорания, турбине, выходным устройствам.

За это время не подвергались пересмотру фундаментальные основы проектирования основных узлов ГТД, однако накопление новых фактических данных, более полное понимание сути процессов в двигателях, формирование новых тенденций развития не могли остаться вне поля зрения авторов.

Авторы внимательно рассмотрели многочисленные отзывы, замечания и пожелания преподавателей, студентов и работников промышленности относительно предыдущих изданий пяти учебных пособий и монографии, в которой были обобщены материалы пособий, и приняли решение, переработав их, но сохраняя методическое построение, подготовить второе издание. Это издание дополнено новыми материалами по форсажным камерам сгорания и некоторыми справочными данными, необходимыми для проведения практических расчетов.

Первая глава книги посвящена вопросам организации процессов и проектированию основной и форсажной камер сгорания. При проектировании камер следует в максимальной степени использовать опыт создания и доводки предшествующих образцов. С этой целью в практике моторных ОКБ широко применяются приближенные методы моделирования прототипа камеры для измененных условий работы. Поскольку проектирование камеры на основе имеющегося прототипа широко используется в практике моторных опытно-конструкторских бюро, в данной книге излагается именно этот метод. Приведенные материалы по форсажным камерам сгорания могут представлять интерес не только для

специалистов авиационного двигателестроения, но и энергетического машиностроения.

Во второй главе систематизирован материал, необходимый для проектирования систем охлаждения высокотемпературных турбин авиационных двигателей. Особое внимание обращено на связь инженерных прикладных методов расчета тепловых и ресурсных характеристик элементов турбин с положениями теории теплообмена, газодинамики, с достижениями в области материаловедения.

Третья глава посвящена проблемам повышения кпд узлов ГТД путем уменьшения радиальных зазоров в турбокомпрессоре. Показано, что в этом случае решение проблемы обеспечения минимальных радиальных зазоров можно рассматривать не только как путь совершенствования турбокомпрессора, но и как метод создания высокоэкономичного двигателя с повышенной сохраняемостью параметров. Дан материал, необходимый для проектирования энергетически наиболее эффективных саморегулируемых систем и конструкций турбокомпрессоров.

Глава четвертая, в которой рассматриваются выходные устройства (реверс и сопла) авиационных ГТД, включает сведения по схемам реверсирования тяги, течению газа в соплах и закономерностям расчета их характеристик.

В целом книга отражает идеи, которые внедрял Генеральный конструктор авиационно-космической техники, академик АН СССР и РАН Н.Д. Кузнецов в теорию и практику проектирования узлов газотурбинных двигателей.

Авторы выражают признательность В.Е. Резнику, который многие годы неизменно поддерживал основные идеи этой книги, участвовал и способствовал их разработке, а также профессору Е.А. Гриценко за полезные советы, ценные замечания при участии в первом издании книги. При подготовке книги были широко использованы работы российских и зарубежных ученых, опубликованные в научно-технических журналах, а также собственный опыт авторов и материалы исследований сотрудников ОКБ ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова» .

При подготовке рукописи существенную помощь оказали В.М. Данильченко, О.В. Назаров, О.П. Павлова, Л.П. Жолобова, Д.И. Кустов, К.С. Фимушкина. Всем им авторы выражают искреннюю признательность.

Авторы благодарны рецензенту книги – главному специалисту ОАО «Самарское конструкторское бюро машиностроения» доктору технических наук А.М. Идельсону.

ГЛАВА 1. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Камера сгорания – один из основных узлов авиационного газотурбинного двигателя, поэтому изучение процессов, происходящих в ней, и методов ее проектирования является важной задачей в процессе подготовки инженеров по специальностям «Двигатели летательных аппаратов», «Авиационные двигатели».

Известно значительное количество публикаций [1…6 и др.], посвященных описанию и расчету процессов, происходящих в камере сгорания. Однако бурное развитие авиационных двигателей в последние годы, связанное с освоением высоких параметров цикла, привело к тому, что в подходе к проектированию камер произошли существенные изменения, и опубликованные данные в значительной мере устарели. Кроме того, наблюдается отход от традиционных схем организации процесса сгорания с малым числом крупномасштабных горелок в трубчатых и трубчато-кольцевых камерах в сторону увеличения числа горелок во фронтовых устройствах и переход к кольцевым схемам камер. Эти новые, подчас взаимоисключающие требования к организации горения в КС предъявляются в связи с необходимостью снижения эмиссии токсичных веществ.

В практике конструкторских бюро проектный расчет камер сгорания производится на основе исходных директивных материалов, изложенных в техническом задании (ТЗ) на разработку двигателя. Чтобы выполнить основные требования ТЗ, конструктор должен выбрать принципиальную схему камеры сгорания и осуществить оптимизацию параметров потока с целью решения противоречивой задачи достижения наивысших показателей при наименьших размерах и весе. Обычно эта задача решается на базе имеющегося прототипа и статистических данных, накопленных при его доводке. Поэтому авторы сочли необходимым изложить современный инженерный подход к проектированию камер сгорания, который разработан и нашел применение в практике моторных ОКБ. В главе приведены сведения, необходимые для проектирования только основных камер сгорания турбокомпрессорных двигателей (форсажные и прямоточные камеры здесь не рассматриваются).

Сложилась своеобразная традиция в последовательности изложения подобного материала: после краткого перечисления основных требований к этому узлу приводится более или менее подробное описание элементов его рабочего процесса, методики проектирования и расчета.

Причем, как правило, основной акцент в последней части делается на методику гидравлического расчета камеры.

В данной главе сохранена традиционная структура, но несколько изменено содержание. Текст начинается с описания типичной схемы организации процессов в камере сгорания, что позволяет вначале ознакомиться с терминологией и обозначениями. Требования, предъявляемые к камере сгорания, излагаются в первом параграфе, где рассматривается весь комплекс условий и ограничений технического задания на проектирование этого узла двигателя. Упоминание только параметрических требований, которые удовлетворяются в основном на базе сведений из теории рабочего процесса камеры, или только прочностных, технологических, эксплуатационных, связанных с вопросами конструирования, может быть оправдано, если работа посвящена либо теории, либо конструкции камеры. Когда же студент или специалист приступает к проектированию этого узла, он должен знать и держать в поле зрения практически все аспекты работы и представлять трудности стоящей перед ним задачи. Это тем более важно, что в камере сгорания, пожалуй, как ни в каком другом узле ГТД, вопросы организации рабочего процесса и конструктивного исполнения переплетены и взаимозависимы. В камере нет подвижных деталей. Правильная организация процесса в ней сводится к созданию требуемой гидродинамической структуры потоков жидкостей, паров и газов. Поэтому любое изменение в конструкции отдельных деталей, даже изменение свойств материалов, ведет, как правило, к искажению этой структуры и, следовательно, к изменению результирующих показателей камеры.

Во втором параграфе дан краткий обзор современных представлений о теории отдельных составляющих того комплекса явлений, который носит название - рабочий процесс камеры сгорания. Каждое отдельное явление рассматривается и как самостоятельный процесс, и как задача, решение которой обеспечивается при удачном конструировании элементов камеры. Приводятся рекомендации по взаимной увязке различных характеристик сопряженных и взаимозависящих процессов. Краткость изложения объясняется желанием показать все стороны рабочего процесса в комплексе. Более подробно результаты исследования различных сторон отдельных явлений рассмотрены в литературе, ссылки на которую приведены.

В третьем параграфе приведены конструктивные схемы различных КС, указаны их преимущества и недостатки, объяснены механизмы обра-

зования токсичных веществ в камере и описаны особенности организации процессов в КС с низким уровнем эмиссии CO, C_nH_m и NO_x. Эти данные позволяют выбрать схему камеры-прототипа, обладающую наибольшими потенциальными возможностями для удовлетворения требованиям ТЗ к проектируемой камере. Рассмотрены основные понятия подобия явлений и основы моделирования процессов в камерах сгорания, приведены соответствующие критерии подобия и дано их физическое толкование, подчеркнуты сложности строгого моделирования явлений в КС и целесообразность использования статистических зависимостей полноты сгорания от параметра форсирования для определения габаритов проектируемой камеры.

В четвертом параграфе изложена методика определения основных размеров КС с учетом статистических данных камеры-прототипа. При этом показано, что схему фронтового устройства можно заимствовать с прототипа либо выбирать по рекомендациям, приведенным в главе.

На первом этапе расчета с использованием эмпирических зависимостей величины полноты сгорания от коэффициента форсирования определяются предварительные значения объема и протяженности зоны горения из условия обеспечения максимальной полноты и минимальных габаритов камеры. Далее эти величины уточняются, исходя из требований ТЗ к неравномерности поля температуры на выходе из камеры и обеспечения высотности розжига камеры. Затем определяются длина газосборника и размеры диффузора, производится гидравлический расчет камеры (соответственно разделы 1.4.4, 1.4.5, 1.4.6).

Изложенная в разделах 1.4.1…1.4.6 методика расчета является общей для любого типа камеры. Если ее проектирование ведется по конкретному прототипу с использованием большого статистического материала, накопленного при доводке, то общая методика преобразуется в алгоритм расчета, оснащенный конкретными числовыми значениями эмпирических коэффициентов.

Методика проектирования КС на современном уровне развития теории ее рабочего процесса не позволяет получить единственный конструктивный вариант, удовлетворяющий требованиям ТЗ. Поэтому ОКБ вынуждено проводить цикл экспериментальных работ с целью доводки выбранной схемы КС и ее размеров. При этом камеру испытывают на специальных установках или на двигателе и получают информацию о параметрах, характеризующих ее работу.

Анализ полученных результатов, выработка мероприятий по устранению обнаруженных дефектов, их всесторонняя экспериментальная проверка – такова примерная схема доводки любого узла двигателя. В итоге получается конструкция, которая удовлетворяет требованиям ТЗ и при изменении основных параметров по режимам работы и внешним условиям, обеспечивающих наивыгоднейшее протекание высотно-скоростных и дроссельных характеристик двигателя в целом.

Поскольку получение этих зависимостей завершает процесс создания камеры, а сами зависимости являются исходным материалом для расчета ее совместной работы с другими узлами двигателя, авторы сочли необходимым включить в главу краткие сведения о характеристиках КС.

В заключение необходимо отметить, что изложенная методика расчета камер отражает концепцию, внедренную академиком РАН Н.Д. Кузнецовым в теорию и практику проектирования кольцевых КС ГТД.

При работе над рукописью авторы учли замечания, высказанные ранее кафедрой теории воздушно-реактивных двигателей КАИ, руководимой проф. А.В. Талантовым.

СОКРАЩЕНИЯ

КС – камера сгорания
ТВС – топливовоздушная смесь
ТЗ – техническое задание
ЖТ – жаровая труба

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ℓ' – масштаб турбулентности, м
w – скорость потока воздуха, м/с
w' – пульсационная скорость потока воздуха, м/с
G – массовый расход, кг/с
Q – объемный расход, $м^3/с$
p – давление, Па
Δp – перепад давления, Па
T – температура, К
ρ – плотность, $г/см^3$
D, d – диаметр, м
L, l – длина, м
H, h – высота, м
S, F – площадь, $м^2$
V – объем, $м^3$
Θ – безразмерная температура
$u_н$, $u_т$ – нормальная и турбулентная скорости распространения пламени, м/с
L_0 – стехиометрический состав смеси ($L_0 \approx 14{,}9$)
K_v – параметр форсирования
$K_v^{зг}$ – параметр форсирования, посчитанный по объему зоны горения
c_p – теплоемкость при постоянном давлении, кДж/кг· К
R – газовая постоянная, кДж/кг· К
g – ускорение силы тяжести, $м/с^2$
Z – количество горелок, жаровых труб, отверстий в ЖТ
α – коэффициент избытка воздуха, $\alpha = G_в/G_т L_0$
Hu – низшая теплотворная способность топлива, Дж/кг
τ – время, с
Q, q – количество тепла, Дж
η – коэффициент полноты сгорания топлива
$\pi_к$ – степень сжатия воздуха в компрессоре
k – показатель адиабаты
M – число Маха
λ – коэффициент скорости
ξ – коэффициент гидравлических потерь
σ – коэффициент восстановления давления
δ – потери полного давления
$(EI)_x$ – индекс эмиссии токсичного вещества x в выхлопных газах двигателя, $\left(\frac{\text{масса вещества в г}}{\text{масса топлива в кг}}\right)$
μ – коэффициент расхода воздуха через отверстия жаровой трубы
t – шаг (между горелками, карманами), м
Δ – приращение величины
x, y – координаты
e – основание натуральных логарифмов
$n_д$ – степень раскрытия диффузора .

ИНДЕКСЫ

Подстрочные

2	– параметры на выходе из компрессора и на входе в КС	кк	– кольцевой канал
3	– параметры на выходе из камеры сгорания и на входе в сопловой аппарат турбины	ж	– жаровая труба
		корп	– корпус
в	– воздух	ф	– форсунка
топл	– топливо	зг	– зона горения
охл	– охлаждение	зс	– зона смешения
г	– горение, газ (продукты сгорания), гидравлический	отв	– отверстия
		гс	– газосборник
р	– реакция	0	– прототип
м	– массовый	max	– максимальный
м г	– малый газ	ср	– средний
min	– минимальный	$\sum$	– суммарный
тепл	– тепловые	пред	– предельный
кс	– камера сгорания	отр	– отрывной
тк	– трубчато-кольцевая камера	вх	– входной
ккс	– кольцевая камера сгорания	вых	– выходной
т	– турбина, топливо, турбулентный	пл	– форсуночная плита
		см	– смесь
к	– компрессор	расч	– расчетный
д	– диффузор	доп	– допустимый
		нар	– наружный
		вн	– внутренний.

Надстрочный

* – заторможенные параметры .

1.1. ТРЕБОВАНИЯ К ОСНОВНЫМ КАМЕРАМ СГОРАНИЯ

1.1.1. Типичная схема организации рабочего процесса в камере

Проектирование КС начинается с изучения технического задания, в котором обычно приводятся требуемые величины всех параметров, допуски на них и ряд дополнительных условий.

К процессу, для осуществления которого создается камера сгорания, по существу, предъявляется одно основное требование – полнота тепловыделения при сжигании топлива. Очевидно, что конструкция, удовлетворяющая только этому требованию, была бы далека от известных и перспективных КС авиационных ГТД.

Простая принадлежность этого узла к авиационному ГТД накладывает на возможность его схемного и конструктивного решения ряд дополнительных и специфических ограничений. Они зависят от условий совместной работы КС с компрессором и турбиной, а также от изменения внешних условий в том диапазоне высот, скоростей и климатических условий, в которых предполагается эксплуатация летательных аппаратов. Кроме того, авиационная КС отличается от ее аналогов в других транспортных силовых установках и в энергетике по габаритам и величине теплонапряженности.

В ГТД вертолетов и пассажирских самолетов, сверхзвуковых истребителей и спортивных машин используется широкий ассортимент схем и конструкций КС, но в них есть общие черты, которые вместе определяют облик типовой КС с типичной организацией ее рабочего процесса.

На рис. 1.1.1 представлена типичная схема организации процесса горения в кольцевой камере. Воздух из компрессора выходит с большой скоростью (150…200 м/с) и поступает в диффузор 1 камеры сгорания, где его движение замедляется, что необходимо по следующим причинам.

Во-первых, сжигание топлива (требующее определенного времени) в воздушном потоке большой скорости привело бы к необходимости использования КС такой длины, которая была бы неприемлема по соображениям обеспечения малых веса и длины двигателя.

Во-вторых, осуществление процесса горения с высоким коэффициентом полноты сгорания в широком диапазоне условий эксплуатации при большой скорости потока (средняя скорость воздуха по сечению камеры, за диффузором, составляет обычно 15…25 м/с) представляет весьма сложную задачу.

В-третьих, сжигание в скоростном потоке сопровождается значительными гидравлическими и тепловыми потерями.

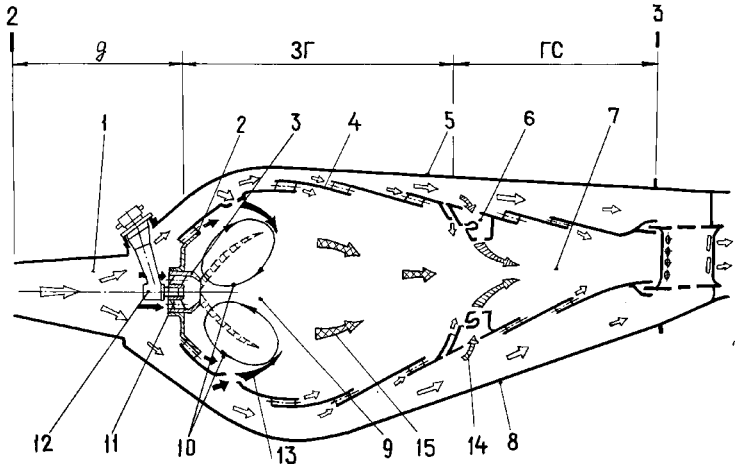


Рис. 1.1.1. Типичная схема организации горения в камере: 1 - диффузор; 2 - фронтовое устройство; 3 - горелка; 4 - жаровая труба; 5 - наружный корпус; 6 – смесительные патрубки; 7 - газосборник; 8 - внутренний корпус; 9 - зона горения; 10 - циркуляционное движение; 11 - завихритель; 12 - топливная форсунка; 13 - первичный воздух; 14 - вторичный воздух; 15 - продукты сгорания

После торможения незначительная часть воздуха поступает во фронтовое устройство 2 жаровой трубы 4, а оставшаяся часть - в каналы, образуемые наружным 5 и внутренним 8 корпусами и жаровыми трубами. Воздух, прошедший через фронтовое устройство и первые один-два пояса отверстий в стенках ЖТ, служит для сжигания топлива, впрыскиваемого форсунками 12 в полость ЖТ. Этот воздух называется первичным, а соответствующая часть объема ЖТ, в которой происходит горение, - зоной горения 9. Среднее значение коэффициента избытка воздуха в первичной зоне на выполненных камерах изменяется в пределах 1,5…2,2, благодаря чему достигается высокая полнота сгорания топлива.

С целью обеспечения стабилизации пламени в КС организуются зоны с рециркуляционным движением газа. Эти зоны создаются или путем установки плохообтекаемых тел во фронтовом устройстве, или подачей воздуха вдоль внутренних стенок головной части ЖТ с помощью тангенциальных щелей или завихрителей 11.

Во всех случаях благодаря турбулентному массообмену создается область пониженного давления с возникновением циркуляционного движения 10, которое и обеспечивает условия для непрерывного поджигания свежей смеси вследствие рециркуляции тепла.

Эжектирующее действие воздуха, подаваемого вдоль внутренних стенок головной части ЖТ, усиливается струями воздуха, втекающего в полость ЖТ через первые один-два ряда отверстий в ее стенках.

Часть воздуха, не принимающего участия в сгорании, называется вторичным воздухом. Он подводится через последующие (кроме первых двух) пояса отверстий или патрубков 6 к жаровой трубе и предназначается для перемешивания с продуктами сгорания, вышедшими из зоны горения.

Часть объема ЖТ, в которой осуществляется перемешивание, называется зоной смешения, а сам узел - газосборником 7.

Следует отметить, что конструктивное исполнение элементов зоны смешения оказывает значительное влияние на распределение температуры газа в выходном сечении камеры по радиусу и в окружном направлении и является не менее ответственным участком камеры, чем зона горения.

Опыт отработки КС показывает, что 60…70% времени ее доводки расходуется на получение требуемых по ТЗ температурных полей.

Разделение камеры на зоны горения и смешения обусловлено необходимостью одновременного обеспечения выполнения двух противоречивых требований:

устойчивого и эффективного сжигания топлива, для чего необходимо проведение процесса при высокой температуре и, следовательно, при малом избытке воздуха сверх необходимого;

необходимой прочности и долговечности лопаток турбины, следовательно, средняя температура газа не должна превышать определенной величины (в современных двигателях с эффективно охлаждаемыми лопатками не более 1600…1700 К).

Поэтому общее количество воздуха, проходящего через камеру, должно существенно превышать требуемое по стехиометрии. Отсюда очевидна необходимость организации названных зон.

Для начального зажигания топливовоздушной смеси в камере применяется либо система непосредственного зажигания (электрические свечи), либо пусковые воспламенители (рис. 1.1.2). В первом случае разрядный промежуток электрической свечи располагается непосредственно в полости ЖТ, во втором - электрическая свеча и пусковая топливная форсунка устанавливаются в специальном корпусе вне ЖТ, а воздух в воспламенитель подается из кольцевого канала КС. Продукты сгорания смеси, получающиеся в пусковом воспламенителе, вводятся в ЖТ (как показано стрелкой 11 на рис. 1.1.2) и обеспечивают розжиг камеры.

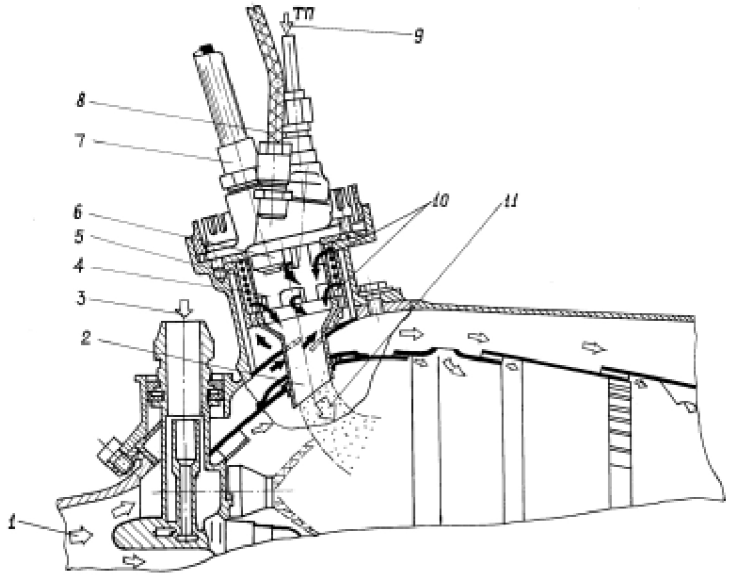


Рис. 1.1.2.Схема камеры сгорания с пусковым воспламенителем:
1 - направление движения основного потока воздуха; 2 - наружная втулка воспламенителя; 3 - подвод топлива к форсунке; 4 - внутренняя втулка; 5 - электрообогрев воздуха; 6 - электросвеча; 7 - кабель электросвечи; 8 - кабель электрообогрева; 9 - подвод пускового топлива; 10 - подвод воздуха к воспламенителю; 11 - выход продуктов сгорания из воспламенителя

На этом рисунке приведена одна из возможных конструкций и схема течения в ней воздуха. Назначение отдельных элементов ясно из подрисуночной подписи.

С целью повышения надежности запуска используют две свечи или два пусковых воспламенителя.

1.1.2. Ограничения и условия ТЗ на проектирование камеры сгорания

Основным назначением КС является эффективное сжигание топлива в воздухе, поступающем в полость ЖТ. При выполнении этой функции КС должна удовлетворять ряду требований, которые могут быть объединены в шесть групп. В первую группу сведены требования к параметрическим показателям камеры, во вторую - к допустимому изменению параметров камеры в течение ресурса (функциональные показа-

тели), в третью - требования к прочностным показателям, в четвертую - к показателям контролепригодности, в пятую - к показателям ремонтопригодности и восстанавливаемости камеры, в шестую - требования к технологичности конструкции и экономические показатели.

Показатели камеры, отвечающие этим группам требований, рассматриваются в 1.1.2.1…1.1.2.6. В табл. 1.1.1, 1.1.3, 1.1.5 указаны типичные для современных КС значения величин, которые ориентировочно могут использоваться при проектировании. Численные значения даны для КС современных двигателей, отличающихся высокими параметрами цикла ($\pi_к$ и T_3^*). Такие камеры имеют теплонапряженность и другие параметры на уровне предельно допустимых по условиям современной технологии и металлургии.

1.1.2.1. Параметрические показатели (*группа* I)

Рассмотрим требования к параметрическим показателям камеры на основе анализа табл. 1.1.1.

Таблица 1.1.1

№ п/п	Параметрический показатель	Требуемая величина	Место проверки
1	2	3	4
1	Коэффициент полноты сгорания, $\eta_г$	≥ 0,985	Специальные установки
2	Коэффициент потери полного давления, $\delta = (p_2^* - p_3^*) / p_2^*$, % (потери в жаровой трубе должны составлять не менее 3,5 % при суммарных потерях в камере δ=6%)	≤ 6	То же
3	Диапазон устойчивой работы по составу ТВС, α	2…35	То же
4	Число дымности в условных единицах	≤ 20	Двигатель
5	Выделение токсичных веществ за взлетно-посадочный цикл $П_х$ (параметр эмиссии) в соответствии с нормами, приведенными в табл. 1.1.3		То же

Продолжение табл. 1.1.1

1	2	3	4
6	Отношение пиковой температуры к среднемассовой в выходном сечении камеры, $T_{3\ max}^{*} / T_{3\ ср\ м}^{*}$	≤ 1,06	Установка и двигатель при спец. испытаниях
7	Положение максимума температуры по высоте в выходном сечении камеры	$(0,6...0,75)\cdot h_{вых}$	То же
8	Окружная неравномерность температуры газа на выходе из камеры сгорания на радиусе максимальной температуры, К	+ 75 +100	>>
9	Высота запуска Н, км	10...18	Климатический испытательный стенд и летающая лаборатория
10	Задержка запуска камеры с момента подачи топлива, с	≤ 30	Установка и летающая лаборатория
11	Вес и габариты (диаметр D, м, длина – L, м)	—	—
12	Максимальные значения определяющих показателей:		
	давление воздуха на входе в камеру p_2^{*}, МПа	Берутся из термодинамического расчета	
	температура воздуха на входе в камеру T_2^{*}, К		
	среднемассовая температура газа в выходном сечении камеры $T_{3\ max}^{*}$, К		
	температура стенок ЖТ, $T_{ст\ ж}$, работающих на устойчивость, К	≤1170	Специальные испытания двигателя при Н = 0, $M_п$ = 0
	температура всех остальных стенок ЖТ, К	1270	

Окончание табл. 1.1.1

1	2	3	4
	температура стенок наружного корпуса $T_{корп}$, К температура стенок внутреннего корпуса $T_{корп}$, К	В первом приближении принимаются равными температуре воздуха за компрессором	
	температура топлива на входе в камеру сгорания* $T_{топл\ max}$, К	≤ 380	—
	перепад давления топлива на форсунках (на максимальном режиме) $\Delta p_{ф\ max}$, МПа	≤ 5,0	—
13	Диапазон изменения расхода топлива	От $G_{топл\ мг}$ до $G_{топл\ max}$	Установка и двигатель
14	Количество топливных контуров**	2	—
15	Характеристики воздушного потока на входе в КС: неравномерность скорости воздуха за компрессором по окружности, м / с	≤ (± 25)	Установка и двигатель
	превышение максимальной скорости над средней по сечению	≤ (± 25)	То же
	отклонение потока от осевого направления, град	≤ (± 5)	>>
	положение максимума скорости по высоте в выходном сечении за компрессором (на входе в камеру)	$(0,5...0,7) \cdot h_{вх}$	>>
16	Частота колебаний давления воздуха, поступающего в камеру для предупреждения вибрационного горения	Не должна совпадать с собственной частотой колебаний объема газа в ЖТ	

* Ограничивается термостабильностью обычно применяемых реактивных топлив (ТС-1, Т-1 и т.д.).

** В случае $\frac{G_{топл\ max}}{G_{топл\ мг}} \le 5$ количество контуров может быть уменьшено до одного.

Рассмотрим более подробно содержание табл. 1.1.1.

1. Значение коэффициента полноты сгорания топлива $\eta_г$, равное отношению количества тепла, выделившегося в КС при сжигании топлива, к его теплотворной способности отражает совершенство выполненной конструкции и достигает в современных ГТД на основных режимах работы двигателя величины 0,98...0,99. Существенно ниже уровень $\eta_г$ при работе двигателя на режимах малого газа, что является причиной образования значительного количества токсичных веществ в продуктах выхлопа. Связь недожога топлива $(1 - \eta_г)$ с характеристиками эмиссии угарного газа CO и углеводородов C_nH_m для современных КС показана на рис. 1.1.3.

В связи с необходимостью уменьшения вредного воздействия на окружающую среду в последние годы введены ограничения (линии 2,4 на рис. 1.1.3) на эмиссию токсичных веществ и наметилась тенденция к непрерывному ужесточению (линии 1,3) этих ограничений. На повестке дня новая задача - существенное (на 7…10%) повышение полноты сгорания на режимах малого газа. При традиционной схеме организации горения решение этой задачи связано не только с изменением смесеобразования, но и с увеличением длины жаровой части трубы (времени пребывания), что обеспечивает завершенность процесса выгорания. Однако увеличение времени пребывания топливовоздушной смеси в камере, необходимого для снижения CO и C_nH_m, приводит к повышенному образованию окислов азота, поскольку для снижения NO_x время пребывания должно быть сведено к минимуму. Таким образом, ограничение эмиссии токсичных веществ (при традиционной схеме организации горения) представляет собой новую и противоречивую задачу. Некоторые способы ее решения предложены в работах [7, 32, 33].

2. Требование малых потерь полного давления δ в камере обусловлено стремлением обеспечить максимальное значение удельной тяги и минимальный удельный расход топлива. Гидравлические потери давления в КС современных ГТД изменяются в широких пределах – от 4 до 9% .

Меньшие значения δ характерны для низкотемпературных двигателей. С повышением параметров цикла (T_2^*, p_2^* и T_3^*) потребность в интенсификации охлаждения стенок камеры вызывает необходимость повышения перепада давления на отверстиях заградительного охлаждения ЖТ. Положение усугубляется с внедрением сопловых лопаток первой ступени турбины со струйным охлаждением передних кромок, поскольку необходимо создать условия для протока через них

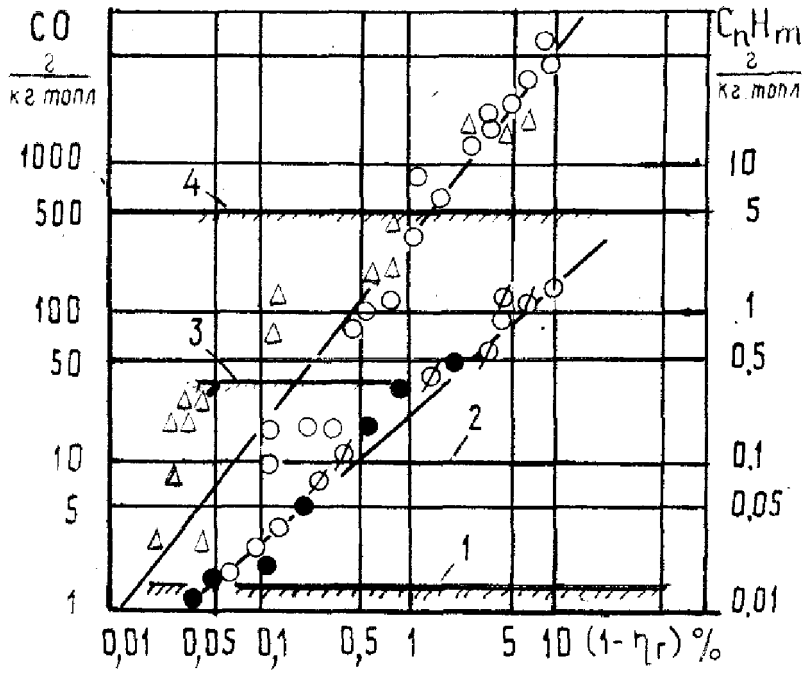


Рис.1.1.3. Зависимость эмиссии CO и C_nH_m от коэффициента недожога: ∅ – $(EI)_{CO}$OLI- 593; ● – $(EI)_{CO}$ JT9D; o – $(EI)_{CH}$ OLI-593; Δ – $(EI)_{CH}$ JT9D; нормы на эмиссию: 1 – 1979…81 гг. на CO; 2 – 1976…79 гг. на CO; 3 – 1979…81 гг. на C_nH_m; 4 – 1976…79 гг. на C_nH_m

воздуха. Таким образом, существует корреляция между потерями полного давления в КС и температурой газа перед турбиной (рис. 1.1.4).

Кроме гидравлических потерь в КС имеют место тепловые потери полного давления, величина которых существенно зависит от скорости топливовоздушной смеси в зоне горения и степени подогрева.

С целью уменьшения этих потерь целесообразно площадь поперечного сечения ЖТ в зоне горения выполнить максимально возможной и расширяющейся в направлении движения потока. При равных объемах корпусов камер тепловые потери в трубчатой КС больше, чем в кольцевой, в связи с неполным использованием рабочего объема.

3. Диапазон устойчивой работы по составу ТВС должен назначаться с учетом фактического изменения этого параметра при работе двигателя на стационарных и переходных режимах в согласованной

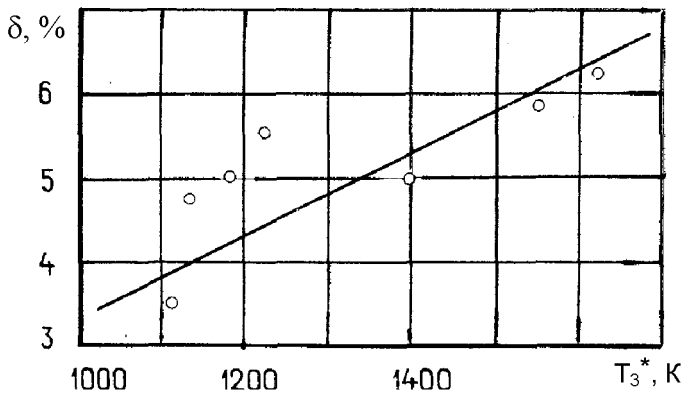


Рис. 1.1.4. Зависимость потерь полного давления δ в камере от температуры газа перед турбиной высокого давления: ○ – статистические данные по различным двигателям

с самолетным ОКБ эксплуатационной области высот и скоростей полета. Максимальное значение коэффициента избытка воздуха α_{max} достигается на переходных режимах работы двигателя при снижении частоты вращения ротора.

В зависимости от темпа уменьшения расхода топлива и инерционности ротора турбокомпрессора значение α_{max} может изменяться в широких пределах – от 12…15 до 25…35. Одним из способов уменьшения α_{max} является введение в систему регулирования замедлителя темпа изменения расхода топлива. Время этого изменения при переходе с максимального режима на режим малого газа на выполненных двигателях составляет 2…4 с.

Минимальное значение α_{min} в камере достигается на режимах приемистости, когда темп подачи топлива опережает темп повышения расхода воздуха (частоты вращения турбокомпрессора) (рис. 1.1.5).

Добиваться в КС существенно более широких пределов изменения α, чем требуется по условиям эксплуатации, нецелесообразно, поскольку при этом ухудшаются некоторые другие характеристики, например температурное состояние деталей ЖТ, эмиссионные характеристики.

4. При работе двигателя вблизи взлетного режима наряду с максимальным образованием оксидов азота NO_x отмечается максимальное дымление (рис. 1.1.6). Хотя дым не ухудшает полноты сгорания, его присутствие вредно по следующим причинам: загрязняется аэропорт и его окрестности, ухудшаются условия охлаждения стенок камеры из-за нагарообразования и роста излучения на стенки.

Результаты изучения природы дымления позволяют утверждать, что дым, представляющий собой мелкодиспергированные частицы углерода, образуется в результате неполного сгорания топлива в переобогащенных зонах камеры сгорания, а также вследствие термического разложения парообразного и жидкого топлива при недостатке кислорода. Обеднение ТВС вблизи фронтового устройства и уменьшение времени пребывания в переобогащенных топливом зонах – наиболее эффективные способы уменьшения дымления. Однако при этом сужается диапазон устойчивой работы по составу ТВС (по бедной границе). Для количественных оценок дымности проектом норм ИКАО* оговорен фильтрационный метод, основанный на определении степени почернения стандартного фильтра, через который пропускается стандартный объем исследуемого газа.

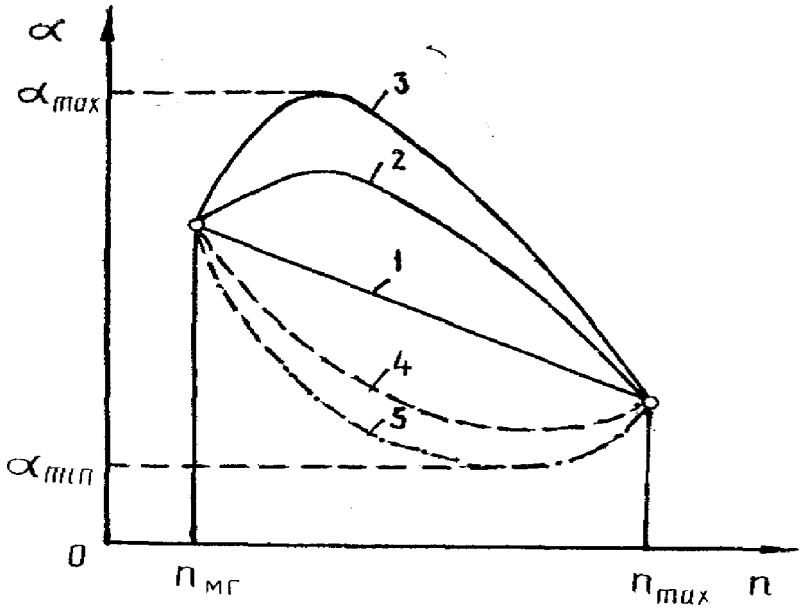


Рис. 1.1.5. Изменение коэффициента избытка воздуха α от частоты вращения n турбокомпрессора (изменение расхода воздуха в двигателе соответствует равновесному составу смеси при любом n (1) с использованием замедлителя (по времени) сброса топлива (2); без замедлителя (3); без опережения (по времени) подачи топлива (4); с опережением подачи топлива (5); – – – - режим сброса газа; —·—·— - режим приемистости

* Международная организация гражданской авиации.

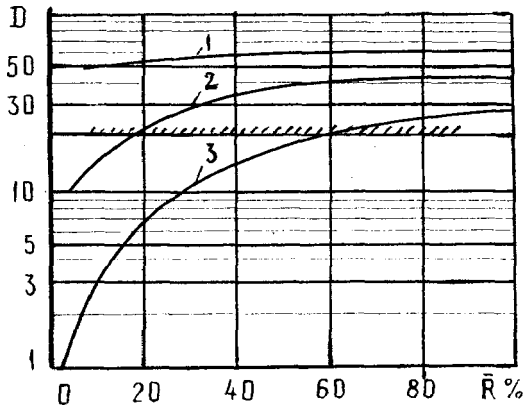


Рис. 1.1.6. Зависимость степени дымления D двигателей от относительной тяги $\bar{R}=\frac{R}{R_{max}}$: 1 – двигатель Т-56; 2 – JT3D; 3 – JT8D; ////// – нормы 1976…81 гг.

В результате определяется число дымности $D = (R_w - R_s)\cdot 100/R_w$, где R_w и R_s – коэффициенты отражения чистого и загрязненного сажей фильтров. Для видимой границы дыма D = 25…30.

5. На современном этапе основные требования к конструкции тепловых машин кратко можно охарактеризовать триадой «3Э»: экологичность, экономичность, эксплуатационная эффективность. Именно в такой последовательности и расставляются приоритеты, где на первом месте стоят вопросы защиты окружающей среды ввиду большой ответственности разработчиков перед живой и неживой природой.

При работе двигателя на любом режиме выделяются токсичные вещества, состав которых изменяется в зависимости от тяги. При малых относительных значениях тяги преобладают продукты неполного сгорания топлива – CO, C_nH_m, при работе вблизи максимальной тяги - оксиды азота NO_x и дым, что наглядно иллюстрирует рис. 1.1.7.

Монооксид углерода CO – ядовитый газ, образующийся при неполном сгорании топлива. Образование его можно свести к ничтожным величинам точным регулированием соотношения воздух–топливо.

Оксиды азота NO_x. Смесь оксидов азота образуется при горении любого вида топлива в воздухе. Основную проблему защиты окружающей среды создает при этом двуокись азота NO_2. В атмосфере земли NO_x участвует в различных химических реакциях, являясь источником

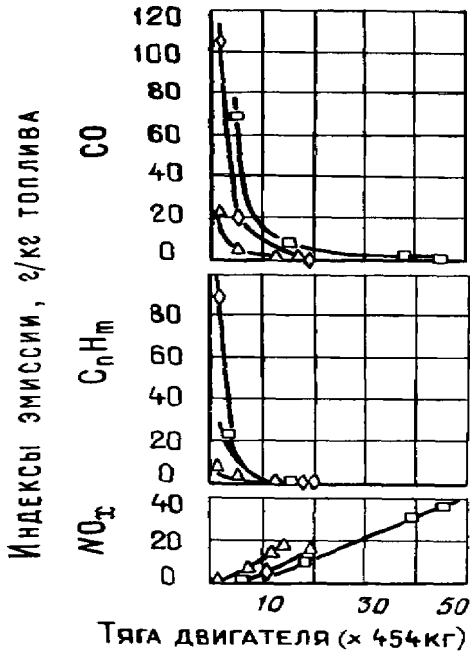


Рис. 1.1.7. Зависимость эмиссии окислов азота NO_x, CO и углеводородов от тяги двигателя [7]: □ - двигатель JT9D; Δ - JT8D; ◊ - JT3D

кислотных дождей. NO_2 , реагируя на свету с углеводородами и озоном, вызывает загрязнение воздуха, а также, реагируя с водой, образует кислоту, вызывающую коррозию и являющуюся источником поглощения видимого света. NO_x – одно из важнейших городских вредных веществ (ВВ). Главным источником его является автотранспорт и ГТД.

Несгоревшие углеводороды (C_nH_m) – в основном выбрасываются в результате низкой полноты сгорания топлива, являются основной причиной смога и вносят весомую долю в тепличный эффект. Основной источник – автотранспорт (при плохом регулировании топлива).

Бенз(а)пирен – сильное канцерогенное вещество, обладающее мутагенным свойством (на выбросы которого пока нет нормирования).

Для количественного описания эмиссий применяются следующие единицы.

Основной параметр – индекс эмиссии $(EI)_x$ (компоненты x) равен отношению массы образующего компонента x (в г) к массе исполь-

зованного топлива (в кг). Индекс эмиссий $(EI)_x$ характеризует особенности организации процесса сгорания и рассчитывается по формуле

$$(EI)_x = \frac{M_x}{M_г} \cdot (1 + \alpha L_0) \cdot \chi_x \cdot 10^{-3}, \frac{г}{кг} \frac{\text{вещества}}{\text{топлива}},$$

где M_x и $M_г$ – молекулярные веса рассматриваемого вещества и продуктов сгорания.

В авиации уровни эмиссии оцениваются за взлетно-посадочный цикл (ВПЦ) (в г) на единицу условной тяги (в кН). ВПЦ включает следующие режимы работы двигателя: руление перед взлетом – 19 мин, работу на взлетном режиме – 0,7 мин, набор высоты до 1000 м – 2,2 мин, заход на посадку – 4 мин и руление после посадки – 7 мин. Параметр эмиссии $П_x$ отражает массу вещества, выделяемую двигателем в течение стандартного взлетно-посадочного цикла, и является мерой загрязнения атмосферы в окрестностях аэродрома.

Параметр эмиссии $П_x$ рассчитывается по формуле

$$П_x = \frac{\sum_i (\tau_i \cdot 60) \cdot G_{топл} \cdot EI_{xi} \cdot 10^{-3}}{\frac{1}{цикл} \sum (\tau_i / 60) \cdot P_i},$$

где τ – время работы двигателя, мин; P – тяга, кН; x – вид токсичного вещества (CO, C_nH_m, NO_x); i – режим работы двигателя.

Распространено измерение газообразных вредных веществ (ВВ) в единицах объемной концентрации на миллионную часть объема газовой смеси, в состав которой они входят. Эта единица обозначается ppm (part per million), что переводится: «частей на миллион». Часто (для ГТД наземного применения) употребляют понятие концентрации ВВ (в мг/нм^3).

Образование CO, C_nH_m и NO_x в основном зависит от условий и организации процесса горения в КС. В настоящее время основное усилие разработчиков новой техники сконцентрировано на резком снижении выбросов NO_x. Этой проблеме уделяется особое внимание.

Основным источником загрязнения атмосферы, как было сказано выше, является автомобильный транспорт (58%) и лишь на последнем месте (2%) находится авиация. Однако локально в зоне аэропортов концентрация вредных веществ может превысить допустимые медицинские нормы. Некоторые страны (например, Швеция) даже вводят налог на загрязнение окружающей среды при полете самолетов над своей тер-

риторией. Некоторые представления о количественном выбросе ВВ в атмосферу с выхлопными газами при полете самолета дают данные табл. 1.1.2.

Таблица 1.1.2

Самолет	Двигатель (количество на самолете)	Количество ВВ, подлежащих нормированию за полет, кг		
		CO	C_nH_m	NO_x
В-747	JT9Д-7 (4)	36,04	76,08	57,56
ДС-10	CF6-50C (3)	34,29	68,15	41,61
А-310	CF6-80A (2)	3,29	14,82	22,15

Все развитые страны вводят строгие ограничения на эмиссию ВВ.

Прогресс в снижении ВВ авиационных и конвертируемых ГТД достигнут благодаря совершенствованию камер сгорания, внедрению высокоразвитой «тонкой» системы регулирования топливоподачи и постоянному повышению общей эффективности двигателей (освоение высоких и сверхвысоких степеней двухконтурности), что позволяет меньше сжигать топлива.

Впервые нормирование выбросов ВВ было предпринято в США в 1973 г. Федеральным агентством по охране окружающей среды (EPA), опубликованы национальные стандарты в соответствии с положениями закона «О чистоте воздуха», принятого еще в 1970г. Одновременно с разработкой и совершенствованием национальных стандартов США в ИКАО при участии советских специалистов разработан проект международных норм на выбросы загрязняющих веществ, опубликованный в 1984г.

В России нормирование выбросов ВВ регламентируется национальным стандартом (ГОСТ 177.22.04-86 «Двигатели газотурбинные гражданской авиации. Нормы и методы определения выбросов загрязняющих веществ»), который распространяется на ГТД с тягой >26,7 кН самолетов гражданской авиации с дозвуковыми скоростями полета. Указанный ГОСТ соответствует стандарту ИКАО, определяет условия и общие положения при сертификации авиационного ГТД по эмиссии.

Нормированию подлежат выбросы оксидов азота – NO_x, монооксида углерода – CO, несгоревших углеводородов – C_nH_m и число дымности – D. Определяется параметр эмиссии $П_x$ указанных ВВ за стандартный взлетно-посадочный цикл.

На рис. 1.1.8 приведены существующие и перспективные данные по параметру эмиссии оксидов азота $П_{NOx}$ в зависимости от суммарной степени сжатия компрессора $\pi_{к_0}$ на взлетном режиме.

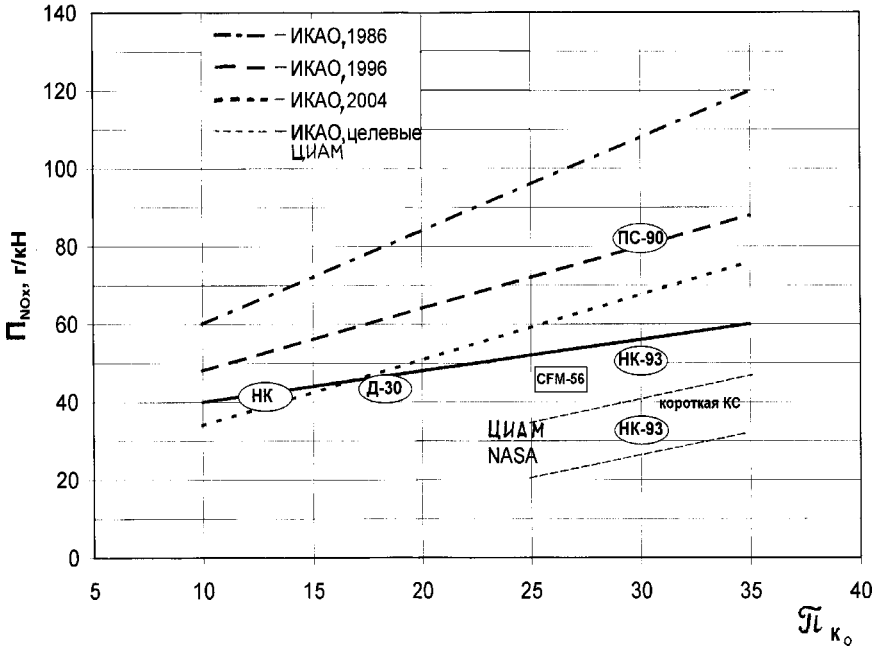


Рис.1.1.8. Нормы на эмиссию оксидов азота - NO_x

Здесь же определены целевые нормы ЦИАМ и NASA на выброс NO_x после 2007г. (Следует отметить, что пока нормирование распространяется на ГТД тягой более 26,7 кН).

Согласно требованиям ИКАО (перспективные нормы), проектируемые КС должны обеспечить в зоне аэропортов параметр эмиссии:

по окислам азота (NO_x) (в зависимости от $\pi_{к\,0}$)....менее 35…50 г/кН;
по оксиду углерода.....менее 50 г/кН;
по несгоревшим углеводородам.....менее 10г/кН.

В связи с тем, что после 2001г. ИКАО должно быть разработано нормирование выброса NO_x в высотных условиях, то в условиях крейсерского полета индекс эмиссии по окислам азота не должен превышать величины 5…10 г/кг топлива.

Кроме того, запрещается преднамеренный выброс топлива в атмосферу после останова двигателя.

В табл. 1.1.3 даны выбросы вредных веществ для наиболее распространенных современных ГТД.

Таблица 1.1.3

Двигатель	$П_{CO}$, г/кН	$П_{CH}$, г/кН	$П_{Nox}$, г/кН	$\pi_к$
НК-93	11,13	2,85	45,76	30
НК-93, короткая ЖТ	10,21	2,34	28,11	30
ПС-90А	16,66	1,4	86,04	30,8
CFM-56*	36,1	0,5	43,9	25,6
RB.211-524D4*	42,86	9,09	86-91,5	31.5
CF6-50C*	38,1	2,3	48,3	29,4
V-2500	16,52	0,98	48	29
Действующие нормы ИКАО	118	19,6	$40+2\pi_{к0}$	
НК-93			100	
ПС-90А			101,7	
CFM-56			91,2	
RB.211-524D4			103	
CF6-50C			98,8	
V-2500			98	
Целевые нормы ИКАО	42	4,35	$32+0,8\pi_{к0}$	
НК-93			56	
ПС-90А			56,64	
CFM-56			52,48	
RB.211-524D4			57,2	
CF6-50C			55,2	
V-2500			55,2	

* - Последняя модификация.

Согласно этим документам, для сертификации, кроме прямых измерений концентрации компонентов загрязняющих веществ, измеряются следующие параметры:

температура на входе в двигатель (с точностью ± 0,5°С в точке, расположенной от входного сечения воздухозаборника в пределах одного диаметра этого сечения);

влажность на входе (кг воды / кг сухого воздуха) в точке, расположенной в пределах 15м от входного сечения воздухозаборника, с точностью ± 5%);

атмосферное давление (в пределах 1км от места испытания с точностью ±100 Па);

массовый расход топлива (прямое измерение с точностью ±2%);

параметры двигателя – тяга (с точностью ±1% на взлете, +5% при минимальной тяге); скорость вращения ротора (с точностью ±0,5%);

расход воздуха (с точностью ±2%).

Стандарт ИКАО лежит в основе отечественного нормирования (приложение 16 «Охрана окружающей среды»), Конвенция о международной авиации (том 2 «Эмиссия авиационных двигателей») и Авиационные правила (часть 34 «Охрана окружающей среды»).

Учитывая технически достигнутый уровень эмиссии и современную позицию государств, входящих в ИКАО, следует иметь в виду, что неизбежно дальнейшее ужесточение норм на эмиссию и расширение перечня двигателей, к которым они будут применяться.

Кроме контроля выброса ВВ в зоне аэропортов ИКАО уделяет внимание контролю эмиссии в высотных условиях в связи с опасностью воздействия на озоновый слой и угрозы глобального потепления.

6,7. Характер радиальной эпюры на выходе из камеры выбирается из условия обеспечения ресурса рабочих лопаток турбины, который определяется сечениями лопатки, имеющими минимальный запас прочности. Обычно эти сечения располагаются вблизи корня лопатки (но не совпадают с ним), где действующие напряжения близки к максимальным. На рис. 1.1.9 показано распределение действующих напряжений в рабочей лопатке турбины при типичном законе изменения площадей поперечного сечения по ее высоте.

Допустимые напряжения существенно зависят от температуры тела лопатки, поэтому в зоне действия максимальных напряжений необходимо иметь пониженную температуру лопатки и, следовательно, натекающего на нее газа (рис. 1.1.10).

Температура на периферии лопатки, несмотря на низкий уровень действующих напряжений, также должна быть снижена с целью обеспечения ее жаропрочности и сохранения постоянной геометрии статорных деталей. Типичной является радиальная эпюра температуры с максимальным ее значением на высоте примерно 0,6…0,75 от высоты выходного канала камеры (см. рис. 1.1.10, б). Форма радиальной эпюры задается с помощью коэффициентов, выражающих связь средней на данном радиусе и среднемассовой температур, например:

$$\Theta_{\text{рад}} = \frac{T^*_{3\text{ср}}}{T^*_{3\text{срм}}},$$

$$\Theta_{\text{рад}} = \frac{T^*_{3\text{ср}} - T^*_2}{T^*_{3\text{срм}} - T^*_2} \quad \text{и др.}$$

Для выполненных КС отношение пиковой температуры к среднемассовой в выходном сечении изменяется в диапазоне 1,04…1,08.

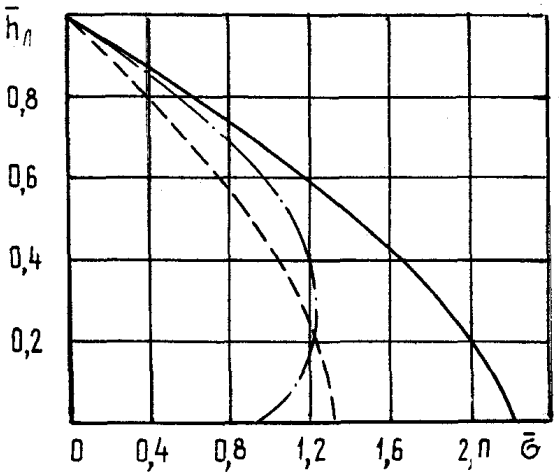


Рис. 1.1.9. Изменение безразмерной величины действующих напряжений по высоте лопатки:

——— }
— — — } - законы изменения площади поперечного сечения
— · — }

лопатки по ее высоте: ——— - F = const; — — — - линейный; — · — - квадратичный

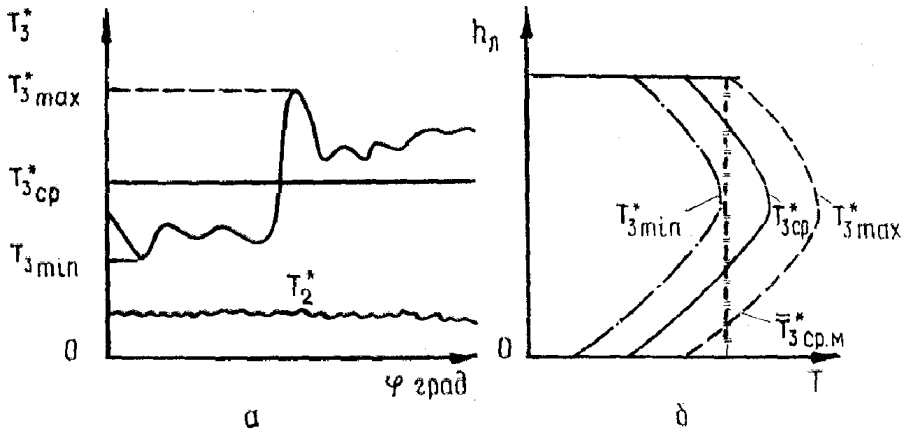


Рис.1.1.10. Эпюры температуры газа на выходе из камеры сгорания: *а* – окружная эпюра (*φ* - угол в окружном направлении КС); *б* – радиальная эпюра

8. Окружная неравномерность температуры газа на выходе из КС влияет на скорость окисления материала сопловых лопаток, продолжительность их работы без прогара, а следовательно, и на их ресурс. Чем выше окружная неравномерность, тем соответственно больше необходимо затрачивать воздуха на охлаждение сопловых лопаток с целью обеспечения их работоспособности. При этом ухудшаются удельные параметры двигателя. Окружную неравномерность температуры газа принято оценивать как в абсолютных величинах (градусах), так и в относительных. Например, распространены параметры:

$$\Theta_{окр}=\frac{T^*_{3max}-T^*_2}{T^*_{3ср}-T^*_2} \text{ или } \Theta_{окр}=\frac{T^*_{3max}-T^*_2}{T^*_{3срм}-T^*_2}, \text{ или } \Theta_{окр}=\frac{T^*_{3max}}{T^*_{3ср}} \text{ и др.}$$

Значение температур, входящих в эти выражения, поясняется с помощью графиков, приведенных на рис. 1.1.10,*а*.

Основными факторами, влияющими на неравномерность температурных полей, являются:

принципиальная схема камеры (трубчатая, трубчато-кольцевая, кольцевая);

поля скоростей воздуха на входе в диффузор камеры;

форма диффузора и степень его раскрытия;

степень подогрева воздуха в камере;

конструкция фронтового устройства камеры (размер и число горелок);

длина жаровой трубы;

длина газосборника;

точность изготовления и сборки деталей камеры;

принятый уровень гидравлических потерь в ЖТ.

9. Требование высотного розжига КС продиктовано необходимостью надежного запуска двигателя в аварийных ситуациях. Как правило, требуемая максимальная высота запуска современных камер для тяжелого транспортного самолета равна 10…12 км, для легкого – 14…18 км.

10. Максимально допустимая величина задержки запуска КС из-за инерционности топливной аппаратуры и переброса пламени, а также из-за неблагоприятного сочетания внешних условий, задается с учетом опасности накопления топлива в камере при работе на низких частотах

вращения ротора турбокомпрессора и потери высоты в аварийной обстановке. Поэтому при создании КС этот параметр специально проверяется при минимальных температурах окружающей среды, когда время задержки воспламенения становится максимальным.

11. Достижение минимального веса и габаритов КС также входит в число главных требований, определяющих совершенство камеры. Требование к весу традиционно в авиадвигателестроении, а стремление к минимальной длине камеры связано с возможностью повышения жесткости ротора, следовательно, уменьшения его веса и радиальных зазоров, что, как известно, приводит к росту кпд турбокомпрессора.

12. Знание максимальных значений параметров p_2^*, T_2^*, T^*_{3max}, $T_{стж}$, $T_{корп.}$, $\Delta p_{фmax}$, $T_{топл.max}$ необходимо для выполнения прочностных и теплотехнических расчетов, а также для определения мощности привода топливного насоса.

13,14. Диапазон изменения расхода топлива варьируют в зависимости от того, насколько широка область эксплуатации двигателя. Отношение расходов топлива $G_{топл.max}$ /$G_{топл.min}$ в современных камерах составляет примерно 10…12. В одноконтурных системах подачи топлива в камеру такому изменению расхода соответствовало бы изменение перепада давления на форсунках, равное 100…144 мм вод. ст. Перепад давления менее 0,2…0,25 МПа не обеспечивает приемлемого качества распыливания топлива. В этом случае максимальная величина перепада давления может составить 30,0…35,0 МПа, что приведет к неоправданному утяжелению системы подачи топлива и снижению эксплуатационной надежности двигателя.

Поэтому в авиационных двигателях применяют двухконтурные системы подачи топлива, позволяющие уменьшить максимальные значения давления топлива до уровня 8,0…10,0 МПа.

15. Указанные ранее значения показателей совершенства камеры и, прежде всего, стабильность во времени температурных полей на выходе из нее должны обеспечиваться не только при равномерном потоке воздуха за компрессором, но и при наличии в нем неравномерностей перед камерой. Чем выше неравномерность потока, тем с большими гидравлическими потерями должна проектироваться ЖТ, выполняющая роль выравнивающей решетки. Такая взаимосвязь неравномерности потока воздуха и гидравлического сопротивления камеры определяет требования к разработчикам компрессора.

Компрессор по всей линии совместной работы с КС должен направлять в нее поток воздуха с параметрами, укладывающимися в допуски:

по неравномерности скорости потока;

превышению максимальной скорости над средней по сечению;

отклонению потока от осевого направления, расположению максимума скорости в сечении, частоте колебаний давления.

1.1.2.2. Функциональные показатели (группа II)

Вторая группа требований, представленных в табл. 1.1.4, отражает работоспособность горячих узлов двигателя в течение ресурса.

Таблица 1.1.4

Показатели, изменение которых допускается в течение ресурса	Допустимое изменение	Место проверки
Окружная неравномерность поля температуры газа, К	≤ 40	Двигатель
Радиальная неравномерность поля температуры газа, %	≤ 2	Установка
Пропускная способность поясов охлаждения ЖТ, %	≤ 20	Двигатель
Расход топлива через форсунку, %	≤ 5	То же
Отложение продуктов неполного сгорания на стенках камеры	Допускается, кроме налета сажи на деталях фронтового устройства	То же
Утонение стенок ЖТ в результате окисления (за межремонтный период), %	≤ 20	
Поля скоростей за компрессором, %	≤ 2	Двигатель
Герметичность топливного коллектора по уплотнительным торцам форсунок	Полная Допускается отпотевание без образования капельной течи	

Учет этих требований при проектировании позволяет определить те необходимые запасы в системах жизнеобеспечения горячих узлов, которые гарантируют надежную эксплуатацию двигателя. Ресурс каме-

ры зависит от назначения летательного аппарата и подтверждается в ходе проведения специальных стендовых и летных испытаний. Существуют понятия начального, межремонтного и общетехнического ресурсов. Начальный ресурс - это то минимальное время надежной работы двигателя, которое гарантирует изготовитель в начале его летной эксплуатации (после государственных испытаний). Межремонтный ресурс $\tau_{мр}$ – это кратное общетехническому ресурсу $\tau_{от}$ время работы, по истечении которого необходим капитальный ремонт элемента или замена его $\tau_{мр} = \tau_{от}/(2…3)$. Общетехнический ресурс – это время эксплуатации, после которого ремонт элемента двигателя экономически нецелесообразен. Ориентировочные значения ресурсов КС приведены в табл. 1.1.5.

Таблица 1.1.5

Назначение летательного аппарата	Начальный ресурс, ч		Межремонтный ресурс, ч		Общетехнический ресурс, ч	
	двиг.	КС	двиг.	КС	двиг.	КС
Для военной авиации	100	300	500	1000	1000	1000
Для гражданской авиации	1000	3000	7500	7500	15000	7500 или 15000

1.1.2.3. Прочностные показатели (группа III)

Третья группа требований (табл. 1.1.6) регламентирует запасы прочности деталей камеры, которые в конечном итоге существенно влияют на ее весовые показатели. Существуют нормативные значения коэффициентов запаса, учитывающие целевое назначение двигателя (для военной или гражданской авиации). Приближенные методики расчета КС на прочность изложены, например, в работе [2] и в руководящих материалах для конструкторов.

Детали КС рассчитываются на прочность, устойчивость и колебания. Соответственно назначаются коэффициенты запаса длительной прочности $К_в$, коэффициент запаса по устойчивости $К_у$ и величины допустимых переменных напряжений $\sigma_а$.

Таблица 1.1.6

Элементы КС. Их прочностные показатели	Требуемая величина
Наружный корпус камеры	
$К_в$	$\geq 1{,}8$
$К_у$	$\geq 1{,}5$
$\sigma_а$, МН / м^2	$\leq (\pm 30)$
Давление опрессовки	
$p_{опр} = 1{,}5 \cdot p_{раб} \cdot \frac{\sigma_{T=293\,К}}{\sigma_{T=Tраб}}$, МПа	$(1{,}5 \ldots 1{,}6)\, p_{раб}$
Внутренний корпус камеры	
$К_в$	$\geq 1{,}8$
$К_у$	$\geq 1{,}5$
$\sigma_а$, МН / м^2	$\leq (\pm 30)$
Жаровая труба	
$К_в$	$\geq 1{,}8$
$К_у$	$\geq 1{,}5$
$\sigma_а$, МН / м^2	$\leq (\pm 30)$

Примечание. С целью проверки достоверности прочностных расчетов один из первых экземпляров корпусов (наружный и внутренний) должен быть подвергнут испытанию на прочность до разрушения.

1.1.2.4. Контролепригодность камеры (группа IV)

Четвертая группа требований связана с возможностью осуществления контроля минимального количества параметров, по которым можно судить о состоянии узла в целом. Обычно контроль за состоянием камеры на двигателе осуществляется по температуре газа за одной из ступеней турбины, давлению топлива перед форсунками и внешнему виду элементов камеры. Для того чтобы такой контроль был возможен, в конструкции КС и турбины должна быть предусмотрена постановка соответствующих датчиков и выполнены смотровые люки.

1.1.2.5. Ремонтопригодность и восстанавливаемость камеры (группа V)

С целью снижения эксплуатационных затрат современные высокотемпературные двигатели конструируются по модульной схеме. Модулем считается узел, который выполняет некоторую функцию и может быть смонтирован взамен аналогичного узла без индивидуального согласования с сопряженными узлами.

Наличие крупных модулей позволяет выполнять быстрое восстановление двигателя простой заменой поврежденного модуля на новый.

В свою очередь, с целью быстрого восстановления поврежденного модуля крупные узлы-модули целесообразно также выполнять модульной конструкции. Это требование полностью распространяется и на КС, что и находит свое отражение в следующих требованиях: для обеспечения ремонтопригодности и восстанавливаемости камеры при ее проектировании следует предусмотреть максимально возможную модульность конструкции и взаимозаменяемость ее отдельных узлов; необходимо обеспечить возможность замены при ремонте воспламенителей, фланцев крепления, форсунок, фронтового устройства, жаровой трубы в целом или отдельных ее элементов.

1.1.2.6. Технологические и экономические требования (группа VI)

1. С целью снижения трудоемкости изготовления и стоимости камеры сгорания ее узлы и детали должны изготавливаться прогрессивными методами: точное литье, штамповка, включая штамповку взрывом, раскат с минимальными припусками, сварка, пайка, электрохимическая обработка (ЭХО), лазерный прожиг каналов и другие методы.

2. Раскрой листового материала должен производиться с учетом минимального количества отходов. Отходы должны использоваться для изготовления более мелких деталей. КИМ (коэффициент использования металла) листовых деталей (с учетом утилизации отходов) должен быть не менее 0,9, а КИМ узла КС в целом - не менее 0,6. (КИМ является одной из характеристик, отражающих стоимость изготовления КС, и определяется как отношение массы готовых деталей к массе исходных заготовок.)

3. Технологические процессы должны обеспечивать получение узлов со стабильными геометрическими размерами (от экземпляра к экземпляру и во времени). С целью сохранения формы сварных узлов КС и снятия остаточных напряжений они должны подвергаться термофиксации.

4. Пайка, сварка и термообработка узлов КС должны производиться в среде, исключающей образование окалины. Первые экземпляры узлов и деталей КС, изготовленные с применением пайки и сварки (например, коллекторы), подвергаются всесторонним пневмо- и гидроиспытаниям с последующей разрезкой на образцы для исследования качества пайки и сварки.

Итак, общие требования к одному из основных узлов авиационного двигателя – к камере сгорания формулируются следующим образом:

КС должна обеспечить соответствие целевым (ожидаемым) международным требованиям ИКАО на эмиссию вредных веществ в продуктах сгорания углеводородных топлив;

на основных режимах полнота сгорания должна составлять не менее 0,995, а на режиме малого газа – не менее 0,98;

КС должна обеспечивать работоспособность ГТД во всех условиях эксплуатации и соответствие двигателя действующим в России нормам летной годности (Авиационные правила АП-25, АП - 33 и АП - 34);

КС должна обеспечивать эффективное сжигание топлив, соответствующих ГОСТ 10227-86, основного (ТС-1), дублирующего (РТ) и резервного (Т-1), а также соответствующих им зарубежных топлив;

КС должна иметь диапазон устойчивого горения и пусковые характеристики, обеспечивающие запуск двигателя в стандартных земных условиях за время не более 20 с; в полетных условиях – за время не более 30 с; при встречном запуске – за 5 с;

высотность запуска КС должна быть не менее 9 км, а в условиях высокогорного аэродрома – 4,5 км;

потери полного давления газа в КС не должны превышать 5,5%;

неравномерность температурного поля на выходе из КС должна быть не более 1,2;

в КС не допускается виброгорение с пульсациями давления газа, составляющими более 1% от средней величины;

в КС должно отсутствовать нагароотложение, ухудшающее эксплуатационные характеристики;

жаровые части КС должны быть спроектированы из условия обеспечения назначенного ресурса не менее 20000 часов; по техническому состоянию – не менее 10000 часов; гарантированного ресурса – не менее 5000 часов.

1.2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В ОСНОВНОЙ КАМЕРЕ СГОРАНИЯ. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ ЕГО ПРОТЕКАНИЯ

1.2.1. Торможение воздушного потока за компрессором

Скорость воздуха за компрессором обычно составляет 150... 200 м/с. В этих условиях сложно обеспечить устойчивое горение в камере, поэтому перед всеми камерами сгорания ВРД для снижения скорости воздуха устанавливаются диффузорные каналы (рис. 1.2.1... 1.2.3).

Течение в диффузоре принципиально неустойчиво, так как в связи с противоположным направлением действия сил давления и инерции происходит быстрое нарастание толщины пограничного слоя [8], что приводит к раннему отрыву потока от стенки и образованию зон с возвратным течением у одной или обеих стенок (в зависимости от конфигурации диффузора). Образование зон отрыва сопровождается увеличением потерь полного давления. Кроме того, поля скоростей на входе в камеру в этом случае становятся особенно неравномерными, что усложняет обеспечение надежного охлаждения стенок и требуемых полей температур перед турбиной.

В камерах сгорания «однорежимных» двигателей, например в промышленных установках, применяются плавные диффузоры большой длины, обеспечивающие безотрывное течение воздуха и минимальные потери давления. К таким устройствам относится изоградиентный диффузор (см. рис. 1.2.1), в котором при потенциальном течении остается постоянным градиент давления по длине $\mathrm{d}p/\mathrm{d}l = \mathrm{const}$.

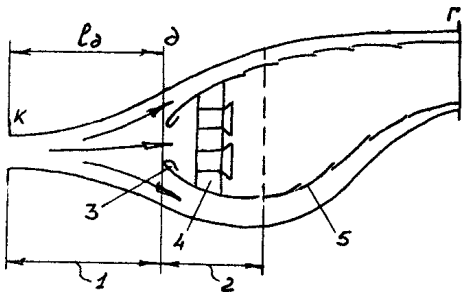


Рис. 1.2.1. Схема диффузора (изоградиентного) камеры сгорания ГТД: 1 – диффузор; 2 – диффузор с центральным телом; 3 – обтекатели, образующие воздухозаборник; 4 – фронтовое устройство; 5 – жаровая труба

Такой диффузор профилируется в соответствии с уравнением

$$F_i = \frac{F_д}{\sqrt{1+\left[\left(\frac{F_д}{F_к}\right)^2 - 1\right]\frac{l_д - l_i}{l_д}}},$$

где l_i и F_i – текущие длина и площадь диффузора; $F_д$ – площадь выходного сечения диффузора; $F_к$ – площадь сечения на выходе из компрессора (на входе в КС); $l_д$ – длина диффузора.

В работе [9] зависимость коэффициента гидравлического сопротивления $\xi_д$ таких диффузоров от их конструктивных размеров обобщена в виде

$$\xi_д = f\left[\mathrm{tg}\left(\alpha_{пр}/2\right)^{0,6} \cdot \left(1 - 1/n_д\right)^2\right],$$

где $\alpha_{пр}$ – суммарный приведенный угол образующих канала диффузора; $n_д = F_д/F_к$ – степень расширения потока в диффузоре. Реальные значения $\xi_д$ в этой работе получены в диапазоне 0,1…0,35.

В связи с многорежимностью авиационных ГТД, сопровождающейся изменением полей скорости и давления на входе в камеру, диффузоры, как правило, выполняются по схеме со стабилизированным отрывом (см. рис. 1.2.2), что позволяет получить устойчивые характеристики диффузора и уменьшить его длину.

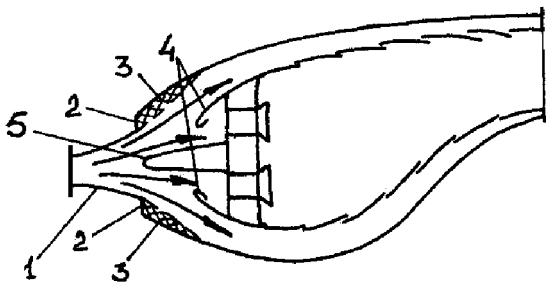


Рис. 1.2.2. Диффузор со стабилизацией зон отрыва потока от стенок: 1 – диффузор; 2 – уступы; 3 – зоны отрывных течений; 4 – обтекатели ЖТ; 5- экран для подпора течения в диффузоре

Недостатком таких диффузоров является возникновение дополнительных потерь давления из-за большой неравномерности профиля скорости по любому сечению за точкой отрыва.

Желание выполнить канал как можно короче ведет к увеличению суммарного угла его диффузорности, что может привести к возникновению в нем незапланированного отрыва потока. Для предотвращения этого нежелательного явления применяют установку обтекаемого экрана клиновидной формы 4 (см. рис. 1.2.2), который частично изменяет форму линий тока, прижимая их к стенкам. В результате предельно возможная степень расширения $n_д$ возрастает. Этот прирост в работе [9] оценивается по соотношению, связывающему предельную величину $n_д$ с размерами канала:

$$n_д = A + 0{,}15\frac{l_д}{H},$$

где H – начальная высота канала в сечении *к*. Получено, что для диффузора без подпора A = 1,2, а для диффузора с подпором потока A = 1,8.

Дальнейшим развитием схемы диффузора со стабилизированным отрывом потока является диффузор с внезапным расширением, который по принципу действия можно назвать канально-струйным (см. рис. 1.2.3).

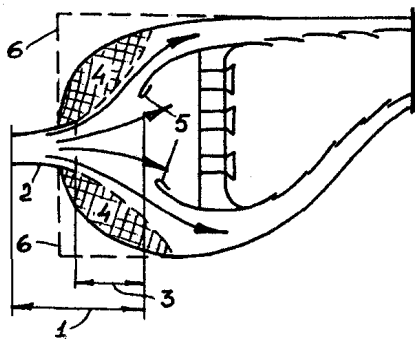


Рис. 1.2.3. Диффузор с внезапным расширением канала (канально-струйный диффузор): 1 – диффузор; 2 – преддиффузор (канальный участок); 3 – струйный участок; 4 – застойные зоны; 5 – обтекатели ЖТ, образующие воздухозаборник; 6 – диапазон возможных изменений формы корпусов КС

Этот диффузор является двухступенчатым. Первая ступень торможения потока осуществляется в канале преддиффузора 2, профиль которого выбирается из условия согласования потребной степени расширения канала, минимально возможных гидравлических потерь и максимально возможной равномерности эпюры скорости в выходном сечении.

Вторая ступень торможения потока происходит в расширяющейся струе 3, которая по боковым поверхностям взаимодействует с газом в объемах застойных зон 4. Торможение в этой струе происходит аналогично торможению потока воздуха в гидравлических стенках перед дозвуковым воздухозаборником ВРД [2].

Наличие в структуре течения струйного участка привносит в рабочий процесс диффузора ряд особенностей положительного свойства:

на этом участке практически отсутствуют гидравлические потери;

расширяющаяся струя делится воздухозаборником фронтового устройства на три части − во фронтовое устройство и в два кольцевых канала. При изменении гидравлического сопротивления этих частей ЖТ струя на участке 3 автоматически перераспределяет расходы воздуха в три последующие части, причем практически без изменения суммарных гидравлических потерь в диффузоре;

размеры застойных зон 4 могут быть увеличены, вплоть до выполнения корпусов КС цилиндрической формы (пунктир на рис. 1.2.3), без изменения характера течения и суммарных гидравлических потерь в диффузоре.

Минимум коэффициента $\xi_д$ в таких диффузорах может достигать величины 0,4…0,45, но при условии согласования пропускной способности фронтового устройства и его воздухозаборника .

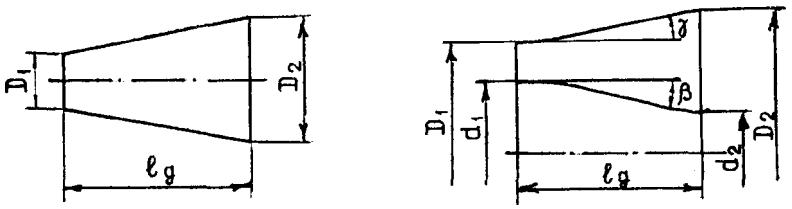
В современных ГТД с ростом потребной величины температуры $T_г^*$ на выходе из КС все большая доля суммарного расхода воздуха направляется во фронтовое устройство, что влечет за собой увеличение поперечных размеров лобовой части ЖТ. В этих условиях только канально-струйный диффузор может обеспечить при малых продольных размерах и резких изменениях конфигурации линий тока приемлемые значения гидравлических потерь. Поэтому в большинстве современных и перспективных разработок КС заложены диффузоры именно такого типа.

Конструктивно диффузоры могут быть выполнены коническими, плоскими и кольцевыми.

Конические и плоские диффузоры (рис. 1.2.4, *а*) характеризуются степенью и углом раскрытия:

$$n_д = \frac{F_2}{F_1};$$

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2l_д}.$$



а *б*

Рис. 1.2.4. Схемы диффузоров: *а* – конический; *б* – кольцевой

Кольцевые диффузоры (рис. 1.2.4,*б*) обычно «приводят» к эквивалентным круглым по формулам:

$$D_{цр1}=\sqrt{D_1^2-d_1^2};\quad D_{цр2}=\sqrt{D_2^2-d_2^2};\quad \operatorname{tg}\frac{\alpha_{пр}}{2}=\frac{\sqrt{D_2^2-d_2^2}-\sqrt{D_1^2-d_1^2}}{2l_д}.$$

Для таких диффузоров потери полного давления определяются следующим образом: $\Delta p_д^*=\xi_д \cdot \rho_к \cdot (w^2_к - w^2_д)/2$, здесь $\xi_д$ – коэффициент, учитывающий потери на трение и на расширение.

При $\beta \approx \gamma$ потери рассчитываются по формулам:

$$\xi_{тр}=\frac{\lambda_{тр}}{8\sin\beta}\left[1-\frac{1}{n_д^2}\right];\quad \xi_р=к_1\left(2{,}55\cdot\operatorname{tg}\frac{\alpha_{пр}}{2}\right)^{1.25}\left(1-\frac{1}{n_д}\right)^2;\quad \xi_д=\xi_р+\xi_{тр}.$$

Изменения значения коэффициента $к_1$ в зависимости от угла раскрытия диффузора показаны на рис. 1.2.5.

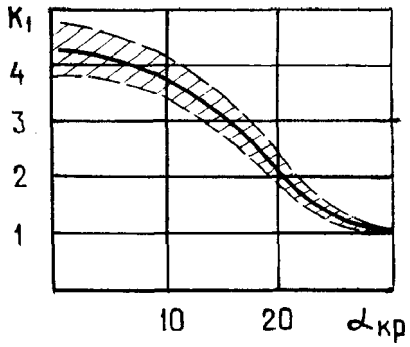


Рис. 1.2.5. Зависимость коэффициента $к_1$ от угла раскрытия диффузора $\alpha_{кр}$

Коэффициент восстановления полного давления в диффузоре $\sigma_д$ зависит от скорости потока за компрессором и связан с коэффициентом гидравлических потерь $\xi_д$ соотношением

$$\sigma_г = 1 - \xi_д \frac{k}{2} M_к^2 \frac{1}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_к^2\right)^{\frac{k}{k-1}}}.$$

Учитывая, что в КС авиационных ГТД диффузор конструктивно выполняется с центральным телом, кроме перечисленных потерь необходимо оценивать и потери на поворот потока при обтекании головной части жаровой трубы (рис. 1.2.6):

$$\xi_{пов} = -\frac{\Delta p^*_{пов}}{\frac{\rho_д w_д^2}{2}} = 0{,}73ABC.$$

Коэффициенты A, B и C зависят соответственно от угла поворота δ, относительного радиуса скругления R/h и степени вытянутости поперечного сечения канала b/h и определяются по графикам, полученным Г. Н. Абрамовичем (см. рис. 1.2.6).

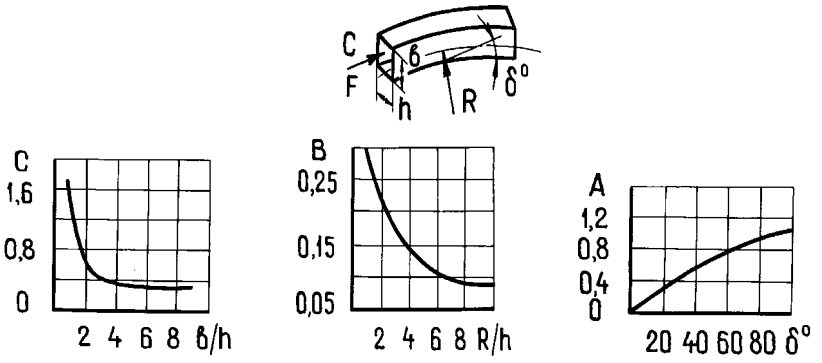


Рис. 1.2.6. Зависимости коэффициентов A, B и C от угла поворота δ, относительного радиуса скругления R/h и степени вытянутости поперечного сечения b/h канала диффузора

Однако такой подход не позволяет достаточно точно определить потери давления и прогнозировать пространственно-временную неста-

ционарность течения. В связи с этим на практике при проектировании диффузоров кольцевых КС (кольцевой диффузор с центральным телом — жаровой трубой), получивших в последнее время широкое распространение, потери давления определяются обычно на основе опытных статистических данных, максимально приближенных к проектному случаю, т. е. к выбранному прототипу.

1.2.2. Подготовка топливовоздушной смеси

Процесс подготовки топливовоздушной смеси (ТВС) состоит из подачи топлива в жаровую трубу, его частичного испарения, смешения с воздухом до образования микро- и макрозон с благоприятными для горения составом смеси, ее прогрева и воспламенения. Далее происходит выгорание ТВС.

Скорость распространения пламени в неподвижной заранее подготовленной топливовоздушной смеси почти на два порядка меньше среднемассовой скорости движения воздуха и продуктов сгорания по газовоздушному тракту двигателя. Поэтому возникает необходимость введения в конструкцию камеры средств интенсификации горения и обеспечения его устойчивости. Основной способ интенсификации — ускорение медленно протекающих на молекулярном уровне процессов теплопроводности, испарения, диффузии и горения макроскопическими эффектами. Так, испарение интенсифицируется увеличением суммарной площади массы топлива за счет дробления жидкости на капли. Смешение паров топлива с воздухом ускоряется интенсивной турбулентной диффузией. Образование зон с необходимым для горения составом ТВС ускоряется принудительным распределением топлива по сечению первичной зоны камеры с помощью распылителей топлива и соответствующего их размещения. Подведение тепла к испаряющейся жидкости и для прогрева ТВС до температуры воспламенения интенсифицируется рециркуляцией продуктов сгорания.

Ускорение процесса сгорания ТВС возможно за счет повышения интенсивности турбулентности потока в зоне, где происходит этот процесс, и создания в камере большого количества очагов горения. Цель, которая при этом достигается, - увеличение суммарной площади поверхности горения, что позволяет при неизменной скорости распространения турбулентного пламени ускорить сгорание заданного количества ТВС.

Подача топлива в жаровую трубу происходит через форсунки. Форсунки представляют собой насадки, которыми заканчивается топливная магистраль двигателя. В них создается такой режим истечения из сопла, при котором струя жидкости распадается на капли. Совокупность движущихся из сопла форсунки капель создает факел той или иной формы.

Несмотря на огромное количество существующих конструкций форсунок, все они имеют в своей основе два основных типа: струйные и центробежные.

Форсунки, в канале сопла которых создается двухмерное течение жидкости, получили название струйных. Простейший вариант такой форсунки - круглое отверстие. Струя, вытекающая из сопла этой форсунки, обладает большой дальнобойностью и самопроизвольно распадается на капли на значительном удалении от среза сопла. Поэтому струйные форсунки чаще всего выполняют совместно с экранами-отбойниками, при ударе о которые происходит вынужденное дробление струи. В ГТД такое сочетание нашло применение в форсажных КС.

Форсунки, в канале сопла которых создается трехмерное течение, называют центробежными (рис. 1.2.7).

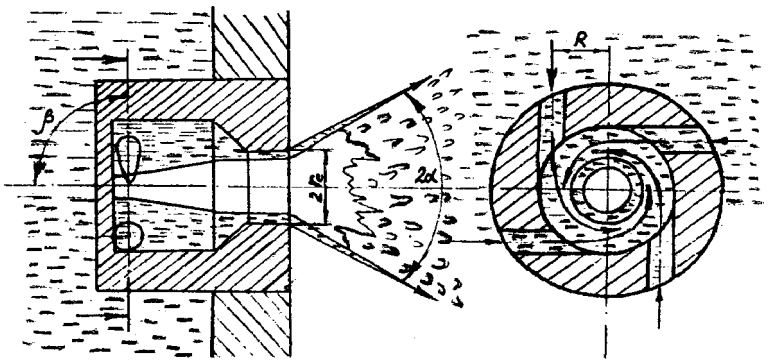


Рис. 1.2.7. Схема течения жидкости в центробежной форсунке

В них топливо втекает в камеру закручивания через тангенциальные каналы или через винтовую нарезку многозаходного шнека. В результате любая частица жидкости получает момент количества движения относительно оси, и ее траектория внутри форсунки получается винтовой, т.е. трехмерной. Абсолютная скорость w в любой точке той траектории имеет три составляющих: осевую - w_x, радиальную - w_r и

окружную – $w_ф$. Особенность радиального распределения окружной составляющей (при течении идеальной жидкости – $w_ф$ = const / r) приводит к тому, что на определенном радиусе жидкость терпит разрыв и в приосевой области форсунки образуется полость, заполненная веществом среды, в которую происходит истечение. Таким образом, из центробежной форсунки жидкость вытекает тонкой пленкой, находящейся под действием поля центробежных сил (с этим и связано название форсунки). Расширяясь под действием этих сил, по мере удаления от среза сопла пленка утончается и разрывается на части, которые затем из-за вязкого взаимодействия с газовой средой дробятся на мелкие капли.

Существует ряд параметров, по которым оценивается эффективность и режим работы форсунки. Но прежде всего любая форсунка должна обеспечивать заданный расход топлива $G_т$ при определенном перепаде давления $\Delta p_ф = p_{дф} - p_{сф}$. Здесь $p_{дф}$ – давление топлива в полости до форсунки, $p_{сф}$ - давление на срезе сопла форсунки.

Расход топлива (имеющего плотность $\rho_т$) через сопло площадью F_c обеспечивается за счет осевой составляющей скорости
$G_т = \rho_т F_c w_х$.

В случае, когда идеальная жидкость вытекает из полости, где $p^* = p_{дф}$, и при этом равномерно заполняет сопло, для определения величины скорости можно использовать уравнение Бернулли

$$p_{дф} = p_{сф} + \frac{\rho_т w^2_{х\ ид}}{2}.$$

Тогда

$$G_{т\ ид} = F_c \sqrt{2 \rho_т \Delta p_ф}.$$

При течении через форсунки реальных жидкостей действительная осредненная осевая скорость $w_х$ в сечении среза сопла меньше $w_{х\ ид}$. Кроме того, сопло не всегда полностью заполнено жидкостью (см., например, рис. 1.2.7). Следовательно, при расчете действительного расхода $G_т$ можно использовать выражение для $G_{т\ ид}$, но с некоторой поправкой:

$$G_т = \mu G_{т\ ид}.$$

Здесь μ – коэффициент расхода, всегда меньше 1.

Видно, что при расчете производительности любой форсунки прежде всего необходимо знать величину μ. Из-за сложности аналитическо-

го решения этой задачи (даже при двухмерном течении через струйную форсунку) в инженерной практике и в настоящее время предпочитают проектирование выполнять на базе существующих прототипов, принимая в первом приближении μ равным коэффициенту расхода форсунки-прототипа.

Так, если струйная форсунка выполнена с плавным входом, то она обеспечивает безотрывное течение вплоть до среза сопла и величину μ в диапазоне 0,75…0,85. Технологически проще изготавливать такие форсунки с острой входной кромкой. Но в этом случае при определенном перепаде $\Delta p_ф$ поток отрывается от стенок канала форсунки и не заполняет все сечение сопла. В результате μ снижается до 0,5…0,65.

Для предварительной оценки величины коэффициента расхода центробежной форсунки можно использовать теоретическую зависимость μ = *f*(A), полученную Г.Н. Абрамовичем для течения идеальной жидкости (рис. 1.2.8).

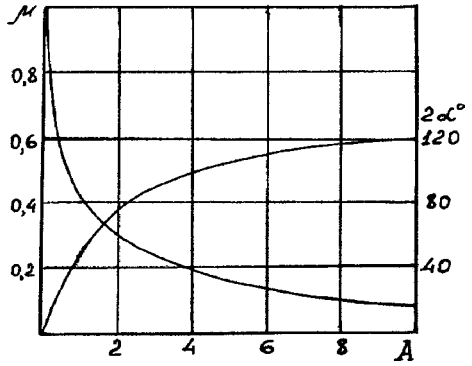


Рис. 1.2.8. Зависимость угла раскрытия факела 2α и коэффициента расхода μ центробежной форсунки от ее геометрической характеристики A

Здесь A – геометрическая характеристика центробежной форсунки. Хотя ее величина рассчитывается исключительно по геометрическим размерам

$$A = \frac{R\, r_c \pi}{n f_{вх}} \sin\beta,$$

параметр А является критерием гидравлического подобия течения в центробежных форсунках. В формуле для расчета А: R – радиус закрутки потока, т.е. расстояние между осью входного канала и осью форсунки; r_c – радиус сопла форсунки; n – число входных каналов, $f_{вх}$ – площадь поперечного сечения одного из них; β – угол между осью входного канала и осью форсунки. С ростом величины А растет степень закрутки потока внутри форсунки, т.е. растет w_φ и снижается w_x. При $A \to 0$ идеальная центробежная форсунка вырождается в идеальную струйную, у которой $\mu = 1$.

При уточнении величины коэффициента μ можно использовать эту же теоретическую зависимость $\mu = f(A)$, но при внесении эмпирических поправок в параметр *А*. Более подробно сведения об этих форсунках изложены в работах [11,12].

Как только топливо и воздух в заданной пропорции поступили в зону горения ЖТ, начинается процесс их перемешивания, который для жидкого топлива проходит через стадии дробления его на капли и испарения. Задачи, которые приходится решать при организации этих процессов, сводятся к минимизации времени их протекания и к достижению в сечении, где предполагается поддерживать фронт пламени, равномерного распределения параметров смеси, состав которой при этом должен быть близким к стехиометрии ($\alpha = 1$).

Уменьшение времени протекания, т.е. интенсификация процессов, возможно лишь при увеличения затрат энергии. Подготовительные процессы совершаются за счет кинетической энергии струй топлива и воздуха, а также за счет тепла, передаваемого из зоны экзотермических химических реакций. Последнее, кроме излучения, происходит посредством рециркуляционных течений 10 (см. рис. 1.1.1) за фронтовым устройством.

Строго говоря, определениям «стехиометрическая» (т.е. $\alpha = 1$), «богатая» ($\alpha < 1$) или «бедная» ($\alpha > 1$) соответствует лишь полностью ***однородная гомогенная смесь***. Это такая смесь, в которой все топливо полностью испарено и равномерно перемешано со всем воздухом так, что местные значения коэффициентов избытка воздуха α_i равны суммарному α, подсчитанному по расходам воздуха $G_в$ и топлива $G_т$ в зоне подготовки ТВС. ***В реальных КС,*** как правило, $\alpha_i \neq \alpha$, т.е. ***ТВС,*** поступающая в зону горения, ***является неоднородной.***

Степень неоднородности смеси оценивается по величине параметра неравномерности смеси по составу S_α, который определяется как осредненная по пространству разница между α_i и α, приведенная к α:

$$S_\alpha = (\alpha_i - \alpha)/\alpha = \overline{\Delta\alpha} .$$

Величина параметра неравномерности может достигать 20…40 %. Это означает, что даже при сжигании существенно обедненной смеси (α = 1,3…1,5) в некоторых участках зоны горения всегда можно ожидать наличие микрообъемов с $\alpha_i = 1$ и даже с $\alpha < 1$.

Из-за раздельной подачи воздуха и топлива, неравномерного распределения топлива по пространству в факеле форсунки, неоднородности капель по размерам, наличия недоиспарившихся капель, а также из-за недостаточной интенсивности процесса перемешивания образующаяся ТВС является существенно неоднородной по составу и негомогенной. Такую смесь называют ***двухфазной (или гетерогенной) и неоднородной.***

Повышение равномерности распределения параметров по любому сечению ЖТ достигается конструктивными мероприятиями: равномерным распределением форсунок во фронтовом устройстве и каналов, подводящих воздух к факелам этих форсунок. Причем этот подвод воздуха формируется как с учетом специфики факелов применяемых форсунок, так и с учетом специфики аэродинамической структуры течения, которая должна быть организована за данным фронтовым устройством (обязательные рециркуляционные течения для организации дежурного очага пламени, высокая интенсивность турбулентности, малая осредненная скорость потока, сносящего пламя).

Специфику факела каждой конкретной форсунки принято оценивать следующими показателями качества ее работы:

углом раскрытия факела 2α (см. рис. 1.2.7);

распределением расхода жидкости $G(r, \varphi)$ по площади орошения на определенном удалении от сопла форсунки;

средним размером образующихся капель;

неравномерностью размеров капель.

Для каждой вновь спроектированной форсунки все перечисленные параметры контролируются опытным путем. При обработке результатов измерений мелкости распыливания средний диаметр капель вычисляется по формуле

$$d_{pq} = \sqrt[p-q]{\frac{\Sigma d_i^p \Delta n_i}{\Sigma d_i^q \Delta n_i}},$$

где d_i – средний диаметр капель во фракции, насчитывающей Δn_i штук, мкм; p и q – целые числа, величина которых зависит от способа осреднения. В процессах тепло- и массообмена принято вычислять объемно-поверхностный средний диаметр d_{32} (так называемый средний Заутеровский диаметр), т.е. p = 3 и q = 2.

Использование величины d_{32} связано с тем, что общее количество топлива, поступающего в КС, содержится в объеме всех капель, а скорость поступления паров топлива в зону горения определяется суммарной поверхностью всех капель, с которой оно испаряется. Распределение размеров капель в факелах форсунок, как было установлено опытами многочисленных авторов, следует закону больших чисел и хорошо описывается формулой Розина-Раммлера

$$R = 100 \cdot e^{-(d_i/d_к)^n},$$

где R – массовая доля капель в струе, диаметр которых больше d_i ; d_i – текущий диаметр капель; $d_к$ – постоянный диаметр капель, соответствующий определенному значению R = 100/e; n – постоянное число, характеризующее степень разнородности капель в факеле данной форсунки (величины $d_к$ и n определяются при обработке экспериментальной кривой распределения капель по размерам).

Обычно струйные форсунки дают достаточно грубый распыл: d_{32} = 80….300 мкм . Значительно лучше этот показатель у центробежных форсунок. На режимах работы двигателя, когда $\Delta p_ф$ достигает максимальной величины, d_{32} в факеле этих форсунок может иметь величины 15…25 мкм.

Очень существенным является то обстоятельство, что мелкость топливной аэрозоли зависит от $\Delta p_ф$. При понижении режима работы двигателя, т.е. при уменьшении расхода $G_т$, следовательно и $\Delta p_ф$, даже у центробежных форсунок d_{32} может доходить до 100…150 мкм.

Диапазон изменения $\Delta p_ф$, с одной стороны, ограничен возможностями топливной системы (максимальное давление подачи топлива обычно не превышает 6…9 МПа), а с другой – связан с соответствующим диапазоном изменения $G_т$, который, в свою очередь, отслеживает изме-

нение расхода воздуха через двигатель. При изменении условий полета от $H = 0$ при $M_п = max$ до $H = max$ при $M_п = min$ расход воздуха изменяется в 20…30 раз. Форсунка неизменной геометрии, спроектированная из условия обеспечения необходимой производительности на максимальном режиме, при снижении $G_т$ на порядок может практически перестать распыливать топливо или будет обеспечивать параметр d_{32} неприемлемых значений.

Нужно помнить, что d_{32} - это некий средний диаметр, т.е. в спектре распыла есть и более крупные капли. Даже если доля этих капель незначительна, их присутствие ухудшает условия розжига ТВС в момент запуска КС, снижает полноту сгорания топлива, т.к. крупные капли либо не успевают выгореть за время их пребывания в ЖТ, либо, попадая в холодные пристеночные слои воздуха, вообще не участвуют в процессе горения. Недожог сказывается, естественно в худшую сторону, и на эмиссионных показателях работы КС.

Скорость испарения жидкого топлива, следовательно, и размеры участка КС, необходимого для реализации этого процесса, кроме размера капель зависят еще и от условий подвода тепла, физических свойств испаряющейся жидкости, скорости ее движения относительно окружающей среды и т.д.

Если капли движутся вместе с потоком среды, т.е. их относительная скорость равна нулю, то критерий Нуссельта в этих условиях примерно равен 2 и протекание процесса соответствует закону Срезневского, устанавливающего линейную зависимость времени испарения капли от квадрата ее диаметра:

$$\tau_{исп} = d^2 / k ,$$

где $k = 8 \lambda (T_с - T_к) / (q_{исп} / \rho_{топл})$ – константа испарения. Здесь λ – коэффициент молекулярной теплопроводности; $T_с$ – температура окружающей каплю среды; $T_к$ – температура капли; $q_{исп}$ – теплота испарения; $\rho_{топл}$ – плотность топлива.

Константа испарения обычно определяется экспериментальным путем. Горение в воздухе при температуре около 1000 К и скоростях обтекания капель до 1 м/с для керосина характеризуется величиной k, равной 1…1,3 $мм^2$ /с. Отсюда следует, что для интенсификации процесса испарения необходимо увеличивать $T_с$ подводом к струе топлива горячих продуктов сгорания и уменьшать d , т.е. повышать мелкость распыливания жидкости.

Таким образом, интенсификация процессов дробления и испарения за счет измельчения топливной аэрозоли является одной из важнейших задач, решению которых должна отвечать конструкция фронтового устройства жаровой трубы.

В тепломассообменных процессах, таких как процессы дробления жидкой струи на капли с последующим их испарением, важна не абсолютная, а относительная величина кинетической энергии потоков жидкости и газа. Поэтому для их интенсификации следует не только увеличивать абсолютные затраты энергии, но и предусматривать такую конфигурацию каналов и пространственных условий, при которой эти затраты энергии в максимальной степени расходовались бы на рост относительной скорости движения струй топлива и воздуха.

В этом смысле механические форсунки (струйные и центробежные), впрыскивающие топливо непосредственно в объем зоны горения, не обеспечивают высокой скорости движения жидкости относительно газовой среды (особенно на пониженных режимах). Поэтому в современных ГТД они применяются в совокупности с воздушными каналами (чаще всего это лопаточные завихрители), обеспечивающими движение воздуха, подводимого к топливному факелу, относительно этого факела (рис. 1.2.9).

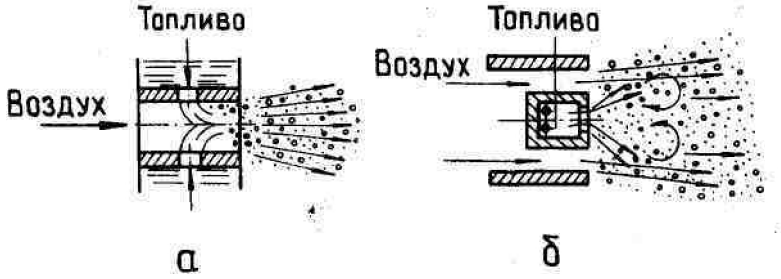


Рис.1.2.9. Схема распыливания топлива в пневматических форсунках: *а* - форсунка с внутренним смешением топлива с воздухом; *б* - форсунка с внешним смешением топлива с воздухом

Это относительное движение вызывает возмущения жидкой пленки, покидающей форсунку, что приводит к ее дроблению. Такое явление носит название «пневматическое распыливание». При некотором сочетании размеров форсунок с завихрителями потока воздуха они генерируют звуковые колебания, которые играют определенную роль в интенсификации процесса дробления жидкости на капли (подробнее см. работу [10]).

Кроме того, для обеспечения приемлемого качества распыла во всем диапазоне изменения $\Delta p_ф$ в одной КС устанавливают форсунки, имеющие разную производительность, следовательно, и разные размеры (два, иногда три типоразмера). В таких КС на низких режимах работает только группа форсунок с малыми размерами, что обеспечивает даже на этих режимах умеренную с точки зрения распыла величину $\Delta p_ф$. При повышении режима к ним подключаются и другие форсунки. В КС с малым общим числом форсунок два типоразмера выполняют встроенными друг в друга (рис. 1.2.10).

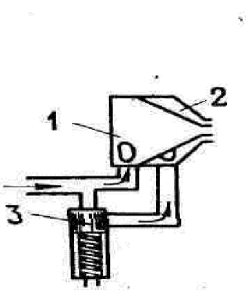


Рис.1.2.10. Схема двухканальной топливной форсунки:
1,2 – центробежные форсунки первой и второй ступеней;
3 – перепускной клапан

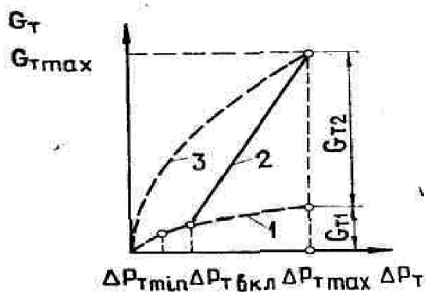


Рис. 1.2.11. Расходная характеристика двухканальной форсунки: 1 – расход топлива через форсунку первой ступени; 2 – расход топлива через форсунки первой и второй ступеней при частично открытом перепускном клапане; 3 – расход топлива через обе ступени при полностью открытом клапане

Такие форсунки называют двухканальными. В них от давления $\Delta p_{т\,min}$ до $\Delta p_{т\,вкл}$ (рис. 1.2.11) работает только первая ступень.

При давлении больше $\Delta p_{т\,вкл}$ постепенно открывается перепускной клапан и топливо поступает через оба канала. При давлении $\Delta p_{т\,max}$ перепускной клапан полностью открыт. Если бы клапан был открыт с самого начала, то расход топлива соответствовал бы кривой 3.

В многогорелочных камерах сгорания применяют одноканальные топливные форсунки, но на малых перепадах давления топливо поступает не через все форсунки, а только через некоторую их часть, называемую первым контуром. Таким образом, расход топлива при изменении режима работы КС регулируется изменением количества включенных форсунок.

Однако рост этой скорости возможен лишь при увеличении перепада давлений $\Delta p^* = p^*_к - p^*_г$, а это означает снижение величины $\sigma_{кс}$, которая влияет на выходные характеристики двигателя.

Нужно отметить, что в форсунках, создающих пневмораспыл, на процесс дробления топлива на капли в какой-то мере уже накладывается и процесс смешения его с воздухом.

Еще в большей степени комбинированными можно считать форсунки испарительного типа (см. рис. 1.2.20). В этой конструкции горячая испарительная трубка в совокупности с пневмомеханической топливной форсункой выполняют по сути роль карбюратора, выдающего в зону горения уже почти полностью подготовленную к воспламенению ТВС. Казалось бы, это решение наилучшим образом отвечает задачам, которые стоят перед зоной подготовительных процессов. Однако такой способ подготовки ТВС сужает диапазоны устойчивого горения и высотного запуска КС. Кроме того, неудовлетворительное тепловое состояние испарительной трубки снижает надежность работы КС.

Видимо поэтому в подавляющем большинстве фронтовых устройств смешение воздуха с парами топлива завершается в объеме жаровой трубы. В этом объеме параллельно протекают процессы молекулярной $D_м$ и турбулентной $D_т$ диффузии. Однако, как показывают экспериментальные данные, для условий работы камер сгорания соотношение коэффициентов, характеризующих эти процессы, $D_т / D_м \approx (4...8)\ 10^2$. Следовательно, молекулярной диффузией можно пренебречь и считать, что смешение в камерах определяется только турбулентным переносом вещества.

Время турбулентной диффузии

$\tau_д = l_т^2 / D_т$,

где $l_т$ – длина пути смешения, обычно пропорциональная некоторому наименьшему размеру струи. В камере сгорания это может быть размер отдельной горелки. Коэффициент турбулентной диффузии $D_т \sim l_т w'$, где w' – пульсационная скорость в потоке, пропорциональная величине осредненной скорости w. Отсюда

$\tau_д \sim l_т / w$,

т.е. ускорить процесс образования топливовоздушной смеси можно либо уменьшая размеры горелок, либо за счет увеличения скорости вытекающих из них струй. Однако рост этой скорости, как было сказано выше, возможен лишь при увеличении перепада давлений $\Delta p^* = p^*_к - p^*_г$, а это означает снижение величины $\sigma_{кс}$, которая влияет на выходные характеристики двигателя.

Таким образом, интенсификация подготовительных процессов имеет определенные пределы, которые всегда являются решением задачи поиска компромисса между необходимостью увеличения затрат энергии на эти процессы, долей этих затрат в общем балансе энергии двигателя и возможностями конструктивной реализации узлов, обеспечивающих энергомассообменные процессы в КС.

1.2.3. Процесс горения, его стабилизация

После того как около фронтового устройства образуется смесь топлива с воздухом необходимого состава и ее температура достигнет критической величины, происходит воспламенение смеси и начинается процесс горения. Выгорание полидисперсного факела топлива осуществляется одновременно двумя путями. При традиционном способе подготовки смеси в камере вблизи фронтового устройства мелкие капли из спектра распыла форсунок достаточно быстро испаряются, смешиваются с воздухом, поступающим через фронтовое устройство, и выгорают на поверхностях с оптимальным составом смеси ($\alpha \approx 1$). Выделившееся при этом тепло идет на повышение температуры в первичной зоне, частично расходуется на испарение остальной части топлива и подготовку его к сгоранию.

Более крупные капли в основном подвергаются газификации, и образовавшиеся пары вступают в реакцию по мере смешения с воздухом, поступающим в ЖТ через отверстия на некотором удалении от фронтового устройства.

В зависимости от интенсивности процессов тепломассопереноса и условий, в которых протекает химическая реакция, скорость сгорания основной массы топлива будет определяться либо временем протекания реакции горения испарившихся мелких капель, либо временем испарения крупных капель и диффузии паров в воздух. Если скорость процесса горения ограничивается скоростью химической реакции, то горение называют кинетическим. Примером такого процесса является горение гомогенной, заранее подготовленной смеси. Если скорость реакции превышает скорость испарения и диффузии, то необходимое для завершения процесса горения время следует вычислять, исходя из закономерностей испарения и диффузии. Такое горение называется диффузионным. К такому виду относится горение гетерогенной ТВС. Чаще всего оба рассмотренные варианта осуществляются одновременно в одной и той

же зоне горения КС. Но и в кинетической, и в диффузионной областях непосредственно горение протекает по законам кинетики химических реакций.

Кинетическое горение заранее перемешанных компонентов

Для протекания реакции горения в газовой смеси прежде всего необходимо, чтобы произошло столкновение между молекулами реагирующих веществ. Число таких столкновений тем больше, чем больше количество молекул в единице объема, т. е. чем выше концентрация реагирующих веществ. Поэтому при прочих равных условиях скорость химической реакции пропорциональна концентрациям реагентов и выражается их произведением $w = \kappa\, c_A^n\, c_B^m$. Здесь c_A и c_B – текущие концентрации реагирующих веществ; m и n — число молей веществ *A* и *B*, участвующих в реакции; κ – константа скорости химической реакции, зависящая от температуры и химической природы реагентов.

Эта зависимость выражается законом Аррениуса $\kappa = \kappa_0\, e^{-E/RT}$, где κ_0 – предэкспоненциальный множитель, зависящий от числа столкновений активных молекул и их пространственной ориентации; E – энергия активации; R – универсальная газовая постоянная; T – абсолютная температура.

С ростом температуры скорость химических реакций очень быстро возрастает. Объяснить это только простым увеличением числа столкновений молекул невозможно, так как по сравнению со скоростью реакции оно возрастает незначительно. Считается, что в реакцию вступают не все молекулы, а только те из них, которые обладают энергией, достаточной для разрушения химических связей в молекулах исходных веществ. Эти активные молекулы образуются эндотермически из обычных молекул. Процесс их образования резко ускоряется с возрастанием температуры, как следствие увеличивается скорость химической реакции. На образование химически активных молекул и затрачивается энергия активации E.

Отсюда следует, что, независимо от начальной величины энергии системы, для осуществления реакции необходим предварительный расход энергии E_1 (рис.1.2.12). Затем происходит реакция с выделением энергии E_2. Разница двух энергетических уровней E_2 — E_1 представляет собой тепловой эффект реакции Q_p. Очевидно, что если должна произойти обратная реакция, то энергия активации будет иметь величину E_2, а реакция пойдет с поглощением тепла. Для реакций горения углеводородных топлив величина E_1 составляет 170 000 кДж/кмоль.

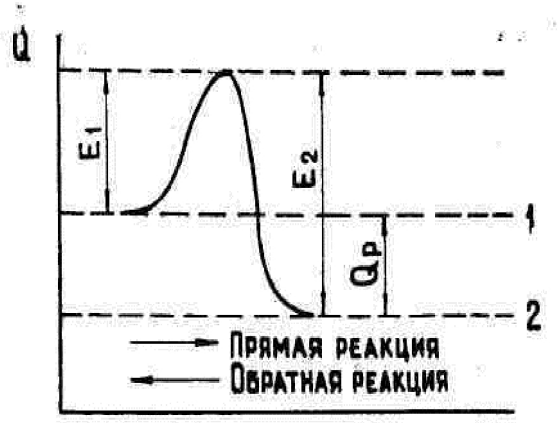


Рис.1.2.12. Величина энергии активации прямой и обратной реакции: 1 - начальный энергетический уровень исходных веществ; 2 - энергетический уровень продуктов прямой реакции

На скорость химических реакций оказывает влияние и давление. С изменением давления изменяются константа скорости реакции и концентрации реагирующих веществ.

Как показывает анализ стехиометрических уравнений, скорость бимолекулярных реакций горения углерода и водорода должна возрастать пропорционально квадрату давления. Однако на практике степень этой зависимости различна, поскольку окисление С и H_2 проходит через стадии образования целого ряда промежуточных соединений. Тем не менее можно определенно сказать, что с ростом давления скорость горения должна возрастать.

Существенное влияние на скорость химической реакции оказывает состав ТВС. Если суммарная относительная концентрация двух участвующих в реакции веществ А и В равна 1 ($\overline{a} + \overline{b} = 1$), то зависимость скорости реакции от состава смеси определяется произведением $\overline{\overline{a}}\,(1-\overline{a})$, где $\overline{\overline{a}}$ — относительная концентрация одного из реагентов (горючего или окислителя). При изменении a от 0 до 1 изменение скорости реакции характеризуется линией 1 на рис. 1.2.13. Присутствие третьего вещества — нереагирующей примеси, например азота воздуха, характер зависимости не изменяет, уменьшаются лишь величины скоростей (линия 2).

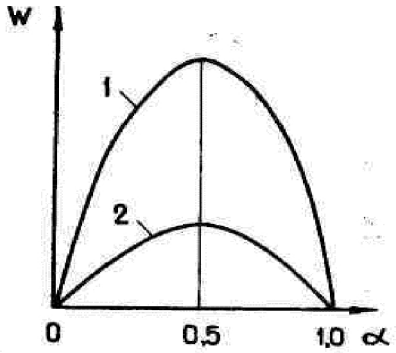


Рис.1.2.13. Зависимость скорости реакции от состава смеси:
1 - в состав смеси входят только горючее и окислитель;
2 - при наличии нереагирующей примеси

Как отмечалось, действительные реакции протекают не непосредственно между молекулами исходных веществ, а через образование промежуточных активных продуктов, которые вступают в реакции с исходными веществами, образуя конечные продукты реакции и несколько новых активных центров (зоны, где преобладают атомы и радикалы), продолжающих реакции далее. При наличии исходных веществ и образовавшихся активных центров, обладающих небольшой энергией активации, реакция продолжается по той же схеме. Такие реакции называют цепными. Горение углеводородных соединений протекает по разветвленным цепным реакциям, т.е. вступление в реакцию одного активного центра параллельно с образованием конечных продуктов вызывает появление нескольких новых активных центров. Реакция со временем самоускоряется. Время, в течение которого происходит увеличение скорости реакции (из-за возрастания концентрации активных продуктов) до значения, когда реакция может быть зафиксирована приборами, называют периодом индукции. Этот период считается временем химической задержки воспламенения. В сочетании с физической задержкой оно дает полное время задержки воспламенения. Физическая задержка — это время, которое затрачивается на протекание процессов подготовки и прогрева ТВС до момента, когда начинается ускорение химической реакции, т. е. происходит воспламенение ТВС.

Процесс воспламенения начинается с того, что к какому-то объему ТВС подводится тепло извне, например от пускового воспламенителя. В смеси ускоряется химическая реакция окисления, ее скорость становится

заметной и далее все более увеличивается. Соответственно увеличивается количество выделяющегося в ходе реакции тепла, которое расходуется на дальнейший нагрев смеси и на потери в окружающую среду.

Дальнейшее протекание процесса зависит от соотношения тепловыделения и тепловых потерь. Если наступает тепловое равновесие, то устанавливается стационарная температура, несколько превышающая температуру окружающей среды. Если приток больше потерь тепла, то повышение температуры ТВС приводит к самопроизвольному прогрессивному росту скорости реакции. По истечении периода индукции происходит самовоспламенение ТВС.

Разогрев, предшествующий самовоспламенению, зависит от энергии активации и величины критической температуры, при которой подвод и отвод тепла уравниваются. Для реакций горения этот разогрев, как правило, не превышает нескольких десятков градусов. Поэтому на установившемся режиме работы двигателя зона горения является надежным источником тепла для разогрева ТВС. Надобность в воспламенителе отпадает. Необходимо лишь обеспечить надежный механизм переноса тепла из зоны развитого горения к свежей смеси. Момент воспламенения — это начало процесса горения (в данном случае кинетического). От момента воспламенения, от координаты точки воспламенения x_i ведется отсчет времени и пространства, необходимого для размещения зоны горения в КС. Очевидно, что для создания КС малых размеров следует предпринимать меры для сокращения зоны подготовительных процессов, т. е. нужно знать, какие факторы и как влияют на x_i .

Если рассмотреть турбулентное смешение продуктов сгорания и свежей смеси в зоне рециркуляции (см. рис. 1.1.1), то для описанного стационарного процесса воспламенения удается получить решение в виде зависимости координаты воспламенения вдоль линии тока от параметров течения

$$x_i = \text{const}\, f(\alpha) \frac{\varepsilon w_1}{p T_2} \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right)^3 e^{E/TR}.$$

Из этого выражения следует, что наиболее сильное влияние на воспламенение оказывают температура продуктов сгорания T_2 и энергия активации E, существенно влияет на воспламенение и начальная температура свежей смеси T_1. Увеличение степени турбулентности ε и скорости течения w_1 свежей смеси ухудшают процесс воспламенения, т.е.

затягивают его. Такое же влияние оказывает и снижение давления в камере p. Очевидно, что процесс воспламенения зависит от состава ТВС $f(\alpha)$.

Стехиометрическая смесь воспламеняется наиболее легко. В обе стороны от $\alpha = 1$ воспламенение ухудшается.

Особенности диффузионного горения

Поскольку кинетическое горение жидких топлив происходит в паровой фазе, процесс горения капли жидкого горючего в среде газообразного окислителя (диффузионное горение) можно представить следующим образом.

Капля жидкого топлива окружена атмосферой, насыщенной парами этого горючего. Вблизи неподвижной капли устанавливается сферическая зона кинетического горения. Для капель, движущихся относительно среды, горение происходит в следе за каплей аналогично горению за плохообтекаемым телом. Зона кинетического горения очень тонкая, в пределе — поверхность, на которой концентрация паров топлива и кислорода близки к нулю вследствие практически мгновенного реагирования диффузионных потоков этих компонентов горючей смеси, поступающих в зону горения при составах, близких к стехиометрическому соотношению между ними. Скорость горения определяется наиболее медленной стадией — скоростью испарения горючего.

В пространстве между каплей и зоной горения находятся пары жидкого топлива и продукты сгорания, а в пространстве вне зоны горения – воздух и продукты сгорания.

В зону горения изнутри диффундируют пары топлива, а снаружи – кислород. Здесь между ними протекает экзотермическая реакция. Из зоны горения тепло переносится наружу и к капле. Продукты сгорания диффундируют в окружающее пространство и в пространство между зоной горения и каплей.

Из-за уменьшения поверхности капли по мере выгорания общее испарение уменьшается, зона горения суживается и исчезает при полном выгорании топлива.

При расчете диффузионного горения капли жидкого топлива принимают, что температура ее поверхности совпадает с температурой кипения при заданном давлении среды, а пары горят у внешней границы пограничного слоя. При горении достигается температура, близкая к теоретической (при слабом влиянии излучения).

Фактически задача о диффузионном горении капли сводится к расчету испарения при перечисленных условиях. Поэтому горение капель удовлетворяет закону Срезневского о линейной зависимости квадрата диаметра испаряющейся или горящей в диффузионном режиме капли от времени. Из этого следует простое соотношение, характеризующее диффузионное горение капли топлива

$$\kappa = \frac{d_0^2 - d^2}{\tau}.$$

При известных свойствах топлива, фиксированных мелкости распыливания и давлении в КС эта величина является константой и называется коэффициентом горения.

Распространение пламени

Для нормальной эксплуатации двигателя необходимо, чтобы выгорание ТВС завершилось в пределах выделенного объема КС, в заданном диапазоне изменения состава ТВС и параметров потока (w, p, Т) на входе, в том числе и при быстрой перемене режимов работы двигателя.

Процесс распространения пламени на молекулярном уровне в гомогенной ТВС характеризуется величиной нормальной скорости распространения фронта пламени u_n. Ее порядок может быть оценен по уравнению $u_n \sim \sqrt{a_м/\tau}$, где $a_м$ – коэффициент молекулярной теплопроводности; τ – время химической реакции во фронте пламени. Для предварительно подготовленных гомогенных смесей u_n является физико-химической постоянной и имеет вполне определенное значение для каждой горючей смеси при фиксированных давлении и температуре. При наличии поджигающего источника фронт пламени в ламинарном потоке представляет собой поверхность, которая в зависимости от средней скорости движения смеси $w_{ср}$ берет начало в источнике и располагается под некоторым углом φ к вектору $w_{ср}$. Величина φ определяется из выражения $\sin\varphi = u_n / w_{ср}$.

В КС сжигание ТВС происходит в движущемся турбулентном потоке. При наличии турбулентности поверхность фронта пламени искривляется и существенно увеличивается по сравнению с поверхностью пламени в ламинарном потоке. По аналогии с u_n скорость распространения пламени в турбулентном потоке $u_т$ может быть представлена в следующем виде:

$$u_т \sim \sqrt{\frac{a_м + a_т}{\tau}} = u_n \sqrt{1 + \frac{w' l}{a_м}},$$

где w' – пульсации скорости; l – масштаб турбулентности.

Из этого выражения видно, что $u_т$ зависит от физико-химических свойств ТВС (u_n, $a_м$) с поправкой на гидродинамическую структуру потока (w', l). Влияние гидродинамических факторов объясняется следующим. При мелкомасштабной турбулентности, когда l меньше толщины зоны максимального тепловыделения, фронт пламени покрывается неровностями (рябью). Поэтому поверхность, на которой со скоростью u_n одновременно реагируют горючее и окислитель, увеличивается. В результате осредненная скорость движения пламени $u_т$ становится больше, чем u_n.

При крупномасштабной турбулентности, когда l больше толщины зоны максимального тепловыделения, увеличение поверхности горения происходит не только за счет роста ее неровностей, но и в связи с тем, что из свежей смеси вырываются отдельные объемы (моли). Попадая в зону горячих продуктов сгорания, они выгорают с поверхности, которая покрыта неровностями с меньшим масштабом турбулентности.

В соответствии с рассмотренным механизмом распространения турбулентного пламени в работе [18] показано, что

$$u_т = u_n + \frac{w'}{\sqrt{l_n (1 + w'/u_n)}}.$$

Из этой формулы следует, что с увеличением турбулентных пульсаций зависимость $u_т$ от u_n ослабевает, однако влияние u_n на $u_т$ всегда сохраняется.

Величина нормальной скорости распространения пламени, входящая в формулу для $u_т$, в основном зависит от времени протекания химической реакции во фронте пламени τ. Время сгорания можно считать пропорциональным средней скорости химического превращения, которая зависит от температуры и состава смеси в зоне реакции в пламени.

Опыт подтверждает значительную зависимость u_n от коэффициента избытка воздуха и начальной температуры смеси (рис. 1.2.14). Максимальное значение u_n достигается не при стехиометрическом, а при несколько более богатом составе смеси (α = 0,9…0,95), когда достигаются оптимальные условия для выхода продуктов реакции. Эти условия

возникают вследствие сложного влияния одновременно действующих факторов, определяющих скорость прямой реакции: температуры горения, концентрации реагирующих веществ, скорости диффузии компонентов.

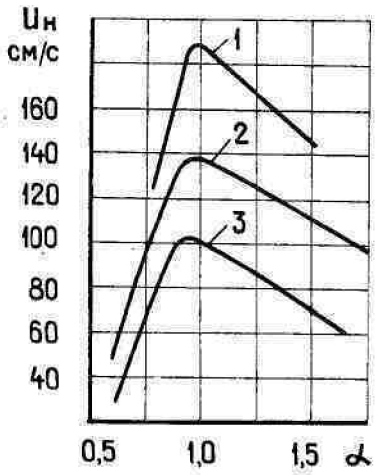


Рис.1.2.14. Зависимость нормальной скорости распространения пламени от состава и температуры топливовоздушной смеси :
1, 2, 3 - соответственно $T_{см}$=673, 573, 473 К

Скорость распространения пламени зависит не только от природы горючего ТВС, но и от ее температуры, а также от состава смеси (см. рис. 1.2.14). Вследствие уменьшения температуры горения при разбавлении стехиометрической смеси горючим, окислителем или инертным газом скорость распространения пламени в ней уменьшается и одновременно увеличиваются тепловые потери, которые при определенной степени разбавления приводят к прекращению горения. Следовательно, существуют концентрационные пределы, внутри которых возможно распространение пламени. Опытные зависимости $u_n = f(\alpha , T_{см})$ на краях обрываются на величинах $u_n > 0$, что свидетельствует о существовании граничных скоростей распространения пламени.

Если некоторую смесь, находящуюся в указанных концентрационных пределах воспламенения, зажечь в каком-либо месте, то пламя распространится по всей смеси. Если же смесь, лежащая вне концентрационных пределов воспламенения, может быть зажжена сильным источником, то пламя в ней не будет распространяться и погаснет. При

умеренных температурах топливовоздушных смесей пламя может распространяться по смеси при изменении α от 0,6 до 1,7.

Характер влияния пульсационной составляющей скорости потока свежей ТВС w' в комментариях не нуждается: увеличение w' всегда почти линейно приводит к росту $u_т$.

Скорость w' является чисто гидродинамической характеристикой, зависящей от конструкции фронтового устройства и организации системы ввода воздуха в жаровую трубу. Для определения w' необходимо располагать экспериментальными данными о степени турбулентности ε потока ТВС в зоне горения камеры. Для КС различных конструкций величина ε изменяется в пределах 0,45…0,75, а w' находится из выражения $w'=\varepsilon w_{ср}$.

Зная величину $u_т$, можно по зависимостям, приведенным в разделе 1.2.4, оценить условную поверхность пламени $S_{фак}$ и проверить, завершится ли процесс горения в пределах выделенного объема КС.

Стабилизация пламени

В современных ГТД средняя скорость потока воздуха на входе в КС всегда превышает $u_т$, поэтому для обеспечения устойчивого процесса горения в камере должны быть предусмотрены меры, обеспечивающие стабилизацию пламени. Практически во всех выполненных конструкциях КС стабилизация осуществляется путем создания в их головной части местных зон с малыми скоростями ТВС и обратными токами продуктов сгорания (рис. 1.2.15).

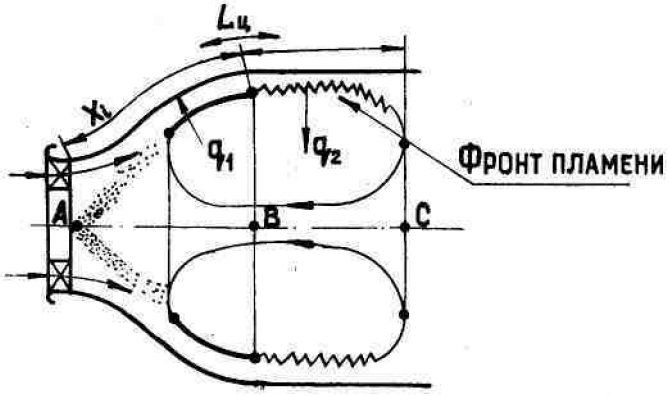


Рис. 1.2.15. Схема течения за фронтовым устройством

Рециркулирующие течения обычно организуются путем постановки во фронтовых устройствах завихрителей первичного потока воздуха или плохообтекаемых тел, созданием струйных пристеночных течений и т. д. Рециркулирующие продукты сгорания, контактируя с поступающей свежей ТВС, обеспечивают ее прогрев и воспламенение. При этом ширина диапазона работы камеры по α определяется составом смеси и временем ее пребывания в первичной зоне КС.

Результаты исследования этой зоны, приведенные в работе [14], показали, что на нормальных эксплуатационных режимах испарение основной массы топлива завершается на расстоянии 30…50 мм от среза сопел форсунок, а выгорание образовавшихся паров топлива осуществляется по мере их перемешивания с воздухом.

Поскольку степень турбулентности потока в первичной зоне велика, то в КС с относительно большими горелками создаются условия, напоминающие стабилизацию гомогенной ТВС в следе за плохообтекаемыми телами. Поэтому основные положения теории стабилизации пламени, разработанной для прямоточных КС, с известным приближением можно распространить и на основные КС ГТД.

По мере уменьшения размеров горелок (уменьшения длины зоны рециркуляции) влияние протяженности участка испарения обусловливает все большее искажение рассматриваемой схемы стабилизации пламени, так как размеры участка испарения и зоны рециркуляции становятся все более соизмеримыми.

В настоящее время для отыскания зависимостей, описывающих процесс стабилизации пламени, широкое распространение получили теории, в которых рециркуляционные зоны рассматриваются как гомогенные химические реакторы. При этом пределы стабилизации пламени определяются областью устойчивой работы реактора, а сам процесс стабилизации осуществляется при равенстве массы ТВС, участвующей в единицу времени в химической реакции, и массы, поступающей в то же время в рециркуляционную зону.

Основные моменты этой теории изложены, например, в работе [15]. Так, смешение в зоне рециркуляции реактора предполагается мгновенным и полным, т. е. процессы происходят в кинетической области, в которой скорость превращения веществ зависит только от скорости химических реакций. Уравнение баланса энергии в таком реакторе записывается в виде

$$Q = Hu\, V_p,\ \ w_p = G_p c_p (T - T_1),$$

где V_p, w_p – объем реактора и скорость химической реакции;

T_1 – температура поступающей ТВС (за пределами реактора);

T – текущее значение температуры продуктов реакции в реакторе;
G_p – секундный расход ТВС через реактор.

Если скорость химической реакции w_p выразить в форме закона Аррениуса, расход G_p — через параметры ТВС (w, ε, ρ) и характерный размер реактора h, то, учитывая зависимость текущей концентрации от температуры в зоне горения, можно получить критериальную зависимость $\dfrac{\varepsilon w_1}{p\mathrm{h}} = \mathrm{const}\, \mathrm{f}(\mathrm{T}, \alpha)$. Значение константы либо приближенно оценивается теоретически, либо определяется из эксперимента.

Наряду с изложенной теорией признание получили и так называемые контактные теории стабилизации пламени, согласно которым в качестве зоны, ответственной за стабилизацию, рассматривается пограничный слой между рециркулирующими продуктами сгорания и свежей смесью, натекающей на стабилизатор. При этом необходимым условием устойчивости процесса стабилизации является баланс тепла, поступающего от продуктов сгорания в рециркуляционную зону и передаваемого из этой зоны к свежей смеси.

При таком подходе, получившем развитие в работах Б.П. Лебедева, считается, что рециркулирующие газы, обеспечивающие процесс стабилизации пламени, представляют собой тепловой источник конечной массы. Эта масса должна непрерывно нагревать холодную ТВС, отдавая при этом тепло, и восстанавливать свою температуру за счет возврата тепла из области за фронтом воспламенения (см. рис.1.2.15). Стационарные условия протекания процесса обеспечиваются, когда потери тепла q_1 на участке АВ равны притоку тепла q_2 на участке ВС.

Для составления и решения уравнения теплового баланса рециркуляционной зоны используется выражение для координаты начала воспламенения x_i. Совместное решение уравнения, отражающего условия воспламенения в пределах рециркуляционной зоны, и уравнения ее теплового баланса позволяет получить выражение, аналогичное записанной ранее критериальной зависимости:

$$\frac{\varepsilon w_1}{p\mathrm{h}} = \mathrm{const}\frac{\mathrm{T}}{\left(1-\dfrac{\mathrm{T}_1}{\mathrm{T}}\right)^3}\mathrm{e}^{-\frac{\mathrm{E}}{\mathrm{RT}}} \quad \text{или} \quad \frac{\varepsilon w_1}{p\mathrm{h}} = \mathrm{const}\, \mathrm{f}(\mathrm{T}, \alpha).$$

Из этих выражений следует, что при одинаковых E, T и α комплекс $\varepsilon w_1/p\mathrm{h}$ является величиной постоянной. Физические границы го-

рения без срыва пламени тем шире по w_1 и α, чем меньше значение этого комплекса.

В случае гетерогенного горения состав смеси и температура в рециркуляционной зоне определяются по количеству топлива, испарившегося в пределах этой зоны.

1.2.4. Выбор типа фронтового устройства

Качественная организация подготовительных процессов практически целиком зависит от правильности выбора схемы фронтового устройства.

От конструкции фронтового устройства зависят также поля температур газа на выходе из камеры, тепловое состояние стенок жаровой трубы, уровень дымления, интенсивность нагарообразования и надежность работы камеры.

Схемы фронтовых устройств могут классифицироваться либо по способу подачи воздуха, либо по способу подачи топлива в жаровую трубу. Более наглядна классификация по второму признаку, поэтому она и применяется далее.

Различают фронтовые устройства с форсунками, распыливающими топливо непосредственно в зону обратных токов, и фронтовые устройства, у которых топливо предварительно смешивается или распыливается в некотором количестве воздуха до попадания смеси в полость жаровой трубы.

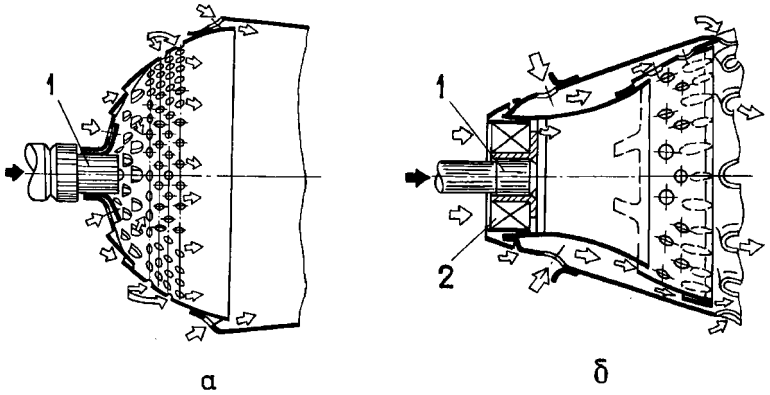


Рис.1.2.16. Фронтовые устройства с непосредственным впрыском топлива в зону горения: *а* – «терочного» типа; *б* – с завихрителем для воздуха; 1 - форсунка; 2 – завихритель (→ - подвод топлива; ⇒ - подвод воздуха)

Фронтовые устройства первого типа (с центробежными форсунками) широко применяются в камерах, начиная с первых ГТД. Примеры их конструктивного исполнения показаны на рис. 1.2.16. Камеры сгорания с такими фронтовыми устройствами устойчиво работают в широком диапазоне изменений α и скоростей потока воздуха и обладают удовлетворительными пусковыми характеристиками.

Однако им присущ ряд существенных недостатков, которые в наибольшей мере проявляются в схемах «терочного» типа (рис.1.2.16, *а*), а именно:

повышенная склонность к короблению;

высокий уровень дымления;

высокая плотность теплового излучения факела пламени на стенки жаровой трубы;

неудовлетворительные эмиссионные характеристики.

Указанные недостатки не позволяют рассматривать эти фронтовые устройства как пригодные для перспективных высокотемпературных двигателей с большим значением температуры воздуха за компрессором T_2^*.

Отмеченные недостатки в камерах современных двигателей устранялись различными путями:

применением горелок с предварительной аэрацией топливного факела первичным воздухом и незначительным обеднением первичной зоны (рис. 1.2.17);

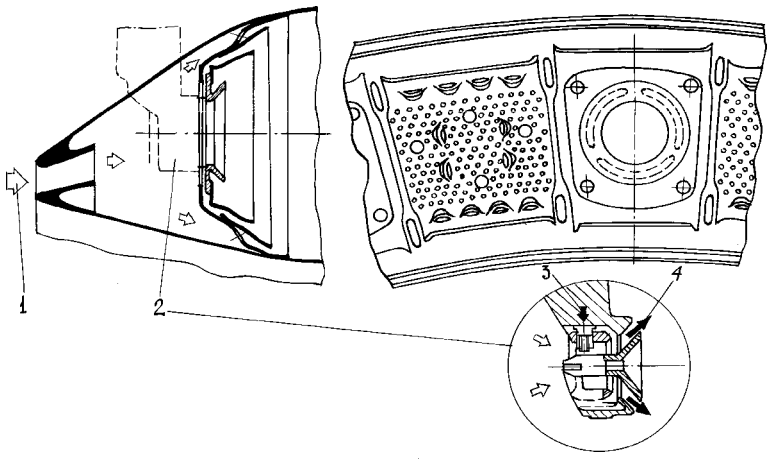


Рис. 1.2.17. Фронтовое устройство с предварительной аэрацией топливного факела первичным воздухом: 1 – подвод воздуха; 2 – форсунка; 3 – подвод топлива; 4 – выход топливовоздушной смеси

применением горелок, использующих кинетическую энергию набегающего воздушного потока для распыла топлива, благодаря чему улучшается смесеобразование и на режимах с малым перепадом давления на форсунках (рис. 1.2.18…1.2.20). Этот способ подготовки топливовоздушной смеси в большинстве схем фронтовых устройств сочетается с предварительным испарением и прогревом части топлива.

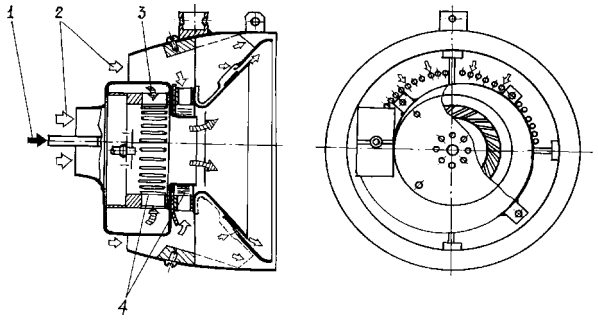


Рис. 1.2.18. Фронтовое устройство камеры сгорания двигателя F-101: 1 – подвод топлива; 2 – подвод воздуха; 3 – выход топливовоздушной смеси; 4 - завихрители

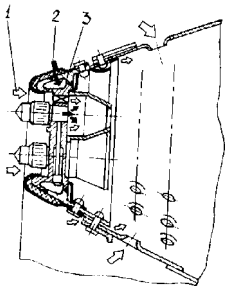


Рис. 1.2.19. Фронтовое устройство камеры сгорания двигателя НК-8: 1 – подвод воздуха; 2 – подвод топлива; 3 – завихритель для воздуха

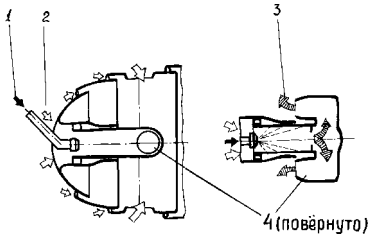


Рис. 1.2.20. Фронтовое устройство камеры сгорания двигателя ОЛИМП Мк-602-610: 1 – подвод топлива; 2 – подвод воздуха; 3 – выход топливовоздушной смеси; 4 – испарительная трубка

В принципе схемы с пневматическим распылом (за счет использования энергии набегающего потока) позволяют осуществить снижение давления в системе топливоподачи.

Идеи снижения давления топливоподачи, предварительного смешения и испарения топлива наиболее четко представлены в конструкциях КС двигателей F-101 фирмы «Дженерал Электрик» и Олимп Мк-602-610 фирмы «Роллс-Ройс» (см. рис. 1. 2.20) и в некоторых камерах французского производства.

Все камеры, в которых было осуществлено предварительное смешение, действительно улучшили показатели по дымлению, тепловому состоянию стенок и некоторые другие, однако диапазон устойчивого горения в таких камерах, как правило, оказывается более узким, чем в камерах без предварительного смешения топлива с воздухом.

Схеме фронтового устройства КС, получившей название испарительной (см. рис.1.2.20), кроме отмеченной особенности (уменьшение α_{max}) присущи существенные недостатки:

плохой запуск камеры в высотных условиях вследствие низкой полноты сгорания на режимах авторотации;

относительно повышенная эмиссия продуктов неполного сгорания на режимах малого газа;

невысокая надежность работы испарительной трубки, расположенной в зоне горения.

Приведенные схемы не исчерпывают все многообразие конструктивных решений встречающихся фронтовых устройств. Существенным является то, что схемы с непосредственным впрыском топлива в зону циркуляции (с той или иной степенью смешения) позволяют получить в КС различные характеристики и таким образом удовлетворить требования ТЗ на разработку камер двигателей разного назначения. В зависимости от того, какие из предъявленных требований являются главными и каковы условия их реализации, предпочтение может быть отдано той или другой конкретной схеме. Поясним это на следующем примере. Камеры сгорания двигателей, применяемых на легких самолетах с малым общетехническим ресурсом, обязательно должны иметь широкий диапазон устойчивой работы по составу смеси, тогда как требование эмиссионного характера (за исключением дыма) для таких камер несущественно. Поэтому схема фронтового устройства может быть выполнена с небольшим обеднением первичной зоны с целью снижения саже- и коксообразования.

При установке двигателя на тяжелые самолеты требования к диапазону по α снижаются, поскольку режим полета таких самолетов не может быть изменен при смене режима работы двигателя так же быстро, как на легком самолете, имеющем малую инерционность.

Для двигателей гражданских самолетов определяющими могут оказаться требования к долговечности деталей камеры, стабильности характеристик, эмиссии и другие. Требования такого рода наиболее полно удовлетворяются в схемах с обедненным составом первичной зоны, глубоким предварительным смешением и испарением топлива.

Одним из основных вопросов, которые решаются при компоновке фронтового устройства, является выбор числа горелок, который обусловливает размер факела пламени и соответственно потребную длину зоны выгорания. Длина зоны выгорания при увеличении числа горелок в геометрически подобной системе уменьшается пропорционально корню квадратному из их числа. Это можно доказать на основе анализа общепринятых понятий, связанных с величиной поверхности фронта пламени.

Количество тепла, выделяющегося на поверхности фронта пламени, может быть определено из выражения

$dq / d\tau = u_т S_{фак} Hu_{см} \rho_{см} g$, где $Hu_{см} = \frac{Hu}{1+\alpha L_0}$, $S_{фак}$ - условная поверхность факела пламени. С другой стороны, $dq/d\tau = G_{топл} Hu \eta_г$.

Сопоставляя эти выражения, получаем

$$S_{фак} = \frac{\eta_Г(1+\alpha L_o)}{\alpha L_o} \cdot \frac{G_В}{u_Т \rho_{см} g}.$$

Поскольку $G_В/\rho_{см}\, q \sim V$, то $\frac{S_{фак}}{V} = \frac{\eta_Г(1+\alpha L_o)}{\alpha L_o} \frac{1}{u_Т}$.

Поверхность горения $S_{фак}$ может быть условно представлена в виде произведения длины факела $L_{фак}$ на диаметр D, связанный с диаметром горелки $D_{гор}$: $S_{фак} = kD_{гор}L_{фак}$. При одинаковых условиях сжигания смеси, т. е. при равных V, $u_Т$, α и $\eta_г$, величины $D_{гор}$ и $L_{фак}$ также находятся в однозначной связи: $L_{фак} = k_1 D_{гор}$.

Тогда поверхность горения $S_{фак}$ может быть выражена следующим образом:

$S_{фак} = k_2 D^2_{гор}$.

С учетом этого можно получить соотношение $D^2_{гор} / V = const$. При рассмотрении процессов горения в подобных условиях (когда между $L_{фак}$ и $D_{гор}$ существует определенная численная связь) выражение $D^2_{гор} /V = const$ имеет смысл модельного соотношения. Пусть горелка с диаметром $D_{гор}$ раздроблена на z горелок с диаметром $d_{гор}$ так, что площади поперечного сечения большой и всех малых горелок равны между собой, т.е.

$$\frac{D^2_{гор}}{z} = d^2_{гор} \quad или \quad z = \left(\frac{D_{гор}}{d_{гор}}\right)^2$$

(а в соответствии с требованиями моделирования объемный расход через большую горелку и z малых горелок сохраняется один и тот же).

Тогда при равных $u_т$ и α одинаковыми окажутся $\eta_г$, $S_{фак}$ и соотношение длин факела и диаметров горелок $\left(\frac{L_{фак}}{D_{фак}}, \frac{l_{фак}}{d_{фак}}\right)$.

С учетом этого оказывается справедливым следующее равенство: $L_{фак} D_{гор} = l_{фак} d_{гор} z$. Поскольку $D = d z^{1/2}$, то получим $L_{фак} d z^{1/2} = l_{фак} dz =$ $=$ const. Отсюда $l_{фак}/L_{фак} = 1/z^{1/2}$.

Полученный результат представлен графически на рис.1.2.21.

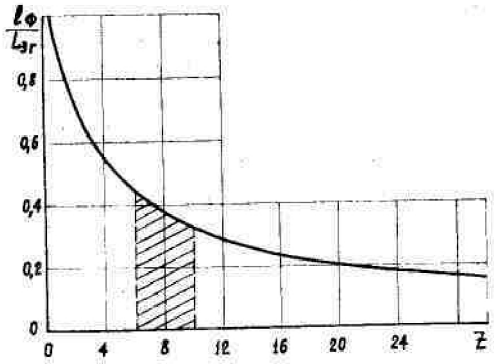


Рис. 1.2.21. Влияние числа горелок на длину факела пламени

Как видно из рисунка, длина факела интенсивно уменьшается при увеличении числа горелок от 1 до 6…10 штук.

Дальнейшее уменьшение размеров горелок можно признать целесообразным лишь в случае крайнего дефицита длины камеры.

Наблюдаемая тенденция к возрастанию числа горелок и обеднению состава смеси сдерживается из-за сужения диапазона устойчивого горения на бедных смесях, снижения надежности работы распылителей из-за их малых размеров, усложнения системы раздачи топлива и роста трудоемкости изготовления. В этих условиях работа по выбору схемы горелки становится еще более ответственной. Так, варианты, в основу которых положены процессы глубокого испарения топлива и смешения его с воздухом (см. рис.1.2.18…1.2.20), при уменьшении масштаба горелки могут утратить эти основы.

В компромиссных схемах (с частичным смешением и умеренным обеднением) возможности повышения числа горелок шире. В этих схемах основное внимание должно быть уделено обеспечению бессрывного горения при максимальном α, значение которого, как известно, определяется характерным размером циркуляционной зоны (определяемым

масштабом горелки). Для каждого применяемого вида топлива и диапазона параметров потока на входе (T_2^*, p_2^*, w_2) существует минимальный размер горелки, удовлетворяющий требованиям ТЗ по диапазону устойчивого горения.

Опыт эксплуатации КС (работающих на керосине) с большим числом горелок (см. рис. 1.2.19) показал, что даже при уменьшении их характерного размера до 35…40 мм удается в широких пределах влиять на границы устойчивой работы камеры и выполнять требования к диапазону по α для двигателей различного назначения.

Такая возможность появляется при создании фронтовым устройством ряда очагов горения ТВС различного состава.

Как отмечалось, необходимость создания коротких КС продиктована не только желанием снизить их вес, но также потребностью обеспечения приемлемого теплового состояния стенок в двигателях с высокими параметрами цикла. При увеличении числа горелок такая возможность обеспечивается вследствие не только сокращения длины зоны выгорания, но и уменьшения потребной длины зоны смешения, поскольку масштаб неравномерности, выравниваемой в газосборнике и определяемой масштабом горения, также изменяется в благоприятную сторону.

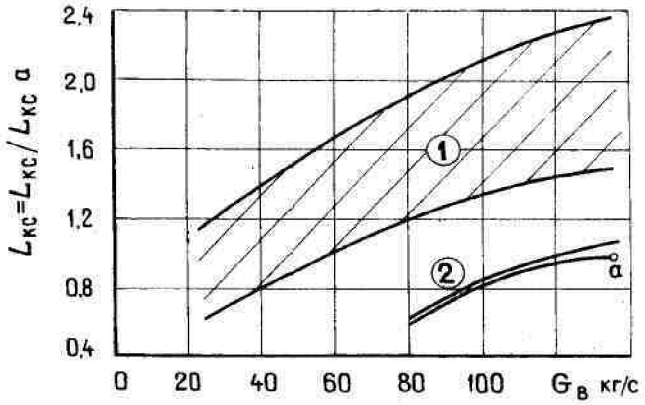


Рис.1.2.22. Зависимость общей длины камер сгорания с традиционными (1) и многогорелочными (2) фронтовыми устройствами от расхода воздуха

При использовании многогорелочных фронтовых устройств возможность создания коротких камер сгорания с обеспечением требуемой полноты сгорания, равномерного поля температур перед турбиной, а также надежного охлаждения стенок при высоких температурах воздуха

за компрессором и газа перед турбиной иллюстрируется с помощью графика (рис. 1.2.22), где $L_{кс}$ отнесена к длине наиболее короткой из известных КС. Как видно из рисунка, применение новых принципов при конструировании КС открывает возможности к сокращению длины камеры (в сравнении с наиболее короткими камерами традиционных схем) не менее, чем в 1,5…2 раза.

1.2.5. Формирование температурного поля за камерой сгорания смешением продуктов сгорания и вторичного воздуха

Среднемассовая температура газа на выходе из КС выбирается из условия надежной работы турбины. Одно из основных требований, предъявляемых к вновь создаваемой камере, — получение на выходе из нее определенного поля температур при допустимой неравномерности в окружном направлении. Значительные отклонения температуры от средней величины могут привести к прогарам сопловых лопаток и короблению деталей статора. Форма температурного поля задается исходя из картины нагружения лопатки с целью получения наиболее благоприятных условий работы турбины. У корня рабочей лопатки турбины возникают наибольшие напряжения от центробежных и газовых сил, поэтому здесь температура газа должна быть пониженной, обеспечивающей запас длительной прочности. По высоте лопатки напряжение падает, что позволяет повышать температуру газов, превышая среднемассовую T_3^*. Во избежание перегрева корпуса турбины у конца лопатки должна быть обеспечена температура меньше T_3^*. Максимальную температуру газа обычно задают на 0,6…0,75 высоты лопатки (см. рис. 1.1.10,*б*). Подобную эпюру температуры часто называют «наклонной». В идеальном случае температура за кольцевой КС по окружности на каждом радиусе должна быть постоянной.

Получение требуемого профиля температурного поля - одна из наиболее сложных задач, которая решается эмпирически при доводочных стендовых испытаниях камеры. Получить точно заданный профиль температуры не удается, поэтому в ТЗ оговариваются допустимые отклонения как в радиальном, так и в окружном направлениях. Эти отклонения от желаемой температуры в заданной точке сечения могут составлять ± (30…50°) в радиальном и ± (70…100°) в окружном направлениях.

Окружная неравномерность температуры на данном радиусе может оцениваться, например, одним из безразмерных параметров $\Theta_{окр}$,

который определяется на основании экспериментальных данных (см. раздел 1.1.2.1).

Большая окружная неравномерность особенно опасна на радиусе, где средняя температура имеет наибольшее значение.

Неравномерность поля температур на выходе из жаровой трубы, например радиального поля температур, оценивается с помощью коэффициентов $\Theta_{рад}$, приведенных в п. 6, 7 раздела 1.1.2.1.

Иногда суммарную неравномерность поля температур оценивают как

$$\Delta\Theta_{\Sigma} = (\Theta_{рад} - 1) + (\Theta_{окр} - 1).$$

Считается удовлетворительным, если $\Theta_{\Sigma} < 0{,}2$, однако такая оценка весьма условна, так как она суммарна и не отражает того, что окружная неравномерность нежелательна, и в идеальном случае $\Theta_{окр}$ должна быть равна нулю. Радиальная же неравномерность обусловливается заданным полем температур и при идеально выполненном поле имеет конечное значение.

В зону перемешивания необходимо ввести такое количество вторичного воздуха, чтобы после его перемешивания с продуктами сгорания температура снизилась до уровня ниже максимально допустимой температуры на выходе из жаровой трубы $T_3^*{}_{max}$. Причем подвод воздуха должен быть осуществлен так, чтобы поле температуры газа за зоной перемешивания соответствовало желаемому по всему сечению ЖТ (включая пристеночный слой). Равномерность температурного поля в конце зоны смешения при некотором поле температур, сформированном фронтовым устройством, может быть определена с помощью зависимости, предложенной И. Б. Палатником и Д. Ж. Темирбаевым:

$$(T_3^*{}_{max} - T_3^*{}_{ср}) / (T_3^*{}_{ср} - 273) = 0{,}1\cdot(x/D_{жт})^{-1{,}35},$$

где x – расстояние от сечения подвода струй холодного воздуха; $T_3^*{}_{ср}$ – средняя температура, °С.

Эта зависимость отражает процессы выравнивания температур газа и подмешиваемых струй в круглой жаровой трубе.

Относительный шаг размещения отверстий для подачи подмешиваемого воздуха должен находиться в пределах

$$\bar{t}_{опт} = \left(\frac{\pi D_{жт}}{z d_0}\right)_{опт} = 1{,}9\ldots3{,}4,$$

а относительная глубина проникновения струй в поток $\bar{y}$ должна быть не менее

$$y_{опт} = \frac{y_{max}}{R_{жт}} \geq 0{,}35\ldots0{,}5,$$

где z – число отверстий диаметром d_0; $D_{жт}$ и $R_{жт}$ – диаметр и радиус жаровой трубы.

Задавшись величинами $\bar{t}_{опт}$, $\bar{y}_{опт}$ и допустимой неравномерностью поля, в конце зоны смешения по методике, изложенной в [5], можно определить длину зоны смешения.

Часть вторичного воздуха, подаваемого в пристеночные слои, используется для окончательного формирования радиального поля температур. Этот же воздух обеспечивает заградительное охлаждение стенок ЖТ.

Обеспечение требуемых по ТЗ полей T_3^* за камерой сгорания является одним из наиболее важных и трудоемких моментов при создании камер. По опыту доводки двигателей отработка полей за КС занимает 60…70% времени. Наиболее сложно выполнить доводку полей при создании новых образцов камер с температурой перед турбиной более высокой, чем у прототипа.

Рассмотрим качественное влияние режимных и конструктивных факторов на поля T_3^* за КС.

Неравномерность поля T_3^* зависит от параметров состояния T_2^*, p_2^* воздуха, втекающего в КС, лишь при сравнительно низких значениях этих величин ($T_2^* < 120\ldots150$°С и $p_2^* < 0{,}2$ МПа) и в той мере, в какой они влияют на полноту сгорания. С ростом p_2^* и T_2^* влияние параметров состояния воздуха становится несущественным.

Главными факторами, предопределяющими неравномерность распределения T_3^* на выходе из КС, являются: 1 – степень подогрева воздуха T_3^* / T_2^*, которая однозначно зависит от α; 2 – неравномерность поля скорости w_2 на входе в диффузор и на выходе из него, степень раскрытия диффузора; 3 – неоднородность поля температур, формируемого головками КС; 4 – шаг между отверстиями ввода струй вторичного воздуха и глубина их внедрения в поток продуктов сгорания; 5 – точность изготовления и сборки деталей КС.

Рассмотрим более подробно влияние этих факторов.

1. Влияние степени подогрева T_3^*/T_2^* в КС на величину неравномерности окружного поля T_3^* (на среднем радиусе) при прочих равных условиях иллюстрируется рис. 1.2.23. Рост неравномерности поля T_3^* с уменьшением α объясняется увеличением протяженности факела пламени, уменьшением доли воздуха, участвующего в перемешивании и охлаждении продуктов сгорания, а также укорочением эффективной длины

участка перемешивания. Отсюда следует, что при создании КС с повышенным значением T_3^*/T_2^* (с малым α) необходимо предъявлять особенно жесткие требования к снижению неравномерности поля ΔT_3^* за счет других влияющих факторов.

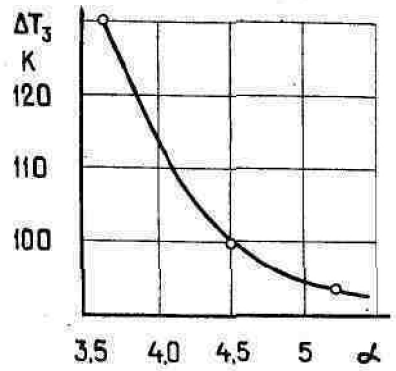


Рис.1.2.23. Зависимость неравномерности окружного поля температуры ΔT_3^* на среднем радиусе выходного сечения КС от коэффициента избытка воздуха α, определяющего величину T_3^* / T_2^* ($p_2^* \approx 0{,}1$ МПа, $T_2^* \approx 445$ К)

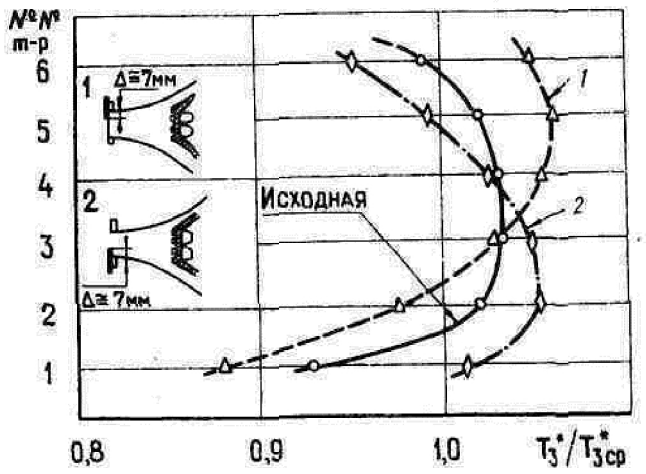


Рис.1.2.24. Влияние отрыва потока в диффузоре на радиальную эпюру T_3^* ($p_2^* \approx 0{,}1$ МПа, $T_2^* \approx 445$ К, о - исходная КС)

2. Поле T_3^* очень чувствительно к неравномерности поля скоростей в диффузоре и каналах вторичного воздуха. На рис. 1.2.24 показано, насколько сильно может исказиться поле T_3^* в случае отрыва потока в диффузоре (в данном случае отрыв потока вызывался искусственно, путем установки редана с одной стороны диффузора). Увеличение степени раскрытия диффузора приводит к росту интенсивности срыва и еще больше искажает поле T_3^*. Так, при увеличении $n_д$ в 1,5 раза его неравномерность в окружном направлении возрастает примерно вдвое.

Все диффузоры современных отечественных КС и большинство зарубежных относятся к категории коротких. Поэтому в качестве мер стабилизации течения в диффузорах (а следовательно, и выравнивания полей температур T_3^*) можно рекомендовать: использование ступенчатых диффузоров; применение криволинейных (изоградиентных) стенок; отсос пограничного слоя со стенок; установку разделительных стенок*; постановку вытеснителей.

Неравномерность поля скоростей в диффузоре обусловлена также наличием отдельных головок фронтового устройства. На рис. 1.2.25 приведены картины течения воздуха, полученные в эксперименте на участках против головок (*а*) и между ними (*б*). Как видно из рисунка, даже при ровном поле скоростей на входе на участке между головками имеются зоны отрыва большой протяженности. Течение же на участках против головок отличается большой устойчивостью и слабо реагирует на изменение степени раскрытия диффузора. Следовательно, можно ожидать, что КС, имеющая кольцевую головку, окажется более совершенной по выходным полям температуры.

Наличие в тракте КС топливной аппаратуры, воспламенителей, элементов подвески жаровой трубы, датчиков системы измерения параметров и т. п. вносит дополнительную неравномерность в распределение полей скоростей вследствие образования за этими телами аэродинамических следов.

3. В суммарную неравномерность температурного поля за КС большую долю вносят поля температур, которые формируются головками ЖТ. Распределение температур в первичной зоне, по высоте ЖТ и по окружности КС характеризуется большой неоднородностью даже при отсутствии диффузора при ровном поле параметров перед головками. Очевидно, что величина неоднородности в таких условиях полностью

---

* Отсос пограничного слоя со стенок и установка разделительных перегородок хотя и представляются многообещающими средствами стабилизации течения, но практического распространения в двигателях не получили.

зависит от конструкции головок, т. е. типа применяемого фронтового устройства. Эксперимент показывает, что в газосборнике происходит лишь частичное «сглаживание» этой неоднородности, однако рельеф поля при этом сохраняется таким же, как за головками.

Очевидно, что при уменьшении размеров головок (увеличении их числа) будет уменьшаться и масштаб зон неравномерности температур за ними, при сохранении длины КС это приведет к улучшению равномерности температурных полей.

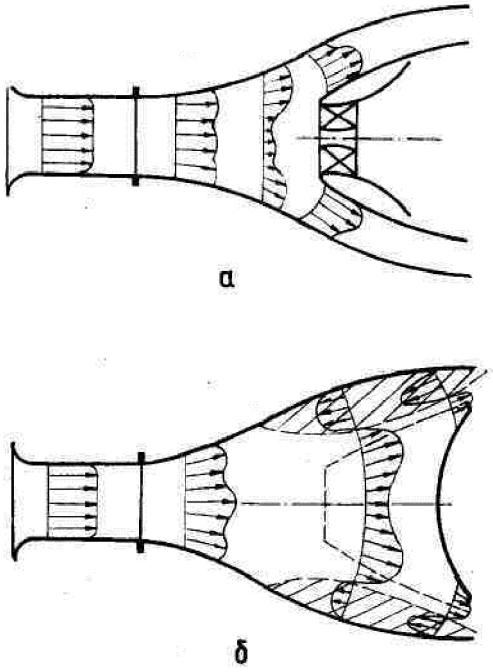


Рис. 1.2.25. Поля скоростей на участках против головок (*а*) и между ними (*б*)

4. Факторами, значительно влияющими на характер окружной эпюры за КС, являются шаг между отверстиями ввода струй вторичного воздуха и глубина их проникновения в поток продуктов сгорания в зоне смешения. Чем больше степень перекрытия струй (чем меньше шаг между ними) и глубина их внедрения, тем равномернее эпюра за КС. Однако увеличение глубины внедрения струй сопровождается ростом потерь полного давления в КС. Этот недостаток устраняется в значи-

тельной мере при использовании смесительных патрубков 6 (см. рис.1.1.1) для подачи воздуха в жаровую трубу. Смесительные патрубки чрезвычайно удобны и для профилирования радиальной эпюры (рис. 1.2.26).

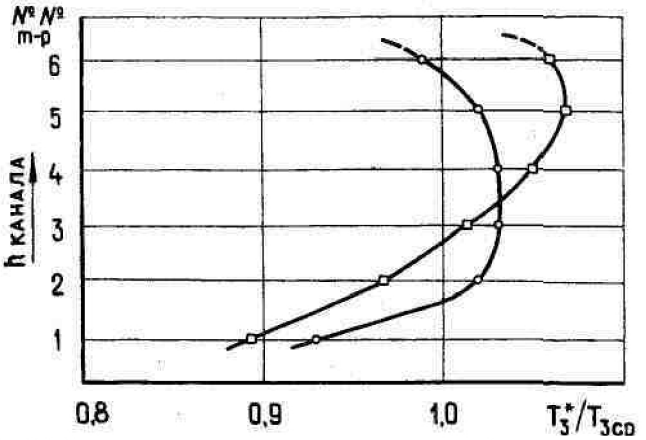


Рис.1.2.26. Влияние геометрии смесительных патрубков на радиальную эпюру: □ - исходная КС; o - КС с удлиненными на 15 мм внутренними патрубками

Влияние шага между струями вторичного воздуха на неравномерность поля T_3^* на расстоянии x от места их ввода в продукты сгорания можно оценить по приближенной зависимости

$$\frac{T^*_{3max} - T^*_{3min}}{T^*_3 - T^*_2} = e^{-0,25x/t} \cos\left(2\pi \frac{y}{t}\right),$$

где t – расстояние между струями; x – протяженность вдоль оси газосборника; y – координата в интервале шага между струями.

Из этой зависимости следует, что одну и ту же величину неравномерности поля температуры за КС можно обеспечить либо удлиняя газосборник при постоянной t, либо увеличивая количество струй вторичного воздуха при постоянном x.

5. На поля T_3^* существенное влияние оказывает не только конструкция отдельных элементов камеры, но и точность, стабильность ее изготовления и сборки.

Очевидно, что отклонение формы и размеров деталей камер ведет прежде всего к перераспределению потоков первичного и вторичного воздуха.

Это, как правило, увеличивает неравномерность температурного поля, формируемого фронтовым устройством КС. Неточность изготовления деталей ЖТ может привести к перераспределению расхода вторичного воздуха между отверстиями в зоне смешения. Это приводит к появлению неравномерности глубины внедрения от струи к струе и окружного распределения T_3^*.

Борьба с этими нежелательными явлениями ведется путем ужесточения допусков на размеры деталей и узлов КС, совершенствования технологии изготовления и сборки.

1.2. 6. Обеспечение потребного теплового состояния стенок жаровой трубы

Ресурс и надежность КС в значительной мере определяются температурным состоянием стенок ее жаровой части (уровнем и равномерностью нагрева ее отдельных частей). Известно, что при современном направлении развития авиационных ГТД в сторону увеличения T_3^* (приближение к стехиометрической КС) доля воздуха, которая может быть использована на охлаждение стенок ЖТ, неуклонно снижается. Результаты исследований в металлургии пока не позволяют надеяться на создание сплавов с резко отличающимися показателями жаропрочности и жаростойкости. В этих условиях уровень максимальных температур стенок ЖТ вновь проектируемых камер не должен превосходить уже освоенный для выполненных конструкций, имеющих большой ресурс. В связи с этим для высокотемпературных КС, где отсутствуют запасы воздуха на охлаждение стенок, большое значение приобретает величина поверхности, требующей охлаждения. По этому признаку наиболее подходящим типом камеры для высокотемпературных двигателей является кольцевая, у которой при одинаковом объеме ЖТ поверхность наименьшая.

В общем случае стенка ЖТ (рис.1.2.27) получает на единицу поверхности тепло излучением из зоны разложения топлива и зоны горения ($q_{л\ г}$), а также от потока горячих газов, протекающих возле стенки ($q_{кг}$). Горячая стенка отдает тепло за счет конвекции «холодному» воздуху, протекающему в канале между кожухом КС и жаровой трубой ($q_{к\ w}$), и излучения к кожуху камеры ($q_{л\ w}$). Благодаря динамическому равновесию тепловых потоков на установившемся режиме работы каждый участок стенки приобретает постоянную температуру.

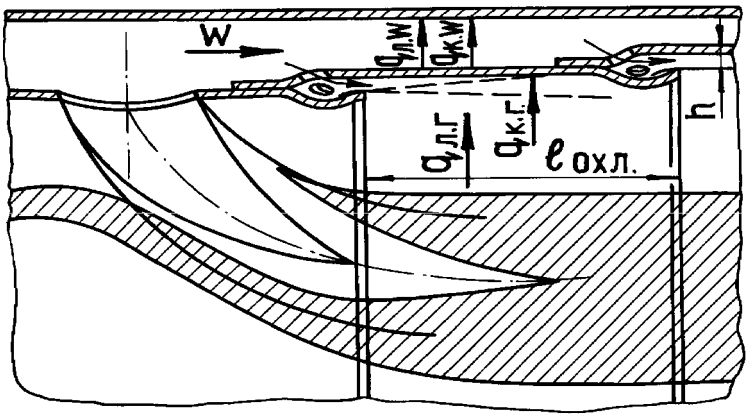


Рис.1.2.27. Схема разбавления продуктов сгорания струями вторичного воздуха

В современных КС применяется комбинированное охлаждение стенок жаровой части: на внутреннюю поверхность стенки тем или иным способом (рис. 1.2.28) подается слой холодного воздуха (заградительное охлаждение); в кольцевой зазор между кожухом и жаровой частью пропускается поток вторичного воздуха, осуществляющий конвективный съем тепла от стенки жаровой части.

Заградительное охлаждение позволяет не только изолировать стенку от прямого воздействия горячих газов, но и отнять от нее некоторое количество тепла. Для достаточно большого числа вводов охлаждающего воздуха можно считать $q_{кг} = 0$, и уравнение баланса тепловых потоков запишется как

$$q_{л\,г} = q_{л\,w} + q_{к\,w}.$$

Величина $q_{л\,г}$ существенно изменяется по длине ЖТ. Она имеет максимум в зоне наибольшего тепловыделения и существенно снижается как в направлении фронтового устройства, так и в направлении газосборника.

Повышенная светимость факела пламени связана в основном с нагревом мельчайших частиц сажи в зоне горения. Сами же частицы наиболее интенсивно образуются в переобогащенной топливом первичной зоне (вблизи фронтового устройства). Степень черноты сажи значительно превышает степень черноты трехатомных газов CO_2 и H_2O (конечных продуктов сгорания), также излучающих тепло, поэтому лучистый поток от пламени при увеличении в нем концентрации сажи резко возрастает.

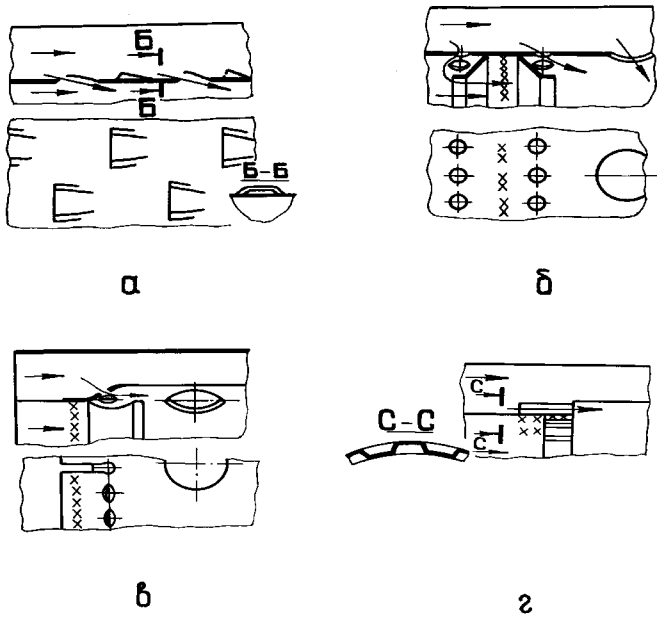


Рис.1.2.28. Схемы охлаждения стенок жаровой трубы:
а - «терочное»; *б* - с помощью профилированного кольца;
в - кольцевой щелью; *г* - телескопическое

В работе [21] установлено, что диспергированные частицы углерода являются продуктами неполного сгорания и термического разложения жидкого и парообразного топлива в условиях местного переобогащения смеси ($\alpha<1$). При достаточном количестве воздуха сажеобразование протекает вяло, поскольку выпадение углерода ограничивается конкурентными процессами его окисления. Резко снизить сажеобразование можно при гомогенизации смеси (устранении локальных переобогащенных зон), но при этом возникают трудности обеспечения срывных характеристик КС. На рис. 1.2.29 приведены зависимости, характеризующие изменение выхода сажистых частиц от температуры при различном времени пребывания топлива в переобогащенной зоне. Из анализа кривых, приведенных на рис. 1.2.29, можно сделать следующие выводы:

процесс сажеобразования протекает наиболее интенсивно в температурном интервале от 700 до 1100°С;

количество выделившегося углерода в этом температурном интервале существенно зависит от времени пребывания частиц топлива в зоне переобогащения, т. е. от размеров горелки.

При температуре газа, превышающей 1100°С, и времени пребывания более 0,001 с выход углерода практически не зависит от времени и определяется в основном по величине температуры, причем с ростом температуры сажеобразование уменьшается. Величина $\tau_{пр}$ по-прежнему продолжает оказывать влияние на интенсивность сажеобразования — с уменьшением $\tau_{пр}$ сажеобразование резко снижается.

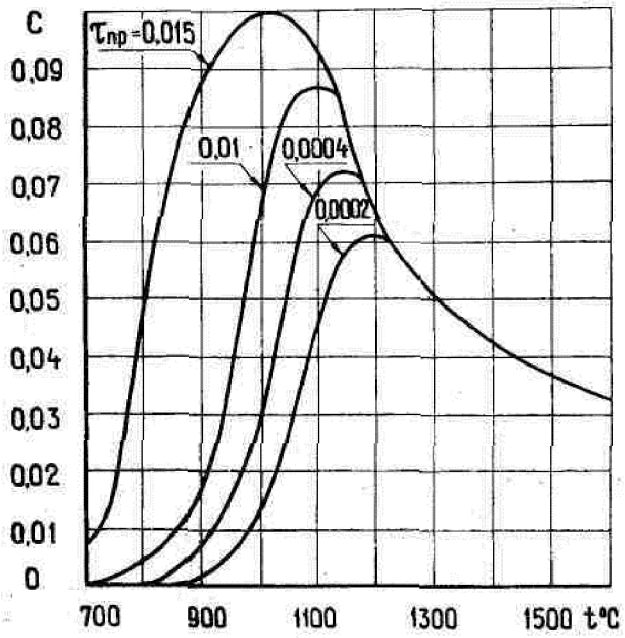


Рис. 1.2.29. Выход сажи в зависимости от температуры и времени пребывания топлива в переобогащенной зоне

Итак, основным средством снижения сажеобразования (левая часть характеристики $c = f(T, \tau_{пр})$) является уменьшение времени пребывания топлива в зоне с недостатком окислителя и повышение температуры за счет увеличения α в зоне горения и уменьшения $\tau_{пр}$ (правая часть). Приближенно интенсивность сажеобразования обратно пропорциональна третьей степени $\alpha (c \sim 1/\alpha^3)$. Следовательно, незначительное увеличение коэффициента избытка воздуха приводит к существенному

уменьшению числа светящихся частиц, т. е. является сильной мерой воздействия на величину лучеиспускания.

На основании изложенного материала можно наметить следующие основные пути улучшения температурного состояния элементов жаровой трубы высокотемпературной КС:

поверхность жаровой части трубы должна быть минимальной, в наибольшей степени этому отвечает кольцевая форма жаровой трубы;

сжигание топлива должно осуществляться в достаточно большом количестве горелок (в целях уменьшения $\tau_{пр}$);

состав смеси по воздуху в горелках должен быть увеличен по сравнению с традиционным составом, что резко снизит выход сажистых частиц за счет их окисления.

При оценке величины $q_{лг}$ необходимо учитывать и то обстоятельство, что эмиссия сажи возрастает при увеличении давления и температуры на входе в КС: с ростом p_2^* увеличивается количество топлива, выгорающего в единице объема, а увеличение T_2^* при α = const приводит к соответствующему росту T_3^*.

Чрезвычайно сложная зависимость выхода сажи от локального состава смеси в зоне испарения топлива и подготовки ТВС, качества ее приготовления, p_2^*, T_2^* и $\tau_{пр}$ не позволяет теоретически рассчитать тепловое состояние стенок жаровой трубы, поэтому расход воздуха, идущего на охлаждение стенок, подбирается экспериментальным путем. Тенденция современного авиадвигателестроения к увеличению $\pi_к$ (T_2^* и p_2^*) и T_3^* значительно осложняет проблему тепловой защиты стенок жаровой трубы. Если в КС первых ГТД $G_{охл\ ст}$ составлял 15…20% от суммарного расхода воздуха, то в современных высокотемпературных камерах эта величина превышает 30%. Опыт доводки КС показывает, что отношение величин $l_{охл}$/h (см. рис. 1.2.27) следует выбирать в пределах 15…30. Листовые жаропрочные материалы, применяемые для изготовления жаровых труб, имеют следующие максимально допустимые температуры: ЭИ-435 и ВЖ-98 - 1300…1400 К; ЭИ-602 -1100…1200 К. Обычно считают, что температура стенок жаровой трубы должна быть на 100…200° ниже допустимой вследствие возможных отклонений температуры пламени и газа из-за несимметрии течения, смесеобразования и т.д.

1.3. ВЫБОР СХЕМЫ ОСНОВНОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И ЕЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПО ПРОТОТИПУ

1.3.1. Некоторые сведения о конструктивных схемах КС

Наибольшее распространение в авиационных ГТД получили три схемы камер сгорания: трубчатые (индивидуальные секции), трубчато-кольцевые и кольцевые.

Трубчатая КС представляет собой ЖТ малого диаметра цилиндрической или близкой к цилиндрической формы. На двигателе устанавливается несколько таких КС в пространстве в отдельном корпусе между компрессором и турбиной.

Трубчато-кольцевая КС также состоит из нескольких отдельных ЖТ (подобных ЖТ секционных камер), но располагаются они в общем кольцевом канале между корпусами. Соседние ЖТ сообщаются одна с другой патрубками для переброса пламени при запуске, заканчиваются они общим кольцевым газосборником.

В кольцевой КС устанавливается одна ЖТ, образующая с корпусами кольцевые каналы для транспортировки воздуха.

Примерами выполненных конструкций могут служить КС, схемы которых приведены на рис. 1.3.1, 1.3.2, 1.3.3.

Кроме названных схем КС существуют и другие, появление которых обусловлено стремлением улучшить тот или иной конструктивный параметр двигателя или КС. Например, схема КС, показанная на рис. 1.3.4, отличается от традиционной трубчато-кольцевой схемы тем, что у нее вместо обычных установлены кольцевые ЖТ малых размеров, что позволило уменьшить осевой размер двигателя.

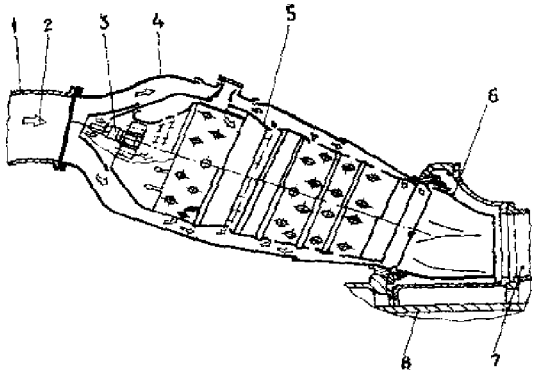


Рис. 1.3.1. Трубчатая камера сгорания: 1 – патрубок компрессора; 2 – поток воздуха; 3 – форсунка; 4 – корпус; 5 – жаровая труба; 6 – кольцевой газосборник; 7 – сопловой аппарат турбины; 8 – вал двигателя

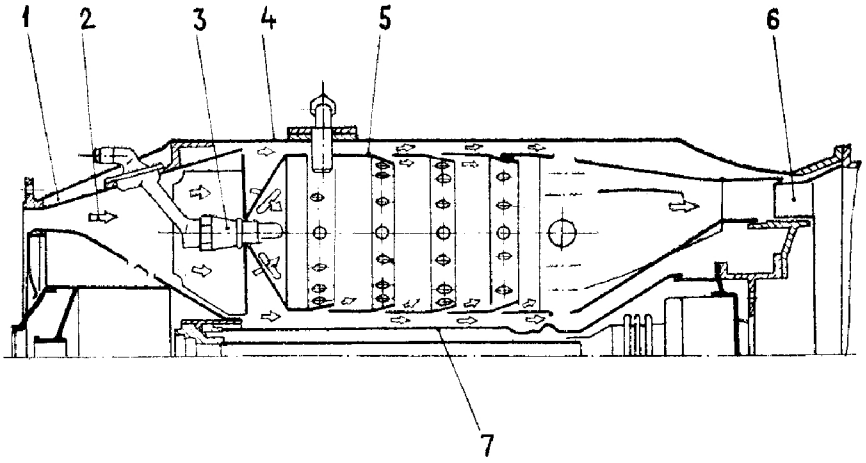


Рис. 1.3.2. Трубчато-кольцевая камера сгорания: 1 – диффузор; 2 – поток воздуха; 3 – форсунка; 4 – наружный корпус; 5 – жаровая труба; 6 – газосборник; 7 – внутренний корпус

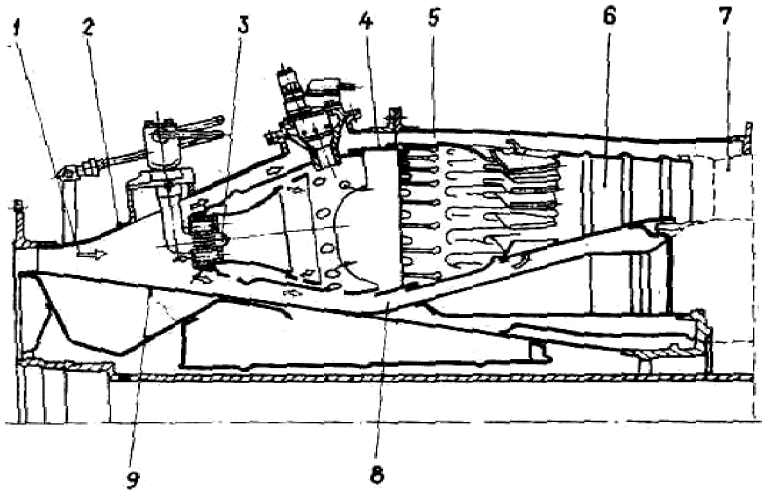


Рис.1.3.3. Кольцевая камера сгорания: 1 – поток воздуха; 2 – наружный корпус; 3 – форсунка; 4 – кольцевая жаровая труба; 5 – наружный кольцевой канал; 7 – сопловой аппарат турбины; 8 – внутренний кольцевой канал; 9 – внутренний корпус

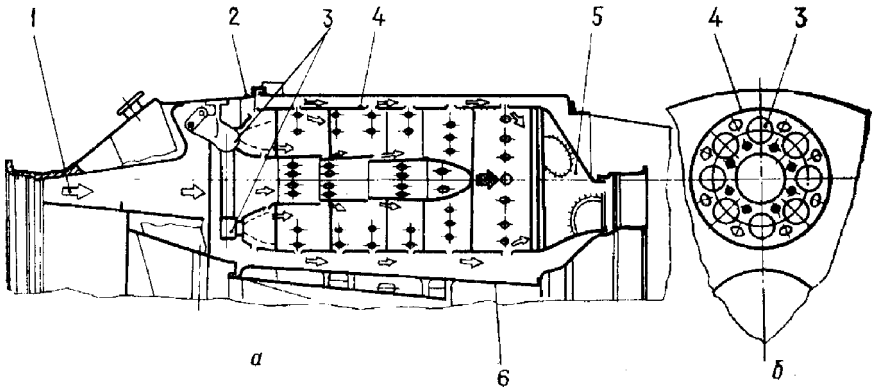


Рис. 1.3.4. Камера сгорания с кольцевыми жаровыми трубами малых размеров: *а* – продольный разрез; *б* – вид на фронтовое устройство жаровой трубы; 1– поток воздуха; 2 – наружный корпус; 3 – форсунки; 4 – жаровая труба; 5 – газосборник; 6 – внутренний корпус

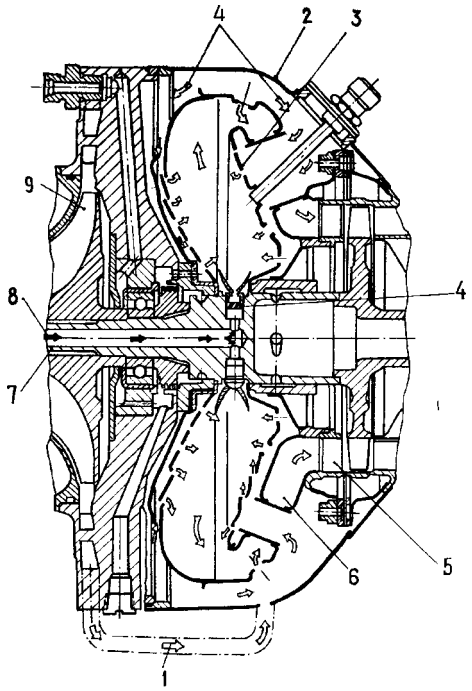


Рис. 1.3.5. Радиально-кольцевая камера сгорания: 1 – основной поток воздуха; 2 – корпус камеры; 3 – радиально-кольцевая жаровая труба; 4 – форсунка; 5 – сопловой аппарат турбины; 6 – газосборник; 7 – вал двигателя; 8 – подвод топлива; 9 – крыльчатка центробежного компрессора

КС, схема которой приведена на рис. 1.3.5, отличается от обычной кольцевой схемы тем, что у нее кольцевая ЖТ образована двумя стенками, расположенными перпендикулярно к валу двигателя. Такое решение позволяет существенно уменьшить длину вала двигателя, по которому топливо подается в КС, форсунка выполнена вращающейся. Радиально-кольцевая схема позволяет получить достаточно удовлетворительное поле температур газа перед турбиной.

На вертолетных ГТД и вспомогательных силовых установках (ВСУ) нашли применение противоточные КС, в которых основной поток воздуха до поступления в турбину разворачивается на 180°.

Схема противоточной кольцевой (или трубчато-кольцевой) КС приведена на рис. 1.3.6. Такую схему целесообразно применять в сочетании с центробежной выходной ступенью компрессора, позволяющей существенно уменьшить длину двигателя за счет размещения ее над статором турбины и укорочения длины компрессора. Однако такая компоновка может применяться только в двигателях, на поперечные размеры которых не существует жестких ограничений. Особенностью рассматриваемой КС является значительное уменьшение воздействия излучения пламени на сопловой аппарат турбины. Кроме того, эта схема обеспечивает тепловую компенсацию ЖТ в кожухе без специального подвижного соединения. К существенному недостатку противоточных КС относятся повышенные гидравлические потери, обусловленные дополнительными затратами энергии потока на поворот.

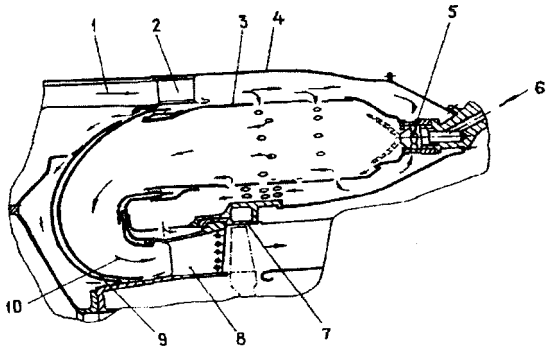


Рис. 1.3.6. Противоточная камера сгорания: 1 – основной поток воздуха; 2 – спрямляющий аппарат компрессора; 3 – жаровая труба; 4 –корпус; 5 – форсунка; 6 – подвод топлива; 7 – статор турбины; 8 – сопловой аппарат; 9 – газосборник; 10 – поток газа

Низкотемпературные двигатели первых поколений, как правило, оснащались трубчатыми КС, что было связано с удобством отработки процесса в отдельных ЖТ и с малой потребной энергетикой экспериментальных установок. Безусловным достоинством таких КС является возможность их легкой замены в эксплуатации.

Однако таким КС присущи и серьезные недостатки:

большой вес вследствие исключения камер из силовой схемы двигателя и увеличения поверхностей отдельных КС (по сравнению с кольцевой КС);

повышенные неравномерности полей температур и гидравлические потери из-за деления кольцевого потока на отдельные струи за компрессором и последующего объединения их в кольцевой поток перед турбиной.

Кроме того, при использовании трубчатых КС возникли трудности с высотным розжигом и охлаждением стенок (последнее затруднение вызвано развитой поверхностью ЖТ).

В трубчато-кольцевых схемах КС корпусные детали включаются в силовую схему двигателя. Остальные недостатки трубчатой камеры сохраняются.

Сравнение величины поверхностей ЖТ трубчато-кольцевой и кольцевой КС, установленных в одинаковом корпусе (рис. 1.3.7), показывает, что их отношение равно 1,4.

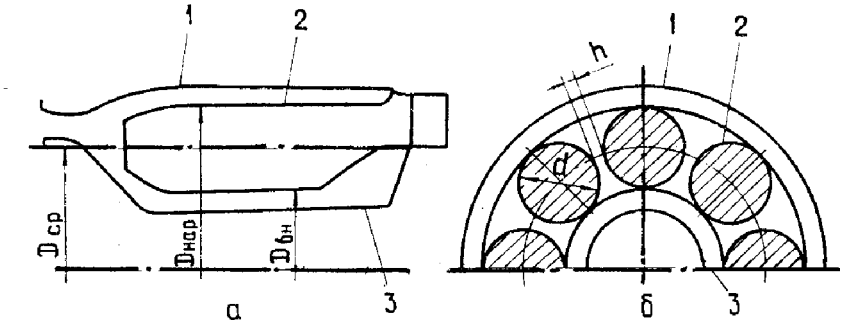


Рис. 1.3.7. К сравнению геометрических параметров трубчато-кольцевой и кольцевой камер сгорания: *а* – кольцевая камера; *б* – трубчатая камера; 1 – наружный кольцевой корпус; 2 – жаровая труба; 3 – внутренний кольцевой корпус

Отношение объемов зон горения (в этих же условиях сравнения) равно 0,715, т. е. время пребывания ТВС в трубчато-кольцевой камере

примерно на 30% меньше. Это отрицательно сказывается на изменении полноты сгорания при форсировании камер (при изменении κ_V, см. рис. 1.4.1). При одинаковом времени пребывания ТВС в зоне горения длина этой зоны в трубчато-кольцевой КС должна быть увеличена в 1,4 раза.

Правомерность приведенных соотношений подтверждается следующими выкладками. Для описанных условий сравнения отношение объемов ЖТ

$$\frac{V_{ж\,тк}}{V_{ж\,к\,кс}} = \frac{z \cdot \pi/4 \cdot d^2 L_ж}{\pi/4\left(D^2_{нар} - D^2_{вн}\right)L_ж} = \frac{z \cdot d^2/4}{1/4\left(D^2_{нар} - D^2_{вн}\right)}.$$

Число ЖТ в трубчато-кольцевой КС $Z = \pi D_{ср} / (d+h)$.

Приняв $h = 0{,}1d$, получим $Z = \pi D_{ср} / 1{,}1 \cdot d$.

Поскольку $\dfrac{D^2_{нар} - D^2_{вн}}{4} = \dfrac{D_{нар} + D_{вн}}{2} \cdot \dfrac{D_{нар} - D_{вн}}{2} = D_{ср} d$,

то $\dfrac{V_{ж\,тк}}{V_{ж\,к\,кс}} = \dfrac{\pi/1{,}1 \cdot D_{ср}/d \cdot d^2/4}{D_{ср} d} = 0{,}715$.

Отношение охлаждаемых боковых поверхностей ЖТ

$$\frac{S_{жтк}}{S_{жккс}} = \frac{z\pi\, dL_ж}{2\pi\, D_{ср} L_ж} = \frac{\pi/1{,}1 \cdot D_{ср}/d \cdot \pi\, dL_ж}{2\pi\, D_{ср} L_ж} = 1{,}43 \ .$$

Отношение длин зон горения при равных объемах ЖТ определяется из выражения

$$Z\frac{\pi}{4} d^2 L_{згтк} = \frac{\pi}{4}\left(D^2_{нар} - D^2_{вн}\right)L_{згккс};$$

$$\frac{L_{згтк}}{L_{згккс}} = \frac{\pi/4 \cdot \left(D^2_{нар} - D^2_{вн}\right)}{\frac{\pi}{4} z d^2} = \frac{D_{ср} d}{\frac{1}{4} \cdot \frac{\pi}{1{,}1} \cdot \frac{D_{ср}}{d} d^2} = 1{,}405 \ .$$

Как видно, полученные отношения не зависят от размерности КС, они достаточно универсальны.

В двигателях с температурой газа перед турбиной выше 1400 К и степенью повышения давления больше 20 (в соответствии со статистикой) трубчатые и трубчато-кольцевые схемы КС не применяются, так как это связано:

с необходимостью обеспечения температурных полей с малой неравномерностью;

с дефицитом охлаждающего воздуха;

с большим весом КС.

В настоящее время во всех вновь проектируемых высокотемпературных и компактных авиационных ГТД закладываются только кольцевые КС.

Требование сокращения длины КС стимулирует поиск путей интенсификации процессов сжигания топлива и смешения продуктов сгорания с воздухом, чем обусловлен некоторый отход от традиционных схем организации процессов. Одним из направлений, положительно зарекомендовавших себя в практике авиационного двигателестроения, является применение фронтовых устройств со значительно увеличенным числом горелок и в среднем с более бедным начальным составом смеси. Большое количество горелок обеспечивает увеличение числа поверхностей горения, вследствие чего сжигание заданного количества топлива осуществляется на меньшей длине, чем при использовании малого числа горелок.

Схема КС с большим числом горелок, расположенных в два яруса, приведена на рис. 1.3.8. Известны также схемы камер с трехъярусной компоновкой горелок. Многоярусная компоновка способствует максимальному сокращению длины выгорания, а следовательно, уменьшению осевого размера ЖТ, а также позволяет получить требуемую радиальную эпюру температуры газа за счет распределения топлива в ярусах.

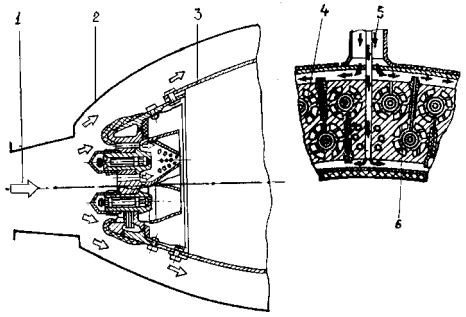


Рис. 1.3.8. Кольцевая камера сгорания с большим числом горелок, расположенных в два яруса: 1 – поток воздуха; 2 – наружный корпус; 3 – жаровая труба; 4 – верхний ярус горелок; 5 – подвод топлива; 6 – нижний ярус горелок

В многогорелочной (многофорсуночной) камере ТВС образуется по схеме с предварительным частичным смешением в горелке. Наряду с

положительным действием геометрических факторов это способствует также и более быстрому выгоранию смеси. Использование в этой схеме энергии воздушного потока, поступающего в форсуночный модуль, позволяет получить хорошее качество распыла даже при малых перепадах давления на форсунках (0,02…0,1 МПа).

Благодаря пневматическому распыливанию топлива обеспечивается возможность сохранения высокой полноты сгорания при работе двигателя на низких режимах вблизи режима малого газа и на больших высотах.

1.3.2. Особенности организации процессов в КС с низким уровнем выделения токсичных веществ

Исследования, проведенные в СССР и США, показали, что большинство серийно эксплуатируемых авиационных ГТД не удовлетворяет требованиям стандартов на эмиссию CO, C_nH_m, NO_x. Выполненные работы позволили установить, что только усовершенствованием КС распространенных схем нельзя добиться выполнения требований стандартов. На рис. 1.3.9 приведены принципиальные схемы «чистых» (по эмиссии) КС, разрабатываемых ведущими американскими авиадвигателестроительными фирмами «Пратт-Уитни» и «Дженерал Электрик».

Фирма «Пратт-Уитни» разрабатывает три варианта КС:

с двухстадийным горением (рис. 1.3.9,*а*);

с предварительным смешением топлива и воздуха в карбюраторах, расположенных перед фронтовым устройством (рис 1.3.9,*б*);

с модульной схемой (рис. 1.3.9,*в*).

Фирма «Дженерал Электрик» рассматривает четыре схемы КС:

с подводом всего воздуха в зону горения без смешения;

модульного типа с числом горелок 60, 72 и 90 (рис. 1.3.9,*д*,*е*);

с объединенными зонами горения, расположенными параллельно (см. рис. 1.3.9,*е*);

с двухстадийным горением и радиально-осевым расположением зон (см. рис . 1.3.9,*б*).

Для понимания идей, воплощенных в схемах этих камер, необходимо рассмотреть механизмы образования основных токсичных компонентов CO, C_nH_m, NO_x и мероприятия, позволяющие управлять этими механизмами.

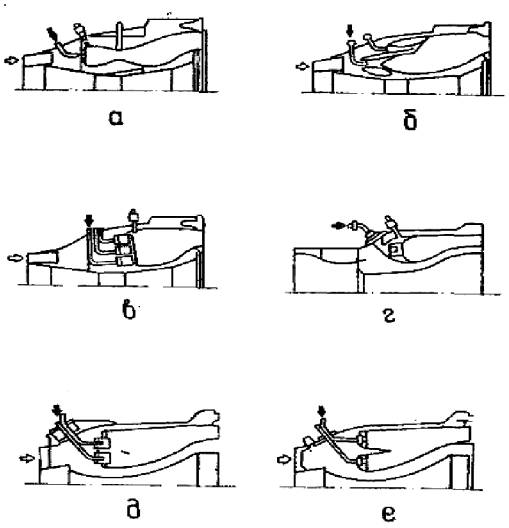


Рис. 1.3.9. Схемы перспективных камер сгорания с низким уровнем выделения токсичных компонентов: *а,б,в* – камеры, разработанные фирмой «Пратт-Уитни»; *г,д,е* – камеры, разработанные фирмой «Дженерал Электрик» ⇒ - подвод воздуха; ➔ подвод топлива

Механизм образования продуктов неполного сгорания CO и $C_n H_m$

Максимальное количество продуктов неполного сгорания окиси углерода и углеводородов наблюдается вблизи режима малого газа. Низкая полнота сгорания на этих режимах объясняется обеднением ТВС, низкими значениями полного давления и температуры на входе в камеру, плохим качеством распыла при малых расходах топлива. В общем случае, при уменьшении степени сжатия на режимах малого газа, всегда наблюдается рост концентрации угарного газа и углеводородов в продуктах выхлопа.

Влияние обеднения ТВС проявляется в том, что на отдельных участках первичной зоны КС образуются смеси, состав которых находится за границей воспламенения, и чем ниже температура и давление на входе в камеру, тем больше вероятность невоспламенения этих смесей. Ввиду зависимости скорости горения от T_2^* и p_2^* снижение режима работы двигателя будет ощущаться и на участках, где воспламенение произошло.

Влияние качества распыла топлива на эмиссию CO и $C_n H_m$ объясняется увеличением размера капель (при снижении расхода топлива) и

времени их испарения, в результате чего при удалении от форсунок капли могут проникать в область интенсивного «замораживания» процессов испарения и горения втекающими холодными воздушными струями. В отличие от максимальных режимов, при низких оборотах горение осуществляется, по существу, в кинетической области и корригируется теми же параметрами, что и полнота сгорания, т. е. величина продуктов недожога может быть представлена в зависимости от параметра форсирования

$$\kappa_V = \frac{G_B}{p_2^{*1,25} T_2^* V_ж} .$$

Влияние параметра κ_V на содержание компонентов неполного сгорания CO и C_nH_m в одном из двигателей показано на рис. 1.3.10. Из рисунка видно, что увеличение κ_V вследствие снижения p_2^* и T_2^* сопровождается уменьшением полноты сгорания, ростом содержания угарного газа CO и продуктов недожога C_n, H_m.

Механизм образования окислов азота NO_x

Поскольку удовлетворение норм на эмиссию NO_x является наиболее сложной задачей, остановимся на этом вопросе несколько подробнее.

Образование окислов азота определяется эндотермическими реакциями, на осуществление которых затрачивается большое количество тепла, т.е. в заметных количествах они образуются только при достаточно высоких температурах.

Оценка скорости образования NO_x показывает, что она, по крайней мере, на два порядка ниже, чем скорость окисления горючего. Поэтому можно считать, что в реальных условиях температура продуктов сгорания близка к термодинамически равновесной, а окисление азота происходит при максимальной температуре среды.

Объемная равновесная концентрация окислов азота в продуктах сгорания углеводородного горючего в воздухе определяется в основном температурой сгорания, которая зависит от температуры воздуха на входе в камеру и состава смеси. При объединении ТВС вследствие снижения температуры сгорания равновесная концентрация окислов азота резко уменьшается. Существенно также, что время становления равновесной концентрации (т. е. время, в течение которого концентрация NO_x возрастает до равновесной при данной температуре) определяется теми же параметрами (T_2^*, α).

В настоящее время выделяют четыре основных механизма образования NO_x при горении углеводородных топлив.

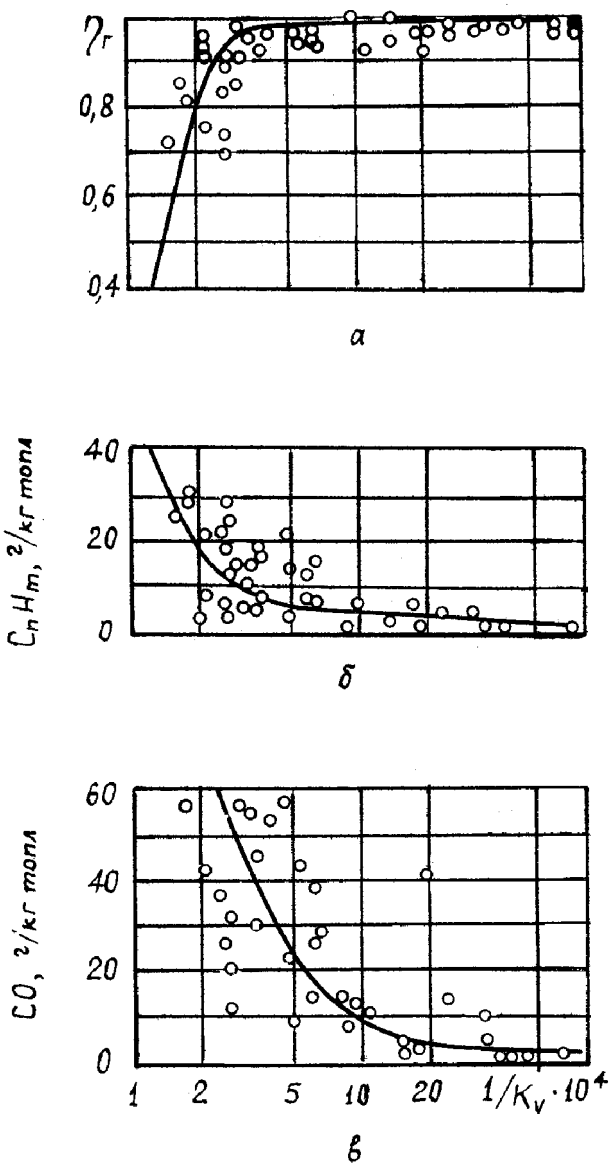


Рис. 1.3.10. Зависимости полноты сгорания $\eta_г$ (*а*), содержания компонентов неполного сгорания C_nH_m (*б*) и угарного газа CO (*в*) в выхлопных газах двигателя J–57 от величины, обратной параметру форсирования $1/\kappa_v$

1. *Термический (механизм Я.Б. Зельдовича)* – непосредственное окисление азота кислородом воздуха в зонах высоких температур (≥ 1800 К). При этом имеет место диссоциация молекулярного кислорода, которая дает толчок цепным реакциям:

$O_2 \rightleftarrows 2O$

$O + N_2 \rightleftarrows NO + N$

$N + O_2 \rightleftarrows NO + O$ и т.д.

Я.Б. Зельдовичем получено следующее уравнение скорости реакции, используемое и по сей день:

$$\frac{dNO}{dt} = \frac{5 \cdot 10^{11}}{\sqrt{O_2}} \cdot e^{\frac{86000}{RT}} \cdot \left[O_2 \cdot N_2 \cdot \frac{64}{3} \cdot e^{\frac{-43000}{RT}} - (NO)^2 \right],$$

где t – время в секундах, концентрации O_2 и N_2 в г·моль/литр.

Термический механизм позднее был уточнен В.Р. Кузнецовым. Им установлено влияние процессов смешения на условия химических реакций образования NO_x. Показано, что интенсификация смешения усиливает отклонение реакций от равновесия. При снижении температуры пламени в этом случае увеличивается неравновесная составляющая в виде атомарного кислорода.

2. *«Быстрый» (promt) механизм* – низкотемпературная генерация NO_x через разрушение N_2 в реакциях:

$CH + N_2 \rightleftarrows HCN + N$

$C + N_2 \rightleftarrows CN + N$

$CH_2 + N_2 \rightleftarrows HCN + NH$

$CH_2 + N_2 \rightleftarrows N + H_2CN.$

В этом случае реакция образования NO из атомарного азота может завершаться за 0,1 мс, в связи с чем NO обнаруживается на ранних стадиях горения.

3. N_2O - *механизм.* Осуществляется через реакции с образованием N_2O как промежуточного вещества. Механизм может иметь место и при низких температурах пламени со следующими характерными реакциями:

$N_2 + O_2 \rightleftarrows N_2O + O$

$N_2 + HO_2 \rightleftarrows N_2O + OH$

$N_2 + OH \rightleftarrows N_2O + H.$

На начальном этапе этот механизм обеспечивает разрушение большого количества азота, а затем он же приводит к восстановлению более чем половины выделившегося азота. Таким образом, не все продукты разрушения азота здесь доокисляются до NO. Часть из них после некоторого времени релаксации вновь образует азот, а заметная часть

N_2O сохраняется в продуктах горения в виде устойчивого соединения вплоть до достижения равновесного состояния.

4. *Топливная окись азота.* При сгорании углеводородных топлив содержащийся в них химически связанный азот частично неизбежно переходит в NO_X:

$N_T \rightleftarrows RT$.

Разложение азотсодержащих соединений в процессе пиролиза:

$RN + O_2 \rightleftarrows NO + RO$ (генерация NO).

Более легкие топлива (керосин, бензины всех сортов) содержат связанный азот в пренебрежимо малых количествах. В общем виде влияние топлив, не содержащих топливный азот, на образование NO_x сказывается через температуру пламени. Так, например, у метана CH_4 , содержание которого в природном газе доходит до 99,5%, высокая прочность связей С-Н, что придает реакции его распада большую эндотермичность (74,6 кДж/моль) и обусловливает температуру горения в воздухе на 100…150°С ниже, чем у многих газов и жидких моторных топлив.

Анализ ЦИАМ и опыт СНТК им. Н.Д .Кузнецова показали, что при использовании сжиженного природного газа в авиационном двигателе (НК-89), а также при конвертации авиационных ГТД для привода газоперекачивающих агрегатов или энергоустановок (переход с керосина на природный газ), приводит к снижению выброса NO_X в 1,5…2 раза.

Расчеты показывают, что изменение температуры в зоне горения $T^*_{з\ г}$ от 2200 до 2300 К приводит к трехкратному увеличению скорости образования окислов азота.

Из приведенных примеров и детального анализа путей уменьшения содержания NO_x в продуктах сгорания следует, что наиболее эффективно обеднение ТВС в зоне горения, поскольку при этом снижается равновесная концентрация и увеличивается период задержки образования NO_x. В гомогенных смесях при уменьшении значения α от 2,0 до 1,1 скорость реакции увеличивается в $2{,}5 \cdot 10^3$ раз. Этим объясняется стремление проектировщиков разработать схему КС, которая работала бы на предварительно подготовленных гомогенных ТВС обедненного состава. Однако при этом возникают проблемы обеспечения потребного диапазона устойчивой работы и заданной полноты в КС малой длины, а также предупреждения проскока пламени в зону смешения.

Схема КС, в которой сделана попытка реализовать это направление, представлена на рис. 1.3.9,*б*. Ее главной отличительной чертой яв-

ляется наличие зоны испарения и смешения топлива с воздухом перед фронтовым устройством.

Трудности, связанные с обеспечением некоторых характеристик этих КС (устойчивости, полноты сгорания и др.), заставляют рассматривать также схемы, в которых состав ТВС, поступающей в зону горения, остается двухфазным. Поскольку механизм горения двухфазных смесей существенно отличается от механизма горения гомогенной ТВС, следует ожидать также, что характер изменения NO_x в зависимости от коэффициента избытка воздуха α будет различным. Действительно, при диффузионном горении капель и их совокупностей фронты племени образуются на стехиометрических поверхностях, обволакивающих капли, а температура вблизи этих поверхностей не зависит от среднего состава ТВС, она близка к максимальной. При этом в пространстве между отдельными очагами горения формируются области с большими градиентами температур. Поскольку скорость образования NO_x определяется наибольшей температурой в зоне реакции (а она близка к максимально возможной, соответствующей α = 1,0), то эффект обеднения смеси в диффузионном процессе приведет к значительно меньшему ослаблению скорости образования NO_x, чем в гомогенных ТВС, т. е. концентрация NO_x при изменении состава ТВС в процессе сжигания двухфазных горючих, в том числе и на бедных ТВС, ожидается большей, чем в однофазных. Поэтому на первый план выдвигаются мероприятия, связанные с уменьшением времени существования продуктов сгорания при максимальных температурах, т.е. направленные на уменьшение пространства, в пределах которого завершается горение и осуществляется интенсивное охлаждение продуктов сгорания вторичным воздухом. Это направление реализуется при использовании большого количества маломасштабных горелок (см. рис. 1.3.9,*в*,*д*,*е*). Очевидно, что и в таких схемах целесообразно осуществлять частичную гомогенизацию ТВС, также способствующую снижению NO_x и дымообразования.

Затруднения, связанные с необходимостью обеспечения диапазона устойчивой работы камеры и вызванные уменьшением размера горелок и гомогенизации смеси в них, устраняются путем создания небольшого количества переобогащенных горючим зон по окружности камеры, которые выполняют функции дежурных пламен.

Следует отметить – все рассмотренные КС выполняются по кольцевой схеме, что создает предпосылки для уменьшения не только концентрации NO_x на максимальном режиме, но и содержания продуктов

неполного сгорания CO и $C_n H_m$. Это обусловлено, по-видимому, уменьшением влияния боковых охлаждаемых поверхностей, вблизи которых происходит замораживание процессов горения, и большим объемом жаровой трубы (по сравнению с трубчатыми камерами) при равных сравниваемых длинах.

Отдельно следует рассмотреть схему камеры с двухстадийным горением (см. рис 1.3.9,*а*). Принцип действия этой камеры заключается в следующем.

На режиме малого газа все топливо подается только в зону дежурного горения – в форкамеру. Ее размеры и расход воздуха, идущий через нее, выбираются из условия обеспечения высокой полноты сгорания топлива при параметрах малого газа (низких p_2^* и T_2^*). При этом достигаются два главных результата: уменьшается содержание CO и C_nH_m до приемлемого уровня на низких оборотах и создаются предпосылки для воспламенения свежей смеси второй (основной) зоны при бедных смесях в ней. Расход воздуха через форкамеру может быть принят равным 5...8% от суммарного расхода воздуха через двигатель, а температуру газа за ней целесообразно получать не выше 1500...1700 К. При организации подачи топлива в основную зону нужно обеспечить его быстрое испарение и смешение с воздухом, для чего впрыск топлива целесообразно осуществлять в закрученные воздушные струи.

Процесс горения организуется при температурном уровне, не приводящем к интенсивному выделению NO_x (при переходе с низких режимов работы на высокие). Подача ТВС вдоль зоны горения при наличии форкамеры обеспечивает широкие возможности для оптимизации эмиссионных характеристик процесса. Необходимые запасы по срыву горения в камере обеспечиваются подбором программы топливоподачи в зону дежурного горения.

При отработке процесса в двухзонной камере могут возникнуть трудности, связанные с обеспечением высокой полноты сгорания на максимальном режиме в случае относительно малой длины второй зоны. Удлинение камеры усложняет решение проблемы охлаждения ее стенок и затрудняет формирование требуемых температурных полей газа. Следует ожидать также повышения уровней эмиссии CO и C_nH_m на промежуточных режимах при подключении в работу форсунок второй зоны.

В середине 60-х годов был создан ряд отечественных камер, находящихся сейчас в серийном производстве (см. рис. 1.3.8). Низкий уровень концентрации токсичных веществ в продуктах сгорания камер этой схемы обусловлен определенными особенностями их конструкции:

кольцевая схема ЖТ;

ЖТ снабжены жесткими кольцевыми головками, которые обеспечивают неизменность геометрии фронтовых устройств в течение ресурса;

большое количество малоразмерных горелок с предварительным смешением топлива и воздуха;

двухступенчатая система топливоподачи;

схема организации процесса обеспечивает аэродинамическое удерживание ТВС в центральной части ЖТ — вдали от стенок;

обеспечение во фронтовом устройстве обедненного состава смеси (α = 0,5…0,7 вместо α = 0,1…0,25);

средний состав смеси в зоне горения $\alpha_{зг}$ = 1,6...1,7;

снабжение смесительными патрубками, обеспечивающими быстрое перемешивание продуктов сгорания с воздухом при малых потерях давления.

Совокупность перечисленных особенностей позволила получить в этих камерах:

малодымное горение;

высокую эффективность процесса сжигания топлива в широком диапазоне давлений и температур воздушного потока;

относительно низкое выделение CO, C_nH_m и NO_x.

1.3.3. Моделирование процессов в камерах сгорания

Создание надежно работающей КС с требуемыми показателями в течение заданного ресурса связано с проведением большого объема экспериментальных и доводочных работ как на установках, так и в системе двигателя. Поэтому при проектировании КС, как правило, стремятся в максимальной степени использовать опыт проектирования и доводки предшествующих образцов. При этом широко применяются приближенные методы моделирования прототипа для измененных условий работы камеры.

Основные понятия подобия явлений

Условие $L_i / L'_i = к$ является математической формулировкой геометрического подобия пространства, в котором протекают рассматриваемые процессы.

Здесь L_i – линейные размеры одной области пространства; L'_i – сходственные линейные размеры другой области пространства; $к$ – константа подобия.

Понятие подобия может быть распространено на любые физические явления. Можно говорить, например, о подобии картины движения потоков жидкости – кинематическом подобии, о подобии сил, приводящих к подобному между собой движению материальных частиц – динамическом подобии, о подобии тепловых потоков и температур – тепловом подобии, подобии диффузии вещества и т. п.

Сформулируем основные условия подобия сравниваемых явлений:

понятие подобия в отношении физических явлений применимо только к явлениям одного и того же рода, которые качественно одинаковы и описываются уравнениями, одинаковыми по форме и содержанию (в тех случаях, когда форма описания совпадает, но явления имеют разное физическое содержание, речь идет не о подобных, а об аналогичных явлениях);

обязательной предпосылкой является подобие пространств, в которых эти явления протекают, т.е. обязательно должно выдерживаться геометрическое подобие;

при анализе подобных явлений сопоставлять между собой можно только однородные величины и лишь в сходственных точках пространства и в сходственные моменты времени (однородными являются величины, имеющие один и тот же физический смысл и одинаковую размерность);

подобие физических явлений означает подобие всех величин, характеризующих рассматриваемое явление; это означает, что в сходственных точках пространства в сходственные моменты времени любая величина φ первого явления пропорциональна однородной с ней величине φ' второго явления, т.е. $\kappa_\varphi \varphi = \varphi'$.

Коэффициент κ_φ является константой подобия или множителем подобного преобразования. Например, в пространствах, где физические характеристики потоков (скорость w, плотность ρ, температура T, вязкость μ и др.) зависят от координат, для подобия явлений необходимо подобное распределение всех перечисленных величин. При этом, очевидно, должны выдерживаться следующие равенства:

$\rho / \rho_1 = \kappa_\rho$; $\mu / \mu_1 = \kappa_\mu$; $\tau / \tau_1 = \kappa_\tau$;

$T / T_1 = \kappa_T$; $w / w_1 = \kappa_w$; $L / L_1 = \kappa_L$ и т.п.

Отметим, что для каждой физической величины существует своя константа подобия, численно отличающаяся от других. Для сложных подобных явлений, определяемых многими физическими величинами, множители преобразования этих величин не могут быть выбраны произ-

вольно, они должны находиться в определенном соотношении и, следовательно, помимо постоянства отношения однородных величин требуется также одинаковость определенных безразмерных комплексов, составленных из величин, характеризующих явление. Эти комплексы называют *инвариантами* или *критериями подобия.* Принципиально критерии подобия могут быть получены для любого физического явления, однако для этого необходимо иметь математическую модель рассматриваемого явления хотя бы в виде неинтегрируемых дифференциальных уравнений [23]. Критерии подобия, полученные из дифференциальных и проинтегрированных уравнений, совпадают, это положение и лежит в основе практического применения теории подобия. (В тех случаях, когда математическое описание процесса еще не получено, критерии выявляются на основании анализа размерностей тех физических величин, которые должны были бы войти в уравнение связи, но этот метод менее надежен.)

Основы моделирования процессов в камерах сгорания

Создание методов расчета процессов, происходящих в КС, возможно только при комплексном рассмотрении явлений гидродинамики горючего и окислителя, тепло- и массообмена и химической кинетики. Задача может считаться решенной, если найдены поля тепловыделения (выгорания), поля скоростей и параметров состояния, удовлетворяющие как соответствующим дифференциальным уравнениям, так и краевым условиям.

Ввиду чрезвычайной сложности и взаимной обусловленности процессов, протекающих в камере, аналитические решения систем соответствующих дифференциальных уравнений до сих пор не получены.

Определенные перспективы нахождения необходимых практике количественных соотношений открывают методы теории подобия.

Теория подобия позволяет определить условия, при выполнении которых экспериментальные результаты, полученные при исследовании ранее выполненных конструкций, могут быть закономерно распространены на новые образцы камер. Полное подобие процессов, протекающих в камерах, может быть достигнуто лишь в геометрически подобных системах, в которых эти процессы рассматриваются. При этом необходимым условием является обеспечение: подобия краевых условий; гидродинамического подобия течения в модели и образце; подобия процессов подачи, испарения и смешения компонентов; подобия тепловых процессов и кинетических условий горения.

Уже без детального анализа соответствующих зависимостей видно, что точное моделирование столь сложного явления, как горение, невозможно. Действительно, подробное рассмотрение условий подобия в сложных системах с физико-химическими превращениями компонентов показывает, что точное подобие достижимо только при превращениях строго одних и тех же веществ, при одинаковых давлениях и температурах, одинаковом пространственном и фазовом распределении компонентов и т.п., следовательно, полное подобие формально возможно только в тождественных системах. Это подтверждается и обилием критериев (см. ниже), получающихся при рассмотрении дифференциальных уравнений, описывающих процессы в КС, и тем, что каждое из частных явлений сложного комплекса считается формально равноценным и одинаково определяющим конечный результат сложного процесса.

В действительности на конечный результат влияет лишь часть явлений (и соответствующих им критериев), остальные играют второстепенную или подчиненную роль.

Таким образом, задача моделирования процессов в КС сводится к нахождению критериев (условий), при обеспечении которых сохраняется подобие наиболее существенных для каждого конкретного случая факторов.

При этом очевидно, что изменение требований к проектируемой камере или условий ее работы обусловливает и изменение цели, которая должна быть достигнута в процессе моделирования, а следовательно и изменение критериев, обеспечивающих реализацию этих целей.

Для камер сгорания с традиционной схемой организации процессов испарение подаваемого жидкого топлива на основных режимах происходит достаточно интенсивно и в значительной степени завершается вблизи от места его ввода. Образовавшиеся пары распределяются в циркуляционной области первичной зоны и выгорают в основном на границах раздела переобогащенной первичной смеси и воздуха, вводимого дифференцированно по длине жаровой трубы в виде отдельных струй.

Влияние потока капель, не испарившихся в пределах зоны циркуляции, на ход выгорания в целом оказывается сравнительно небольшим, а правила моделирования, полученные для камер, работающих на газе, с достаточной точностью могут применяться и для КС с впрыском жидкого топлива.

Картина меняется (и существенно усложняется) при подаче жидкого топлива в среду с низкими температурой и давлением при малых перепадах давления на форсунках (например, в условиях высотного запуска) или при использовании в камере тяжелого топлива.

В этих случаях выгорание может определяться в основном результатами взаимодействия капель со средой, в которой происходит их движение: темпом испарения и сгорания паров в следе за каплями, а также скоростью частичного отвода паров топлива в основной поток и условиями его сгорания (наличием дополнительных стабилизирующих очагов пламени, концентрацией топлива в очагах горения и т.п.).

Рассмотрим вначале задачу моделирования КС на основных режимах их работы, т.е. когда впрыскиваемая масса топлива оказывается газифицированной вблизи форсунок, а кислород воздуха притекает в зону горения, главным образом, под влиянием турбулентных пульсаций.

Условия подобия протекания процессов тепло- и массообмена, испарения и собственно горения можно пояснить из уравнений теплового и материального балансов, химической кинетики, движения паров топлива и условий на границах системы (границах зон реакции).

Для описания гидродинамических характеристик потока в камере дополнительно привлекаются уравнения движения в форме Навье-Стокса, определяющие, как известно, связь между кинематическими параметрами потока, массовыми силами, давлением и вязкостью.

Будем считать процессы установившимися, а поток турбулентным. Уравнение изменения концентрации паров топлива в элементарном объеме при протекании в нем процессов испарения и химической реакции может быть представлено в следующем виде [25, 26]:

$$\sum_{i=x,y,z} w_i \frac{dc}{di} = \sum_{i=x,y,z} \frac{d}{d_i}\left(D_T \frac{dc_T}{di} \right) + \varphi_{исп} + \varphi_T . \qquad (1.3.1)$$

Здесь w – скорость поступательного движения газа; $D_т$ – коэффициент турбулентного обмена; $c_т$ – весовая концентрация паров топлива; $\varphi_{исп}$ – интенсивность испарения жидких частиц топлива; $\varphi_т$ – количество топлива, реагирующего в единицу времени в единичном объеме, т.е. интенсивность сгорания топлива.

При составлении уравнения теплового баланса для рассматриваемого элементарного объема молекулярным переносом тепла и излучением пренебрегаем (по сравнению с турбулентным переносом). Тогда приближенно:

$$\sum_{i=x,y,z} \rho c_p \frac{d}{di}\left(D \frac{dT}{di} \sum_{i=x,y,z} \rho c_p \frac{d}{di}\left(D \frac{dT}{di} \right) + \varphi_T Hu - \varphi_{исп} \Delta i_T = \sum_{i=x,y,z} w_i c_p \rho \frac{dT}{di} \right) \sum_{i=x,y,z} w_i c_p \rho \frac{dT}{di}. \qquad (1.3.2)$$

Здесь ρ – плотность; c_p – теплоемкость; T – температура; Hu – теплотворность топлива; $\Delta i_т$ – изменение теплосодержания жидких частиц

плюс теплота испарения и перегрева паров в рассматриваемом объеме (т.е. полное изменение теплосодержания топлива) в зоне горения.

Количество сгоревшего топлива эквивалентно количеству прореагировавшего с ним кислорода:

$$\varphi_к = \varphi_т O_к , \qquad (1.3.3)$$

где $O_к$ – теоретически необходимое количество кислорода.

При допущении, что в зоне реакции, образованной при смешении реагентов, процесс протекает при соотношении компонентов, близком к стехиометрическому, учет выгорания можно вести по концентрации только одного из компонентов.

Для установившегося процесса можно записать:

$$\varphi_т = \text{const}\, c_т^n e^{-E/RT_г} . \qquad (1.3.4)$$

Здесь n – суммарный порядок реакции; E – энергия активации.

При анализе подобия процессов горения удобно пользоваться понятием времени химической реакции $\tau_р$ и средней протяженности зоны горения $\bar{L}_г = \tau_р \bar{u}$, где $\bar{u}$ – скорость движения смеси в зоне реакции.

Тогда, учитывая, что $\varphi_т = c_т \tau_р$, получим

$$\tau_р = \text{const}\, c_т^{1-n} e^{E/RT_г} . \qquad (1.3.5)$$

Условия на границах зоны реакции могут быть выражены уравнением эквивалентности суммарного потока кислорода, притекающего в зону реакции через условную поверхность S, количеству прореагировавшего топлива, т. е.

$$\int_S D_т \frac{dc_к}{dn} dS = c_т O_к \eta , \qquad (1.3.6)$$

где c – концентрация кислорода на границе зоны реакции; n – нормаль к элементу поверхности зоны горения S; η – коэффициент, учитывающий долю прореагировавшего топлива непосредственно в зоне реакции.

В качестве характеристических величин могут быть назначены, например:

средняя скорость движения газа $w_г$ или воздуха $w_в$:

$w_г = Q_г / F_ж$ или $w_в = Q_в / F_ж$,

здесь $Q_г$ и $Q_в$ – соответственно объемные расходы газа и воздуха, а $F_ж$ – характерная площадь сечения ЖТ;

средняя концентрация топлива в продуктах сгорания или воздуха:

$c_т^г = G_{топл} / Q_г$ или $c_m^в = G_{топл} / Q_в$;

начальная концентрация кислорода, выраженная через расход топлива $G_{топл}$, объемный расход воздуха $Q_в$ и коэффициент избытка воздуха α:

$$c_к = \frac{G_{топл} O_к \cdot \alpha}{Q_в};$$

средняя интенсивность испарения топлива в зоне испарения $\overline{\varphi}_{исп}$;

средний подогрев воздуха в камере ΔT;

суммарная протяженность L зоны подготовки и сгорания топлива;

характерный диаметр $d_ж$ (или высота) жаровой трубы.

После введения перечисленных характеристических величин в дифференциальные уравнения, приведения уравнений к безразмерному виду и выделения комплексов сомножителей при дифференциальных операторах из уравнения (1.3.1) получаем следующие три критерия:

$$k_1 = wL/D_т; \quad k_2 = w\tau_р/L; \quad k_3 = G_{топл} w/\overline{\varphi}_{исп} L,$$

из уравнения (1.3.2) – два дополнительных критерия:

$$k_4 = \frac{\overline{\varphi}_{исп} \Delta i_т L}{w c_р \rho \Delta T}; \quad k_5 = \frac{\overline{\varphi}_т Hu\, L\, F_ж}{F_ж w c_р \rho \Delta T}.$$

Из уравнения (1.3.3) получаем критерий

$k_6 = \alpha$,

а из уравнения (1.3.6) – критерий

$$k_7 = \frac{\eta G_{топл} O_к}{(c_к/b) S_к D_т}.$$

Уравнения движения в форме Навье-Стокса для установившегося потока газа дают дополнительные критерии подобия течения:

$$k_8 = \frac{wL}{\nu} -$$ критерий Рейнольдса;

$$k_9 = \frac{\Delta p}{\rho w^2} -$$ критерий Эйлера;

$$k_{10} = \frac{gL}{w^2} -$$ критерий Фруда.

Полученные критерии позволяют сформулировать правила моделирования процессов в геометрически подобных камерах. Предварительно сделаем одну существенную оговорку. Многие из приведенных здесь критериев подобия содержат величину суммарной протяженности зоны подготовки и сгорания топлива, которая, как известно, не является постоянной, а зависит от режима работы камеры.

Для режима работы камеры, который лежит в основе моделирования, длина зоны подготовки и сгорания топлива должна составлять некоторую вполне определенную часть длины ЖТ $L_ж$. Этому значению $L_ж$ соответствует вполне определенное значение коэффициента полноты сгорания $\eta_г$. Поэтому в последующем под L будем понимать выбранную протяженность участка камеры, где с принятой полнотой завершается процесс горения.

Критерий $k_1 = \dfrac{wL}{D_т}$ с учетом того, что $D_т = w'l'$

(w' – скорость пульсации, l' - масштаб турбулентности в зоне горения), может быть преобразован к следующему виду:

$$k_1 = \frac{w}{w'}\left(\frac{L}{l'}\right) = \left(\frac{L}{l'}\right)\frac{1}{\varepsilon} .$$

Поддержание постоянного значения этого критерия сводится, по существу, к требованию достижения одинаковых параметров турбулентности в модели и образце.

Критерий $k_2 = w\tau_р/L$ может быть представлен в виде

$$k_2 = \frac{\tau_р}{L/w} = \frac{\tau_р}{\tau_п},$$

где $\tau_п$ – время пребывания компонентов в зоне горения.

Учет этого критерия предполагает сохранение соотношения между временем реакции и временем пребывания ТВС в модели и образце.

Для топлива одного и того же состава при p^*_2=idem и T^*_2 = idem критерий k_2 дает частное условие подобия l/w = idem, при котором соотношение скоростей в модели и образце должно подчиняться зависимости $w_м = w_{обр}\dfrac{l_{мод}}{l_{обр}} = w_{обр}k_1$,

где k_l – константа геометрического подобия.

Критерий $k_3 = \frac{\bar{\varphi}_{исп}}{G_{топл}}\left(\frac{L}{w}\right) = \frac{\tau_п}{\tau_{исп}}$ показывает соотношение времени пребывания ТВС в зоне подготовки и сгорания ко времени испарения. Можно показать, что удовлетворение этого критерия достигается в первом приближении при отношении диаметров сопел форсунок $d^c_м/d^c_{обр}=k_l^{1,5}$, при равных геометрических характеристиках форсунок и соотношениях скоростей истечения топлива $u_т^м/u_т^н = 1$.

Преобразуем критерий $k_4 = \frac{\bar{\varphi}_{исп}\Delta i_т L}{w c_р \rho \Delta T}$ к виду $k_4 = \frac{\bar{\varphi}_{исп}\Delta i_т L F_ж}{F_ж w \rho c_р \Delta T}$.

Из этого выражения следует, что подобие протекания процессов в образце и модели, строго говоря, возможно лишь при определенном соотношении между интенсивностью поглощения тепла в объеме зоны подготовки ТВС и горения и общим количеством тепла, усвоенного продуктами сгорания в объеме зоны горения. Этот критерий накладывает ограничения на выбор рода топлива и его начальное тепловое состояние. Для одного и того же топлива при одной и той же начальной его температуре в образце и модели критерий k_4 удовлетворяется автоматически.

Критерий $k_5 = \frac{\bar{\varphi}_т Hu L F_ж}{F_ж w \rho c_р \Delta T}$ характеризует отношение количества тепла, выделившегося в результате сгорания, к теплоте, пошедшей на нагревание рабочего тела КС. k_5 отражает все виды тепловых потерь в камере. Его удовлетворение означает сохранение доли потерь тепла в модели и образце.

Критерий k_6 отражает требование равенства коэффициентов избытка воздуха в подобных КС.

Критерий $k_7 = \frac{\eta G_{топл} O_к}{(c_к/b) S_o D_т}$ указывает на связь между градиентом притока кислорода в зону горения (b – ее ширина), площадью поверхности этой зоны, интенсивностью турбулентного обмена – с одной стороны и интенсивностью выгорания $\eta_г G_{топл}$ – с другой. С помощью этого критерия учитывается влияние конструктивных особенностей камеры (степени дробления потока воздуха, угла наклона втекающих в жаровую трубу струй, градиентов на границах раздела) на потребную длину выгорания, которая при уменьшении значениям критерия k_7 сокращается.

Равенство критериев k_7 в модели и образце означает идентичность размеров и формы поверхности зоны горения, а также условий тепломассообмена и протекания в ней химических реакций.

Критерий $k_8 = \frac{wL}{\nu} = Re$ является общеизвестным критерием Рейнольдса и характеризует режимы гидродинамического течения потока (ламинарный, переходный, турбулентный). Поскольку КС работают, как правило, в области автомодельности при больших числах Re, то идентичность движения потока газа в них обеспечивается при различных (не равных) значениях этого критерия в модели и натуре.

Критерий $k_9 = \frac{\Delta p}{\rho w^2} = Eu$ является критерием подобия полей давлений - величиной, зависящей от кинематических особенностей потока в геометрически подобных каналах. При гидродинамическом и тепловом подобии потока в модели и образце критерий k_9 удовлетворяется автоматически.

Критерий $k_{10} = \frac{gL}{w^2} = Fr$ является мерой отношения сил инерции и гравитации в потоке.

В КС большой теплонапряженности с принудительной подачей потока этот критерий можно не принимать во внимание. Влияние критерия Фруда проявляется лишь в тех случаях, когда движение в объеме КС вызывается подъемной силой, обусловленной различием плотностей в отдельных точках неизометрического потока.

Перечисленные критерии подобия полностью не отражают влияния всех факторов на процессы, происходящие в камере. Здесь рассматривался случай, когда испарение топлива завершается достаточно быстро, а стабилизация пламени осуществляется не в гидродинамических следах отдельных капель, а в макрозонах циркуляции. Это типично для камер стационарных и авиационных газотурбинных установок с общепринятой схемой организации горения в них.

При более общем рассмотрении вопроса моделирования камер возникает необходимость учета кроме перечисленных критериев требований равенства в единице объема модели и образца числа капель топлива, идентичности их спектрального состава (распределения по диаметрам) и подобия траекторий движения и испарения капель в полете.

Кроме того, проявляются дополнительные критерии, учитывающие влияние размеров капель и режима их движения относительно среды на устойчивость горения в их следах, а также некоторые другие критерии. Достаточно подробно условия моделирования камер для этого случая рассмотрены в работах [27, 28, 29, 30].

Правомерность теоретических рекомендаций о правилах моделирования была многократно подтверждена экспериментами [26], специально проведенными на геометрически подобных КС при широком варьировании диаметра жаровой трубы, давления и температуры в потоке на выходе, изменении геометрических параметров камер (площади каналов для прохода вторичного воздуха, «зажатия» отверстий в трубе и т.п.), геометрических характеристик форсунок и забалластированности продуктами сгорания воздуха, подаваемого в камеру сгорания.

Результаты проведенных экспериментов показали:

для проверенного диапазона диаметров жаровой трубы (от 60 до 220 мм) при p^*_2 и $T^*_2 = idem$ характеристики $\eta_г = f(\alpha)$ практически совпадают;

весьма близки также частные характеристики $\eta_г = f\left(\frac{w\tau_р}{L_ж}\right)$, отражающие влияние на полноту сгорания времени пребывания ТВС в зоне горения.

Полученные в опытах зависимости $\eta_г = f\left(\frac{w\tau_р}{L_ж}\right)$ имеют два характерных участка – горизонтальный и ниспадающий при увеличении аргумента. Очевидно, недожог на горизонтальном участке, где $\eta_г$ максимально, связан не с недостатком времени для завершения химических реакций, а с недостаточной интенсивностью перемешивания паров топлива и окислителя, т.е. с влиянием на процесс первого и седьмого критериев. Кроме того, экспериментально доказано, что повышение интенсивности турбулентности в зоне горения, развитие поверхности зоны и увеличение начальной концентрации кислорода в ней способствует не только снижению недожога топлива, но и является решающим условием для форсирования камеры по расходу без снижения полноты сгорания.

Специальные опыты подтвердили независимость полноты сгорания от критерия Рейнольдса при абсолютных значениях $Re \geq 3 \cdot 10^4$.

Установлено, что влияние давления на характеристики начинает проявляться при p_2<0,1 МПа, что же касается температуры, то по имеющимся данным для чистого воздуха, подогреваемого в теплообменнике, изменение объемного расхода, при котором $\eta_г$ еще сохраняет максимальное значение, она подчиняется зависимости

$$\frac{Q_{гmax}}{V_ж} e^{E/RT_р} = \text{idem},$$

где $T_р$ — температура в зоне реакции при α=1, $T_р$=f (T^*_2 и Hu), но при низких давлениях в камере, зависит и от p_2 (из-за диссоциации). Фактор $e^{E/RT_р}$ предопределяет время химической реакции и входит во второй и седьмой критерии подобия.

В литературе [26,27,29,31] приводятся различные рекомендации и зависимости для моделирования камер. В основном они получены при допущении, что лимитирующими являются процессы, связанные с кинетикой горения. Несмотря на достигнутые успехи, следует отметить, что разработка теории и методов практического моделирования еще далека от своего завершения.

Строгое моделирование (полное воспроизведение свойств модели) в практике авиадвигателестроения производится крайне редко, поскольку каждый последующий объект выполняется под более напряженные параметры цикла и, как правило, – для более широкой области применения. Поэтому важно знание зависимостей, позволяющих учесть влияние максимального количества факторов на геометрические параметры элементов камеры (диффузора, фронтового устройства, зоны выгорания, зоны смешения и т. д.), имеющих разное функциональное назначение и предопределяющих достижение равномерных температурных полей, высокой полноты сгорания топлива, устойчивого горения и т. д. Эти зависимости позволяют корректировать геометрические параметры тех элементов КС, условия работы которых изменились наиболее существенно по сравнению с прототипом.

При определении габаритов новой камеры обязательным требованием является обеспечение в крейсерских условиях полета максимально возможной полноты сгорания. В отечественной практике широко распространенным методом определения объема ЖТ при проектировании камер, обеспечивающим получение заданной полноты сгорания $\eta_г$, является использование статистических зависимостей $\eta_г$ от параметра форсирования $к_v$, впервые предложенные В.Е. Дорошенко [32]:

$$\eta_г = f\left(\frac{G_в}{p_2^{*1,25} T_2^* V_ж}\right),$$

где $G_в$ – расход воздуха через жаровую трубу; p^*_2, T^*_2 – давление и температура воздуха на выходе из компрессора; $V_ж$ – объем жаровой трубы, состоящий из объема зоны горения и смешения; $\frac{G_в}{p_2^{*1,25} T_2^* V_ж} = \kappa_V$ – кинетический параметр форсирования («нагрузки»).

Зависимость $\eta_г = f(\kappa_V)$, строго говоря, отражает физику явлений, протекающих в пределах только зоны горения ЖТ, и распространение ее на полный объем камеры является некорректным, поскольку процессы, протекающие в зоне смешения, подчинены закономерностям гидродинамики, а не кинетики. Поэтому распространенный в практике метод определения объема ЖТ следует рассматривать как предварительный.

1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ОСНОВНОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

1.4.1. Предварительное определение объема жаровой трубы и линейных размеров камеры

При проектировании КС необходимо знать:

1) требования, предъявляемые к конкретной камере, примерный перечень которых изложен в разделе 1.1 и [22];

2) параметры рабочего тела на основных режимах работы двигателя, в том числе на режиме малого газа и авторотации: расход воздуха $G_в$, температуру воздуха T^*_2 и давление на входе в камеру p^*_2, коэффициент избытка воздуха α, температуру газа на выходе из КС $T^*_{г\,м}$, характеристики топлива;

3) размеры камеры в месте соединения со смежными узлами: диаметр и высоту кольцевых каналов на выходе из спрямляющего аппарата компрессора и на входе в сопловой аппарат турбины.

Кроме того, выбирается конкретная камера-прототип, опыт доводочных работ и характеристики которой используются при проектировании новой КС. При этом схему фронтового устройства можно заимствовать с прототипа или выбирать по рекомендациям, изложенным в разделе 1.2.4 и [22].

Необходимо отметить, что в настоящее время не существует общепринятой методики расчета фронтового устройства. Поэтому его расчет обычно сводится к определению количества горелок, а сама конструкция горелок и всего фронтового устройства требует большого объема экспериментальных доводочных работ.

Рассмотрим порядок предварительной оценки основных размеров КС.

На рис. 1.4.1 показана зависимость полноты сгорания топлива от значения параметра форсирования для ряда отечественных и зарубежных двигателей с КС, выполненными по трубчато-кольцевой и кольцевой схемам. Как видно из рисунка, полнота сгорания топлива в диапазоне κ_V от 0 до 0,2 не изменяется и может достигать значения 0,99. При значении параметра форсирования $\kappa_V > 0{,}2$ полнота сгорания уменьшается, ее уровень у кольцевых КС существенно превосходит $\eta_г$ камер, выполненных с применением отдельных жаровых труб. На основании зависимости $\eta_г = f(\kappa_V)$ по известным параметрам потока на входе и потребному значению $\eta_г$ можно определить объем ЖТ или для выбранного объема найти изменение полноты сгорания при изменении условий полета ($G_в$, T^*_2, p^*_2).

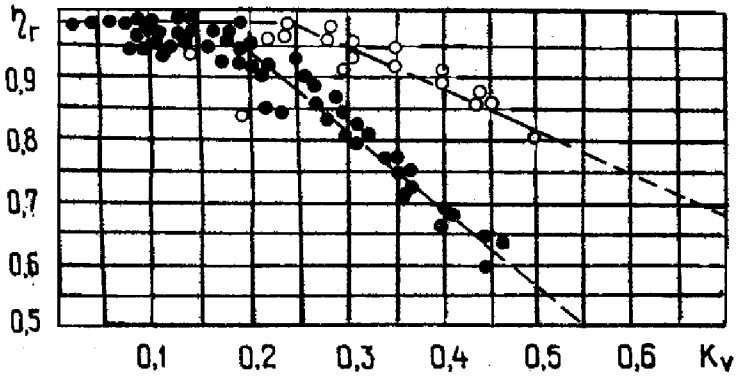


Рис. 1.4.1. Зависимость полноты сгорания топлива $\eta_г$ от величины параметра форсирования κ_V для трубчато-кольцевых и кольцевых камер:
● – трубчато-кольцевые камеры; o – кольцевые камеры

Чтобы определить линейные размеры КС (длины и высоты) по полученному значению объема, необходимо знать также зависимость между длиной и высотой ЖТ $\bar{L}_ж = L_ж/H_ж$. Предварительный выбор значений

$\bar{L}_ж$ и $\bar{L}_{кс}$ делается с учетом статистических данных. Величина $\bar{L}_ж$ для кольцевых КС колеблется в диапазоне 2,1…4. Меньшее значение $\bar{L}_ж$ характерно для камер последних лет выпуска, в которых, как правило, применяется повышенное количество горелок ($z > 20$) и выполнены дополнительные конструктивные мероприятия по интенсификации процесса смешения. Общая длина КС, складывающаяся из длины диффузора и жаровой трубы, может быть определена из выражения $\bar{L}_{кс}=L_{кс}/L_ж=1,2…1,6$. Значения $\bar{L}_{кс}$, близкие к нижнему пределу отношения $L_{кс}/L_ж$, присущи также для современных камер сгорания, где вместо диффузоров с безотрывным течением применяются ступенчатые диффузоры.

Выбор значений $\bar{L}_ж$ и $\bar{L}_{кс}$ существенно зависит от ожидаемых неравномерностей полей скорости (давлений) воздуха на входе в камеру (оценивается по прототипу), значения которых предопределяют действительную длину выгорания топлива. Для двигателей военного назначения входные условия изменяются в более широких пределах, чем для гражданских, в то же время температура перед турбиной в таких двигателях, как правило, выше, поэтому, несмотря на меньший ресурс, длину камеры для них следует выбирать большей.

По полученным из предварительных расчетов камеры и турбокомпрессора величинам ($V_ж$, $L_ж$, $L_{кс}$, $D_к$, $D_т$) выполняется компоновка проектируемой камеры, при этом ее контуры должны соответствовать контуру принятого прототипа.

В первом приближении это обеспечивает распределение воздуха по длине жаровой трубы, эффективность охлаждения стенок, гидравлические и тепловые характеристики, близкие к полученным в камере-прототипе.

Как уже отмечалось, последующие образцы создаваемых КС более совершенны по сравнению с прототипом, например, по неравномерности температур, высотности розжига и другим показателям. Поэтому полученные размеры камеры необходимо уточнять с целью реализации в проекте всего комплекса новых (дополнительных) требований.

1.4.2. Уточнение объема и протяженности зоны горения

Такое уточнение возможно при дифференцированном расчете размеров характерных элементов (диффузора, зоны горения, зоны смешения). Этот расчет выполняется последовательными приближениями.

Дифференцированный подход к назначению размера зоны горения иллюстрирует приведенный пример, в котором объем собственно зоны горения для камер обычных схем определяется с помощью зависимости

$$\eta_г = f\left(\frac{G_в}{p_2^{*m} T_2^{*n} V_{зг}}\right), \qquad (1.4.1)$$

представленной на рис. 1.4.2. Здесь $V_{з\,г}$ – объем части ЖТ, занятый зоной горения.

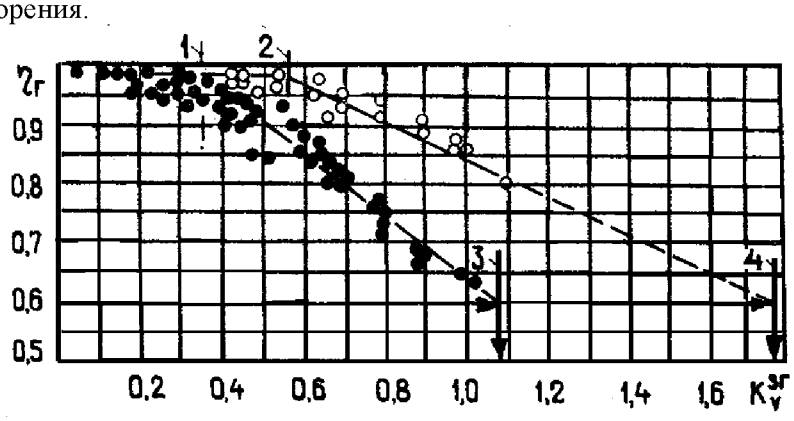


Рис. 1.4.2. Зависимость полноты сгорания топлива $\eta_г$ от величины параметра форсирования κ_v, определенного по зоне горения: ● – трубчато-кольцевые камеры; o – кольцевые камеры; 1, 2 – значение $\kappa_{v\,min}$ для трубчато-кольцевой и кольцевой камер; 3, 4 – значение $\kappa_{v\,пред}$ соответственно для этих камер

Как отмечалось, минимальное значение объема зоны горения должно выбираться с учетом назначения двигателя и принятой схемы сгорания. Из рис. 1.4.2 видно, что минимально допустимый объем зоны горения в кольцевой камере может быть найден из условия $\kappa^{зг}_{v\,min} = 0{,}55$, тогда как для трубчатой схемы $\kappa^{зг}_{v\,min}=0{,}35$. Таким образом, одинаковая полнота сгорания в кольцевой камере обеспечивается при существенно меньшем объеме и, соответственно, при меньшей протяженности зоны горения.

Однако назначение объема по $\kappa^{зг}_{v\,min}$ допустимо только для однорежимных двигателей. Для многорежимных ГТД следует проектировать зону горения с учетом требований высотного запуска двигателя и возможных изменений условий выгорания на отдельных по окружности участках вследствие окружной неравномерности распределения топлива и воздуха в объеме жаровой трубы. Наибольшее отклонение состава

ТВС, т.е. α, от средней величины может иметь место в двигателях военного назначения в связи с большими неравномерностями полей скорости и давления в потоке на входе в двигатель. Запас протяженности зоны горения для таких двигателей должен быть наибольшим. Значение коэффициента запаса следует принять равным 1,8…2,0. Для КС двигателей гражданского назначения, поля на входе в которые более равномерные, коэффициент запаса может быть уменьшен до значений 1,5…1,6.

1.4.3. Уточнение объема и протяженности зоны горения при необходимости обеспечения повышенной высотности розжига камеры

Рассмотрим принцип выбора размеров ЖТ для случая, когда высотность розжига проектируемой КС с режима авторотации больше, чем на камере-прототипе (авторотацией называется режим вращения ротора двигателя в полете без подвода тепла в камере сгорания). В этом случае единственным источником энергии, за счет которого происходит вращение роторов, является энергия заторможенного потока воздуха перед двигателем, пропорциональная квадрату скорости полета самолета. При авторотации многоступенчатых компрессоров только в последних ступенях компрессора создаются условия, благоприятные для получения положительной мощности, первые и промежуточные ступени являются потребителями мощности. При числах $M_п$<0,7…0,8 степень повышения давления в компрессоре, как правило, оказывается меньше единицы. Поэтому условия на входе в камеру при запуске на режиме авторотации наиболее неблагоприятны и предопределяют существование предельной высоты, где запуск невозможен. Комплексное влияние сочетания параметров $G_в$, T^*_2, p^*_2 на условия горения отражает параметр форсирования $\bar{\kappa}_V$ На рис. 1.4.3 приведена зависимость относительного критерия $\bar{\kappa}_V = \kappa_{V\ H,\ м} / \kappa_{V\ H=6км,\ M=0,7}$ для одного из двигателей на режиме авторотации (в диапазоне высот полета от 0 до 6 км изменение $\bar{\kappa}_V = f(M_п)$ незначительно). Как видно из рисунка, с ростом высоты полета происходит увеличение параметра $\bar{\kappa}_V$, причем на высотах $H > 10$ км наблюдается существенно большее приращение $\Delta \bar{\kappa}_V / \Delta H$, чем на меньших высотах. Существует также область наиболее неблагоприятных сочетаний высот H и чисел Маха полета $M_п$, при которых параметр $\bar{\kappa}_V$ имеет значение, близкое к максимальному на каждой высоте.

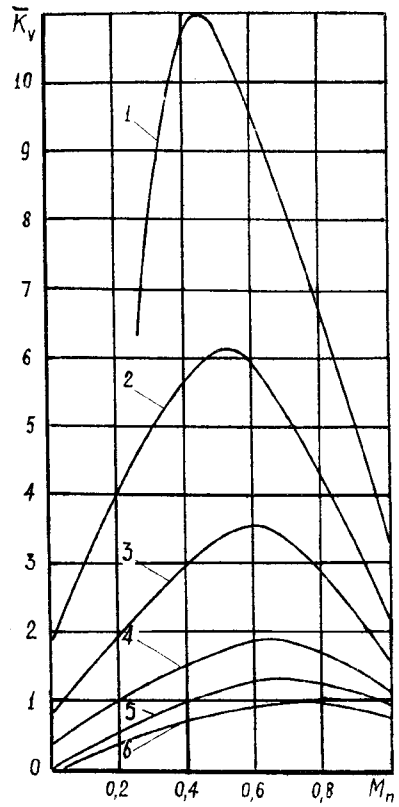


Рис.1.4.3. Пример зависимости относительной величины параметра форсирования κ_v камеры сгорания от числа Маха полета $M_п$ и высоты $H_п$ на режиме авторотации двигателя: 1...6 – $H_п$, равная соответственно 16, 14, 12, 10, 8 и 6 км

Эта область неблагоприятных сочетаний принадлежит эксплуатационному диапазону по H и $M_п$ современных дозвуковых и сверхзвуковых самолетов. Зависимости $\eta_г = f(\kappa_v^{зг})$, представленные на рис 1.4.2, свидетельствуют о том, что при значении параметра форсирования $\kappa_v > 0{,}35...0{,}55$ имеет место падение полноты сгорания, однако в кольцевых камерах этот процесс протекает значительно медленнее, чем в трубчато-кольцевых. Эта особенность кольцевых камер позволяет обеспечить более надежный запуск двигателя на больших высотах. Запуск двигателя с режима авторотации происходит успешно при температуре газа перед турбиной не ниже некоторой минимальной, т.е. когда процесс сгорания

протекает с полнотой, обеспечивающей получение этой температуры. В прикидочных расчетах можно полагать, что для раскрутки ротора двигателя необходимая температура газа перед турбиной – $T^*_{3\,min} \geq 2T^*_{2\,min}$ при выбранной программе топливоподачи может быть получена, если $\eta_г$ превосходит некоторую величину $\eta_{г\,min}$. На выполненных двигателях значение $\eta_{г\,min}$ колеблется в пределах 0,5…0,6.

В рассмотренном ранее примере в качестве предельного принято значение $\eta_{г\,min} = 0,6$ и по зависимостям, приведенным на рис. 1.4.2, найдены соответствующие значения $\kappa^{з\,г}_{v\,пред}$ для кольцевых и трубчатых КС – 1,5 и 1,0. Если объем ЖТ в расчетных условиях выбирался из условия получения минимальной длины камеры, т.е. значение $\kappa^{з\,г}_{v\,min}$ принималось близким к 0,3, то относительные значения $\bar{\kappa}_v$ для кольцевой и трубчатой камер были соответственно равны 1,5/0,3 и 1,0/0,3, а высотность розжига Н составляла 13,5 и 11,5 км.

В тех случаях, когда требование максимальной высотности розжига КС оказывается в числе определяющих, выбор объема жаровой трубы должен осуществляться исходя из условий ее достижения. Практически это достигается назначением существенно меньших, чем 0,3, значений $\kappa^{з\,г}_{v\,min}$ в условиях крейсерского полета. Например, если объем ЖТ выбран соответствующим $\kappa^{з\,г}_{v\,min} = 0,1$ (вместо $\kappa^{з\,г}_{v\,min} = 0,3$, при котором длина камеры минимальная), то при $\kappa^{з\,г}_{v\,пред} = 1,0$ допустимое изменение κ_v будет равно 10 и высотность Н розжига для трубчатых камер повысится от 11,5 до 15,5км, соответственно для кольцевой камеры – от 13,5 до 17,3 км.

После ухода двигателя с режима авторотации в процессе раскрутки его ротора значение параметра форсирования κ_v уменьшается (в соответствии с изменением термодинамических параметров на входе в камеру), при этом полнота сгорания приближается к максимальной.

Иногда потребный объем, необходимый для обеспечения высотного розжига камеры, оказывается больше допустимого по компоновке двигателя. Если при этом сочетание параметров на входе в камеру на основных режимах работы двигателя вблизи максимальных высот оказывается приемлемым, т.е. изменение их нецелесообразно, то средством, обеспечивающим повышение высотности, может стать кратковременная подача кислорода из специальной системы в запальное устройство и в зону КС, ответственную за розжиг (окрестность запальника и пусковых форсунок).

1.4.4. Определение протяженности зоны смешения (длины газосборника)

Следующим участком КС, определяющим длину ЖТ, является зона смешения и формирования требуемой неравномерности температурного поля перед сопловым аппаратом турбины высокого давления:

$$\Theta = \frac{T^*_{3\,max} - T^*_2}{T^*_{3\,ср} - T^*_2} .$$

Длина газосборника определяется в несколько приближений по зависимости, предложенной в ЦИАМ:

$$\Theta = \left(\frac{\overline{G}_{з\,с}}{\dfrac{1-\overline{G}_{з\,с}-\overline{G}_{охл\,гс}}{1+1{,}94\ I_{отв}^{1{,}67+0{,}1\overline{L}_{гс}}\overline{L}_{гс}^{2{,}1}}+1} \right) \frac{1-\overline{G}_{охл\,т}}{1{,}05-\overline{G}_{охл\,гс}-\overline{G}_{охл\,т}} f_1 f_2 \quad , \qquad (1.4.2)$$

где $I_{отв} = \dfrac{\overline{G}_{зс} T^*_2 / T^*_{3\,ср\,м}}{\left(1-\overline{G}_{охл\,гс}-\overline{G}_{охл\,т}\right)\dfrac{\mu \sum F_{отв}}{F_ж}}$ – безразмерный комплекс, учитывающий эффективность процесса смешения в газосборнике продуктов сгорания с той частью воздуха, которая выделена для этой цели, здесь

$\dfrac{T^*_{3\,ср\,м}}{T^*_2} = 1 + \dfrac{Hu\,\eta_г G_{топл}}{c_p\left[G_в(1-G_{охл\,т})+G_{топл}\right]}$ – относительный подогрев продуктов сгорания в камере;

f_1 – функция, учитывающая соотношение скоростей воздуха за компрессором и в отверстиях ЖТ: при $\Sigma F_{отв}/F_к < 1{,}7$ значение f_1 должно быть принято равным единице, при $\Sigma F_{отв}/F_к > 1{,}7$ оно определяется из выражения $f_1 = 1+0{,}25(\Sigma F_{отв}/F_к - 1{,}7)$;

f_2 – функция, отражающая соотношение скоростей в кольцевом канале вблизи отверстий и в отверстиях в ЖТ и определяющая траекторию движения струй воздуха, втекающих в зону смешения (рис. 1.4.4):

при $\Sigma F_{отв} / F_{к\,к} < 0{,}7$ значение f_2 должно быть принято за 1,

при $\Sigma F_{отв} / F_{к\,к} > 0{,}7$ оно рассчитывается из выражения $f_2 = 1+0{,}1(\Sigma F_{отв} / F_{к\,к} - 0{,}7)$.

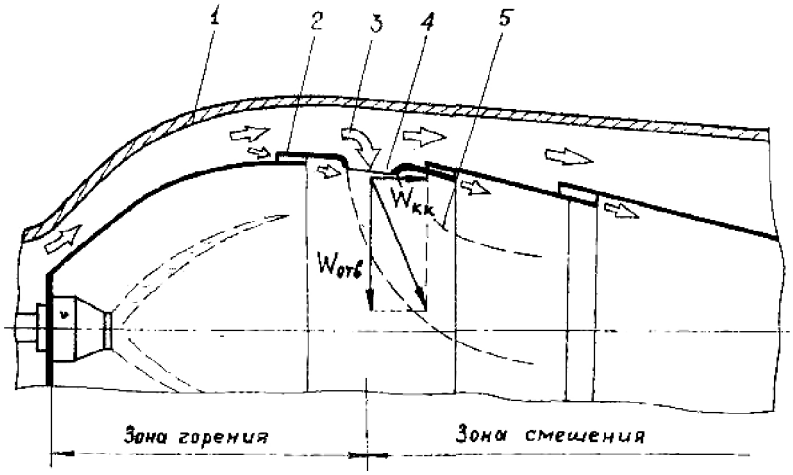


Рис. 1.4.4. Схема втекания струи воздуха в зону смешения камеры: 1 – наружный корпус; 2 – жаровая труба; 3 – поток воздуха, поступающий из кольцевого канала на смешение; 4 – отверстия в жаровой трубе; 5 – траектория движения струй воздуха

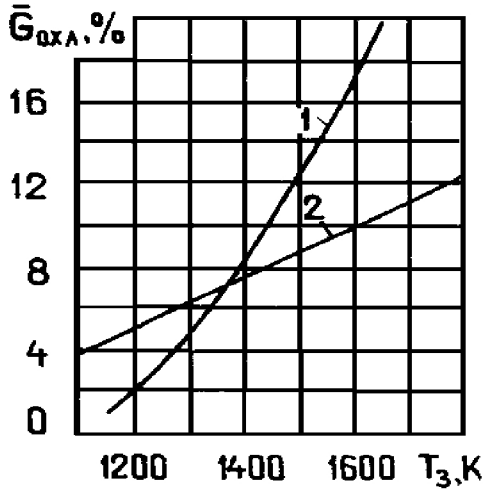


Рис.1.4.5. Зависимость относительных расходов на охлаждение турбины $\bar{G}_{охл\ т}$ и газосборника камеры $\bar{G}_{охл\ гс}$ от температуры газа перед турбиной: 1 – $\bar{G}_{охл\ т}$; 2 – $\bar{G}_{охл\ гс}$

Доля воздуха, используемая для смешения ($\bar{G}_{зс}$) и охлаждения ($\bar{G}_{охл\ гс}$, $\bar{G}_{охл\ т}$), определяется как разность между полным расходом воздуха и воздухом, подводимым в зону горения для обеспечения требуемой полноты сгорания. При этом независимо от суммарного коэффициента избытка воздуха в камере α_{Σ} в выполненных конструкциях камер коэффициент избытка воздуха в зоне горения $\alpha_{з\ г}$ = 1,7…2,2.

При определении необходимой длины газосборника распределение расходов воздуха $\bar{G}_{охл\ т}$ и $\bar{G}_{охл\ гс}$ может быть выполнено с привлечением статистических зависимостей $\bar{G}_{охл\ т} = f(T^*_з)$ и $\bar{G}_{охл\ гс}=f(T^*_з)$, представленных на рис. 1.4.5. Тогда расход воздуха, который используется в зоне смешения, определяется из выражения

$$\bar{G}_{з\ с}=1-\ \bar{G}_{охл\ т} - G_{охл\ гс} -\ \bar{G}_{з\ г}\ .$$

Относительная длина газосборника $\bar{L}_{гс}$ может быть определена по выполненной ранее предварительной компоновке или принята $\bar{L}_{гс}= L_{гс}/H_{ж\ max}= 0,5$.

Относительные значения величин $\Sigma F_{отв}/F_к$, $\Sigma F_{отв}/F_{кк}$, $\mu\Sigma F_{отв}/F_ж$ принимаются в сооветствии с прототипом. Коэффициент расхода отверстий в ЖТ при сносящем потоке можно принять μ = 0,75.

Если полученное из расчета значение Θ будет больше, чем заданное в исходных требованиях, то длину газосборника $\bar{L}_{гс}$ следует увеличить и расчеты повторять до совпадения Θ потребного и расчетного.

1.4.5. Определение размеров диффузора

Диффузор должен обеспечивать уровни скорости в жаровой трубе, благоприятные для стабилизации пламени и достижения высокой полноты сгорания топлива, а также стабильное распределение воздуха в условиях изменяющихся по режиму работы двигателя параметров за компрессором при минимально возможных потерях давления, габаритах и весе.

Выбор геометрии диффузора производится на основании опытных данных, полученных с прототипа.

При заданной длине диффузора $L_д$ существует вполне определенная степень расширения в нем $n_д$, при которой течение остается безотрывным. На рис. 1.4.6 в координатах $n_д=f(L_д/h_{вх})$ сплошной линией пока-

зана примерная граница перехода от безотрывных режимов работы диффузоров кольцевых КС с центральным телом к режимам отрывного течения (при равномерном поле скоростей перед диффузором).

Уравнение границы перехода от безотрывного течения к отрывному имеет вид

$$n_{д\,отр} = 1{,}8 + 0{,}1\frac{L_д}{h_{вх}} \,. \qquad (1.4.3)$$

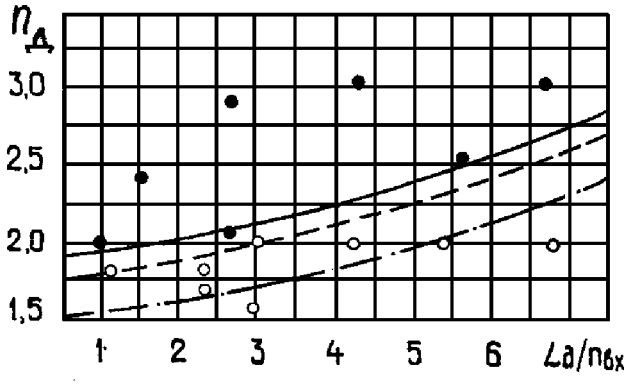


Рис. 1.4.6. К определению границы перехода безотрывного течения к отрывному для различных диффузоров: —·— – плоские диффузоры; ——— – кольцевые диффузоры; – – – – принята в расчет кольцевых диффузоров; • – диффузоры с отрывным режимом течения; о – диффузоры с безотрывным режимом течения

Штрихпунктирной линией показана граница перехода к неустойчивому течению в плоских диффузорах. Из сопоставления кривых видно, что граница перехода ох режимов безотрывного течения к режимам течения с нестационарным срывом в кольцевых КС лежит несколько выше соответствующей границы для плоских диффузоров без подпора.

При проектировании рекомендуется учитывать следующую зависимость степени расширения в диффузоре от его относительной длины:

$$n_д = 1{,}65 + 0{,}1\frac{L_д}{h_{вх}}, \qquad (1.4.4)$$

которая обеспечивает разумный запас по отрыву.

Для определения характерных линейных размеров $L_д$, L_1 диффузора используются также обобщенные статистические данные (рис. 1.4.7, 1.4.8), представленные в виде следующих формул:

$$L_д = 1{,}75\,(Q/20)^{-2/3}\,h_{вх}\,; \qquad (1.4.5)$$

$$L_1 = 0{,}32(Q/20)^{-2/3}L_д\,. \qquad (1.4.6)$$

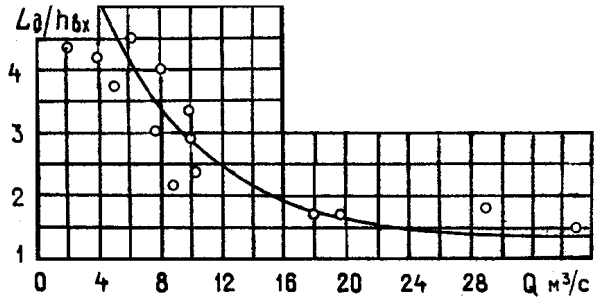


Рис. 1.4.7. К выбору оптимальной длины диффузора: статистические данные для диффузоров различных ГТД

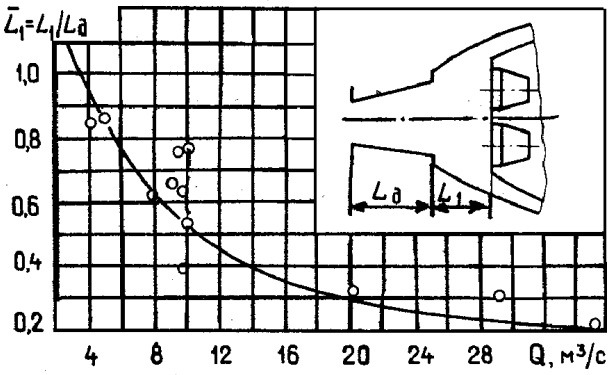


Рис. 1.4.8. К выбору оптимальной длины переходного участка от диффузора к форсуночной плите: o – статистические данные для диффузоров различных ГТД

Найденные линейные размеры используются для корректировки длины диффузора, определенной в процессе предварительной оценки длины камеры.

Следует отметить, что высота уступа h за начальным участком диффузора выбирается из конструктивных соображений. Рекомендованное значение высоты уступа составляет 0,1…0,15 от высоты канала на входе в диффузор $h_{вх}$, но, чтобы повысить надежность стабилизации места отрыва, минимальное значение $h_{вх}$ должно быть больше 5 мм.

1.4.6. Гидравлический расчет КС

Потери полного давления в КС складываются из гидравлических потерь в диффузоре $\delta_д$ и потерь в жаровой трубе в результате втекания воздуха, его смешения с продуктами сгорания $\delta_ж$ и подвода тепла $\delta_{тепл}$:
$\delta_{кс} = \delta_д + \delta_ж + \delta_{тепл}$.

Значения коэффициента гидравлических потерь в диффузорах, геометрия которых выбрана по статистическим зависимостям, укладываются в диапазон $0,3 \le \xi \le 0,55$.

Для удобства расчетов действительных коэффициентов потерь (с учетом особенностей геометрии прототипа) предлагается следующая зависимость:

$$\xi_д = 0,4\frac{\left(1-\frac{1}{n_д}\right)^2}{\left(1-\frac{1}{n_{д\,о}}\right)^2} = 1,6\left(1-\frac{1}{n_д}\right)^2. \qquad (1.4.7)$$

Здесь $\xi_{д\,о} = 0,4$ – экспериментально найденный коэффициент потерь диффузора (с геометрией $n_{д\,о} = 2,0$; $L_д/h_{вх} = 2,9$), работающего с подпором от фронтового устройства кольцевой камеры сгорания и отнесенного к приведенной скорости $\lambda_{вх}$ воздуха на входе в камеру.

Потери давления в диффузоре определяются по формуле

$$\delta_д = \frac{k}{k+1}\xi_д\lambda_{вх}^2. \qquad (1.4.8)$$

В общем случае коэффициент гидравлических потерь в ЖТ на перетекание (без учета подвода тепла) является функцией следующих безразмерных соотношений:

$$\xi_ж = f\left(\sum \mu F_{отв}/F_ж; \sum \mu F_{отв}/F_{кк}\right), \qquad (1.4.9)$$

где $\xi_{ж} = \dfrac{\Delta p^{*}_{ж}}{\dfrac{\rho_{вх} w^{2}_{вх}}{2}}$ – также отнесен к скоростному напору воздушного потока на входе в камеру сгорания.

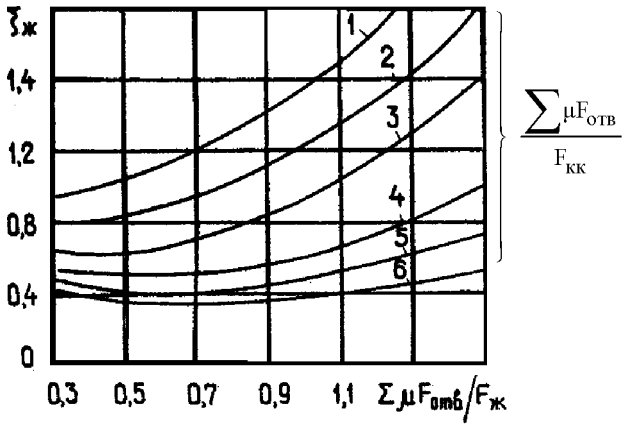


Рис.1.4.9. Зависимость коэффициента гидравлических потерь в жаровой трубе $\xi_{ж}$ от геометрических соотношений $\dfrac{\sum \mu F_{отв}}{F_{ж}}$ и $\dfrac{\sum \mu F_{отв}}{F_{кк}}$:
1 – 0,75; 2 – 0,85; 3 – 1,0; 4 – 1,25; 5 – 1,5; 6 – 1,75

Графически зависимость $\xi_{ж}$ от определяющих геометрических соотношений представлена на рис. 1.4.9. В практически интересной области геометрических соотношений $\dfrac{\sum \mu F_{отв}}{F_{ж}} = 0{,}1 \ldots 0{,}6$ может быть аппроксимирована формулой

$$\xi_{ж} = 0{,}1 + \frac{0{,}6}{\left(\dfrac{\sum \mu F_{отв}}{F_{кк}}\right)^{1{,}5}}. \qquad (1.4.10)$$

Таким образом, гидравлические потери в камере сгорания можно рассчитывать по уравнению

$$\delta_д + \delta_ж = \frac{k}{k+1}\lambda_{вх}^2(\xi_д + \xi_ж) =$$

$$= \frac{k}{k+1}\lambda_{вх}^2\left[1{,}6(1-\frac{1}{n_д})^2 + 0{,}1 + \frac{0{,}6}{\left(\frac{\sum \mu F_{отв}}{F_{к\,к}}\right)^{1{,}5}}\right]. \qquad (1.4.11)$$

Для приближенной оценки тепловых потерь в КС можно использовать следующую зависимость:

$$\xi_{тепл} = \frac{1}{2}(\Theta - 1)\left(\frac{F_{вх}}{F_ж}\right)^2, \qquad (1.4.12)$$

где Θ - степень подогрева топливовоздушной смеси в КС.

С целью снижения тепловых потерь стремятся обеспечить малые скорости потока в зоне горения. По статистике скорость в жаровой трубе находится в диапазоне 15…25 м/с.

Итак, суммарные потери в КС при теплоподводе могут быть определены по формуле

$$\delta_{кс} = \frac{k}{k+1}\lambda_{вх}^2\left[1{,}6\left(1-\frac{1}{n_д}\right)^2 + 0{,}1 + \frac{0{,}6}{\left(\frac{\sum \mu F_{отв}}{F_{к\,к}}\right)^{1{,}5}} + \frac{1}{2}(\Theta - 1)\left(\frac{F_{вх}}{F_ж}\right)^2\right]. \qquad (1.4.13)$$

Соответственно коэффициент восстановления полного давления в камере

$$\sigma_{кс} = 1 - \delta_{кс}\ . \qquad (1.4.14)$$

Расчет геометрии камеры предполагает сопоставление потерь полного давления, заданного в ТЗ, с рассчитанными по формуле (1.4.13).

При значительном расхождении этих величин выполняется корректировка геометрии элементов КС.

1.5. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

1.5.1. Общие сведения о характеристиках

Камера сгорания в составе двигателя эксплуатируется на летательном аппарате (ЛА) в некотором диапазоне высот $H_п$ и скоростей полета $V_п$. Каждой точке этой области соответствует определенное сочетание внешних условий ($p^*_н$, $T^*_н$) и режима работы двигателя, которое задает условия на входе в КС и таким образом влияет на показатели ее работы.

Зависимости параметров, по которым оценивается работа КС, от режима работы и условий на входе в этот узел ГТД называют ее характеристиками.

Входными для КС являются параметры рабочего тела двигателя ($G_в$, $p^*_к$, $T^*_к$), которые задаются работой предыдущего узла - компрессора, и расход топлива $G_т$. При фиксированной геометрии КС и известных величинах $p^*_к$, $T^*_к$ расход воздуха можно задавать скоростью потока на входе – $c_к$. Вместо абсолютного значения расходов $G_в$ и $G_т$ обычно используют их соотношение - коэффициент избытка воздуха α.

Основными из выходных параметров являются: удельная энтальпия рабочего тела $i^*_г$, полнота сгорания $\eta_г$ и коэффициент восстановления полного давления в КС $\sigma_{кс}$. Величины этих параметров необходимы при расчете характеристик двигателя. Энтальпию $i^*_г$ обычно оценивают значением температуры $T^*_г$ или степени подогрева рабочего тела в КС $\Theta = T^*_г / T^*_к$. К основным выходным параметрам следует также отнести выбросы вредных веществ (ВВ), величина которых изменяется при изменении условий эксплуатации КС.

Таким образом, характеристиками КС являются зависимости

$$T^*_г, \eta_г, \sigma_{кс}, ВВ = f\left(\alpha, T^*_к, p^*_к, c_к\right),$$

которые называют соответственно: *характеристикой по полю температур газа на выходе, характеристикой по полноте сгорания, характеристикой по потерям полного давления, эмиссионными характеристиками.*

Функциональную надежность работы КС оценивают по ширине диапазонов ее запуска, горения без срыва пламени и без вибраций, а также с допустимой неравномерностью поля температур на выходе $T^*_г(r, \varphi)$. Обычно эти показатели работы прочерчивают в виде границ или изолиний допустимых значений в области изменения входных параметров α, $p^*_к$, $T^*_к$, $c_к$ и также относят к характеристикам КС. Называют их соответственно: *пусковой, срывной, по виброгорению и по неравномерности поля* $T^*_г(r, \varphi)$.

Перечисленные характеристики являются, как правило, однопараметрическими, т.е. изображаются и анализируются в виде зависимостей $T^*_г = f_1(\alpha)$, $\eta_г = f_2(\alpha)$, $\eta_г = f_3(T^*_к)$, $\sigma_{кс} = f_4(c_к)$ и т.д. При изучении и доводке рабочего процесса КС такое представление информации о нем традиционно и наиболее удобно. При анализе работы КС в составе двигателя, т.е. при изучении совместной работы узлов ГТД, желательно иметь характеристику КС, которая обобщала бы информацию об изменении всех основных показателей работы этого узла в поле координат, также обобщающих изменение входных параметров во всем диапазоне изменения условий эксплуатации. Координатами такой характеристики должны быть критерии подобия, описывающие условия моделирования рабочего процесса в КС. В настоящее время общепринятой характеристики такого рода у КС нет, но попытки ее разработки предпринимаются [13].

Нужно отметить, что расчет всех характеристик КС в настоящее время пока еще не дает требуемой точности, поэтому основным способом их получения для каждой конкретной конструкции является ее испытание.

1.5.2. Экспериментальные методы получения характеристик

Характеристики КС пока не поддаются точному аналитическому расчету из-за сложности протекающего в них рабочего процесса. Для каждой конкретной конструкции камеры их получают экспериментально. Для этого в ОКБ существуют стенды и установки, предназначенные для испытаний блоков КС и их частей — отсеков. Большая часть экспериментов производится на КС отдельно от двигателя. По ряду причин универсальную установку, позволяющую проводить все необходимые испытания и измерения, создать невозможно. Поэтому доводка КС обычно производится на нескольких специализированных установках, наиболее характерные элементы которых условно объединены на рис. 1.5.1.

Поле $T^*_3 = f(r, \varphi)$, как правило, получают при испытании блока камеры сгорания. Для этого в выходном сечении объекта 12 устанавливается подвижная в окружном направлении (координата φ) гребенка (координата r) термопар 13. При уровнях температур до 1300…1500 К применяют хромель-алюмелевые термопары, при более высоких — платина-платинородиевые. Режим работы блока задается органами управления 3 и 20.

Дистанционно управляемый привод термогребенки перемещает ее в выходном сечении вокруг оси КС дискретно с шагом 5…10° и с выдержкой в каждом положении в течение некоторого промежутка времени, необходимого для нагрева термопар до местных значений температур и осреднения их по времени, по окончании которого прибор 15 регистрирует T^*_3. Для вычисления неравномерности окружного и радиального распределений T^*_3 необходимо знать величину среднемассовой температуры $T^*_{3\,ср\,м}$. С этой целью в тех же точках, где измеряются температуры, производят замер давления, т.е. комплект датчиков 13 представляет собой пневмотермогребенку.

Зависимость $T^*_3 = f(\alpha)$ получают регулированием расхода топлива при постоянном расходе воздуха. Изменение T_2^* производится включением камеры 8, w_2 — регулированием расхода воздуха с помощью заслонки 3.

Такие установки предназначены для проведения испытаний при давлении в камере, примерно равном давлению окружающей среды, поэтому зависимость $T^*_3=f(p^*_2)$ может быть получена лишь непосредственно на двигателе.

Также проводят испытания с целью получения характеристики $\sigma_{кс}= f(p^*_2, T^*_2, w_2, \alpha)$. При этом записывают показания датчиков давления на входе в КС 11 и на выходе из нее 13. По этим замерам строят поля скоростей на входе и выходе и, осредняя их, рассчитывают потери давления в КС.

Характеристику $\eta_г= f(\sigma, T^*_2, p^*_2, w_2)$ можно получить несколькими методами: измерением силы тяги, развиваемой объектом испытаний, по тепловому балансу с использованием поля температур T^*_3 и газовым анализом продуктов сгорания. Все методы имеют свои достоинства и недостатки и находят применение в практике моторных ОКБ.

Для измерения силы тяги P (см. рис. 1.5.1), которая получается при работе отсека 12, он вместе с частью воздуховода, включающего элементы 7,8,10, подвешивается в подвижном шарнирном соединении 4. Сила P уравновешивается грузом 5 и оценивается по моменту силы G. В других схемах такого стенда значение P рассчитывается по показаниям P' датчика 9. Величина $\eta_г$ оценивается по отклонению тяги от ее возможной величины при $\eta_г = 1$. Несомненным достоинством этого метода является его интегральный характер, так как при этом измерении суммарно учитываются все отклонения параметров газового потока в отсеке 12 по всем координатам, в том числе и по времени. С другой стороны, неидеальность шарнира 4, наличие реактивных моментов от питающих и

измерительных линий, деформации этого довольно громоздкого сооружения являются источниками неизбежных погрешностей.

При измерении $\eta_г$ данным методом нужно быть уверенным в том, что вектор силы Р совпадает с плоскостью качания установки. Вследствие значительной и обязательной неравномерности потока в выходном сечении КС истинное направление Р может быть определено лишь приближенно. Для ликвидации этой неопределенности к выходному сечению отсека прикрепляют насадок, в котором форма поперечного сечения плавно изменяется в направлении движения газов. Его выходное сечение — круг с центром на оси воздуховода 10. С таким насадком направление силы Р определяется точнее, но при движении по нему в продуктах сгорания могут продолжаться химические реакции, что вносит дополнительную погрешность.

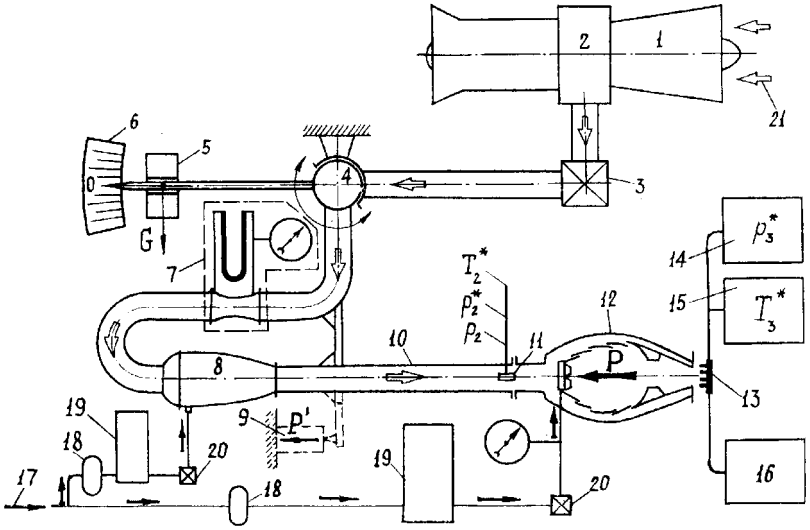


Рис. 1.5.1. Упрощенная схема стенда для экспериментального получения характеристик КС при испытании ее отсеков или блоков: 1 – турбокомпрессор – источник сжатого воздуха; 2 – отбор воздуха из-за компрессора; 3 – заслонка-регулятор расхода воздуха; 4 – шарнир в воздухопроводе с подвижным уплотнением; 5 – уравновешивающий груз; 6 – лимб; 7 – расходомер воздуха; 8 – КС-подогреватель воздуха (теплообменник, электрокалорифер); 9 – датчик усилия; 10 – участок для выравнивания параметров воздуха по сечению; 11 – датчики температуры и давлений; 12 – отсек или блок КС; 13 – гребенка давлений, температур и отбора проб выхлопных газов; 14 – батарея пьезометров или групповой регистрирующий манометр; 15 – регистратор температур; 16 – газоанализатор (хроматограф); 17 – движение топлива из бака в камеру-подогреватель и экспериментальный объект; 18 – топливный насос; 19 – расходомер топлива; 20 – кран-регулятор расхода топлива; 21 – движение воздуха из атмосферы в испытуемый объект

При определении $\eta_г$ методом теплового баланса разницу между энтальпиями газа на входе в КС и выходе из нее сравнивают с количеством энергии, которая вносится с топливом в объект испытания. Источниками погрешностей этого метода являются неточности в измерениях расходов воздуха и топлива, а также в определении среднемассовых температур $T^*_{2ср\ м}$ и $T^*_{3ср\ м}$. Равномерного распределения параметров перед КС добиваются включением в схему участка 10 длиной не менее 15…20 калибров, а непосредственно измерение T^*_2 производится гребенкой термопар с последующим осреднением по сечению. Сложнее дело обстоит с осреднением T^*_3. Параметры на выходе из КС всегда обладают существенной нестационарностью по времени и неравномерностью по сечению. Неизбежность последнего обстоятельства констатируется ТЗ, где указывается величина допустимой неравномерности поля $T^*_3(r,\varphi)$. В этих условиях замер T^*_3 будет тем точнее, чем в большем количестве точек выходного сечения КС одновременно измеряются температуры и скорости газа. С другой стороны, количество датчиков в выходном сечении необходимо сводить к минимуму, поскольку они загромождают сечение, влияя тем самым на рабочий процесс в камере. Степень компромисса в разрешении этого противоречия обусловливает величину погрешности измерения $T^*_{3ср\ м}$.

Такие же проблемы возникают и при определении $\eta_г$ методом газового анализа. Газовые хроматографы, выпускаемые нашей промышленностью, позволяют с высокой точностью определять количество продуктов неполного сгорания в выхлопных газах КС, но представительность пробы газа, так же как и измерение $T^*_{3ср\ м}$, зависит от количества точек, в которых она отбирается одновременно. Качество отбора пробы зависит от многих факторов, в том числе, например, от того, насколько удачно она «заморожена» в выходном сечении КС. Пробоотборную гребенку 13 необходимо охладить, чтобы она не разрушилась во время испытаний. В то же время проба газа от выхода из КС до чувствительного элемента хроматографа 16 должна транспортироваться при температуре не ниже 420…450 К, поскольку в продуктах недожога могут содержаться жидкие и тяжелые углеводороды и нельзя допустить их конденсации и выпадения на стенки измерительной линии.

Несмотря на сложность обеспечения высокой точности данного метода измерения $\eta_г$, он в последнее время все шире применяется в практике ОКБ. Привлекательно то, что с его помощью качество работы КС оценивается не косвенно, а непосредственно по степени незавершенности химических реакций, одновременно получаются эмиссионные ха-

рактеристики. Кроме того, только этот метод может дать достоверную оценку качества работы КС в составе двигателя.

Нужно отметить, что все методы, применяемые при испытании автономных отсеков или блоков КС, дают, без учета других погрешностей, несколько заниженное значение $\eta_г$, так как испытания проводятся при пониженном по сравнению с двигателем p^*_2. Попытки получения характеристики $\eta_г = f(T^*_2)$ связаны с дросселированием выходного сечения, что неизбежно влечет за собой дополнительные погрешности, связанные с тем, что в такой схеме установки $\eta_г$ определяется в КС с насадком-соплом, которого в реальной камере не существует.

Подобными методами получают характеристики $\eta_г=f(\alpha, w_2)$. Для снятия характеристики $\eta_г = f(T^*_2)$ включают подогреватель воздуха 8. Причем в этом случае в качестве подогревателя должен использоваться электрокалорифер или теплообменник. Пламенный подогреватель имеет собственную неполноту сгорания и по этой причине непригоден для таких экспериментов.

Срывные характеристики могут быть получены при испытании отсека или блока КС. При установившихся параметрах воздуха на входе (T^*_2, p^*_2, w_2) изменением расхода топлива дросселем 20 добиваются срыва пламени на «богатой» и «бедной» границах. Для фиксации границ существования рабочего процесса в камере замер всех параметров производят на режиме, предшествующем срыву. Наличие пламени контролируется визуально с помощью системы зеркал, телевизионной установки, специальных окон в выхлопных патрубках, стенда или по наличию тока ионизации в цепи датчиков, помещенных непосредственно в КС.

При снятии пусковой характеристики в КС должны воспроизводиться условия, которые возникают при работе двигателя на режиме авторотации при полете ЛА на какой-либо высоте.

Такие испытания могут быть проведены на климатическом стенде или на летающей лаборатории.

1.5.3. Основные характеристики камеры сгорания

Характеристика по полю температур газа в выходном сечении

Режим работы КС и двигателя в целом обычно задают условием $T^*_г = const$, которое при известных параметрах на входе в КС может быть выполнено за счет подачи определенного расхода топлива $G_т$. Причем для разных конструкций КС эта величина ($G_т$) при прочих равных условиях неодинакова. Таким образом, при регулировании ГТД и расчете его характеристик необходимо знание характеристики КС:

$$T_г^* = f(\alpha, T_к^*, p_к^*, c_к),$$

поскольку от величины $T^*_г$ непосредственно зависят основные показатели работы двигателя: тяга и удельный расход топлива.

Зависимость $T^*_г = f(\alpha, T^*_к)$ при фиксированном значении $\eta_{кс}$ имеет вид, представленный на рис. 1.5.2.

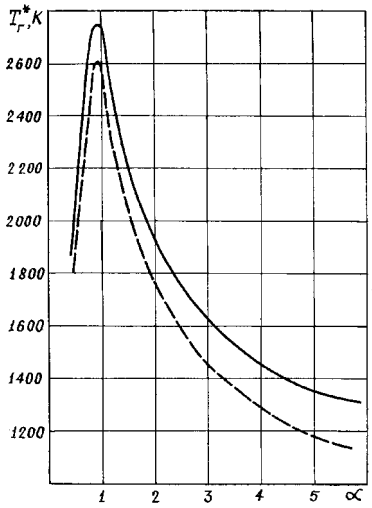


Рис. 1.5.2. Зависимость температуры продуктов сгорания от коэффициента избытка воздуха: —— - $T_к^* = 900$ К; – – – - $T_к^* = 700$ К

Физический смысл этой зависимости достаточно очевиден: максимум $T^*_г$ получается при соотношении топливо-воздух, близком к стехиометрическому. При обогащении ТВС, т.е. при увеличении $G_т$ ($\alpha < 1$) из-за недостатка воздуха все большая часть топлива сгорает не полностью, следовательно, все большая часть невыделившейся энергии уносится с продуктами недожога, температура $T^*_г$ снижается.

При увеличении $\alpha > 1$ полнота сгорания теоретически может быть близка к 100%, но количество выделившейся энергии относительно общей массы рабочего тела становится все меньше, поэтому $T^*_г$ также уменьшается.

Левую ветвь ($\alpha > 1$) зависимости $T^*_г = f(\alpha, T^*_к$ при $\eta_{кс} = const$) иногда представляют в виде номограммы, которую используют при проектировании ГТД. Ее обычно рассчитывают при условии, что кпд КС известен, во входном и выходном сечениях КС все параметры распределены совершенно равномерно, давление $p^*_к$ и скорость $c_к$ потока рабочего тела на входе в КС не влияют на температуру газа в выходном сечении.

На самом деле кпд КС ($\eta_{кс}$), как правило, неизвестен и потому вместо него в уравнение для расчета номограммы на каждом расчетном режиме подставляют завышенную величину – полноту сгорания топлива $\eta_г$, также подразумевая ее равномерное распределение в выходном сечении.

В реальной КС из-за дискретности мест подвода топлива и струй воздуха в ЖТ, из-за наличия мелко- и крупномасштабной турбулентности, а также из-за наличия холодных пристеночных слоев газа в выходном сечении всегда имеется существенная неравномерность распределения состава продуктов сгорания и всех параметров, т.е. и c_p, и $\eta_г$, и $T^*_г$. Причем при изменении режима работы КС неравномерность этих распределений также меняется. В некотором конкретном варианте КС на фиксированном режиме ее работы поле $T^*_г(r,\varphi)$ может выглядеть как, например, на рис.1.5.3.

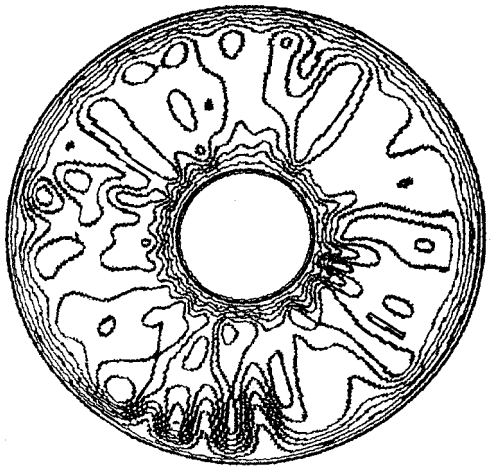


Рис. 1.5.3. Поле температур в сечении Г на выходе из КС. (Компьютерная обработка. Линии – границы изотермических площадок)

Из данного частного примера можно сделать достаточно общие выводы. Поле $T^*_г(r,\varphi)$ практически не бывает симметричным, хотя и может иметь по окружной координате φ повторяющиеся формы, что связано с конструкцией фронтового устройства и газосборника. Причинами всякого рода возмущений этой периодичности являются неравномерность распределения параметров газа на входе в КС, погрешности изготовления и сборки элементов ЖТ, а также аэродинамические следы всевозможных препятствий, расположенных в проточной части.

Осредненная скорость потока воздуха $c_к$ на входе в КС оказывает влияние на конфигурацию и размеры этих аэродинамических следов. Кроме того, от величины $c_к$ зависит интенсивность турбулентности, следовательно и интенсивность процессов тепломассопереноса и выравнивания параметров во всех характерных сечениях и зонах ЖТ.

Изменение давления $p^*_к$ на входе в КС приводит к изменению интенсивности и завершенности процессов подготовки ТВС, что, в конечном итоге, влияет на полноту сгорания топлива (см. следующую характеристику КС), а через нее и на величину $T^*_г$. Но помимо этих, чисто физических процессов, давление $p^*_к$ влияет на $T^*_г$ и через кинетику химических реакций. Чем выше давление в зоне горения, тем больше вероятность столкновения молекул реагирующих веществ и тем выше полнота и интенсивность выделения энергии в химических реакциях (рис. 1.5.4).

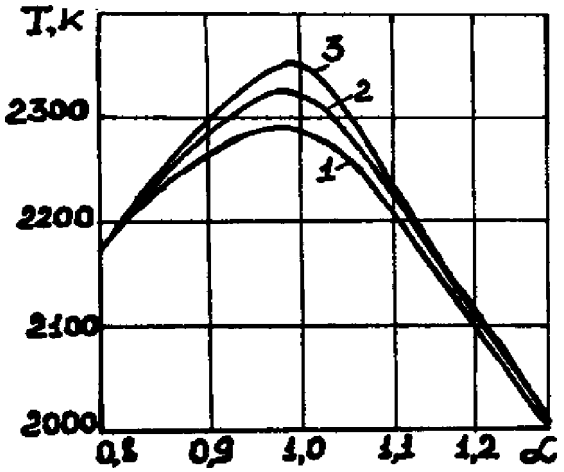


Рис. 1.5.4. Зависимость температуры горения керосина в воздухе от давления p и коэффициента избытка воздуха α при $T_к^*$ = 293 К: 1 - p = 0,2 МПа; 2 - p = 1,0 МПа; 3 - p = 5,0 МПа

Таким образом, теоретическая зависимость $T^*_г = f(\alpha, T^*_к)$ дает лишь общее представление о характеристике $T^*_г = f(\alpha, T^*_к, p^*_к, c_к)$.

Действительная характеристика каждой конкретной КС, полученная при ее испытании, представляет собой зависимость распределения температур газа в выходном сечении КС от входных параметров, т.е. $T^*_г(r,\varphi) = f(\alpha, T^*_к, p^*_к, c_к)$.

Естественно, что в таком виде эту характеристику невозможно использовать в тех расчетах, где требуется знание величины $T^*_г$ в виде числа, поэтому каждое, полученное в эксперименте, поле $T^*_г(r,\varphi)$ заменяют обобщающим его параметром, чаще всего $T^*_{г\,ср\,м}$.

$$T^*_{г\,ср\,м} = \frac{\int\limits_{(F)} c_p T^*_г dG}{c_{p\,ср} \cdot \int\limits_{(F)} dG},$$

где $c_{p\,ср} = f(T^*_{г\,ср\,м})$.

В результате характеристику КС по полю температур на выходе обычно представляют в виде

$T^*_{г\,ср\,м} = f(\alpha, T^*_к, p^*_к, c_к)$.

Поскольку неоднородность поля $T^*_г(r,\varphi)$ оказывает существенное влияние на надежность и эффективность работы последующего за КС узла - турбины, показатели этой неоднородности, точнее изменение их величины по режимам работы, также относят к данной характеристике КС (см. раздел 1.1.2.1 в гл.1).

Характеристика КС по полноте сгорания топлива

Из всего диапазона режимов работы КС имеется один, характеризуемый некоторым набором параметров α, $p^*_к$, $T^*_к$, $c_к$, который был принят расчетным при проектировании и доводке этого узла. При работе на этом режиме КС имеет максимальное значение $\eta_г$. На всех остальных режимах в КС образуются условия, при которых рабочий процесс протекает так же или хуже, чем на расчетном. Очевидно, что при отклонении от этого режима в любую сторону $\eta_г$ может снижаться. Это положение иллюстрируется зависимостями, типичными для существующих КС, приведенными на рис.1.5.5, где для одной из КС, имеющих уровень температур на входе $T^*_к$ = 700...900 К и на выходе $T^*_г$=1450...1550 К, показано влияние состава ТВС на $\eta_г$.

На расчетном режиме состав и качество подготовки ТВС обеспечивает практически полное завершение процесса ее выгорания в зоне горения. При значительном уменьшении α и обогащении топливом зоны горения нарушается расчетная схема подготовки ТВС. Для сжигания большего количества топлива воздуха, поступающего через каналы зоны горения, недостаточно, и процесс горения, не завершаясь в этой зоне, выходит за ее пределы в газосборник, где из-за интенсивного подвода

вторичного воздуха происходит "замораживание" химических реакций, следовательно и продуктов неполного сгорания. В результате к выходному сечению КС $\eta_г$ оказывается пониженным.

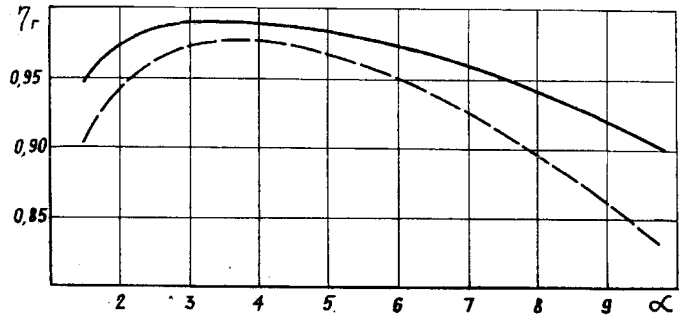


Рис. 1.5.5. Влияние состава топливовоздушной смеси α на полноту сгорания топлива η: —— - $T_к^* = 900$ К; – – – -$T_к^* = 700$ К

При увеличении α выше расчетного, т.е. уменьшении подачи топлива в зону горения, часть ее объема, в которой выделяется тепло, уменьшается, а объем воздуха, который отнимает это тепло, увеличивается. В результате зона химических реакций захолаживается, скорости реакций снижаются. Могут даже образовываться локальные зоны, в которых α выходит за концентрационные пределы воспламенения. В результате ТВС не успевает полностью прореагировать в зоне горения и в газосборник выносятся продукты недожога, где происходит их "замораживание".

Рост температуры $T_к^*$ оказывает влияние на $\eta_г$ (см. рис. 1.5.5 и 1.5.6, *а*) в основном через интенсификацию процесса испарения топлива, т.е. улучшение качества подготовки смеси и увеличение скорости химических реакций.

Влияние давления на $\eta_г$ начинает заметно сказываться при уменьшении $p_к^*$ ниже 0,1...0,15 МПа. При малых величинах $p_к^*$ значительно ухудшается качество распыливания топлива, в результате крупные капли не успевают сгореть в отведенном для этого процесса объеме. Снижается плотность газа, следовательно, уменьшается число Re, что ведет к снижению интенсивности турбулентности, ухудшению процессов тепломассообмена в зоне горения. Все это приводит к снижению $\eta_г$ (см.рис.1.5.6, *б*).

Скорость $c_к$ потока воздуха на входе в КС определяет время пребывания частиц ТВС в объеме зоны горения и интенсивность турбулентности. Одновременное увеличение или уменьшение этих двух фак-

торов оказывает противоположное влияние на интенсивность и завершенность процессов подготовки ТВС и ее горения. В результате увеличение $c_к$ выше расчетной величины снижает $\eta_г$ из-за уменьшения времени пребывания, а значительное снижение $c_к$ может ослабить процессы массопереноса, что скажется на качестве подготовки ТВС и на интенсивности процесса горения (рис.1.5.6, *в*).

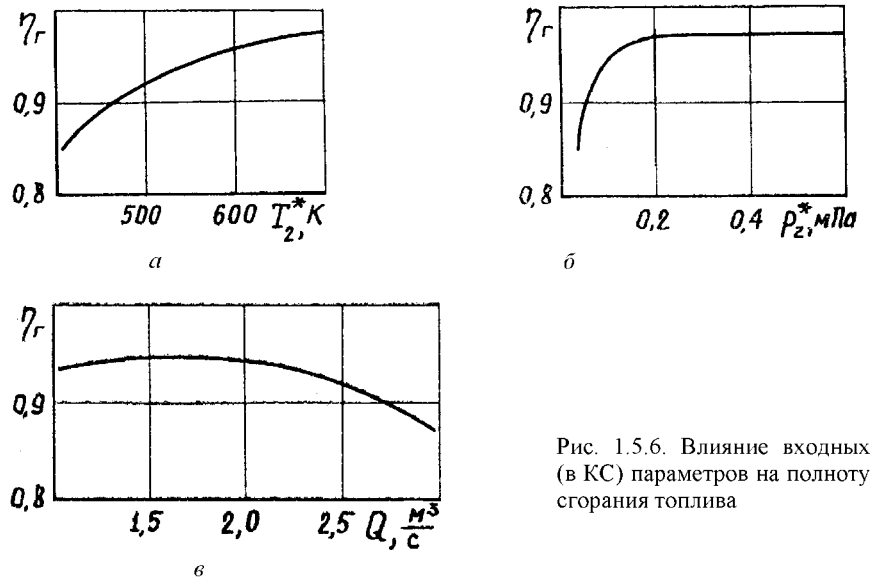


Рис. 1.5.6. Влияние входных (в КС) параметров на полноту сгорания топлива

Характеристика по потерям полного давления в КС

В реальных КС процесс подвода тепла к рабочему телу протекает не при постоянном давлении, как это предполагается в идеальном термодинамическом цикле. В результате снижается работа цикла и параметры, характеризующие качество работы двигателя.

Снижение полного давления от входа до выхода из КС суммарно учитывается коэффициентом восстановления полного давления

$$\sigma_{кс} = \frac{p_г^*}{p_к^*} = \frac{p_к^* - p_г^*}{p_к^*} = 1 - \frac{\Delta p_{кс}^*}{p_к^*},$$

где $\Delta p_{кс}^*$ – потери полного давления в КС. Они включают в себя гидравлические потери, величина которых зависит от конструктивного исполнения конкретной КС и от величины скорости $c_к$, а также тепловые потери, которые всегда возникают при подведении тепла к движущемуся потоку газа. Тепловая составляющая потерь тем больше, чем выше $c_к$ и степень подогрева газа $\Theta = T_г^* / T_к^*$, зависящая от α.

Очевидно, что с изменением режима работы двигателя коэффициент $\sigma_{кс}$ будет меняться, поэтому в число основных характеристик КС входит *зависимость* $\sigma_{кс}$ *от параметров режима ее работы (*Θ *и* $c_к$ *). Эти зависимости и называют характеристикой КС по потерям полного давления*. В эту характеристику не включают влияние $p_к^*$, $T_к^*$, поскольку $p_к^*$ содержится в самом понятии $\sigma_{кс}$, а $T_к^*$ учитывается величиной Θ.

Обычно гидравлические и тепловые потери рассматривают раздельно. С известными допущениями такой подход возможен, поскольку основная доля первых приходится на диффузор и фронтовое устройство, т.е. элементы, расположенные до зоны тепловыделения. Таким образом, КС условно представляется в виде двух последовательных участков: "гидравлического" и "теплового". Коэффициенты восстановления полного давления на этих участках обозначают соответственно $\sigma_г$ и $\sigma_{тепл}$.

Возникновение гидравлического сопротивления в КС неизбежно из-за вязкости газового потока и наличия в проточной части камеры внезапных расширений, препятствий, резких поворотов. Они образуются конструктивными элементами жаровой трубы, узлов ее крепления, воспламенителя, пламеперебрасывающими патрубками и топливными форсунками. Эти сопротивления при конструировании КС желательно сводить к минимуму.

Сопротивление другой группы препятствий – стабилизаторов пламени и турбулизаторов потока во фронтовом устройстве, а также отверстий в жаровой трубе, формирующих систему струй в ее объеме, выполняет, с точки зрения организации процессов в ЖТ, полезную функцию. Вообще говоря, все процессы в ЖТ тем интенсивнее, чем больше энергии затрачивает поток в перечисленных устройствах. Поскольку рост $\eta_г$, связанный с увеличением интенсивности процессов в ЖТ, и рост гидравлического сопротивления, связанный с увеличением загромождения проточной части, имеют общий источник, но противоположно влияют на экономичность двигателя, выбор оптимальной величины сопротивления второй группы препятствий должен производиться с учетом степени этого влияния.

В рабочем диапазоне скоростей $c_к$ при фиксированном значении $\alpha_{кс}$ числа Re, рассчитанные по параметрам потока в характерных сечениях КС и ее жаровой трубы, находятся в области автомодельности. Поэтому аэродинамическая структура потока в КС сохраняется подобной по скорости $c_к$. Для описания этого подобия можно применить критерий Эйлера $E = \Delta p/\rho c^2$. В связи с тем, что величины $c_к$ в современных КС

далеки от тех значений, при которых начинает проявлять себя сжимаемость газа, этот критерий можно представить как коэффициент гидравлических потерь

$$\xi = \frac{p_к^* - p_г^*}{\frac{\rho_к c_к^2}{2}},$$

который для каждой КС имеет свое конкретное значение и является постоянной величиной.

Коэффициенты ξ и $\sigma_г$ связаны друг с другом выражением

$$\sigma_г = 1 - \xi \frac{k}{2} M_к^2 \frac{1}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_к^2\right)^{\frac{k}{k-1}}},$$

из которого следует, что гидравлические потери при постоянном по α режиме работы КС зависят от конфигурации ее проточной части (ξ) и скорости потока на входе в КС ($M_к$). Пример такой зависимости для трех КС показан на рис. 1.5.7. Эту часть характеристики по потерям полного давления обычно получают экспериментально при холодных продувках блока КС.

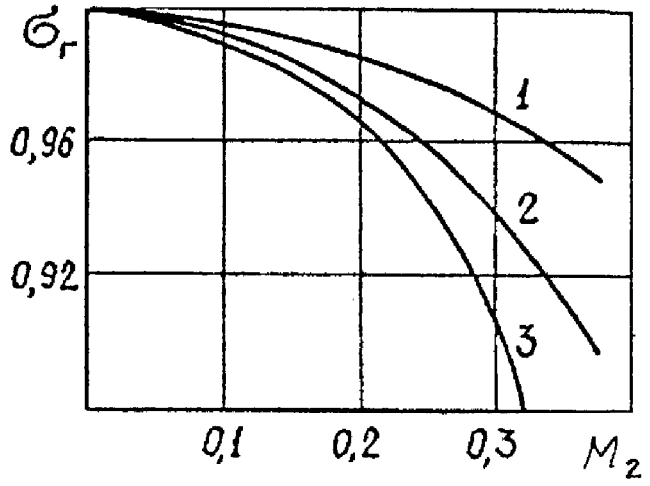


Рис. 1.5.7. Потери полного давления в КС из-за ее гидравлического сопротивления $\sigma_г$ в зависимости от скорости потока на входе M_2: 1 - ξ = 0,5; 2 - ξ = 1,0; 3 - ξ = 1,5

Если те же измерения выполнить при наличии горения, то зависимость $\sigma_{кс} = f(M_к)$ для любого варианта КС: 1, 2 или 3 на рис.1.5.7 пройдет ниже кривой $\sigma_г = f(M_к)$. Коэффициент восстановления полного давления уменьшается из-за появления так называемых тепловых потерь. Следовательно, суммарно все виды потерь механической энергии могут быть учтены величиной $\sigma_{кс} = \sigma_г \sigma_{тепл}$.

Физический смысл тепловых потерь связан с увеличением внутреннего вязкого трения взаимодействующих слоев газа. Дело в том, что при наличии пламени в жаровой трубе (в отличие от холодных продувок) возникают и накладываются друг на друга три явления: во-первых, во фронте пламени происходит автотурбулизация потока, во-вторых, у газов при нагревании растут и кинематическая, и динамическая вязкости, и в-третьих, при нагревании поток разгоняется. Очевидно, что любое из этих явлений (и тем более, все три совместно) приводит к дополнительным потерям механической энергии газа, проходящего через зону горения. Причем с ростом скорости потока и степени его подогрева эти потери растут, т.е. $\sigma_{тепл}$ уменьшается.

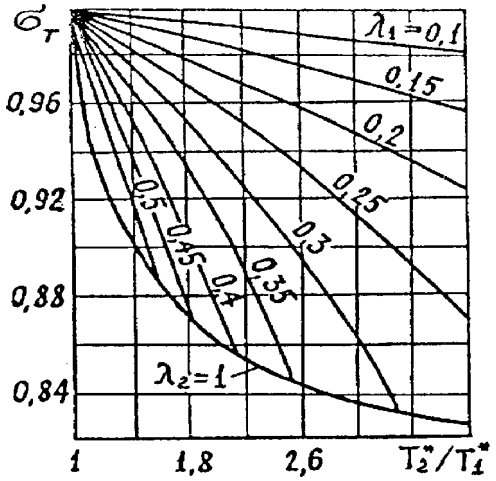


Рис. 1.5.8. Потери полного давления $\sigma_т$ при подводе тепла к потоку газа, движущемуся в цилиндрической трубе (λ_1 – приведенная скорость на входе в трубу, λ_2 - то же в выходном сечении)

Из газовой динамики известно решение задачи о тепловых потерях при движении газа по цилиндрической трубе (см. рис. 1.5.8). С некоторыми допущениями этот результат может быть использован для оценки величины $\sigma_{тепл}$ в КС.

Эмиссионные характеристики

Основные сведения о содержании эмиссионных характеристик и их типичный вид представлены в разделе 1.1.2. К этому следует лишь добавить, что выполнение норм ИКАО по ВВ контролируется на двигателях (или даже в целом на ЛА), но источником этих веществ являются процессы в КС. Поэтому при отработке данного узла обязательно проводят специальные испытания для получения эмиссионных характеристик. Причем для координации по режимам работы КС используют соответствующие параметры, например, параметр форсирования κ_V (см. рис. 1.3.10).

Доводка КС до требуемого уровня по выбросам CO и C_nH_m сводится к мероприятиям, позволяющим повысить полноту сгорания топлива $\eta_г$ (см. рис.1.1.3). Гораздо более сложной задачей является снижение уровня эмиссии NO_x, поскольку интенсификация рабочего процесса (а это является основным направлением развития КС ГТД) приводит, как правило, к росту интенсивности образования окислов азота.

Практически все способы уменьшения содержания NO_x в продуктах сгорания, несмотря на многообразие их конструктивных оформлений, в принципе решают две основные задачи :

снижение температуры в зоне химических реакций;

снижение времени пребывания реагентов в высокотемпературной зоне.

Подготовка топливовоздушной смеси в КС ГТД при сжигании и жидкого, и газообразного топлива представляет собой диффузионный процесс, начинающийся в первом случае с испарения жидких капель. В этих условиях, даже при обеспечении пониженного уровня средней температуры в зоне горения, невозможно избежать ее повышения в микро- и макронеоднородностях, где обязательно наличие поверхностей или объемов с величиной коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1$.

Считается, что это препятствие можно преодолеть переходом от сжигания гетерогенных ТВС или диффузионных струй горючего газа к сжиганию предварительно подготовленных гомогенных смесей с $\alpha > 1$. Следует однако иметь в виду, что при увеличении $\alpha_{зг}$ растет доля воздуха, подаваемая в зону горения, следовательно, и занимаемый ею объем $V_{зг}$, что влечет за собой увеличение времени пребывания $\tau_п$ реагентов в высокотемпературной зоне.

Попытка создания КС, работающей на предварительно подготовленной ТВС, приводит к весьма существенным изменениям в ее облике и конструкции. Не меньший отпечаток накладывает на КС и желание

снизить время пребывания в зоне горения. При традиционной схеме организации процесса, когда пламя формируется на боковой поверхности зоны рециркуляции за горелкой-стабилизатором, можно считать, что объем такой зоны горения $V_{зг}$ пропорционален диаметру горелки в третьей степени:

$$V_{зг} \sim d_г^3,$$

а реакционная поверхность (площадь пламени) – квадрату $d_г$:

$$F_{пл} \sim d_г^2 .$$

Форсировать зону горения по $\tau_п$ можно, уменьшая $V_{зг}$ при сохранении $F_{пл}$. Если разделить ее на n частей так, чтобы

$$(F_{пл})_1 = n\,(F_{пл})_2,$$

то диаметр горелок и объем создаваемых ими зон горения изменится:

$$d_{г2} \sim \sqrt{\frac{(F_{пл})_1}{n}} \quad \text{и} \quad V_{зг2} \sim \left[\sqrt{\frac{(F_{пл})_1}{n}}\right]^3 .$$

В этом случае суммарный объем зоны горения

$$\sum V_{зг} = nV_{зг2} \sim \frac{const}{\sqrt{n}} .$$

При сохранении расхода $(G_в)_{зг}$ и параметров воздуха в исходном и многоочаговом варианте зоны горения

$$\tau_п = \frac{V_{зг}}{(G_в)_{зг} / \rho_к} \sim \frac{1}{\sqrt{n}} .$$

Таким образом, применяя разделенную на n частей зону горения с соответствующей системой топливоподачи и ее регулированием, можно надеяться на решение задачи снижения времени пребывания реагирующих веществ в высокотемпературной зоне.

Срывная и пусковая характеристики

Входные условия в камере сгорания значительно изменяются при изменении высоты и скорости полета ЛА. Так, при аварийном или преднамеренном выключении двигателя в полете в высотных условиях его ротор продолжает вращаться от набегающего потока воздуха (режим авторотации), следовательно давление и температура за компрессором практически не отличаются от их значений за бортом ЛА. Если в этих условиях производится запуск двигателя, то это означает,

что камера сгорания должна надежно выполнять свои функции при $p_к^*$ = (0,2...0,3)10^5 Па и $T_к^*$ = 220...230 К. Другой крайностью является полет с большой скоростью при работе двигателя на максимальном режиме. В этих условиях параметры рабочего тела на входе в КС могут быть: $p_к^*$ = (20...40)10^5 Па, $T_к^*$ = 700...1000 К.

Если рассматривать только установившиеся режимы работы – минимальный и максимальный, то для современных двигателей это соответствует изменению $\alpha_{кс}$ в диапазоне 2,5...10.

Еще более широкий диапазон охватывает изменение $\alpha_{кс}$ на переходных режимах. Так, если пилот рычагом управления двигателем уже задал новый расход топлива, а инерционный ротор еще не успел изменить свою частоту вращения, то компрессор выдает несоответствующий новому режиму работы расход воздуха. В результате в таких ситуациях величина $\alpha_{кс}$ может существенно выходить за указанный диапазон, поэтому при разработке и доводке новой КС для нее задают пределы варьирования $\alpha_{кс}$ от 1,5...2 до 20...40. Переходные режимы непродолжительны по времени, поэтому величина $\eta_г$ для них не имеет решающего значения, если она, конечно, не становится настолько низкой, что начинает заметно влиять в целом на организацию процесса тепловыделения в КС.

Более значимо в перечисленных условиях существование пламени в КС, иными словами – ее устойчивая работа. Особенно это важно при разгоне ротора двигателя, поскольку срыв пламени делает принципиально невозможным переход на более высокий режим. Существование пламени связано с величиной тепловыделения в зоне горения, т.е. с величиной коэффициента полноты сгорания топлива $\eta_г$. Поэтому влияние $p_к^*$, $T_к^*$ и $c_к$ на диапазон устойчивого горения в КС качественно такое же, как и на $\eta_г$. Суть его в том, что интенсивный, с высокой полнотой процесс сгорания топлива обычно является устойчивым, и наоборот, устойчивость этого процесса обеспечивает условия для протекания его с высоким коэффициентом $\eta_г$. Кроме того, существование пламени в КС зависит от динамики процессов тепломассообмена между зоной стабилизации пламени и обтекающей ее свежей ТВС.

Процесс срыва пламени является неустановившимся по времени и происходит при наличии неблагоприятных условий на входе в КС. Такие условия представляют собой некоторое сочетание $\alpha_{кс}$, $p_к^*$, $T_к^*$,$c_к$, при котором не может быть выполнена стабилизация пламени в ЖТ с помощью дежурного пламени (ДП). Для пояснения причин, по которым возникают

такие условия, удобно основные процессы, протекающие в ЖТ, представить в виде принципиальной схемы (рис.1.5.9).

На этом рисунке в сечение 0 жаровой трубы располагается плоскость подвода энергоносителя (углеводородного топлива с расходом $G_т$). Подвод воздуха на схеме для простоты рассуждений принят равномерным вдоль оси X:

$$\overline{G}_{в\,i} = \frac{G_{в\,i}}{G_{в\,г}} = \text{const} \cdot x \quad ,$$

где $G_{в\,i}$ – количество воздуха, поступившее в ЖТ от сечения 0 до сечения i. Поскольку топливо поступает в ЖТ только в сечении 0, то во всех остальных сечениях оно присутствует в том же количестве, т.е.

$$\overline{G}_{Bi} = \frac{G_{Bi} \cdot G_т L_0}{G_т L_0 \cdot G_{Bг}} = \frac{\alpha_i}{\alpha_{кс}} \quad .$$

Отсюда следует, что доля расхода воздуха $\overline{G}_{Bi}$, которая должна поступить в ЖТ до сечения i, при известной величине α_i зависит от $\alpha_{кс}$, т.е. от режима работы КС. В левой части рис.1.5.9 показана эта зависимость для варианта $\alpha_i = 1$, т.е. для условий, при которых процесс горения протекает с максимальной температурой.

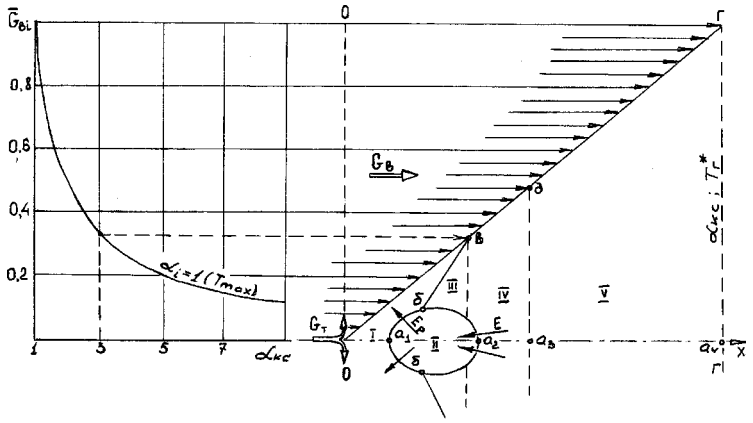


Рис. 1.5.9. Схематизация процессов, протекающих в жаровой трубе

На установившемся режиме работы КС в объеме ЖТ можно выделить три специфические области (рис.1.5.9, правая часть. Вследствие симметричности картины относительно оси X показана половина схемы): I – где происходит подготовка ТВС, $a_1 - б - в - д - a_3$, где происходит процесс горения, и V – где при смешении продуктов сгорания с воз-

духом достигается требуемая величина температуры $T_г^*$ и соответственно $\alpha = \alpha_{кс}$.

Пространство, занятое непосредственно горением, целесообразно разделить еще на три, назовем их реакторами. Реактор II является ДП, который занимает область рециркуляционных течений за фронтовым устройством. Реактор III – это пространство, где происходят наиболее интенсивные химические реакции, наиболее интенсивное тепловыделение и сгорает основная доля взаимодействующих веществ. По мере добавления воздуха в реактор III в некотором его сечении достигается такая величина α, при которой скорости химических реакций, пройдя свои максимумы, начинают убывать и процесс интенсивного горения превращается в сравнительно медленный процесс догорания. Пусть эта величина α равна 1 и ей соответствует сечение *в*. При дальнейшем разбавлении воздухом реактора IV к сечению *д* химические реакции практически прекращаются, т.е. к этому сечению достигается максимально возможная при данных условиях полнота сгорания топлива $\eta_{г\,max}$. Далее вниз по потоку следует зона смешения.

Чтобы зафиксировать положение сечения *в* правой части рис.1.5.9, будем считать, что расчетный режим работы КС соответствует $\alpha_{кс} = 3$. Анализируя взаимодействие реакторов и происходящие в них процессы, можно дать следующее описание условий стабилизации пламени в ЖТ.

ТВС, образующаяся в пространстве I , обтекает реактор II и через единицу его боковой поверхности воспринимает поток энергии $E_р$. Этой энергией при данных условиях располагает ДП для стабилизации положения реактора III. Расход энергии $E_р$ из ДП компенсируется ее поступлением через кормовую поверхность в окрестности точки a_2 из реактора IV (стрелка Е).

Предположим, что на участке поверхности a_1 – *б* суммарная энергия, поступившая в поток ТВС, достигла величины $E_{п\Sigma}$, потребной для ее прогрева до температуры самовоспламенения. В этом случае в точке *б* возникает пламя, которое в сносящем потоке устанавливается в виде фронта *б* - *в*. По мере добавления воздуха и снижения скоростей химических реакций он вырождается в наружную поверхность *в* – *д* зоны догорания.

Таким образом, условием существования пламени является неравенство $E_{р\Sigma} > E_{п\Sigma}$. Если в силу каких-либо причин снижается интенсивность передачи энергии $E_р$, либо увеличивается уровень $E_п$, то точка *б* смещается вниз по потоку и может наступить момент, когда линия a_1 - *б*

займет всю боковую поверхность ДП. Это сочетание условий является предельным, при котором выполняется равенство $E_{p\Sigma} = E_{n\Sigma}$. Любое отклонение условий в сторону $E_{p\Sigma} < E_{n\Sigma}$ ведет к невоспламенению ТВС (точка *б* исчезает), прекращению горения во фронте *б - в*, следовательно, и в реакторах IV и II. *Это явление называют срывом пламени, а граничные условия, при которых еще выполняется равенство* $E_{p\Sigma} = E_{n\Sigma}$, *называют срывной границей.*

Графическое изображение срывной границы в поле координат, описывающих изменение условий на входе в КС, называют ее срывной характеристикой.

Выполнение баланса $E_{p\Sigma} = E_{n\Sigma}$ зависит от геометрических размеров реактора II, его энергетических возможностей, т.е. величины E_p, времени контакта $\tau_к$ потока ТВС с этим реактором и величины удельной энергии E_n, потребной для ее воспламенения.

Очевидно, что размеры зоны рециркуляции (ДП) определяются аэродинамической структурой потока, которая, в свою очередь, задается конструкцией фронтового устройства КС. Таким образом, форма и размеры ДП отражают специфику данной КС, что находит свое отражение и в ее срывной характеристике.

Величины удельных потоков энергий E_p и E_n, а также времени контакта $\tau_к$ полностью определяются интенсивностью процессов энергомассообмена между потоком ТВС и ДП, т.е. зависят от параметров, задающих условия на входе в КС, и режим ее работы: $p_к^*$, $T_к^*$, $c_к$ и $\alpha_{кс}$.

Действительно, **при росте $\alpha_{кс}$** доля расхода воздуха, необходимая для обеспечения в сечении *в* (см. рис. 1.5.9) соотношения $\alpha = 1$, уменьшается. Сечение *в*, а вместе с ним и реактор IV смещается к сечению 0 . Объемы реакторов III и IV уменьшаются, что приводит к снижению интенсивности подпитки энергией (Е) реактора II. По этой причине ослабевает поток энергии E_p. Если при прочих равных условиях уровень энергии $E_{n\Sigma}$, потребной для воспламенения ТВС, остается неизменным, то достичь его в создавшейся ситуации возможно лишь за счет увеличения времени контакта $\tau_к$. При $c_к$ = const это означает увеличение пути контакта $a_1 - б$. Очевидно, что при достижении определенной величины $\alpha_{кс}$ это условие окажется невыполнимым и произойдет срыв пламени.

Упомянутое условие $E_{n\Sigma}$ = idem вообще-то выполняется лишь при использовании предварительно подготовленной ТВС постоянного состава. Если же смесь готовится непосредственно в объеме жаровой трубы (в области I) и с переменной величиной α, то с уменьшением расхода топлива ухудшается его распыливание, что ведет к росту $E_{n\Sigma}$, и вообще

воспламенение ТВС, отличающейся по составу от стехиометрической, требует подведения к смеси большего количества энергии.

При **уменьшении $\alpha_{кс}$** увеличивается расход топлива и для приготовления ТВС требуется больший объем области I в жаровой трубе. Кроме того, растет величина $E_{п\Sigma}$, поскольку растет доля энергии, необходимая для испарения топлива и воспламенения ТВС. Фронт *б – в* (см. рис.1.5.9) сдвигается вправо, что ведет к попаданию в ДП с потоком Е все большего количества продуктов недожога. В результате снижается $E_р$. Очевидно, что дальнейшее увеличение расхода топлива может привести к условию $E_{п\Sigma} = E_{р\Sigma}$ и далее к срыву пламени. Влияние α на потоки располагаемой и потребной энергий обобщенно можно представить в виде рис. 1.5.10.

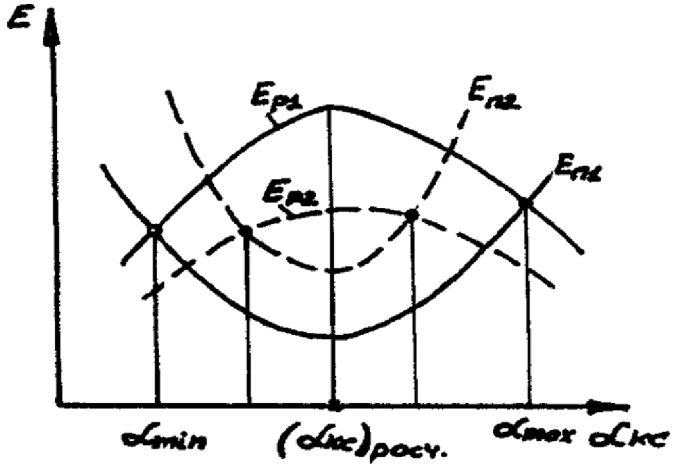


Рис. 1.5.10. Соотношение располагаемой энергии $E_р$ в ДП и энергии $E_п$, потребной для воспламенения ТВС ($p^*_{к1} > p^*_{к2}$; $T^*_{к1} > T^*_{к2}$)

Аналогичные рассуждения могут быть применены и к изменению параметров $p_к^*$, $T_к^*$, $c_к$. Очевидно, что **снижение $p_к^*$, $T_к^*$** ведет к росту $E_{п\Sigma}$ и к снижению $E_{р\Sigma}$, т.е. диапазон горения без срыва по α сужается (см. рис. 1.5.10). **Увеличение скорости $c_к$** ведет к сокращению времени $\tau_к$, но интенсифицирует процесс энергомассообмена. Такое двоякое и взаимно противоположное влияние $c_к$ приводит к тому, что наиболее широкий диапазон $\alpha_{max} - \alpha_{min}$ может быть получен при расчетной величине $c_к$. Изменение в обе стороны ведет к его сокращению.

Изложенное подтверждается и видом типичных срывных характеристик, приведенных на рис. 1.5.11.

Эти характеристики обычно представляют в координатах: параметр, определяющий гидродинамическую структуру потока и его турбулентность (например, $c_к$) и α. Левую ветвь кривых называют «богатой» границей срыва пламени, правую ветвь - «бедной» границей.

Обращает на себя внимание тот факт, что диапазон $\alpha_{max} - \alpha_{min}$ в КС, работающих на предварительно подготовленной ТВС (см. рис. 1.5.11,*а*), мало отличается от известных концентрационных пределов воспламенения. В то время как при подготовке смеси непосредственно в объеме КС (см. рис. 1.5.11,*б*) этот диапазон получается почти на порядок больше.

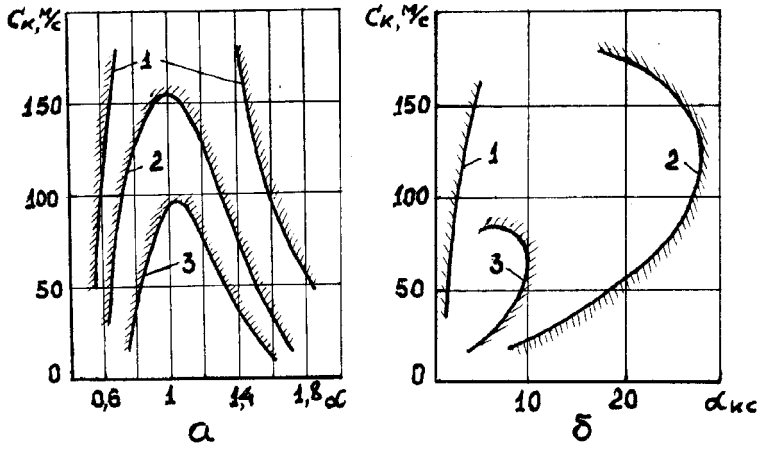


Рис. 1.5.11. Примеры срывных и пусковой характеристик: *а* – модель КС, работающая на предварительно подготовленной смеси (1 – p = 100 кПа, Т=473 К; 2 – p = 100 кПа, Т = 305 К; 3 – p = 33,7 кПа, Т = 305 К); *б* – КС, в которой ТВС образуется непосредственно в жаровой трубе (1 – «богатая» граница; 2 – «бедная» граница; 3 – граница запуска КС)

Дело в том, что горение капель распыленного жидкого топлива представляет собой сумму микропламен, каждое из которых, окружая отдельные капли, существует по тем же законам и в том же диапазоне значений α, что и горение предварительно подготовленной смеси. Следовательно, местное значение α вокруг горящей капли, рассчитанное по тому количеству воздуха, которое участвует в этом процессе, имеет величину 0,6…1,8 (см. рис. 1.5.11,*а*). Среднее же значение α в зоне горения рассчитывается по всему расходу воздуха, проходящему через эту зону, а величина $\alpha_{кс}$ учитывает и воздух, проходящий через газосборник, т.е. вообще не имеющий отношения к процессу горения.

Таким образом, срывная характеристика дает представление о диапазоне изменения параметров на входе в КС, в котором еще возможно воспламенение свежих порций ТВС за счет энергии существующего ДП. В процессе запуска КС в ее зоне горения формируются условия для воспламенеия ТВС от «постороннего» источника – электрической свечи или факела воспламенительного устройства. Очевидно, что законы, по которым возникает и существует пламя и на границе его срыва, и в момент, когда оно появляется в еще неработающей камере, одни и те же. Лишь условия при запуске существенно менее благоприятны для этого процесса, поскольку ТВС должна образовываться и воспламеняться в «холодной» КС. Причем параметры на входе ($p_к^*$, $T_к^*$, $c_к$) имеют очень низкие значения, т.к. соответствуют условиям раскрутки ротора двигателя стартером в земных (на аэродроме) или, что еще хуже, высотных условиях.

Поскольку запуск или незапуск КС влечет за собой запуск или незапуск двигателя в целом, при создании и доводке КС особое внимание уделяют отработке ее *пусковой характеристики*. Этим термином обозначают *границу области того сочетания параметров на входе в КС, при котором в ней может быть надежно организован процесс горения.*

Поскольку условия, определяющие понятие пусковой характеристики, те же, что и для срывной, ее обычно представляют в таких же координатах, а иногда прорисовывают непосредственно в поле срывной характеристики (см. рис. 1.5.11,*б*, граница 3). По указанным выше причинам пусковая область КС существенно меньше области горения без срыва пламени. Следует добавить, что для раскрутки ротора двигателя только наличия пламени в КС недостаточно. Необходимо еще, чтобы процесс в КС протекал с такой полнотой сгорания, при которой возможно устойчивое поддержание необходимого минимального уровня температуры газов перед турбиной $T_г^*$. Если в поле пусковой характеристики КС прочертить границу с учетом этого условия, то получится еще более узкая область, которая представляет пусковую характеристику двигателя.

Важность такой характеристики можно проиллюстрировать таким фактом. Двигатель, следовательно и КС транспортного или пассажирского самолета, нормально функционируют на высоте его крейсерского полета (примерно 10 км). В случае выключения двигателя и необходимости его повторного запуска самолет вынужден снижаться до высоты 5…6 км, поскольку только на этой высоте на входе в КС создаются условия, отвечающие диапазону, ограниченному пусковой характеристикой.

Доводка срывной характеристики КС осуществляется в основном изменением конструкции элементов фронтового устройства. Значительное влияние на пределы устойчивой работы КС оказывает, в частности, расположение первого ряда отверстий около фронтового устройства и глубина внедрения вытекающих из них струй воздуха. Близкое расположение к топливной форсунке и большая глубина внедрения струй приводят к обеднению состава смеси, втекающей в зону рециркуляции. Это сужает «бедные» границы срыва пламени. При доводке КС по пусковой характеристике кроме указанных мероприятий применяется, прежде всего, отработка воспламенительного устройства.

Многопараметровая (обобщенная) характеристика КС

Изложенные выше материалы дают представление в основном об однопараметрических (частных) характеристиках КС, которые описывают поведение отдельных показателей работы этого узла в различных условиях его эксплуатации. Причем и изменение условий эксплуатации чаще всего оценивается каким-либо одним параметром (α либо $c_к$, либо $p_к^*$, либо $T_к^*$). Только срывная и пусковая характеристики строятся в поле двух параметров, но их содержание сводится лишь к указанию изолиний критических режимов, т.е. они, по сути дела, представляют границы рабочих областей КС без указания того, как ведет себя КС внутри этих областей. Такое представление информации применяется при анализе работы КС как автономного узла.

При анализе работы КС в составе ГТД, совместно с компрессором, турбиной и другими узлами, необходима обобщенная характеристика, позволяющая изучить поведение нескольких основных параметров работы КС вдоль линии рабочих режимов (ЛРР) двигателя и расположение этой линии относительно критических режимов. В число этих основных параметров должны входить показатели эффективности, надежности и экологичности (ЭНЭ) работы КС. Поскольку во время работы двигателя величины α, $c_к$, $p_к^*$ и $T_к^*$ изменяются одновременно и взаимозависимо, в качестве координат поля обобщенной характеристики КС следует использовать такие комбинации этих параметров, которые имеют свойства критериев подобия.

В работах [26,27,28] предложено решение этой задачи. Характеристику КС предлагается строить в поле координат критериев А и В, полученных в работе [26] из совместного рассмотрения уравнений материального и теплового баланса.

Критерий А представляет собой отношение двух характеристических времен – времени пребывания $\tau_п$ топливовоздушной смеси (ТВС) в КС и времени ее горения $\tau_г$ при данных условиях. Без учета постоянных величин, входящих в состав критерия: $A = e^{\frac{180}{T_к}} \frac{p_к^2 V_{ж\,т}}{G_в}$. Критерий В представляет собой отношение химической энергии топлива, вносимого в КС, и энергии, вносимой в КС с потоком воздуха: $B = \frac{G_т Hu}{G_в c_p T_к}$ (здесь и далее давление и температура рассматриваются только как параметры заторможенного потока).

Основное содержание характеристики КС должны составлять линии постоянных режимов ее работы ($T_г$= const либо $\Theta = T_г / T_к$= const) и линии постоянных кпд. Ввиду отсутствия общепризнанного понятия кпд КС в поле характеристики следует наносить изолинии полноты сгорания топлива $\eta_г$ (см. рис. 1.5.12).

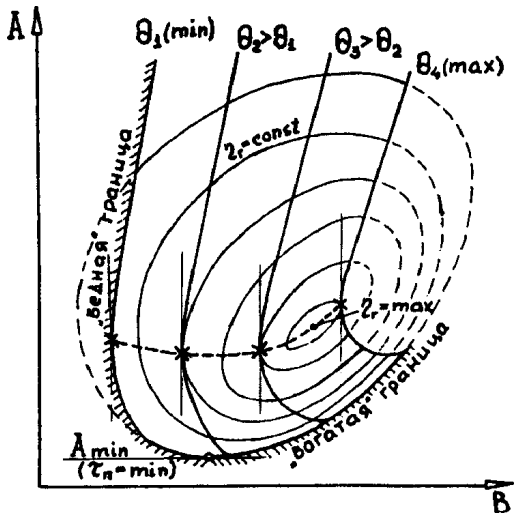


Рис. 1.5.12. Вид и содержание многопараметровой (обобщенной) характеристики КС: ////// – граница срыва пламени; —— – Θ = const – линии постоянного режима работы КС; –×–––×– – ЛОР ($\eta_г$= max на каждом режиме работы КС)

Вид изолиний Θ = const объясняется следующим образом. Зависимость степени подогрева газа Θ в КС от критерия В можно записать в следующей форме:

$$G_т H_u \eta_г = G_в (c_{p\,г} \nu_{к-г} T_г - c_{p\,в} T_к),$$

откуда

$$\Theta = (1 + \eta_г B) \frac{c_{p\,в}}{c_{p\,г} \nu_{к\text{-}г}}.$$

Из этого уравнения следует, что при прочих равных условиях, если степень подогрева газа

Θ = const, то $\eta_г \cdot B$ = const.

Физический смысл этого результата следующий. Чем выше $\eta_г$, тем меньше необходимо подводить энергии с ТВС для достижения одной и той же степени подогрева. Если же условия протекания процесса не обеспечивают высоких $\eta_г$ (величина критерия А не соответствует оптимуму), необходимо увеличение подвода энергии (критерий В растет) к рабочему телу. Режимы работы КС, на которых достигается максимальная величина $\eta_г$, могут быть определены графически проведением вертикальной касательной к каждой линии Θ = const. Таким образом, линия оптимальных режимов работы (ЛОР), даже если она не зафиксирована экспериментально, достаточно точно и просто может быть получена на стадии обработки материалов испытания.

Кроме того, в каждой точке линии Θ = const полноту сгорания можно определить как

$$\eta_г = B_{ид} / B_{изм},$$

где $B_{ид}$ -– вычисляется из формулы для Θ при $\eta_г$ =1, а $B_{изм}$ – координата интересующей точки в поле характеристики КС.

Как видно из рис.1.5.12, граница «богатого» срыва пламени расположена на изолинии минимальной (для данной камеры) $\eta_г$. Можно утверждать, что «богатый» срыв наступает при том уровне $\eta_г$, при котором выделяющегося тепла становится недостаточно для подогрева вновь поступающей в зону горения свежей ТВС. Абсолютное значение $\eta_г$ на изолинии, совпадающей с указанной срывной границей, должно определяться конструктивными особенностями КС.

Расположение границы «бедного» срыва пламени на изолинии Θ_{min} находит следующее объяснение. Естественно предположить, что на режимах непосредственно перед срывом пламени теплонапряженность

объема жаровой трубы минимальна. Это связано с тем, что на таких режимах тепловыделение происходит лишь в объеме зоны циркуляции горелки, которая считается дежурным пламенем. Из выражения для теплонапряженности КС

$$Q_{vp} = \frac{G_т Hu \eta_г}{V_ж p_к^*},$$

учитывая, что величина времени пребывания рабочего тела в объеме жаровой трубы

$$\tau_п = \frac{V_{ж\,т}}{G_в/\rho_к^*} = \frac{V_{ж\,т} p_к^*}{G_в R T_к^*},$$

можно подстановкой произведения $V_{жт}\, p_к^*$ (при условии $R = \frac{k-1}{k} c_p$ и $k = 1{,}4$) получить выражение:

$$Q_{vp} = 3{,}5 \frac{B \eta_г}{\tau_п}.$$

Отсюда следует, что минимум Q_{vp}, при котором происходит «бедный» срыв, достигается либо при $B\,\eta_г = \min$, либо при $\tau_п = \max$. Очевидно, что условие $B \cdot \eta_г = \min$ выполняется при Θ_{min}. Необходимо отметить, что абсолютное значение величины Θ_{min} будет определяться конкретной конструкцией КС, в частности видом фронтового устройства, и законом подвода воздуха по длине КС.

Совпадение «бедной» границы срыва пламени с изолинией Θ_{min} в целом не вступает в противоречие с традиционно принятыми представлениями о физике этого явления. Срыв пламени при $\tau_п = \max$ на первый взгляд кажется парадоксом. Однако принимая, что $\tau_п$ – это не просто некоторый отрезок времени, а величина, обобщающая условия массообмена в КС, срыв, а точнее погасание пламени при $\tau_п = \max$, находит свое объяснение. Величина $\tau_{п\,opt}$ означает создание в ЖТ наилучших для данной КС условий массообмена, когда темп подвода ТВС совпадает с темпом ее выгорания и равен темпу отвода продуктов сгорания. При росте $\tau_п$ возможно создание условий, когда пламя погаснет из-за слишком медленного подвода ТВС или «задохнется» в продуктах сгорания из-за медленного их отвода.

Возможность создания условий в КС с Q_{vp} = min при $\tau_п$ = max стыкуется с тем, что изолинии $\eta_г$ – замкнутые кривые. Последнее означает, что срыв пламени при $\eta_г$ = min, который обычно фиксируется как «богатая» граница, может состояться и при больших значениях критерия А. Отсюда следует нетрадиционный вывод: область рабочих режимов КС в поле координат А и В ограничена замкнутой линией. Часть этой кривой – границы срыва пламени – традиционно фиксируются при испытании КС. Часть – граница погасания – не представляет практического интереса, но теоретически существует.

Использование характеристики КС позволяет более наглядно отображать область рабочих режимов камеры, где возможно достижение компромисса многочисленных и, чаще всего, противоречивых требований, предъявляемых к ее работе. Пример выделения такой области показан на рис.1.5.13.

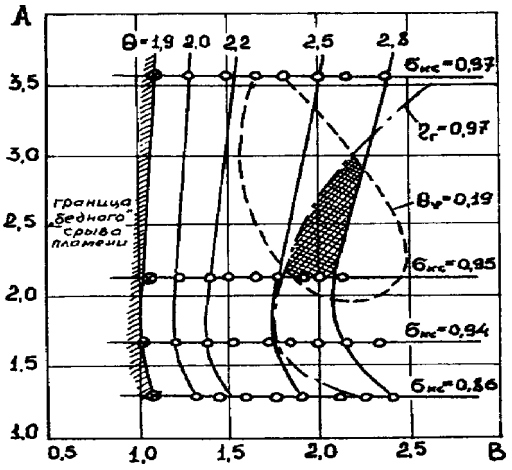


Рис. 1.5.13. Выделение области оптимальной работы по показателям ЭНЭ ($\Theta_{max} \le 2,8$; $\eta_г \ge 0,97$; $\sigma_{кс} \le 0,95$; $\Theta_ф \le 0,19$) в поле характеристики КС малоразмерного ГТД: o - экспериментальные точки; ×××× – область режимов работы КС, где достигается $(ЭНЭ)_{opt}$

Здесь представлен фрагмент обобщенной характеристики КС малоразмерного ГТД. Из полученных при испытании камеры изолиний различных параметров выбраны те их значения, которые соответствуют требованиям технического задания. Это: максимальная степень подогре-

ва $\Theta = 2{,}8$; минимально допустимая полнота сгорания $\eta_г = 0{,}97$; максимально допустимая окружная неравномерность поля температур на выходе $\Theta_ф = 0{,}19$; минимальная величина коэффициента восстановления полного давления $\sigma_{кс} = 0{,}95$. Пересечение указанных изолиний выделяет искомую область компромисса, которую можно считать областью оптимальных режимов работы данной КС в составе двигателя. Удаление этой области от границ срыва пламени позволяет оценить запасы устойчивой работы КС.

1.6. ФОРСАЖНАЯ КАМЕРА СГОРАНИЯ

В последней четверти прошлого столетия в ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова» (ранее – Куйбышевский моторный завод) проводились интенсивные работы по созданию форсажных камер (ФК) для первого сверхзвукового пассажирского самолета Ту-144 и самолетов военного назначения. Эти работы включали: проектные разработки; отработку технологических процессов изготовления ФК; экспериментальные исследования рабочего процесса в стендовых условиях; экспериментальные испытания ФК в составе двигателя на самолетах.

Расчетные исследования в те годы по понятным причинам в общем объеме работ занимали скромное место. Поэтому процесс создания ФК требовал больших затрат времени и средств. В этой работе участвовали десятки предприятий Советского Союза и сотни специалистов. Приобретенный опыт можно считать в прямом смысле бесценным, так как, например, только на экспериментальные исследования были затрачены тысячи тонн авиационного керосина.

Анализ результатов исследований будет полезен создателям новых форсажных камер для современных двухконтурных турбореактивных двигателей с форсажем (ТРДДФ) по следующим направлениям:

1. Понимание физико-химических особенностей рабочего процесса смешения вентиляторного воздуха с затурбинным газом и сжигания топлива в ФК.

2. Выбор близкой к оптимальной схеме ФК применительно к конкретному двигателю и самолету.

3. Разработка адекватной математической модели (выбрать реальные начальные и граничные условия, модели турбулентного обмена и горения, определиться с функцией распределения вероятности, построить адекватную блочную сетку и т.д.).

4. Проведение качественных аналитических исследований рабочего процесса ФК.

Это существенно сократит объём экспериментальной доводки и снизит стоимость создания ФК.

Особенно важен опыт организации совместной работы форсажной камеры, турбокомпрессора и регулируемого сопла на переменных режимах, результаты исследований динамики изменения значимых параметров, характеристик по устойчивости процесса относительно срыва пламени и виброгорения ФК, а также неустойчивости компрессора («помпаж» двигателя).

По имеющимся у авторов сведениям для достоверного описания этих явлений в таких сложных технических системах, как форсажная камера, пока не существует нужных алгоритмов и программного обеспечения.

В заключение следует отметить, что использование проверенных временем конструктивных решений позволит обеспечить требуемую функциональную и прочностную надежность, производственную и эксплуатационную технологичность, эффективные весовые характеристики.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

M	–	число Маха, масса, массовый расход	A_V	–	амплитуда виброскорости
a	–	скорость звука	V	–	скорость полета
$m = \frac{M_{II}}{M_I}$	–	степень двухконтурности двигателя	$\bar{T} = \frac{T_{II}}{T_I}$	–	относительная температура
			f	–	частота колебаний
J	–	импульс тяги			
$\bar{R} = \frac{R_i}{R_j}$	–	степень форсирования	$\bar{f} = \frac{F_{fh}}{F_{mid}}$	–	степень загромождения сечения стабилизаторами пламени
C_R	–	удельный расход топлива			
F	–	площадь сечения	$\bar{\tau}$	–	относительное время $= \frac{\tau_i}{\tau_\Sigma}$
K_R	–	коэффициент эффективности смешения			

ОСНОВНЫЕ ИНДЕКСЫ И СОКРАЩЕНИЯ

cr	–	относится к параметрам в критическом сечении	mid	–	миделевое сечение
			max	–	максимальное значение
6 – 6	–	сечение за турбиной газогенератора	mix	–	минимальное значение
7 – 7	–	сечение на срезе смесителя	fh	–	фронтовое устройство
			a, A	–	самолет, воздух
I,1	–	относится к параметрам внутреннего контура	F, f	–	топливо, вентилятор
			FN	–	топливо нефорсированных режимов
II,2	–	относится к параметрам наружного контура	FF	–	топливо форсированных режимов

v	–	вибрация	fm	–	коллектор топливный
i	–	неформированные режимы	opt	–	оптимальное значение
j	–	форсированные режимы	id	–	идеальное значение
h	–	горячий	ФК, АВ	–	форсажная камера
c	–	холодный	САУ	–	система автоматического управления
w	–	стенка			
H	–	относится к атмосферным условиям	РСП	–	радиальные стабилизаторы пламени

1.6.1. Выбор типа форсажной камеры в зависимости от назначения самолёта и особенностей двигателя

Противоречивость требований, предъявляемых к форсажной камере, делает проблему выбора типа камеры многовариантной и решаемой обычно итерационным способом. На данном этапе следует в первом приближении оценить необходимость применения смесителя потоков «холодного» вентиляторного воздуха и «горячего» затурбинного газа, форму камеры смешения, степень загромождения сечения фронтовым устройством, миделевый диаметр и длину ФК, схема которой представлена на рис. 1.6.1.

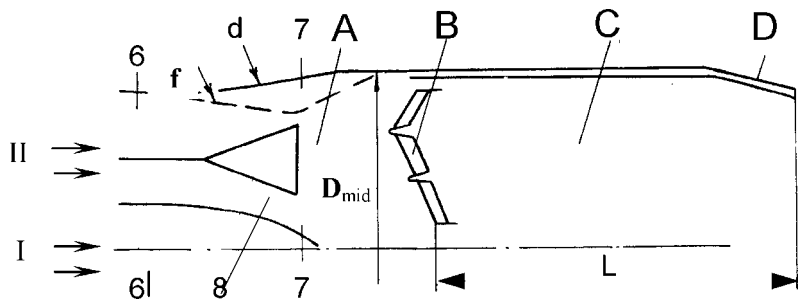


Рис. 1.6.1. Принципиальная схема форсажной камеры: A – камера смешения; B – фронтовое устройство; C – камера горения; D – сопло; I – поток затурбинного газа; II – поток вентиляторного воздуха; 6 – 6 – сечение за турбиной; 7 – 7 – сечение на срезе смесителя; 8 – смеситель; d – диффузорный канал; f – конфузорно-диффузорный канал

1.6.1.1. Назначением самолёта и особенностями двигателя определяются следующие факторы, влияющие на выбор типа ФК:

диапазон использования форсированных режимов;

типовой профиль полёта;

раскладка по режимам (степени форсирования) и времени при выполнении типового полёта;

геометрические характеристики и параметры двигателя в сечении 6 – 6 (см. рис.1.6.1);

чувствительность компрессора к возмущениям при работе ФК (запасы устойчивости);

степень влияния повышения температуры воздуха на входе в двигатель на характеристики газогенератора.

На рис. 1.6.2 представлены примеры эксплутационного режима и раскладки режимов по времени полета.

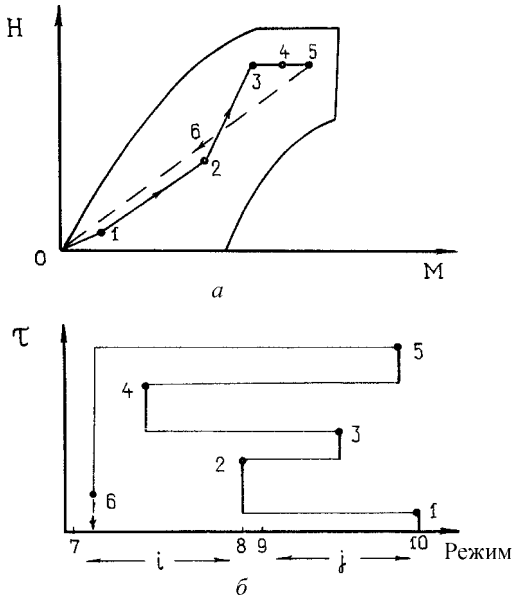


Рис. 1.6.2. Примеры эксплуатационного диапазона и раскладки режимов по времени полета: *а* – диапазон применения форсированных режимов; *б* – изменение режимов по времени; 0 → 1 → 2 → 3 → 4 → 5 → 6 → 0 - пример типового профиля полета; 7, 8, 9, 10 - соответственно малый газ, максимальный нефорсированный режим, включение форсажа, максимальный форсированный режим; i, j – соответственно нефорсированные и форсированные режимы

Предлагается учесть перечисленные факторы через влияющие на процесс в ФК физические параметры, рассчитать и построить в координатах этих параметров диапазоны эксплуатации. На рис. 1.6.3 приведены примеры диапазонов работы форсажной камеры в координатах физических параметров. Анализ графиков рис. 1.6.3 позволяет выявить определяющие параметры и критические зоны.

Обычно на высоте 11…12 км выявляется зона 6 (см. рис.1.6.3), где минимальные температура и давление ($T^*_{6\,I,II}$ и $p^*_{6\,I,II}$) на входе в камеру.

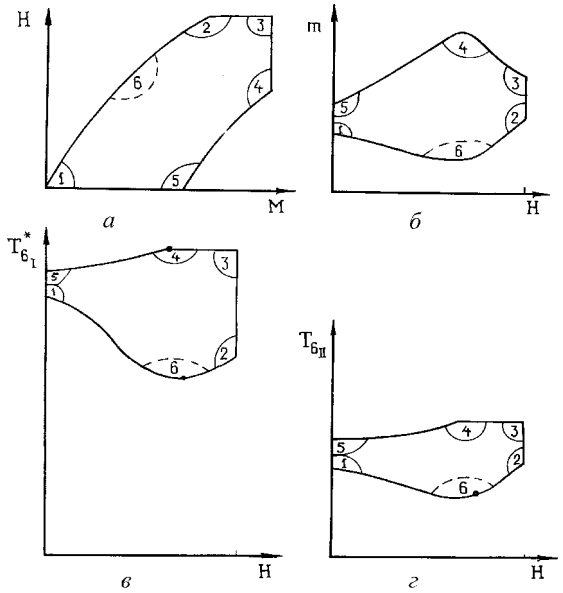
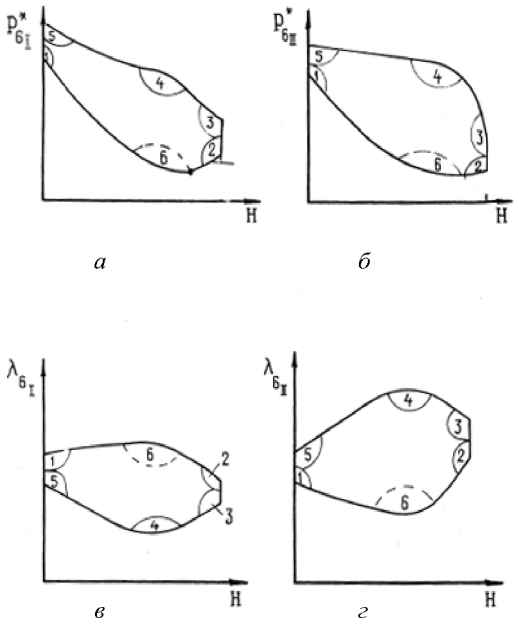


Рис. 1.6.3. Примеры диапазонов работы форсажной камеры в координатах физических параметров

Известно, что, если $T^*_{6,II} < 450$ К или (и) $p^*_{6\,II} < 1 \cdot 10^2$ кПа, распыл и испаряемость топлива резко ухудшаются, уменьшается полнота сгорания, проявляется склонность к вибрационному горению, могут оказаться неизбежными меры по дополнительной стабилизации пламени. Кроме того, задержка и последующее жесткое воспламенение топлива при включении ФК может привести к «помпажу» компрессора. Таким образом, по уровню определяющих параметров p^*_{6II} и T^*_{6II} в зоне 6 выявляется необходимость перебpоса части «горячего» газа внутреннего контура с параметрами p^*_{6I} и T^*_{6I} на периферию.

Применение смесителя считается целесообразным, если при низких $p^*_{6\,II}$ и T^*_{6II} в зоне 6 m > 0,5 (см. рис.1.6.3 б). Неблагоприятная для горения ситуация может сложиться и в зоне 2, где хотя $(p^*_{6\,II}, T^*_{6II})_2 > (p^*_{6\,II}, T^*_{6II})_6$, но доля «холодного» воздуха выше, $m_2 > m_6$.

По диапазону изменения скорости λ_{6I}, λ_{6II}, представленному на рис.1.6.4, *в*, *г*, можно оценить нужен ли (и какой) диффузор перед фронтовым устройством.



а *б* *в* *г*

Рис. 1.6.4. Примеры диапазонов работы форсажной камеры в координатах физических параметров

Опыт показывает, что при доводке ФК удается достигнуть необходимые характеристики по эффективности и устойчивости горения, если $\lambda_{mid} = 0{,}18\ldots0{,}25$. Подход к выбору величины D_{mid} приведен ниже.

Параметры зоны 4 (максимальные T^*_{6I}, T^*_{6II}, m, достаточно высокие $p^*_{6I,II}$, максимальная λ_{6II} и минимальная λ_{6I}) являются критическими для организации охлаждения экранов жаровой трубы и стабилизаторов пламени и способствуют возникновению виброгорения (максимальные степень форсирования и степень двухконтурности m_{max}). Зона 5, как правило, лимитирует запасы по прочности элементов ФК.

Для большинства двигателей со смесителем применяется камера смешения, включающая: диффузор, образованный наружной конусной стенкой и коком-стекателем (см. рис.1.6.1, поз.d); смеситель, расположенный в диффузорном канале.

Иногда смеситель размещается в конфузорно-диффузорном канале (см. рис. 1.6.1, поз. f), исходя из следующих принципов: обеспечение

более полного смешения потоков; уменьшение возмущений от ФК к вентилятору при относительно малых запасах устойчивости компрессора; оптимизация соотношения F_{7I} / F_{7II} для работы газогенератора при высоких температурах воздуха на входе.

Естественно, потери полного давления при такой организации течения высоки и могут более чем в два раза превышать потери в случае размещения смесителя в диффузорном канале.

1.6.1.2. Известно противоречивое влияние величины миделевого диаметра и длины форсажной камеры, степени загромождения сечения фронтовым устройством и типа камеры смешения (гидравлических потерь на смешение Δp_{mix} и на фронтовом устройстве Δp_{fh}) на характеристики форсажной камеры и двигателя в целом. Поэтому требуется комплексная оптимизация. В качестве критерия оптимизации предлагается дифференциальное изменение взлётной массы самолёта ΔM_a с учетом типового профиля его полета:

$$\Delta M_a = \Delta M_{dm} + \Delta M_F , \qquad (1.6.1)$$

где ΔM_{dm} – изменение сухой массы; ΔM_F – изменение массы топлива на старте.

$$\Delta M_{dm} = \frac{dM_{dm}}{dM_F}\Delta M_F + \frac{dM_{dm}}{dD_{mid}}\Delta D_{mid} + \frac{dM_{dm}}{dL}\Delta L , \qquad (1.6.2)$$

$$\Delta M_F = \Delta M_{FN} + M_{FF} , \qquad (1.6.3)$$

где $\Delta M_{FN}, \Delta M_{FF}$ – изменение массы топлива, связанное с применением неформированных и форсированных режимов соответственно.

$$\Delta M_{FN} = \int_{i=1}^{n} \Delta C_{Ri} R_i \Delta\tau_i , \qquad (1.6.4)$$

где $C_{Ri,}\ R_{i,}\ \tau_i$ – соответственно удельный расхода топлива, тяга и время работы на i–том неформированном режиме; n – число неформированных режимов.

$$\Delta C_{Ri} = \frac{dC_{Ri}}{d\Delta p_{mix}}\Delta p_{mix} + \frac{dC_{Ri}}{d\Delta p_{fh}}\Delta p_{fh} + \frac{dC_{Ri}}{dJ}\Delta J , \qquad (1.6.5)$$

где ΔJ – изменение импульса тяги, связанное с эффективностью смешения

$$\Delta M_{FF} = \int_{j=1}^{m} \Delta C_{Rj} R_j \Delta\tau_j , \qquad (1.6.6)$$

где C_{Rj}, R_j, $\Delta\tau_j$ – параметры на j – том форсированном режиме; m – число форсированных режимов.

$$\Delta C_{Rj} = \frac{dC_{Rj}}{d\Delta p_{mix}} \Delta p_{mix} + \frac{dC_{Rj}}{d\Delta p_{fh}} \Delta p_{fh} + \frac{dC_{Rj}}{dL} \Delta L + \frac{dC_{Rj}}{dD_{mid}} \Delta D_{mid} . \qquad (1.6.7)$$

При проектировании нового двигателя частные производные (коэффициенты влияния) в формулах (1.6.2, 1.6.5 и 1.6.7) следует задать с ближайшего прототипа. При модернизации форсажной камеры на существующем двигателе задача существенно упрощается.

Таким образом, предлагается следующий подход к учету особенностей двигателя и назначения самолета:

определить диапазон эксплуатации форсажной камеры в координатах физических параметров на её входе, определяющих рабочий процесс;

в этих координатах выявить критические по функциональной и прочностной надежности зоны (по устойчивости горения, тепловому состоянию, прочности, устойчивости компрессора, связанной с включением ФК) и зоны, критические по полноте сгорания топлива. Именно параметры этих зон использовать в дальнейшем при решении соответствующих проблем;

в первом приближении по фактическим параметрам этих зон решить вопросы о необходимости смесителя и типа смесительной камеры;

в качестве критерия комплексной оптимизации характеристик эффективности двигателя, связанных с ФК, использовать дифференциальное изменение взлётной массы самолёта с учётом типового профиля полёта (для выбора в первом приближении миделевого диаметра, длины ФК и степени загромождения сечения фронтовым устройством);

за базу для ФК нового двигателя брать ФК двигателя-прототипа, при модернизации ФК на существующем двигателе – базовый вариант ФК.

Коэффициент влияния выбирать по компьютерной термодинамической модели двигателя.

Этот же подход следует применять и при следующих итерациях: детальной проработки смесительного и фронтового устройства.

1.6.2. Организация смешения газа из газогенератора с воздухом вентилятора с целью минимизации потерь давления и улучшения характеристик горения

Как правило, камера смешения для ТРДДФ включает в себя: диффузор (конфузор-диффузор), образованный наружной конусной стенкой и коком-стекателем; смеситель, расположенный в диффузорном (диффузорно-конфузорном) канале (см. рис.1.6.1).

Смеситель обычно выполняется лепесткового типа и имеет следующее назначение: обеспечить переброс на периферийные стабилизаторы пламени достаточного количества «горячего» затурбинного газа для эффективного и устойчивого горения; обеспечить смешение потоков для уменьшения потерь выходного импульса сопла на неформированных режимах работы. Схема элемента смесителя представлена на рис. 1.6.5.

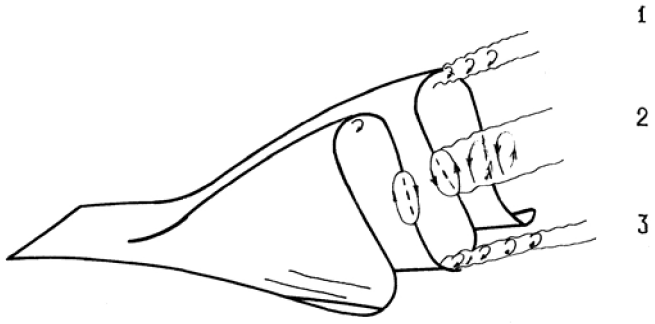


Рис. 1.6.5. Схема элемента смесителя и возможные вихревые следы за ним: 1,3 – срывные явления; 2 – вихревой шнур

К камерам смешения предъявляются следующие требования: расширение потока к миделевому сечению для обеспечения потребного λ_{mid}, минимальные гидравлические потери, безотрывное течение во всех элементах и традиционные требования по весу, габаритам и т.д.

Авторы являются сторонниками диффузорного канала, когда в каналах смесителя реализуется умеренно диффузорное течение:

$n_1 = \frac{F_{71}}{F_{61}} > 1{,}0$ и $n_2 = \frac{F_{72}}{F_{71}} > 1{,}0$ из-за существенно меньших гидравлических потерь. На рис. 1.6.6 и 1.6.7 приведены схема камеры смешения и гидравлические потери.

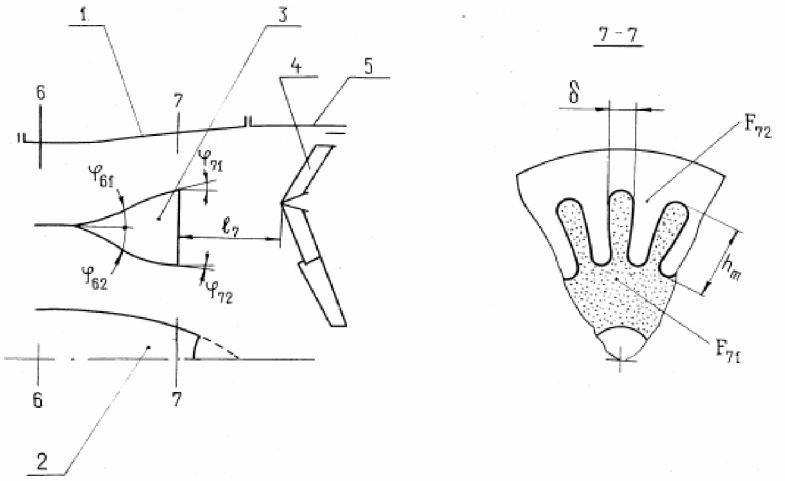


Рис. 1.6.6. Схема камеры смешения: 1 – наружный корпус камеры смешения; 2 – кок-стекатель; 3 – смеситель; 4 – фронтовое устройство; 5 – корпус форсажной камеры

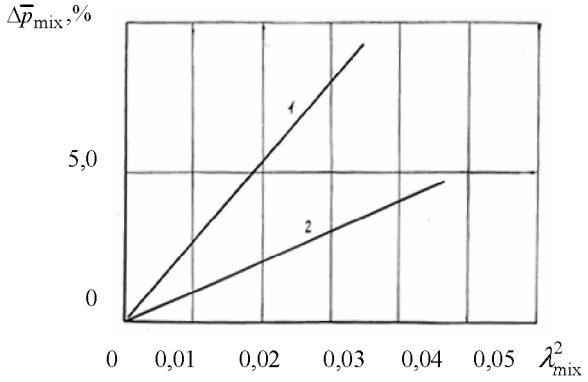


Рис. 1.6.7. Сравнение гидравлических потерь в различных типах камер смешения: 1 – камера смешения с конфузорно-диффузорным каналом n_1=1,05; n_2=0,4; 2 – камера смешения с диффузорным каналом n_1=1,2; n_2= 1,15

Поэтому дальнейший анализ проводится в этом разделе применительно к лепестковым смесителям, установленным в диффузорном канале.

Для проектирования камеры смешения необходимы следующие исходные данные: параметры на входе F_{61}, F_{62}, λ_{61}, λ_{62}, поля скоростей, степень закрутки потоков; степень двухконтурности; соотношение площадей на срезе смесителя F_{72}/F_{71}, получаемое из термодинамического расчета двигателя (уточняется по результатам проектирования); скорость в миделевом сечении λ_{mid}; изменение параметров по условиям полета (см. рис.1.6.3, 1.6.4).

1.6.2.1. В общем случае имеют место следующие составляющие гидравлических потерь: потери по каналам до смесителя (трение, расширение потока и поворот в кольцевых диффузорах); потери в смесителе (на обтекание лепестков, поворот потока, трение, локальные отрывы); потери в диффузорном канале от среза смесителя до фронтового устройства (на смешение, расширение потоков, вихреобразование и т.д.).

Потери в кольцевых диффузорах могут быть рассчитаны по методике, основанной на численном решении системы уравнений стационарного турбулентного движения несжимаемой жидкости с использованием двух дополнительных дифференциальных уравнений переноса кинетической энергии турбулентности и скорости её диссипации.

Для этапа выбора схемы при закрутке потока за турбиной до 8 град. достаточно воспользоваться графиком, приведенным на рис. 1.6.8.

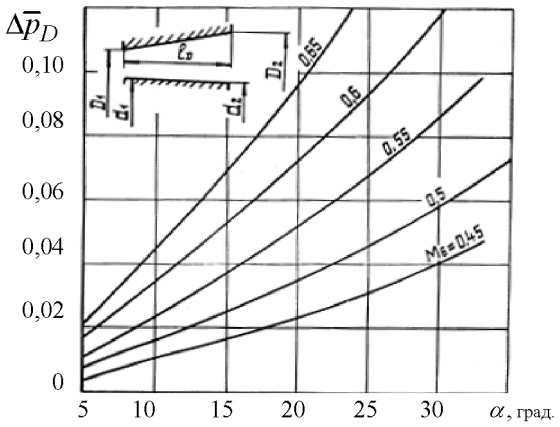


Рис. 1.6.8. Характеристики диффузора: $\Delta\bar{p}_D = \dfrac{\Delta p_D}{p_6^*}$ – потери полного давления;

$\alpha = 2\mathrm{arctg}\dfrac{\sqrt{(D_1 - d_1)\cdot(D_1 + d_1)}}{2l_D}\left(\sqrt{n_D} - 1\right)$ – эквивалентный угол; $n_D = \dfrac{D_2^2 - d_2^2}{D_1^2 - d_1^2}$ – степень диффузорности

Известно, что современные газодинамические пакеты программ численного моделирования позволяют достаточно корректно рассчитать течение в смесителе и канале за ним до фронтового устройства. Такие расчеты носят поверочный характер, т.е. геометрия смесителя должна быть известна.

В связи с вышеизложенным на этапе выбора схемы для приближенной оценки гидравлических потерь в каналах смесителя предлагается использовать зависимость Фроста (Frost) для цилиндрических каналов, представленную на рис. 1.6.9, имея в виду, что будут получены заниженные значения потерь относительно реального уровня.

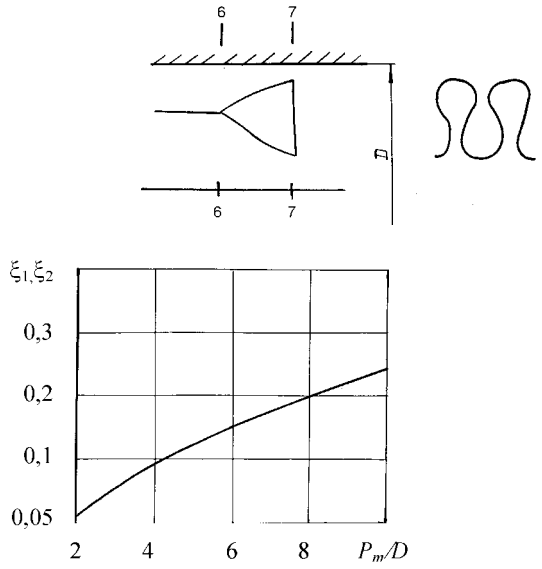


Рис. 1.6.9. Характеристика смесителя по Фросту (Frost): P_m – периметр лепестков смесителя; ξ – коэффициент гидравлических потерь по скорости W_6 на входе в смеситель $\xi = \dfrac{\Delta p_{7-6} \cdot 2g}{p^*_6 \cdot W_6^2}$

При выборе типа смесителя сложно дать однозначные рекомендации. Однако результаты экспериментальных исследований, полученные авторами в процессе отработки, могут оказать существенную помощь в уменьшении количества вариантов и сузить области предположений и

допущений при разработке математической модели, назначить реальные начальные и граничные условия.

1.6.2.2. Эксперименты по определению гидравлических характеристик камеры смешения проводились на натурной секторной модели ФК, схема которой аналогична схеме рис.1.6.1. Суммарная степень диффузорности равна $F_{mid}/F_6 = 1,6$. Определялись потери давления от сечения 6–6 до фронтового устройства $\delta_м = 1 - \frac{p^*_{mid}}{p^*_6}$, где p^*_{mid} и p^*_6 – соответственно осредненные полные давления.

Исследовано влияние следующих конструктивных факторов:

степени внедрения лепестков смесителя в поток наружного или внутреннего контуров при радиальном смесителе, который приводил к изменению площадей на срезе смесителя p_{72}/p_{71} в диапазоне 1,46…0,36, $F_{72}/F_{62} = 1,25…0,8$ и $F_{71}/F_{61} = 0,9…1,56$;

степени внедрения лепестков смесителя в поток внутреннего контура путем заглубления внутренней стенки лепестков на регулируемом смесителе. При этом варировались: $\frac{h_m}{H_7} = 0,47...0,58$; $F_{72}/F_{71} = 0,76…1,29$; $F_{72}/F_{62} = 1,19…1,54$; $F_{71}/F_{61} = 1,08…1,43$;

площади наружного канала в сечении 7 – 7 при изменении диаметра наружной стенки диффузора $\frac{h_m}{H_7} = 0,43...0,47$; $F_{72}/F_{71} = 1,06…1,27$; $F_{72}/F_{62} = 1,1…1,26$;

расстояния от сечения 7–7 до фронтового устройства при сдвиге последнего в пределах $l_7/h_m = 1,7…2,6$.

Величины гидравлических потерь давления от конструктивных факторов смесителя и канала представлены на рис. 1.6.10 – 1.6.17.

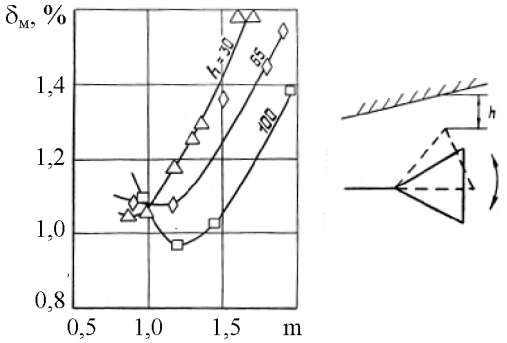


Рис. 1.6.10. Зависимость гидравлических потерь от радиального поворота смесителя

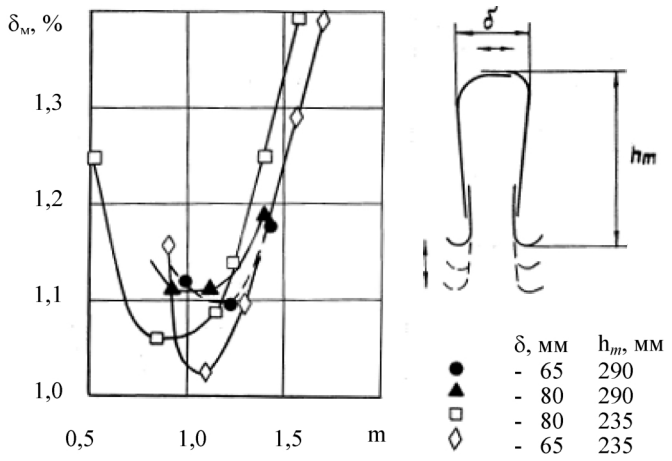


Рис. 1.6.11. Гидравлические потери в регулируемом смесителе

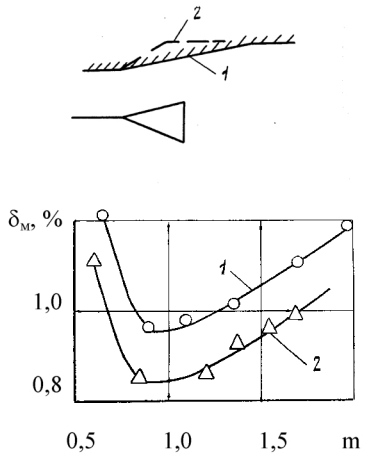


Рис. 1.6.12. Зависимость гидравлических потерь от формы наружного корпуса ФК

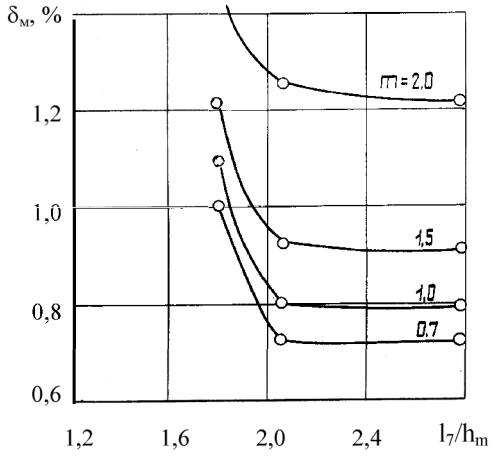


Рис. 1.6.13. Влияние расстояния от смесителя до фронтового устройства на гидравлические потери

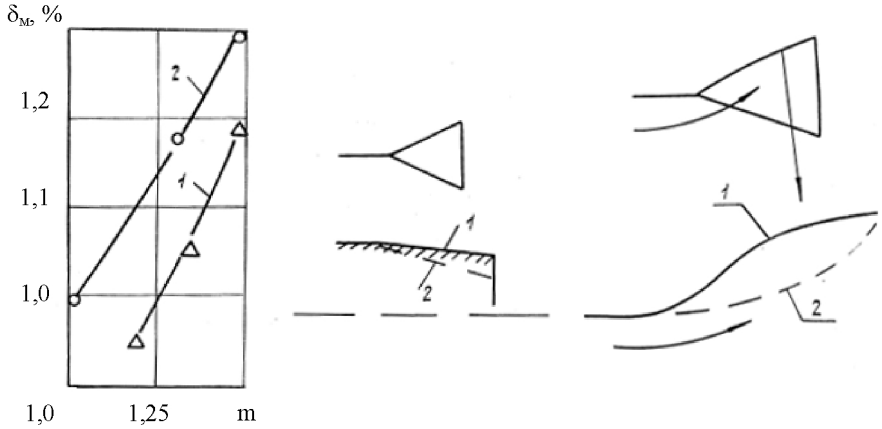


Рис. 1.6.14. Влияние формы кока-стекателя на гидравлические потери

Рис. 1.6.15. Схемы форм продольной образующей лепестка

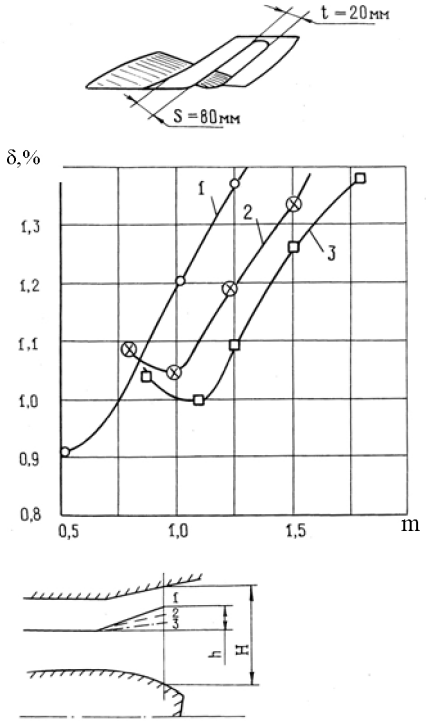


Рис. 1.6.16. Влияние внедрения обечайки в наружный канал на гидравлические потери в «щелевом» смесителе: 1,2,3 - h/H; 1 – 0,31; 2 – 0,23; 3 – 0,17

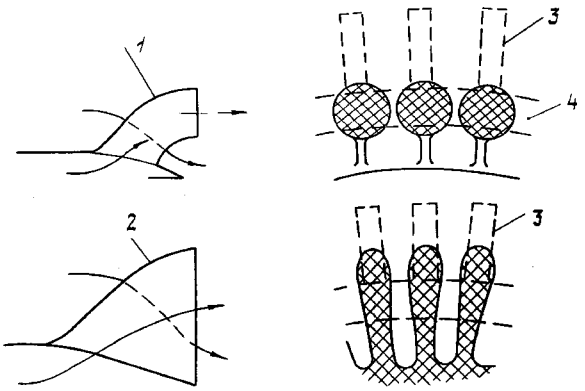


Рис. 1.6.17. Схемы смесителей: 1 – смеситель с круглыми патрубками; 2 – лепестковый смеситель; 3 – периферийные РСП; 4 – кольцевая форкамера

Обработка результатов экспериментов по отношению приведенных скоростей потоков $\overline{\lambda}_7 = \lambda_{72}/\lambda_{71}$ на оси абсцисс показала, что при $\overline{\lambda}_7 \approx 1{,}0$ обеспечиваются минимальные гидравлические потери.

Так как степень двухконтурности и скорости λ_{61} и λ_{71} в процессе полета существенно изменяются, невозможно выбрать геометрию F_{72} / F_{71}, обеспечивающую на всех режимах минимальные потери (хотя в принципе возможен регулируемый смеситель). Необходимо обеспечить как можно меньшее отклонение $\overline{\lambda}_7$ от 1 в диапазоне режимов работы двигателя, являющихся определяющими для данного самолета. Следует отметить тот факт, что с увеличением степени загромождения миделевого сечения стабилизаторами влияние режима на изменение гидравлических потерь уменьшается. На рис. 1.6.18 представлены графики зависимости гидравлических потерь от степени загромождения.

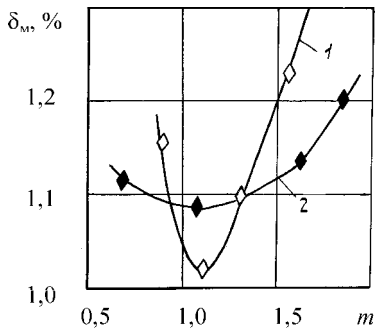


Рис. 1.6.18. Влияние степени загромождения сечения на гидравлические потери в камере смешения: $1 - \overline{f} = 0{,}35$; $2 - \overline{f} = 0{,}46$

В процессе экспериментов путём измерения параметров в сечении 7–7 было установлено влияние степени диффузорности и конфузорности каналов смесителя на коэффициент потерь полного давления в них, которые представлены на рис. 1.6.19. В исследованном диапазоне коэффициент потерь полного давления в диффузорных каналах ниже, чем в конфузорных (при безотрывном течении). Было показано, что при степени диффузорности n=1,2…1,4 отрыва потока в лепестках исследованного смесителя не происходит, но накапливается «толстый» пограничный слой (до 10 % ширины лепестка), который при дальнейшем увеличении n способствует срыву потока. Поэтому исследования смесителей на уменьшенных моделях могут приводить к некорректным результатам.

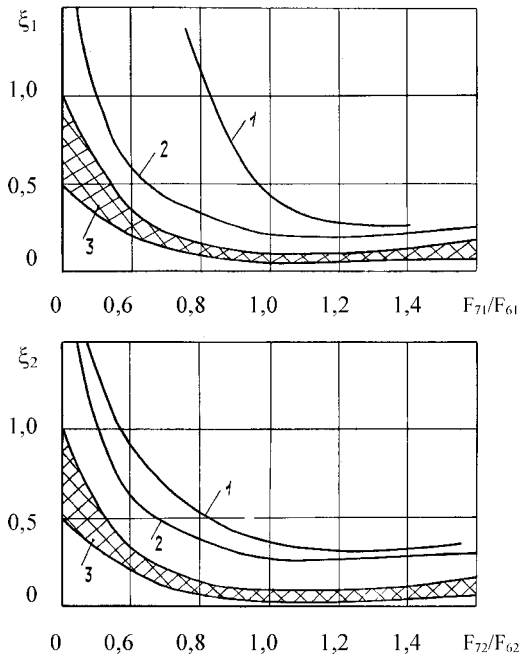


Рис. 1.6.19. Влияние степени диффузорности и конфузорности каналов смесителя на коэффициент гидравлических потерь: 1 – лепестковый смеситель, λ_6 = 0,2…0,5; 2 – конический разделитель, λ_6 = 0,2…0,5; 3 – конфузор и диффузор круглого сечения оптимальной кривизны (литературные данные)

Визуализация течения показала, что в следе за смесителем могут образовываться вихри при взаимодействии потоков контуров, вектора

скорости которых имеют противоположно направленные радиальные составляющие (см. рис.1.6.5). Причем пограничный слой «тоньше» и отрывы у стенок менее вероятны при выпуклой форме продольной образующей лепестка (см. рис.1.6.15). На рис.1.6.16, где приведены некоторые результаты испытаний «щелевого» смесителя, показано, что при малой степени двухконтурности $m < 0{,}5$ может быть оправдано применение в ФК такого типа смесителя.

1.6.2.3. При выборе смесителя необходимо учитывать его влияние на характеристики газогенератора и через них на топливную экономичность двигателя. Пример характерного влияния параметров смесителя для $m \geq 1{,}0$ приведен на рис.1.6.20.

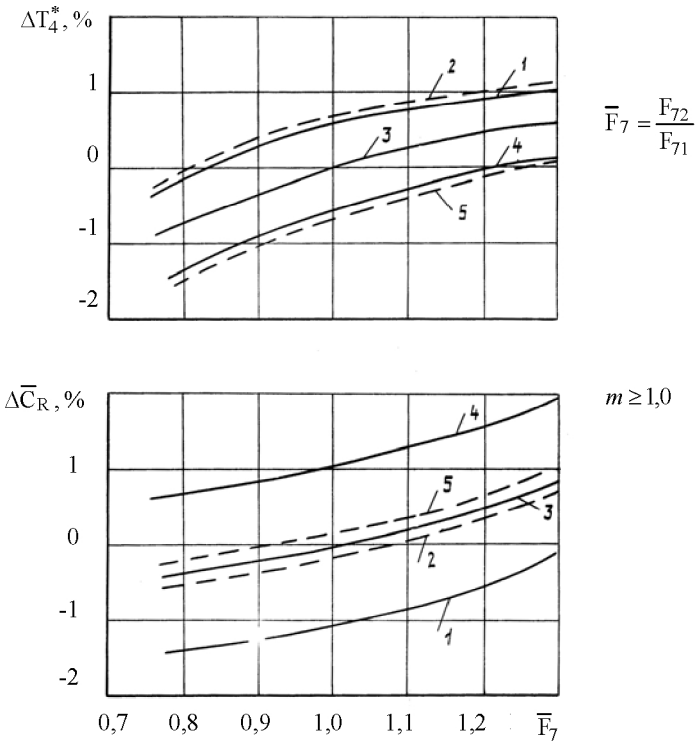


Рис. 1.6.20. Пример влияния соотношения площадей и гидравлических потерь по каналам смесителя на характеристики газогенератора (расчет): 1 – уменьшение гидравлических потерь по внутреннему контуру смесителя $\delta_1 = -2\%$; 2 – уменьшение гидравлических потерь по наружному контуру смесителя $\delta_2 = -2\%$; 3 – исходные характеристики $\delta_1 = \delta_2 = 0$; 4 – $\delta_1 = +2\%$; 5 – $\delta_2 = +2\%$

Ниже рассмотрено влияние параметров камеры смешения на характеристики горения.

При радиально-кольцевом типе фронтового устройства в земных и высотных условиях было проверено два принципиально различных типа смесителя: с круглыми патрубками и лепесткового.

Первый тип смесителя (с круглыми патрубками) обеспечивал практически кольцевой «горячий» пояс перед форкамерой, второй (лепестковый) – дискретную передачу горячего газа на форкамеру и на половину длины периферийных стабилизаторов пламени (см. рис.1.6.17). Причем суммарный переброс «горячего» газа был приблизительно одинаков и составлял около 25 % от расхода затурбинного газа. Эксперименты показали, что лепестковый смеситель может повысить тяговую эффективность (полноту сгорания) ФК на 2…3% и устойчивость к срыву пламени в условиях полёта зоны 6 (см. рис.1.6.3) по сравнению с первым типом смесителя. Если повернуть лепестковый смеситель на полшага и подать «горячий» газ между стабилизаторами, то при сохранении эффективности (полноты сгорания) ФК резко ухудшается вибросостояние, что следует из материалов, представленных в разделе 1.6.11. Вибросостояние ухудшается при приближении смесителя к фронтовому устройству $l_7 / h_m \le 2{,}5$. Форма лепестков также оказывает существенное влияние на устойчивость горения. Попытка увеличить степень смешения (переброс «горячего» газа до 35 %) не привела к улучшению эффективности и устойчивости горения (проверка была выполнена в земных условиях).

1.6.2.4. Эффективность смешения можно оценить сопоставлением выходных импульсов перемешанных и неперемешанных потоков.

Определяя импульс как произведение расхода газа на его скорость, имеем

$$\frac{J_{mix}}{J} = \frac{(M_1 + M_2)\cdot C_{mix}}{M_1 C_1 + M_2 C_2}, \qquad (1.6.2.1)$$

здесь M_1 и C_1 – соответственно расход и скорость затурбинного газа; M_2 и C_2 – соответственно расход и скорость вентиляторного воздуха на срезе сопла; C_{mix} – скорость смеси газов на срезе сопла.

$$C_1 = a\sqrt{T_1^*}\ ; \qquad (1.6.2.2)$$

$$C_2 = a\sqrt{T_2^*}\ ; \qquad (1.6.2.3)$$

$$C_{mix} = a\sqrt{T_{mix}^*}\ , \qquad (1.6.2.4)$$

где $a = \varphi\sqrt{\frac{2k}{k-1}\cdot R\left[1-\left(\frac{p_N}{p_A^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} = \text{const}$; p_N, p_A^* – давление на выходе из сопла и форсажной камеры; φ – коэффициент расхода сопла.

Температура смеси в соответствии с уравнением сохранения энергии (при условии, что теплоемкость газов равна $C_{p1} = C_{p2} = C_{pmix} = \text{const}$) определяется по формуле

$$T_{mix}{}^* = \frac{M_1 T_1^* + M_2 T_2^*}{M_1 + M_2} \quad . \qquad (1.6.2.5)$$

Подставляя (1.6.2.2), (1.6.2.3), (1.6.2.4), (1.6.2.5) в (1.6.2.1) и обозначая:

$$\overline{m} = \frac{M_2}{M_1}; \ \overline{T} = \frac{T_2^*}{T_1^*},$$

получим

$$\frac{J_{mix}}{J} = \frac{\sqrt{1+\overline{m}}\cdot\sqrt{1+\overline{m}+\overline{T}}}{1+\overline{m}\cdot\sqrt{\overline{T}}}.$$

Расчётный прирост импульса сопла при полном смешении затурбинного газа с вентиляторным воздухом в зависимости от величин m и $\overline{T}$ ($\overline{T} = \frac{T_{62}^*}{T_{61}^*}$) показан на рис.1.6. 21.

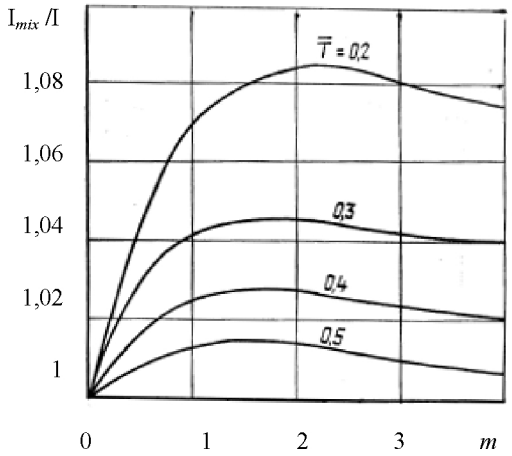


Рис. 1.6.21. Расчетная зависимость прироста импульса сопла при полном смешении потоков ($\Delta p = 0$)

В условиях, когда H = 0, V = 0 и $p_N = p_H$,

$R = J$ и $\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta J}{J} = \frac{\Delta C_R}{C_R}$,

где V – скорость полёта; ΔC_R – изменение (уменьшение) удельного расхода топлива.

В условиях, когда $V \neq 0$ и имеет место регулируемое сопло, обеспечивающее давление газа на срезе сопла, равное $p_N = p_H$, $R = J - M_A \cdot V$, где M_A – расход воздуха через двигатель.

Прирост тяги от смешения равен $\Delta R_i = \Delta J_i$, но $\Delta J_i = \left(\frac{\Delta J}{J}\right) J_i$, тогда

$$\frac{\Delta R_i}{R_i} = \frac{\Delta C_R}{C_R} = \frac{\left(\frac{\Delta J}{J}\right) J_i}{J_i - M_A V} = \frac{\Delta J}{J} \frac{J_i}{R_i}.$$

Из сказанного следует, что в высотно-скоростных условиях прирост тяги, а следовательно уменьшение удельного расхода топлива от смешения потоков, в $\left(\frac{J_i}{R_i}\right)$ раз больше, чем в земных (H=0, V=0):

$$\frac{\Delta C_{Ri}}{C_{Ri}} = \frac{\Delta C_{Ro}}{C_{Ro}} \cdot \frac{J_i}{R_i}.$$

В реальных форсажных камерах сгорания полного смешения потоков до выхода их из сопла не происходит.

Степень смешения потоков зависит от типа смесителя, охватываемой смесителем площади F_{mix}/F_7 (степени внедрения лепестков смесителя в поток), густоты решётки стабилизаторов пламени, длины форсажной камеры L/D_{mid} и ряда других факторов. Имеются методические подходы к определению степени смешения потоков, которые используются при проектировании ФК. На стадии выбора схемы ФК считается достаточным использовать зависимости для коэффициента эффективности смешения K_R, представленные на рис.1.6.22.

Обозначения на рис. 1.6.22 следующие: $K_R = \frac{R_p - R}{R_{mix} - R} = \frac{\Delta R_p}{\Delta R_{mix}}$ – коэффициент эффективности смешения, характеризующий степень смешения потоков; R_p, R, R_{mix} – тяга двигателя при определенной степени смешения, без смешения, с полным смешением потоков соответственно; ΔR_p, ΔR_{mix} – выигрыш в тяге при реальной степени смешения и теоретический выигрыш при полном смешении; $\Delta R_p = K_R \cdot \Delta R_{mix}$.

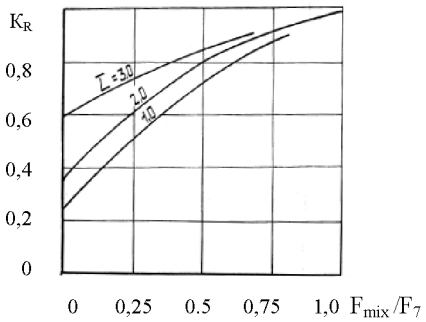


Рис. 1.6.22. Зависимость коэффициента эффективности смешения от охватываемой смесителем площади поперечного сечения 7-7: $\bar{f} = 0{,}37$; $\lambda_{mid} = 0{,}21$; $\bar{L} = L/D_{mid}$; m = 1,0…1,4

Тогда фактический эффект по удельному расходу топлива на высоте без учёта гидравлических потерь можно определить по следующей формуле:

$$\frac{\Delta C_{Ri}}{C_{Ri}} = K_R \cdot \frac{\Delta C_{Ro}}{C_{Ro}} \cdot \frac{J_i}{R_i}.$$

Из опыта авторов по отработке смесителя в диффузоре реальной форсажной камеры следует, что с увеличением степени смешения потоков увеличивается гидравлическое сопротивление $\frac{\Delta p}{p}$. Последнее приводит к уменьшению эффекта смешения. Принимая, что $\frac{\Delta C_R}{C_R} = B\frac{\Delta p}{p}$, где B – коэффициент влияния (для ТРДДФ с m = 1,0…1,4, равный $B \approx 0{,}7$), суммарную эффективность по удельному расходу при повышении степени смешения с учётом гидравлических потерь можно найти из уравнения

$$\left(\frac{\Delta C_R}{C_R}\right)_\Sigma = K_{R_2}\left(\frac{\Delta C_R}{R}\right)_2 - K_{R_1}\left(\frac{\Delta C_R}{C_R}\right)_1 - B_2\left(\frac{\Delta p}{p}\right)_2 + B_1\left(\frac{\Delta p}{p}\right)_1,$$

где 1 – вариант, например, с кольцевой перегородкой; 2 – со смесителем.

Изменение удельного расхода топлива $\Delta C_{R\Sigma}$ затем необходимо использовать при проведении оптимизации по принципам, изложенным в разделе 1.6.1.

Кроме методических, необходимо учесть следующие рекомендации общего характера (для m = 1…1,5): смеситель разместить в диффузорном канале со степенью диффузорности n_1 от 1,17, n_2 до 1,21; расстояние от среза смесителя до фронтового устройства назначить равным $l_7/h_m \geq 2{,}5$; количество лепестков смесителя выбирать равным количе-

ству периферийных радиальных стабилизаторов пламени; угловое расположение лепестков смесителя выбирать таким образом, чтобы «горячий» газ поступал на периферийные радиальные стабилизаторы пламени; относительная площадь, охватываемая смесителем, должна быть равной $F_{mix}/F_7 \approx 0{,}5$; продольный профиль лепестка смесителя от середины и до выхода потока должен быть выпуклым; профиль смесителя должен обеспечивать безотрывное течение, для этого углы на входе φ_{61}, φ_{62} и на выходе φ_{71}, φ_{72} не должны превышать 8…12 град.; ширина лепестка на выходе δ должна быть переменной по высоте h_m (большее её значение – на периферии и меньшее – на внутреннем диаметре); необходимо обеспечить как можно меньшее отклонение отношения приведённых скоростей потоков на срезе смесителя от $\overline{\lambda}_7 = 1$ в диапазоне режимов работы двигателя, являющихся определяющими для данного самолёта.

В связи со сложностью процессов, протекающих в камерах смешения, и невозможностью выполнения проектных расчётов желательно после этапа выбора схемы ФК и расчета с помощью математической модели провести экспериментальное уточнение геометрии камеры смешения на натурной модели перед выпуском рабочих чертежей. При наличии соответствующего стенда изготовление модели не потребует значительных затрат времени и средств. Уточнённые характеристики камеры смешения, обусловливающие предысторию процессов распыла, испарения топлива, стабилизацию пламени и горения, сократят число искомых вариантов конструкции.

Время проектирования практически не увеличивается при существенном повышении качества проекта.

1.6.3. Процессы распыла и испарения топлива

К распыливающим устройствам ФК предъявляются следующие основные требования: хороший распыл во всём диапазоне изменения расходов топлива; быстрая реакция на изменение положения ручки управления двигателем по включению ФК и изменению степени форсирования (приёмистость и сброс); отсутствие недопустимых пульсаций давления в топливной системе (связанных, например, с кипением); отсутствие склонности к засорению, коксообразованию внутри и нагару снаружи.

Назначение распыливающих устройств состоит в создании условий для хорошего испарения жидкого топлива и воспламенения горючей

смеси и организации контролируемого распределения топлива по поперечному сечению ФК.

1.6.3.1. Системы подачи и распыливания топлива в ФК обычно состоят из нескольких кольцевых коллекторов, распределённых по поперечному сечению ФК, со струйными или центробежными форсунками. Часто на кольцевых коллекторах устанавливают радиально расположенные трубки (стойки) с заглушенными концами. На этих трубках располагают определённое количество топливных форсунок. Конфигурацию коллектора и тип топливных форсунок согласуют с типами фронтового устройства.

Достоинства и недостатки струйных и центробежных форсунок широко известны. Рассмотрим некоторые из них применительно к процессам в современных ФК, диапазон применения которых широк. В условиях зон 6 и 2 (см. рис.1.6.3), где давление в ФК может быть существенно ниже 100 кПа, а температура на периферии ниже 400 К, горение затруднено в основном из-за плохого испарения керосина. На рис.1.6.23 представлена зависимость степени испарения капли топлива от температуры газа.

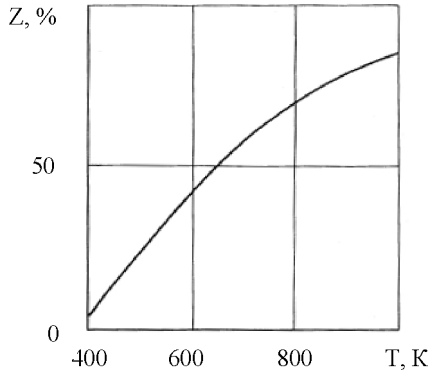


Рис. 1.6.23. Расчетная зависимость степени испарения Z капли топлива d = 40мк от температуры газа (при движении капли от топливной форсунки до стабилизатора пламени, τ = 3мс): $p^* = 100$кПа

Центробежная форсунка здесь, при прочих равных условиях, имеет преимущества перед струйной, так как обеспечивает более тонкий распыл и лучшее испарение капель. Струйная форсунка, обладая узким факелом распыла, как видно на рис. 1.6.24, дает более дискретное распределение топлива по сечению ФК.

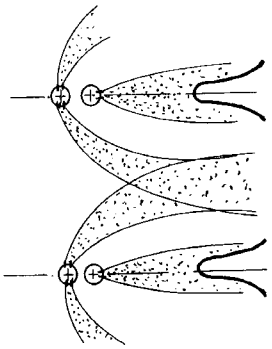


Рис.1.6.24. Схема течения топлива за струйными форсунками

Для повышения равномерности распределения топлива при струйном распыле применяют пластины-отбойники (форсунки с отбойниками), представленные на рис.1.6.25.

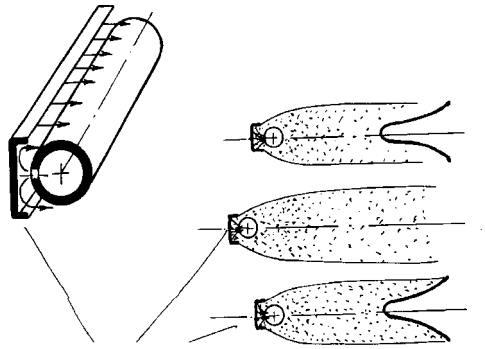


Рис.1.6.25. Схема течения топлива за струйными форсунками с отбойниками

Струя топлива, ударяясь об отбойник, растекается вдоль него и поступает в поток. Одновременно отбойник, затеняя топливный коллектор (стойку), понижает коэффициент теплоотдачи от газа к коллектору, а капли топлива, попадая на стенки коллектора, дополнительно снижают подогрев топлива в коллекторе. Кроме того, отбойник вызывает дополнительную местную турбулизацию набегающего потока воздуха (газа), что увеличивает интенсивность испарения.

При низких температурах набегающего воздуха даже использование центробежных форсунок в сочетании с «огневой поддержкой» (см. раздел 1.6.4) может оказаться неэффективным. С целью использования тепла от зоны горения за стабилизаторами пламени для дополнительного испарения топлива часто применяют различного рода карбюраторы. Устройство простейшего из них показано на рис.1.6.26.

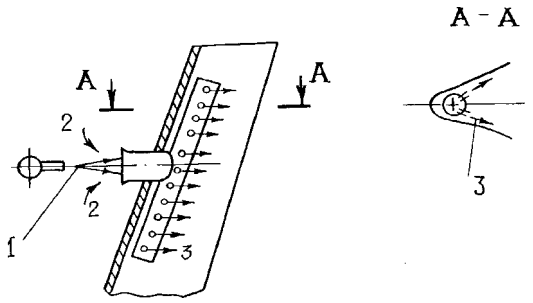


Рис. 1.6.26. Схема устройства карбюратора в уголковом стабилизаторе пламени: 1 – топливо; 2 – воздух; 3 – подготовленная смесь

Стабильность локального состава смеси за стабилизаторами пламени имеет важнейшее значение для устойчивости и полноты горения. Рекомендуемые схемы размещения распыливающих элементов и карбюраторов относительно уголковых стабилизаторов пламени приведены на рис.1.6.24, 1.6.25, 1.6.27. При таких схемах, когда топливо, подаваемое между уголками, не попадает в зону обратных токов, поддерживается оптимальный состав смеси в зонах стабилизации пламени.

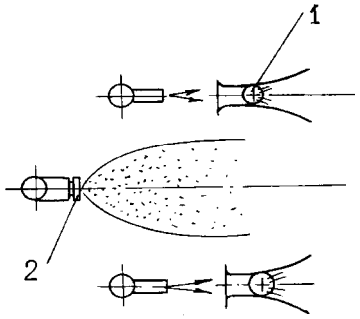


Рис. 1.6.27. Пример расположения топливных элементов с карбюраторами в системе со стабилизаторами пламени: 1 – карбюратор; 2 – центробежная форсунка

Изменение тяги двигателя в широких пределах осуществляется путём изменения расхода топлива, подаваемого между уголками, при сохранении оптимальным состава в зоне обратных токов. Необходимая стабильность распределения топлива по поперечному сечению ФК (особенно для струйных форсунок) может быть достигнута при обеспечении постоянства соотношения $\frac{\rho W_F^2}{\rho W_A^2} = \text{const}$, которое при неизменных параметрах воздуха определяется перепадом давления на форсунках $\Delta p_ф$. Постоянный и высокий перепад давления желательно поддерживать и для обеспечения «тонкого» распыла топлива.

1.6.3.2. Для контролируемого распределения топлива по поперечному сечению ФК и хорошего распыла во всем диапазоне изменения режимов ФК приходится применять многоступенчатую систему подачи топлива в различные места камеры. Топливо подается в последовательно включаемые разветвлённые коллекторы, число которых может достигать восемнадцати. Чем больше число контуров (автономно управляемые и последовательно включаемые коллекторы), тем меньше их внутренний объём, меньше диапазон работы с «плохим» распылом, больше возможностей оптимального распределения по поперечному сечению ФК. Малый объём коллектора требует малого времени на его заполнение, что способствует выполнению требования по приёмистости.

Количество контуров разумно ограничивается: требованиями по массе, надёжности и эксплутационной технологичности; возможностями САУ; напорностью насосов; аэродинамическими потерями давления в ФК.

1.6.3.3. Расчёт форсунок производится по традиционным зависимостям, изложенным, например, в работе [37].

Опыт авторов показывает, что расчёт сложных топливных магистралей ФК удобно проводить с использованием коэффициента гидравлической проводимости

$$b = \mu F\sqrt{2g},$$

где μ – условный коэффициент расхода гидравлического элемента или системы.

На стадии проектирования его можно рассчитать, а в ходе доводки уточнить по экспериментальным проливкам по формуле

$$b = \frac{M_F}{\sqrt{\gamma_F \Delta p_F}},$$

где M_F, γ_F, Δp_F – соответственно расход, плотность и перепад давления на экспериментальном топливном элементе (форсунка, трубопровод, коллектор и т.д.). Практика показывает, что для жидкости можно считать b=const для данного элемента.

Тогда при работе ФК, зная давление топлива, например на входе в коллектор p_K и в ФК p^*_{AB}, можно определить расход

$$M_K = b \cdot \sqrt{\gamma_F \cdot (p_K - p^*_{AB})}.$$

Значение гидравлической проводимости сложной топливной системы можно рассчитать по их составляющим с помощью формул, выведенных на основании свойств гидравлических цепей с параллельным и последовательным соединением сопротивлений.

Например, для систем, представленных на рис.1.6.28, формулы суммарной гидравлической проводимости имеют вид:

$$b_{1\Sigma} = \frac{b_1 b_{TP1}}{\sqrt{b_1^2 + b_{TP1}^2}};$$

$$b_{2\Sigma} = \frac{(b_2 + b_3) b_{TP2}}{\sqrt{(b_2 + b_3)^2 + b_{TP2}}};$$

$$b_{4\Sigma} = \frac{b_4 b_{TP4}}{\sqrt{b_4^2 + b_{TP4}^2}};$$

$$b_{5\Sigma} = \frac{b_5 b_{TP5}}{\sqrt{b_5^* + b_{TP5}^2}}$$

$$b_{(6+7)\Sigma} = \frac{b_{TP7}\left(\frac{b_{TP6} b_6}{\sqrt{b_{TP6}^2 + b_6^2}} + b_7\right)}{\sqrt{b_{TP7}^2 + \left(\frac{b_{TP6} b_6}{\sqrt{b_{TP6}^2 + b_6^2}} + b_7\right)^2}}.$$

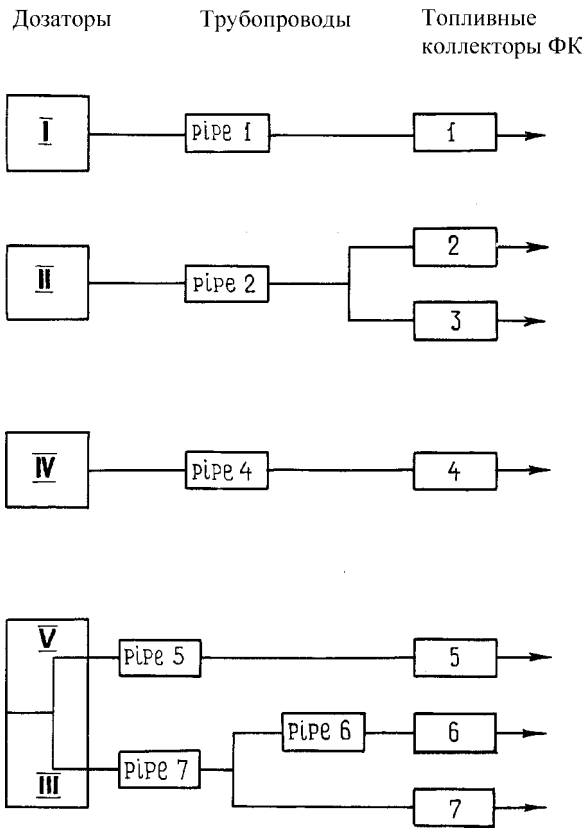


Рис. 1.6.28. Схема соединения топливных коллекторов ФК с дозаторами регулятора расхода топлива

1.6.3.4. Таким образом, при разработке схемы ФК авторы могут дать следующие предложения по устройствам распыла и испарения топлива.

Предлагается в зоне 1 в соответствии с рис.1.6.29, где на стабилизаторы пламени набегает «холодный» вентиляторный воздух, применять центробежные форсунки и (или) карбюрирующие устройства. В зоне 2 действия смесителя – центробежные форсунки с отбойниками. В зоне 3, где на стабилизаторы пламени поступает затурбинный газ – струйные форсунки с отбойниками и (или) простые струйные форсунки.

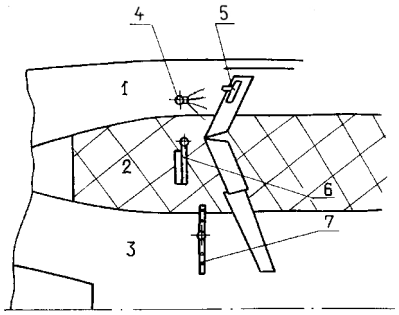


Рис. 1.6.29. Расположение распыливающих устройств по сечению форсажной камеры: 1 – зона вентиляторного воздуха; 2 – зона действия смесителя; 3 – зона затурбинного газа; 4 – центробежная форсунка; 5 – карбюрирующее устройство; 6 – струйные форсунки с отбойниками; 7 – струйные форсунки

Расположение форсунок относительно уголковых стабилизаторов следует выбирать таким, чтобы обеспечить оптимальную раздачу топлива. Осевое расстояние от форсунок до стабилизаторов пламени для лучшей испаряемости нужно выбирать максимально возможным по конструктивным соображениям с учётом траектории струй, используя график, представленный на рис.1.6.30.

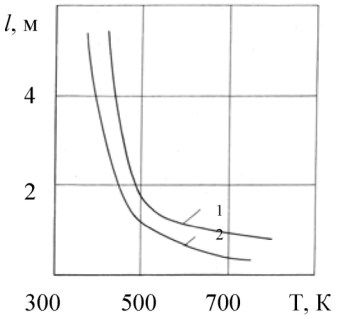


Рис. 1.6.30. Расчетная зависимость длины, необходимой для испарения топлива (керосина) с d = 50мк, от температуры потока воздуха (газа): 1–Z = 100%; 2–Z = 50%; λ = 0,15; p^* = 70кПа; трубная турбулентность

Количество и вид коллекторов, густота расположения форсунок, их размеры выбираются в зависимости от размера ФК, требований к ней. Основные конструкции распыливающих устройств приведены на рис. 1.6.24…1.6.26 и 1.6.31.

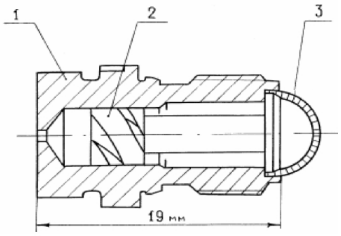


Рис. 1.6.31. Универсальная центробежная форсунка: 1 – корпус; 2 – шнек; 3 – фильтр

1.6.4. Выбор системы стабилизации пламени, оптимальной по потерям давления, полноте сгорания и устойчивости горения

Система стабилизации пламени включает в себя: фронтовое устройство, состоящее из набора стабилизаторов пламени в виде уголков, форкамер и других устройств, а также топливоподающих систем, расположенных перед фронтовым устройством (см. предыдущий раздел).

При выборе системы стабилизации наиболее ярко проявляются противоречия к требуемым параметрам форсажной камеры.

Известно, что чем больше характерный размер стабилизатора Δ, тем при прочих равных условиях выше устойчивость относительно срыва пламени, но и больше гидравлические потери. Увеличение степени загромождения сечения стабилизаторами пламени $\bar{f}$ способствует увеличению полноты сгорания топлива, но неизбежно приводит к росту гидравлических потерь. Если при $\bar{f}$ = const увеличивать характерный размер Δ (уменьшая количество уголков в решётке), то это приведёт к повышению устойчивости горения с одной стороны, а с другой – к снижению полноты сгорания.

Поэтому основной задачей при выборе схемы форсажной камеры является ослабление или преодоление части противоречий, а для оставшейся части – оптимизация согласно принципам, изложенным в разделе 1.6.1.

1.6.4.1. Потери полного давления во фронтовом устройстве складываются из потерь на обтекание решётки стабилизаторов пламени, которые, в общем случае, зависят от степени загромождения $\bar{f}$, формы стабилизатора, характерного размера Δ и равномерности их распределения по сечению форсажной камеры. К влияющим режимным факторам относятся: скорость в сечении установки стабилизаторов пламени (характеризующаяся λ_{mid}); степень закрутки набегающего потока; профиль скоростей; масштаб и интенсивность турбулентности.

В предположении: равномерного расположения стабилизаторов по сечению в одной плоскости; Δ = 30…60 мм (характерно для ФК); отсутствия закрутки потока; масштаба и интенсивности набегающего потока, характерных для трубного течения; равномерного профиля скоростей потока по сечению проведен расчет изменения коэффициента гидравли-

ческих потерь $\xi = \Delta p^* \Big/ \frac{\rho W^2}{2}$ в зависимости от формы стабилизаторов и степени загромождения $\bar{f}$. Результаты расчета представлены в виде номограммы на рис.1.6.32, которая позволяет в приближении, достаточном для выбора схемы, оценить гидравлические потери.

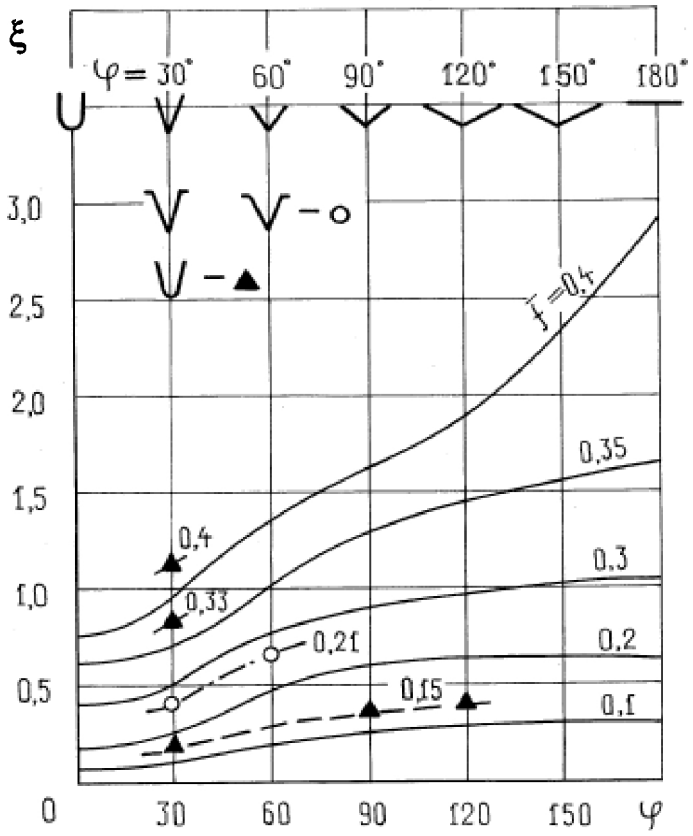


Рис. 1.6.32. Номограмма влияния на гидравлические потери формы стабилизаторов и степени загромождения: $\xi = \Delta p^* \Big/ \frac{\rho W^2}{2}$ – коэффициент гидравлических потерь; φ – угол при вершине стабилизатора; $\bar{f}$ – степень загромождения сечения

С целью снижения гидравлических потерь и сохранения (повышения) полноты сгорания рекомендуется располагать стабилизаторы в двух и более сечениях ФК, эшелонированных по потоку, как видно из рис.1.6.33.

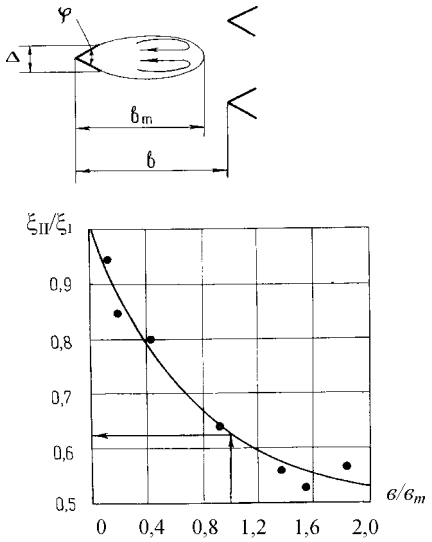


Рис. 1.6.33. Снижение гидравлических потерь при сдвиге второго ряда стабилизаторов пламени: $\bar{f}_{\Sigma} \le 0{,}5$

Эксперименты показали, что при сдвиге второго ряда стабилизаторов можно на 40 % и более снизить гидравлические потери на нефорсированных режимах. Причем оптимальным считается расстояние

$в = (1\ldots1{,}2)в_т$,

где $в_т$ – длина зоны обратных токов, которую можно оценить по формуле

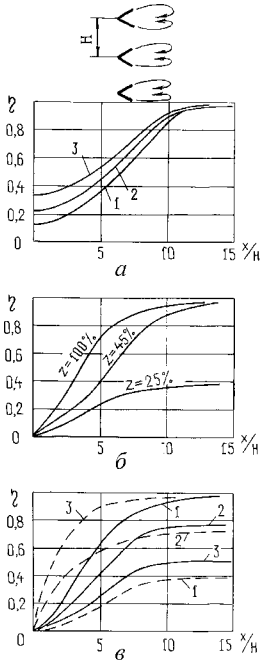
$$в_т = [2 + 0{,}5\mathrm{ctg}(\varphi/2)]\Delta .$$

При $в < в_т$ происходит деформация зон обратных токов за первым рядом стабилизаторов, что может приводить к ухудшению полноты и устойчивости горения. При $в > 1{,}2в_т$ гидравлические потери на нефорсированных режимах уменьшаются незначительно, а на форсированных режимах – существенно возрастают из-за роста скорости потока перед вторым рядом стабилизаторов. Выбор величины $в$ требует оптимизации с учетом влияния Δp на изменение удельных расходов топлива и раскладки режимов работы двигателя по времени.

Необходимо учитывать также влияние «густоты» решетки стабилизаторов пламени в периферийных и центральных слоях потока на характеристики газогенератора. Обычно на периферии ФК в «холодных» слоях потока стабилизаторы пламени размещают с меньшим шагом (большая степень загромождения).

1.6.4.2. Известно, что полнота сгорания топлива в форсажной камере в общем случае определяется: давлением в форсажной камере $p_{АВ}$; температурой и скоростью набегающего на стабилизаторы пламени потока воздуха (или газов) T и W; составом смеси в зоне горения α; степенью испарения жидкого топлива в зоне горения Z; распределением топлива по сечению камеры (величиной топлива, которая подается на стабилизаторы пламени g, и величиной между ними $1\text{-}g$); взаимным расположением стабилизаторов пламени (H – расстояние между ними); степенью загромождения сечения стабилизаторами $\bar{f}$; характеристиками турбулентности набегающего потока; длиной камеры сгорания L.

Результаты расчетов по влиянию большинства этих факторов на коэффициент полноты сгорания η представлены на рис.1.6.34, 1.6.35.



	$\bar{f}$	H, мм
1	0,2	50; 100; 150
2	0,4	50; 100; 150
3	0,6	50; 100; 150

$\alpha = 1{,}2$; $Z = 50\%$; $p^* = \sim 100$кПа; $T = 800$К; $W = 150$м/с

$p^* = \sim 100$кПа; $T = 800$К; $W = 150$м/с; $\bar{f} = 0{,}4$; $\alpha = 1{,}2$

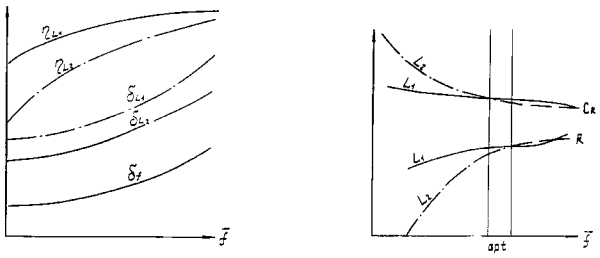
– – – $\alpha = 2{,}5$

—— $\alpha = 1{,}2$

1-g = 0,4; 2-g = 0,75; 3 g = 1,00;

$p^* = \sim 100$кПа; $T = 800$К; $W = 150$м/с; $\bar{f} = 0{,}4$; $Z = 50\%$

Рис. 1.6.34. Характерные влияния определяющих параметров и конструктивных факторов на полноту сгорания топлива: x – координата по оси абсцисс



а *б*

Рис. 1.6.35. Типовые зависимости характеристик от степени загромождения сечения и длины ФК: $L_1 > L_2$ – длина ФК; δ_{L1}, δ_{L2} – потери давления в ФК; δ_f – потери давления на стабилизаторах пламени; η – полнота сгорания топлива; C_R – удельный расход топлива; R – тяга

Анализ этих результатов показывает, что:

1. Если форсажная камера эксплуатируется на больших высотах и малых скоростях полета (см. зоны 2 и 6, рис.1.6.3), то необходимо повысить температуру набегающего потока на фронтовое устройство, особенно в периферийной части форсажной камеры.

Для этого применяют соответствующий смеситель потоков или (и) организуют «огневую поддержку» от вышестоящих по потоку стабилизаторов нижестоящим ($\uparrow T^*$ и $\uparrow Z$).

2. Если степень форсирования двигателя мала и в ФК сгорает «бедная» смесь (по сумме компонентов), т.е. $\alpha_\Sigma \geq 2{,}0$, то топливо нужно подавать локально на стабилизаторы пламени. Если смесь в ФК близка к стехиометрической $\alpha_\Sigma = 1{,}0\ldots1{,}3$, то на стабилизаторы необходимо подавать только часть топлива, оптимизируя условия сгорания за стабилизатором в зоне обратных токов. Остальную часть топлива следует подавать между стабилизаторами, где оно будет сгорать в следе факелов от пламени за зонами обратных токов.

3. Уменьшение расстояния между стабилизаторами H позволяет сократить длину камеры L. При этом уменьшается масса ФК, однако повышаются гидравлические потери, соответственно увеличивается удельный расход топлива. Оптимизацию необходимо проводить по взлетной массе самолета (см. раздел 1.6.1), учитывая изменение характеристик устойчивости горения. Степень загромождения $\bar{f} > 0{,}45$ на практике почти не применяется. Основания для выбора $\bar{f}_{opt}$ те же, что и для выбора H. Применительно к большинству типов ФК результаты оптимизации показывают, что длина камеры сгорания выбирается равной $L = (10\ldots14)\,H$.

4. Высокая полнота сгорания, характеризующая химические процессы окисления, не гарантирует полной реализации тепловой и кинетической энергии в тягу двигателя, особенно на режимах частичного форсирования, когда топливо в ФК распределено неравномерно. Это приводит к неравномерному распределению температуры газов и скорости потока по поперечному сечению на выходе из сопла и соответственно к недобору тяги (см. раздел 1.6.2). Вводится понятие эффективной (тяговой) полноты сгорания, когда полнота сгорания определяется не по результатам химанализа выхлопных газов, а рассчитывается по замеру тяги двигателя. Тяговая полнота сгорания η_R более полно характеризует эффективность форсажной камеры. Недобор η_R на режимах частичного форсирования может достигать 20 % , как видно из рис.1.6.36, 1.6.37.

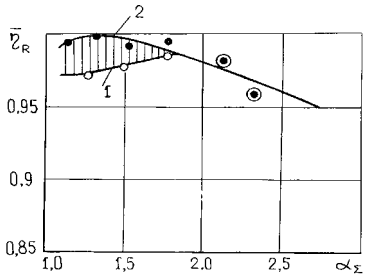


Рис. 1.6.36. Эффект подключения системы газодинамической стабилизации пламени: 1 – без системы; 2 – с системой; $\bar{\eta}_R = \dfrac{\eta_{R_i}}{\eta_{R\max}}$

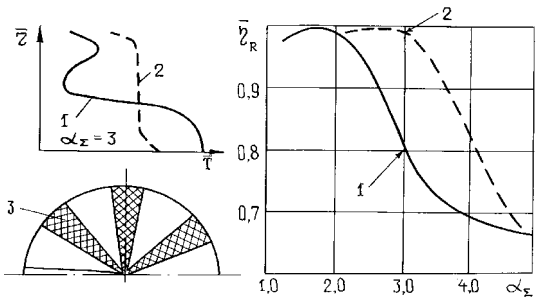


Рис. 1.6.37. Повышение тяговой полноты сгорания при оптимальной подаче топлива по сечению ФК: 1,2 – радиальные эпюры температур; 3 – «секторная» подача топлива

Мероприятиями по повышению тяговой полноты сгорания η_R могут быть: обеспечение максимально равномерного поля температур на выходе из форсажной камеры путем оптимизации очередности подключения топливных контуров при увеличении степени форсирования; «секторная» подача топлива на режимах частичного форсирования, т.к. окружная неравномерность выравнивается быстрее, чем радиальная (см. рис.1.6.37). На рис. 1.6.38 представлены данные по влиянию температуры набегающего на стабилизаторы потока на полноту сгорания топлива.

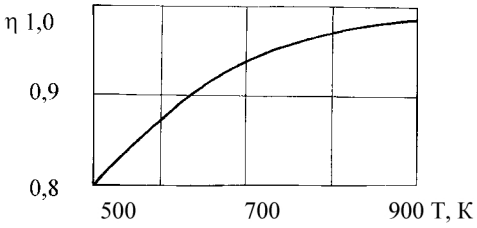


Рис. 1.6.38. Влияние температуры набегающего на стабилизаторы потока на полноту сгорания: p^* = 1кгс/см^2 (~100 кПа); W = 150 м/с; Δ = 40 мм; $\bar{f}$ = 0,4; Z = 50 %; x /H = 14

1.6.4.3. Для устойчивой работы форсажной камеры относительно срыва пламени важное значение имеет диапазон рабочей области концентраций используемого топлива. Размеры этой области зависят от процессов смесеобразования, степени испаренности топлива и стабилизации пламени. На рис.1.6.39 показан экспериментально полученный диапазон устойчивого горения для единичного стабилизатора при распыливании топлива перед ним.

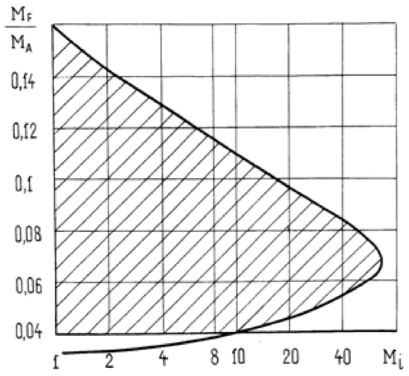


Рис. 1.6.39. Диапазон устойчивого горения:

$$M_i = \frac{W}{\Delta^{0,85} \cdot p^{0,95} \cdot T^{1,7}}$$

Концентрационные пределы горения керосина в воздухе узки и составляют: α = 0,6…3,8. Они достаточны для однорежимной ФК и не обеспечивают устойчивого горения в требуемом диапазоне изменения составов смеси современной ФК, где α_Σ изменяется от 1,0 до 10. Для

достижения такого диапазона (как и для получения высокой полноты сгорания) приходится применять смесители, «огневую поддержку» и оптимальную раздачу топлива в различные места камеры, а также различного рода карбюраторы, которые используют тепло из зоны обратных токов за стабилизаторами для частичного испарения топлива. Из данных, приведенных на рис.1.6.40, видно преимущество карбюраторов по расширению диапазона устойчивого горения ФК.

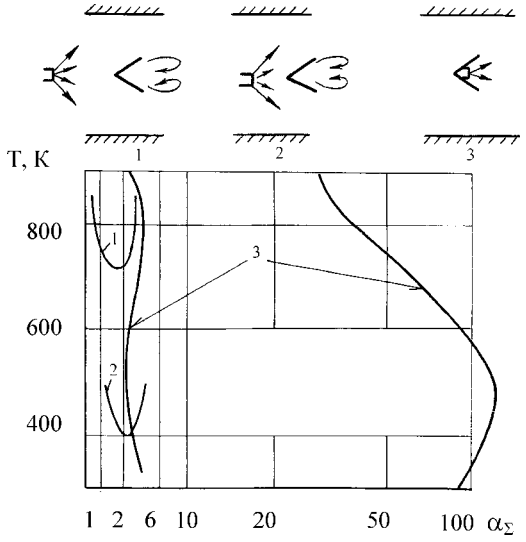


Рис.1.6.40. Влияние параметров потока W, T^*, p^* и распределения топлива на границы срыва пламени; 1 – W = 150 м/с; p^* = 0,2 кгс/см^2 (20 кПа); 2 – W = 50 м/с; p^* = 1 кгс/см^2 (100 кПа); 3 – W = 100 м/с; p = 1 кгс/см^2 (100 кПа); Δ = 40 мм; $\bar{f}$ = 0,3; 1, 2 – распыл центробежными форсунками; 3 – карбюратор

Все мероприятия, направленные на повышение температуры газов перед стабилизаторами пламени, актуальны и для повышения устойчивости горения.

1.6.4.4. В практике известны различные виды систем стабилизаторов фронтовых устройств: радиальные, кольцевые, радиально-кольцевые, с кольцевой форкамерой и другие. Опыт авторов показывает, что близким к оптимальному для ФК широкого диапазона применения и регулирования является вариант применения кольцевой форкамеры с расположенными на ней радиальными стабилизаторами пламени, выпол-

ненными в виде уголков. На радиальных стабилизаторах могут быть установлены дополнительные уголки в окружном направлении, как это видно из рис. 1.6.41, 1.6.42.

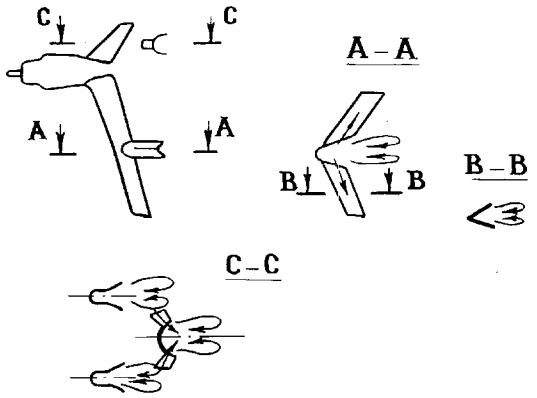


Рис. 1.6.41. Примеры связанных зон циркуляций

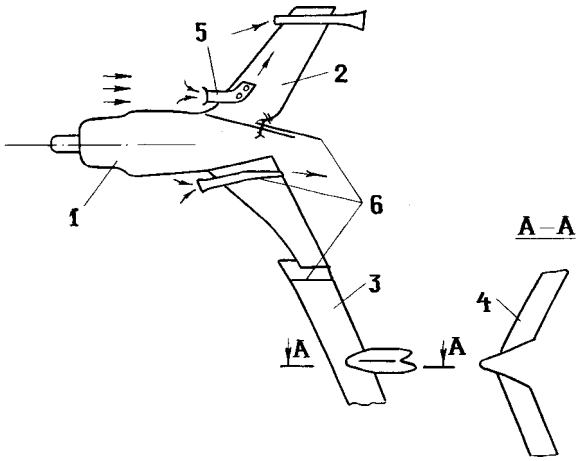


Рис. 1.6.42. Система стабилизаторов пламени с форкамерой:
1 – кольцевая форкамера; 2 – наружные РСП; 3 – внутренние РСП; 4 – дополнительные уголки; 5 – эжекторы; 6 – пластины

Применение такого сочетания стабилизаторов имеет следующие преимущества перед перечисленными выше системами: возможность расположения радиальных стабилизаторов оптимальным образом относительно лепестков смесителя, а именно в следе за «горячими» лепест-

ками; форкамера является первичным очагом пламени. Так как она защищена боковыми стенками от основного потока, то горение в ней достаточно автономно и устойчиво; оптимальный наклон радиальных стабилизаторов пламени (РСП) обеспечивает хорошую «огневую поддержку» для топлива, подаваемого на РСП; изменением количества радиальных стабилизаторов пламени можно легко изменять характерный размер H между уголками; форкамера является удобным конструктивным элементом, на котором располагаются РСП, топливные коллекторы и элементы подвески.

Очень важным является вопрос об организации процесса горения в сложных системах стабилизаторов пламени.

1. Известно, что при сочетании кольцевого стабилизатора пламени с радиальным происходит перенос тепла газом в радиальном направлении в зонах их сопряжения в результате изменения величины скорости и направления потока газа.

Проведенные в ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова» экспериментальные исследования позволили выявить влияние взаимодействия зон циркуляции, возникающих за элементами систем стабилизаторов пламени, на эффективность и устойчивость горения. На рис.1.6.43…1.6.49 приведены результаты этих исследований.

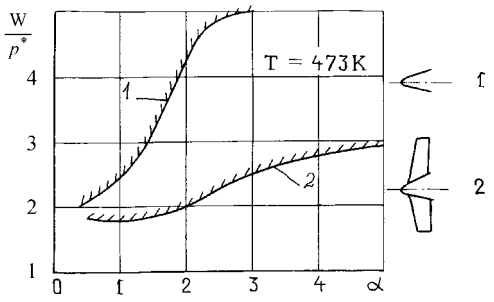


Рис. 1.6.43. Ухудшение устойчивости горения при сочетании кольцевого и радиального стабилизаторов: 1 – кольцевой уголок; 2 – сочетание кольцевого и радиального стабилизаторов

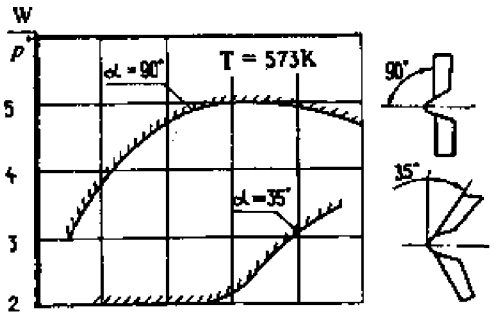


Рис. 1.6.44. Влияние на устойчивость горения угла наклона радиальных стабилизаторов пламени

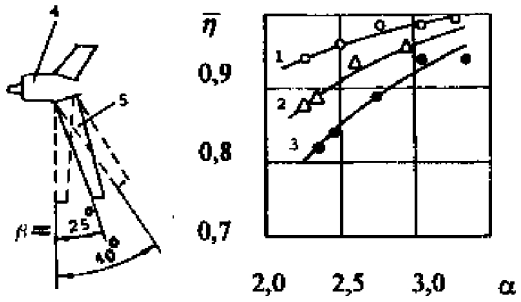


Рис. 1.6.45. Влияние угла наклона РСП на полноту сгорания топлива системы стабилизаторов пламени: 1 – β = 25 град.; 2 – β = 0 град.; 3 – β = 40 град.; 4 – форкамера; 5 – РСП; $\bar{\eta} = \dfrac{\eta_i}{\eta_{\max}}$; $p^* = 100$кПа; $T^* = 473$К; $\lambda = 0{,}31$; $\bar{f} = 35\%$

Изменение угла наклона радиального РСП от 0 до 40 град. показало, что для получения высокой полноты сгорания близким к оптимальному является угол 25 град., при котором обеспечивается необходимая «огневая поддержка» и еще сохраняются достаточные стабилизирующие свойства.

Состав газов «огневой поддержки» от базового кольцевого стабилизатора – форкамеры существенно влияет на полноту горения. Замеры показали, что при увеличении длины форкамеры от исходной на 30 % возрастает полнота сгорания на выходе самой форкамеры, но суммарная эффективность горения всей системы горения снижается, особенно на обедненных смесях. При обогащении смеси в форкамере полнота сгорания на выходе снижается, а всей системы – повышается.

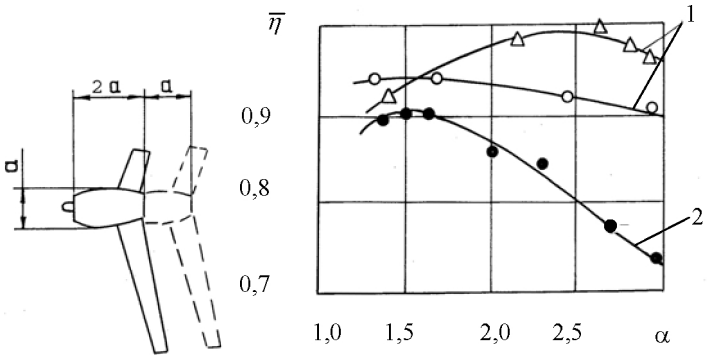


Рис. 1.6.46. Влияние качества «огневой поддержки» на полноту сгорания. Условия те же, что и на рис. 1.6.45: 1 – исходная форкамера; 2 – удлиненная форкамера; ●, ○ – $\alpha_F = 1{,}4$; Δ – $\alpha_F = 1{,}2$; F – форкамера

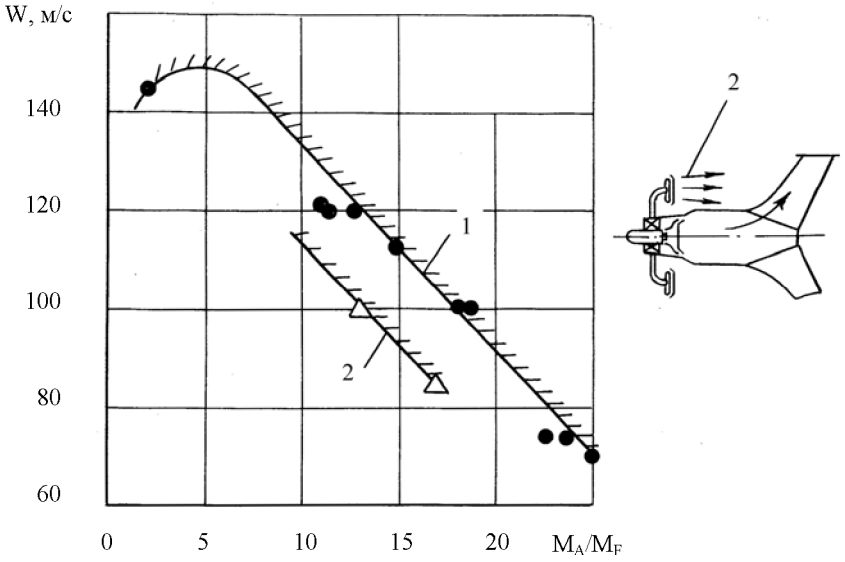


Рис. 1.6.47. Влияние подачи топлива на радиальные стабилизаторы пламени (РСП) на устойчивость горения: 1 – без подачи топлива на РСП; 2 – с подачей топлива на РСП; $T^* = 473$К; $p^* = 100$кПа

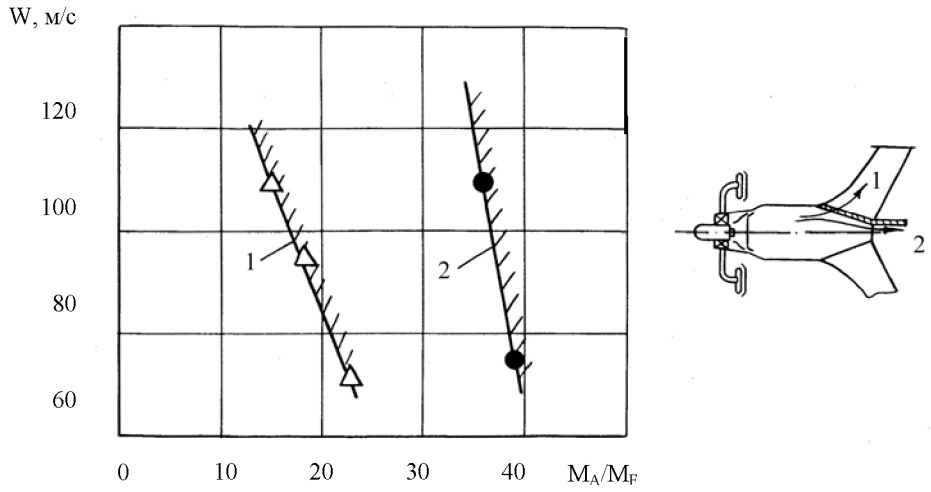


Рис. 1.6.48. Влияние разрыва связи с РСП на устойчивость горения: 1 – без перегородки; 2 – с перегородкой; $T^* = 473$К; $p^* = 100$кПа

Можно дать следующее объяснение этим фактам. При высокой полноте сгорания на выходе из форкамеры ($\eta > 0{,}9$) газ «огневой поддержки» имеет высокую температуру, растет скорость газов на входе в РСП, что способствует разрушению зоны циркуляции в последнем. Если же полнота сгорания за форкамерой невысока, горение продолжается и за форкамерой, то газ «огневой поддержки» имеет большое число химически активных центров, которые обеспечивают лучшие условия для поджигания топлива в зонах циркуляций за РСП.

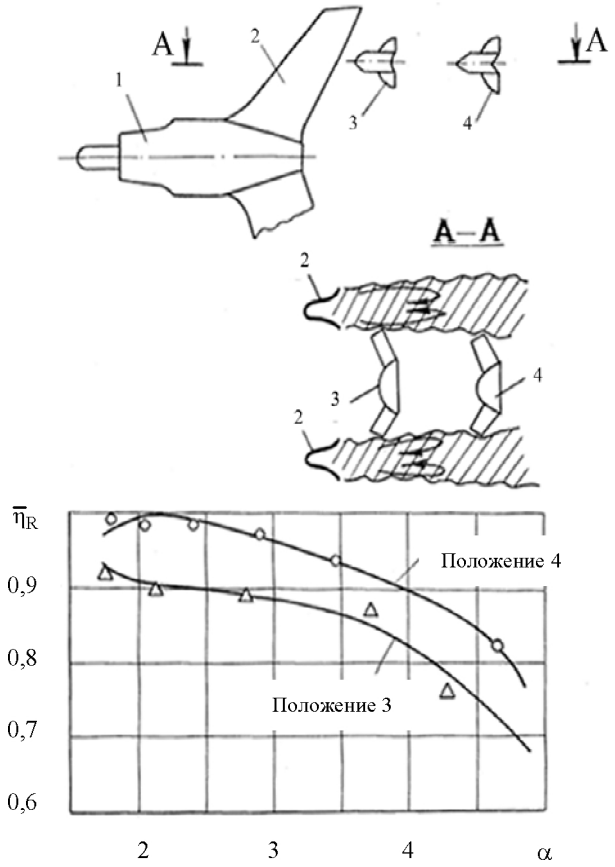


Рис. 1.6.49. Влияние сдвига назад по потоку второго ряда стабилизаторов пламени на полноту сгорания топлива системы: 1 – форкамера; 2 – РСП; 3, 4 – положения «чашечного» стабилизатора пламени

Наличие РСП на кольцевой форкамере и увеличение угла их наклона ухудшает устойчивость горения по срыву пламени в форкамере. Кроме того, было выявлено, что при подаче топлива на РСП диапазон устойчивого горения в форкамере снижается. Это объясняется массообменом между зонами циркуляции в форкамере и за РСП, уменьшением эжектирующей способности РСП при наличии горения за ним. Последнее приводит к снижению расхода воздуха через форкамеру и обогащению смеси в ней и, как следствие, к срыву пламени.

Аналогичные зависимости были установлены и для систем, когда на РСП дополнительно устанавливались наклонные уголки, а также при взаимодействии второго ряда стабилизаторов пламени с первым рядом (см. рис.1.6.48, 1.6.49). Очевидно, что для устранения выявленных противоречий в системах аэродинамически связанных зон циркуляций необходимо ослабить или разорвать обратную связь, сохранив «огневую поддержку». Примеры конструктивных решений этой проблемы приведены на рис.1.6.49. Сдвиг стабилизаторов второго ряда назад по потоку приводит к разрыву обратной связи, когда уголки второго ряда не искажают зону циркуляции за уголками первого ряда. Полнота сгорания при этом возрастает.

В связи с тем, что форкамера располагается в зоне эффективного действия смесителя для ФК с $m \geq 1{,}0$, наружные и внутренние РСП выполнены разной длины. Длинные РСП обладают большей эжектирующей способностью, что приводит к несимметричной (и нежелательной) раздаче газа «огневой поддержки» из форкамеры.

Установка отражательных пластин и эжекторных трубок внутри РСП существенным образом устраняет это противоречие (см. рис.1.6.42). Места расположения и их количество являются результатом экспериментальной отработки.

2. Опыт показывает, что при двухконтурности $m \geq 1{,}0$ выгодно применить устройство газодинамической стабилизации пламени, схема которого представлена на рис.1.6.50.

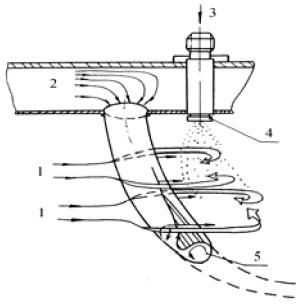


Рис. 1.6.50. Пример устройства газодинамической стабилизации пламени: 1 – поток набегающих газов; 2 – воздух из тракта охлаждения; 3 – подвод топлива; 4 – центробежная форсунка; 5 – струя в сносящем потоке

Это устройство необходимо располагать на периферии за вторым рядом стабилизаторов пламени на расстоянии не менее длины зоны обратных токов. Подключать топливо туда при повышении степени форсирования следует в последнюю очередь.

Устройство газодинамической стабилизации имеет следующие преимущества: малое гидравлическое сопротивление; возможность повысить полноту сгорания (тяговую) на режимах максимального форсирования (см. рис. 1.6.36); возможность улучшить вибрационное состояние ФК, так как разгружаются зоны обратных токов за уголками; малая масса и высокая надежность.

1.6.4.5. При увеличении интенсивности турбулентности ε уменьшается длина зоны обратных токов за стабилизаторами пламени уголкового типа, что в случае гомогенной топливовоздушной смеси однозначно приводит к ухудшению характеристик срыва пламени. В реальных ФК смесь гетерогенная, при увеличении интенсивности турбулентности вследствие лучшего тепломассообмена увеличивается степень испаренности и подогрева смеси в зоне контакта. Поэтому, несмотря на сокращение длины зоны обратных токов, при низких температурах набегающего потока $T^* \leq 400$ К имели место случаи улучшения устойчивости уголкового стабилизатора пламени. Полнота сгорания топлива при увеличении ε (и сохранении устойчивости горения) повышается.

1.6.4.6. Таким образом, при выборе схемы многорежимной ФК рекомендуется концепция аэродинамически связанных зон циркуляции, существенным образом учитывающая и ослабляющая противоречия между требованиями минимальных потерь давления, высокой эффективной (тяговой) полнотой сгорания и устойчивостью. Согласно этой концепции, фронтовое устройство должно включать следующие элементы (см. рис. 1.6.42): кольцевую форкамеру обтекаемой формы; уголковые РСП, установленные на выходе и получающие «огневую поддержку» из форкамеры, наклоненные под углом 20…25 град. к вертикали; на внутренних РСП на определенном расстоянии от форкамеры (в середине площади поперечного сечения) установленные дополнительные уголки в тангенциальном направлении, также наклоненные на 20…25 град. относительно РСП; систему стабилизации пламени во втором ряду за периферийными РСП, на расстоянии длины зоны обратных токов за РСП, включающую, например, «чашечный» стабилизатор пламени с наклоненными на 20…25град. пламепроводящими уголками (см. рис. 1.6.49);

устройство газодинамической стабильности пламени при $m \geq 1{,}0$; РСП, расположенные на периферии, должны располагаться в следе за «горячими» лепестками смесителя, расстояние от среза смесителя выбирается в соответствии с рекомендациями, изложенными в разделе 1.6.2.

1.6.5. Повторное воспламенение топлива, в том числе на больших высотах и малых скоростях полета

Надежный запуск форсажной камеры во всех условиях эксплуатации самолета обеспечивается надежным воспламенением топливовоздушной смеси за базовым стабилизатором (в форкамере), от пламени которого происходит воспламенение смеси за остальными, расположенными ниже по потоку стабилизаторами пламени. Обеспечение надежного воспламенения смеси за базовым стабилизатором (в форкамере) определяется его способностью стабилизировать горение смеси после её воспламенения от постороннего источника поджигания. Воспламенение смеси за остальными стабилизаторами определяется надежной передачей пламени (пламепереброс) от базового стабилизатора.

В разделе 1.6.1 было установлено, что критическими зонами полета для повторного воспламенения топлива являются зоны 2 и 6 (см. рис. 1.6.3), где минимальные давление p^* и температура T^* воздуха и газа на входе в ФК. Со снижением p^* и особенно T^* резко ухудшаются характеристики устойчивого горения. Основной причиной этого является низкая испаряемость капель топлива (см. рис.1.6.30). Применительно к этим условиям проанализируем существующие методы воспламенения топлива за базовым стабилизатором пламени (в форкамере).

В качестве источника поджигания смеси могут быть использованы системы с воспламенением непосредственно от свечи, от пламени основной камеры сгорания с помощью «огневой дорожки», от пламени дополнительной малогабаритной камеры сгорания – воспламенителя.

При использовании системы запуска непосредственно от свечи имеются трудности с обеспечением ресурса и устойчивости работы двигателя. Это связано с необходимостью создания в зоне расположения торца свечи оптимального, более «богатого» состава смеси, которая на остальных форсированных режимах приводит к перегреву свечи, что уменьшает ресурс её работы. Другой особенностью является то, что воспламенение такого состава смеси сопровождается быстрым повышением давления (с «забросом») в ФК. Такое возмущение может приводить к потере устойчивости компрессора наружного контура двигателя.

При запуске ФК способом «огневой дорожки», т.е. путем кратковременной подачи дополнительного топлива в основную камеру сгорания (в штатные или специальные установленные на выходе из камеры сгорания форсунки), предъявляются повышенные требования к надежности работы системы подачи топлива. Отказ в работе такой системы приведет к перегреву турбины или незапуску ФК.

По сравнению с вышеуказанными системами наиболее надежным, по мнению авторов, является запуск форсажной камеры от дополнительной малогабаритной камеры сгорания – воспламенителя, схема которой приведена на рис. 1.6.51.

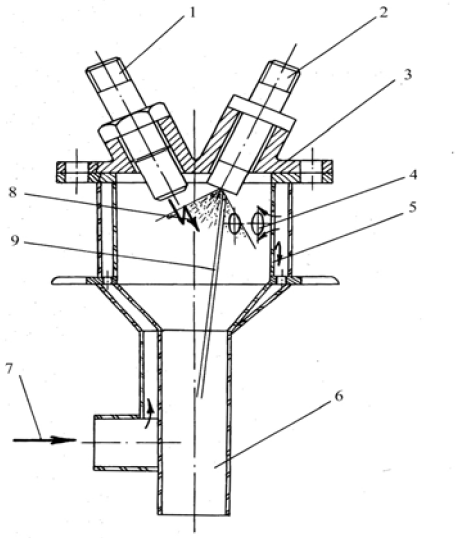


Рис. 1.6.51. Воспламенитель: 1 – электросвеча; 2 – форсунка; 3 – крышка; 4 – отверстия; 5 – корпус; 6 – патрубок пламепереброса; 7 – набегающий поток воздуха; 8 – конус распыла топлива; 9 – струя топлива перепускная

Доводку системы запуска следует производить на автономном стенде, используя для этой цели модели и секторы ФК. Конструкция воспламенителя и ФК должна обеспечить запуск во всех условиях по p^* и T^* эксплуатации двигателя. Особое значение следует придать запуску в условиях минимальных давлений и температур потока ФК (см. зоны 2, 6, рис.1.6.3). В остальных условиях следует выполнять контрольные проверки для выбора программы подачи топлива. На рис.1.6.52 приведены диапазоны запуска в «крайних» условиях эксплуатации и требуемая программа подачи топлива.

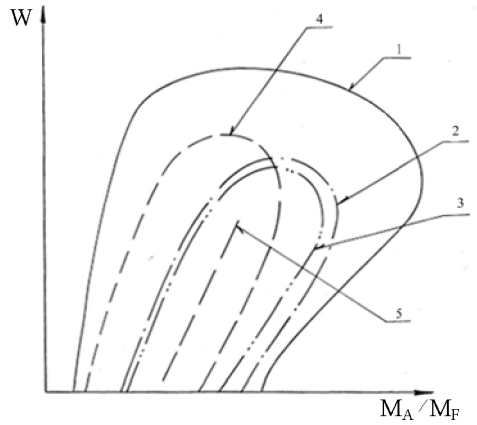


Рис. 1.6.52. Диапазон запуска системы «воспламенитель – форсажная камера»: 1 – диапазон запуска ФК в условиях H = 0, M = 0; 2 – диапазон запуска ФК в условиях M_{min}, $T^*_{6\,min}$ (зона 6 рис. 1.6.3, *в, г*); 3 – диапазон запуска ФК в условиях $p^*_{6\,min}$ (зона 6 рис. 1.6.4, *а, б*); 4 – диапазон запуска ФК в условиях M_{max}, $T^*_{6\,max}$ (зона 4 рис. 1.6.3, *в*); 5 – требуемая программа подачи топлива

На основании опыта СНТК в качестве базового стабилизатора при воспламенении ФК предлагается кольцевая форкамера, особенно, если двухконтурность $m \geq 0{,}5$ (рис.1.6.53). Преимуществами форкамеры перед базовым уголковым стабилизатором являются: возможность снижения скорости в ней до 10…15 м/с; стенки, препятствующие преждевременному контакту загоревшейся смеси с «холодным» воздухом; возможность четкого поддержания оптимального состава смеси.

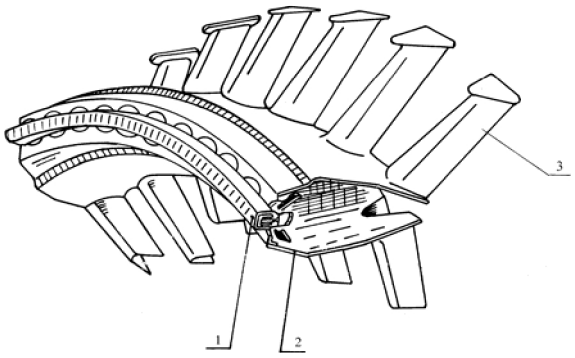


Рис. 1.6.53. Пример конструктивного решения форкамеры: 1 – коллектор топлива; 2 – корпус форкамеры; 3 – пламераздающие уголки

Размеры форкамеры зависят от массы воздуха, проходящей через ФК. Расход воздуха через форкамеру не должен превышать 6…7 % от суммарного расхода через ФК.

Расширение диапазона запуска воспламенителя и форкамеры можно обеспечить подачей воздуха с более высокой температурой. С этой целью их приемные отверстия следует располагать в следе горячих струй затурбинного газа.

Для расширения диапазона запуска форкамеры необходимо увеличить «мощность» факела, выходящего из воспламенителя. Для этого следует подать дополнительное топливо в зону воспламенителя, расположенную ниже по потоку относительно зоны обратных токов в нем.

Наличие пламени в форкамере следует контролировать сигнализатором, сигнал с которого должен подаваться в систему автоматического регулирования подачи топлива в коллекторы форсажной камеры и площади реактивного сопла. В системе регулирования должны быть предусмотрены блокировки, исключающие подачу топлива в последующие коллекторы ФК при отсутствии пламени в форкамере, а при его наличии – снятие блокировки с подачи топлива в последующие коллекторы и выдача команды на предварительное увеличение площади сопла. Такая программа предупреждает «пережатие» рабочей линии компрессора наружного контура и исключает его неустойчивую работу.

Сигнализатором пламени, как правило, служит ионизационный датчик, который устанавливается в форкамере так, чтобы на всех режимах работы его чувствительный элемент попадал в зону циркуляции за стабилизатором пламени внутри форкамеры.

1.6.6. Решение проблемы регулирования подачи топлива и диаметра сопла для обеспечения устойчивой работы двигателя и высокой тяговой полноты сгорания

1.6.6.1. Согласование характеристик форсажной камеры, компрессора, регулирования подачи топлива и диаметра сопла является сложной проблемой. Критерием согласования для двухконтурных двигателей обычно выбирается поддержание оптимального положения рабочей линии вентилятора, представленной линией $a - a$ на рис.1.6.54.

Положение этой линии определяет топливная экономичность и устойчивость двигателя в целом, а также давление, степень двухконтурности, скорость потока, состав смеси в ФК. Эти параметры существенно

влияют на характеристики ФК: полноту сгорания, устойчивость к срыву пламени и виброгорение. Изменение полноты сгорания, при прочих равных условиях, в свою очередь вызывает изменение положения рабочей линии. Известно, что инструментом поддержания рабочей линии является регулируемое сопло. Недостаточно точное знание во всех условиях эксплуатации полноты сгорания той порции топлива, которая поступает в ФК, и, соответственно, того теплового «поджатия», которое при этом реализуется, делает в настоящее время невозможным при проектировании определить количественные требования к системам управления соплом, особенно для переходных режимов.

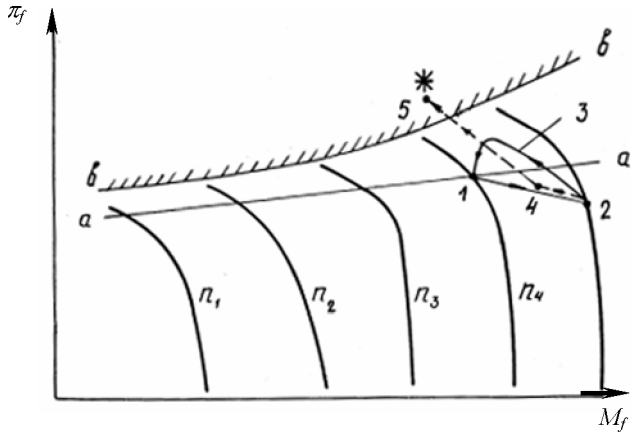


Рис. 1.6.54. Пример «помпажа» компрессора при работе ФК: *а – а* – рабочая линия вентилятора; в – в - граница устойчивости; $n_5 > n_4 > n_3 > n_2 > n_1$ – частота вращения вентилятора; 1 – рабочая точка перед включением очередного контура ФК; 1→2 – штатное предраскрытие сопла; 2→3→1 – нормальное воспламенение топлива; 2→4 – задержка воспламенения; 4→5 – резкая вспышка большого количества топлива (САУ не успевает); 5^* – «помпаж»

Стандартными требованиями к САУ сопла и механизмам его управления являются: обеспечение «предраскрытия» сопла перед включением очередного контура ФК или резкой подачи порции топлива. Это «предраскрытие» не должно вызвать потерю устойчивости горения, но быть достаточным, чтобы при вспышке порции топлива рабочая точка в координатах $\pi_f = f(M_f)$ (см. рис.1.6.54) не приблизилась к границе устойчивости компрессора. Для быстрого изменения режима (приёми-

стость) «предраскрытие» может быть объединенным для нескольких контуров; изменение площади сопла должно быть пропорциональным изменению расхода топлива и происходить со скоростью, соответствующей тепловому поджатию так, чтобы рабочая точка в координатах $\pi_f = f(M_f)$ не достигла нижней и верхней границ устойчивости компрессора; быстрое восстановление оптимального положения рабочей линии вентилятора после окончания переходных режимов. Желаемое протекание параметров при этом показано на рис.1.6.55.

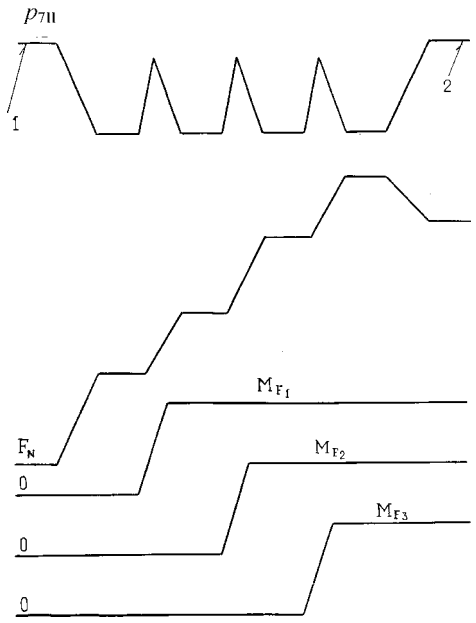


Рис. 1.6.55. Изменение давления воздуха в ФК p_{7II}, площади реактивного сопла F_N и расхода топлива M_F в 1,2 и 3 коллекторах при включении ФК: 1 – установившийся нефорсированный режим; 2 – установившийся форсированный режим

Рассмотрим наиболее типичные дефекты, связанные с рассогласованием характеристик при изменении степени форсирования, и их физическую сущность. На рис.1.6.56 приведена копия осциллограммы процесса увеличения степени форсирования и возникновения «помпажа» компрессора. Там же дано толкование изменений параметров, а пунктирной линией – протекание параметров при нормальном процессе.

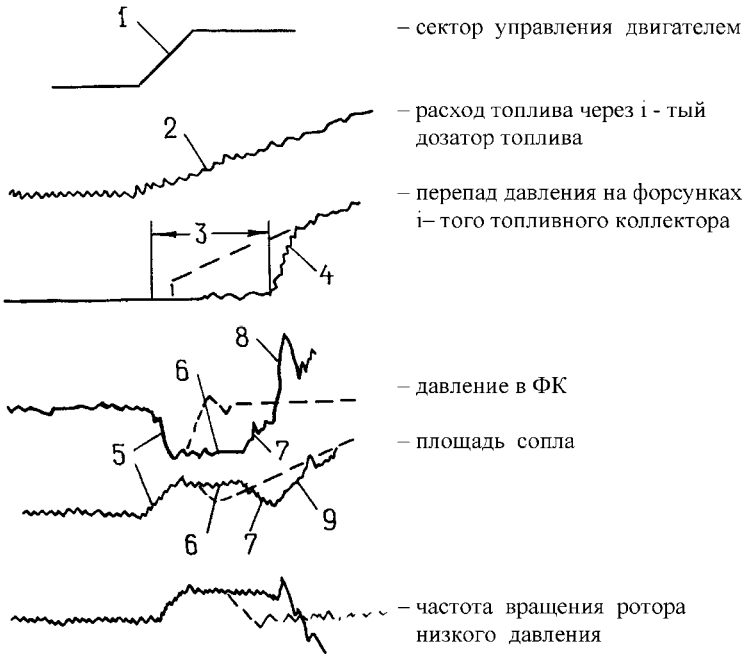


Рис.1.6.56. Помпаж компрессора, связанный с большим объёмом топливного коллектора (копия осциллограммы): - - - - - - - нормальное протекание события; 1 – включение i-того топливного контура; 2 – увеличение расхода топлива через i-тый дозатор; 3 – время заполнения включенного топливного коллектора; 4 – резкий рост давления и соответственно расхода топлива через коллектор. Вспышка поступившего в ФК топлива; 5 – плановое «предраскрытие» сопла; 6 – поддержание САУ пониженной рабочей линии вентилятора (временное); 7 – закончилось время п.6, САУ работает на возвращение нормальной рабочей линии вентилятора; 8 – резкое повышение давления – «помпаж»; 9 – попытка САУ устранить резкое повышение давления

На рис.1.6.54 те же события были представлены в координатах $\pi_f = f(M_f)$. Причиной задержки воспламенения, а затем последующей резкой вспышки поступившего топлива может быть не только недопустимо большое время заполнения коллектора, но и задержки воспламенения, связанные: с плохим распылом поступающей порции топлива; с неудачной системой стабилизации пламени; с излишне большим «предраскрытием» сопла, увеличением скорости и состава смеси во фронтовом устройстве.

Пример и объяснение явления частичного погасания топливовоздушной смеси с последующим «помпажом» представлены на рис.1.6.57.

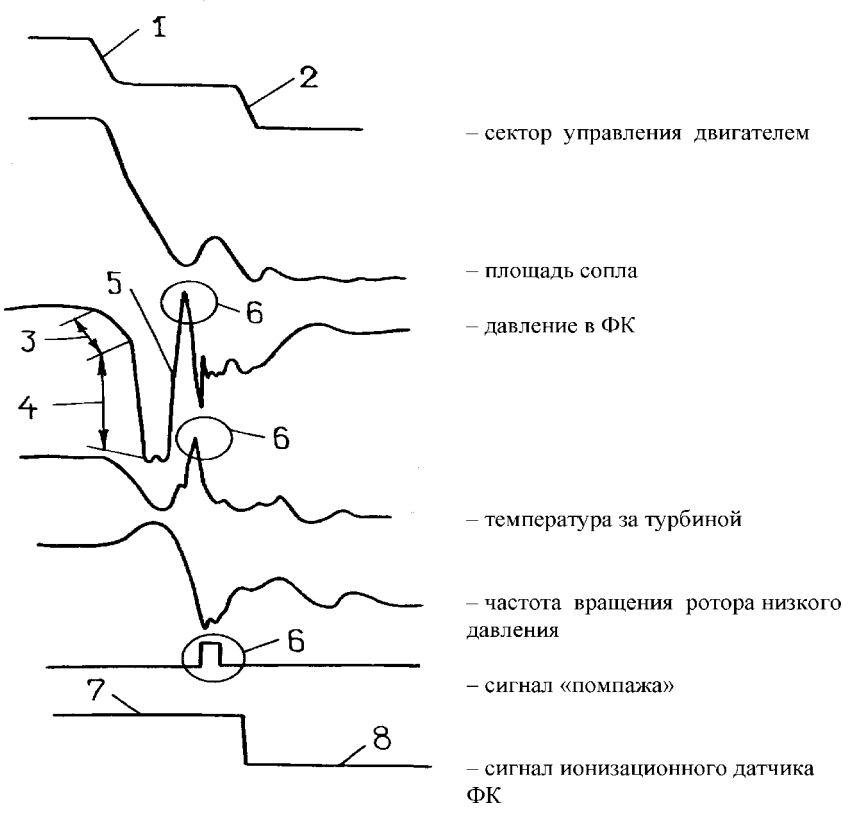


Рис.1.6.57. Частичное погасание топливовоздушной смеси в ФК с последующим «помпажом» (копия осциллограммы): 1 – уменьшение степени форсирования; 2 – включение форсажа; 3 – нормальная работа ФК; 4 – частичное погасание пламени в ФК (форкамера работает); 5 – вспышка ранее погасшей топливовоздушной смеси; 6 – резкое повышение давления в ФК относительно рабочей линии вентилятора – «помпаж»; 7 – наличие пламени в форкамере; 8 – отсутствие пламени в форкамере

При резком уменьшении степени форсажа САУ и сопло «не успевают» адекватно среагировать, в результате давление в ФК падает (см. поз. 3, рис.1.6.57), скорость растет, часть стабилизаторов пламени теряют устойчивость горения. Сказанное иллюстрируется на рис.1.6.58.

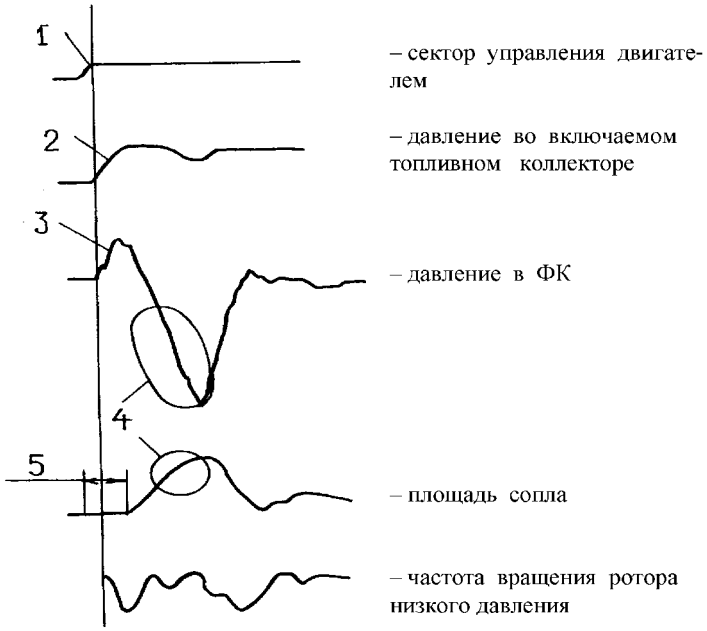


Рис. 1.6.58. Задержка открытия сопла при быстром движении сектора: 1 – увеличение степени форсирования; 2 – рост расхода топлива через форсунки включаемого коллектора; 3 – рост давления в ФК, связанный с отсутствием «предраскрытия» сопла (задержкой открытия сопла); 4 – нештатное падение давления в ФК, связанное с медленной реакцией САУ и сопла на процесс падения давления (излишнее открытие сопла); 5 – задержка открытия сопла

Происходит погасание топлива за ними (см. поз. 4, рис.1.6.57), но базовая форкамера, имея значительно большие запасы устойчивости, продолжает работать. С ионизационных датчиков, установленных в форкамере, в САУ поступает сигнал «ФК работает» (см. поз. 8, рис. 1.6.57), поэтому последняя не выключает топливо, подаваемое на стабилизаторы, пламя за которыми погасло (установить ионизационные датчики за всеми стабилизаторами пламени практически невозможно). САУ, «стараясь» поддержать рабочую линию вентилятора, уменьшает площадь сопла. Наконец, давление в ФК начинает расти, создаются благоприятные условия для воспламенения всей массы ранее негоревшего топлива от «огневой поддержки» форкамеры (см. поз. 5, рис.1.6.57). Оно мгновенно вспыхивает, САУ и сопло не в силах так быстро реагировать, происходит заброс давления, вплоть до «помпажа».

В этом событии первопричиной была неэффективная работа САУ и сопла, но ФК не имела достаточных запасов по устойчивости горения.

Поэтому систему стабилизации пламени нужно проектировать не только на худшие параметры по горению зон 6 и 2 (см. рис. 1.6.3), но и с запасом, учитывая необходимость «предраскрытия» сопла и его инерционность на переходных режимах. Причиной «помпажа» нужно считать неудачную логику САУ, а также излишнюю устойчивость процесса в форкамере, горение которой спровоцировало последующее резкое воспламенение большой массы топлива.

На рис.1.6.58 представлен пример события при недопустимой инерционности САУ и сопла («проскакивания» по инерции нужного значения по площади критического сечения). В данном случае погасания в ФК не произошло, но иногда имеет место проявление виброгорения в поз. 4, когда повышение скорости на кромках стабилизаторов пламени вызывает срыв вихрей. При очень большом предраскрытии в зонах 6 и 2 (см. рис.1.6.3) в сочетании с неоптимальной по α подачей топлива может иметь место нерозжиг топлива в форкамере и соответственно незапуск ФК. Естественно, в этих зонах запасы устойчивости по срыву пламени невелики, поэтому здесь разумно предусмотреть в САУ меньший уровень «предраскрытия» сопла и менее жесткие требования по темпу «приёмистости и сброса», чем в остальных зонах диапазона эксплуатации.

Так как полнота сгорания одних и тех же порций топлива в периферийной и внутренней частях ФК различна, то порядок включения коллекторов в работу также имеет значение при выборе величины «предраскрытия» сопла. Обычно после включения форкамеры топливо подают на (или под) стабилизаторы пламени последовательно, обеспечивая эстафету «огневой поддержки» связанных зон циркуляций (см. раздел 1.6.4).

Далее по мере увеличения степени форсирования поддерживают состав смеси за стабилизаторами, а подаваемое топливо распределяют между ними. При этом необходимо поддерживать условия для получения максимальной тяговой полноты сгорания (см. рис.1.6.37). Это не всегда удается, так как для выравнивания скоростей и температур на срезе сопла требуется подавать топливо на периферию вблизи стенок экранов ФК и сопла, что может привести к перегревам экранов при длительной работе и их разрушению.

Поэтому при длительном полете на форсаже в зоне 4 (см. рис.1.6.3) необходима оптимизация раздачи топлива, исходя из требований эффективности и надежности.

1.6.6.2. Расчетная схема дозвукового сопла приведена на рис. 1.6.59. При известных исходных параметрах на входе в сопло потребная величина критического сечения определяется по формуле

$$F_{cr} = \frac{M_{AB}\sqrt{T^*_{AB}}}{m_{AB} \cdot q(\lambda cr) p^*_{AB} \cdot \mu_s},$$

где μ_s – коэффициент расхода, равный отношению фактического расхода к идеальному.

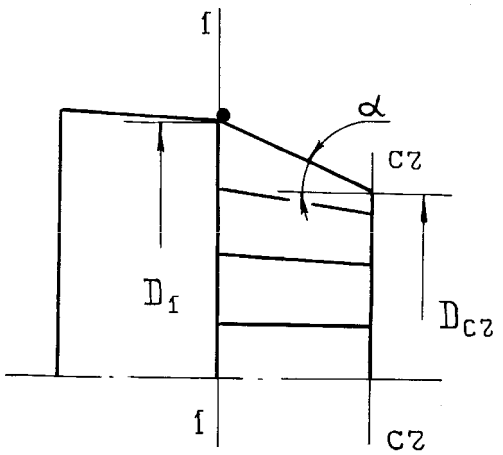


Рис. 1.6.59. Схема дозвукового регулируемого сопла

Система управления створками сопла должна: обеспечить синхронное движение створок дозвуковой и сверхзвуковой части; обеспечить малые перекосы створок, не вызывающие недопустимого изменения величины вектора тяги двигателя; исключить перераскрытие створок на режимах максимального форсирования.

1.6.6.3. Таким образом, на основе опыта по согласованию характеристик можно дать следующие предложения по решению проблемы: топливные коллекторы должны иметь минимально возможный объем внутренних полостей. Система регулирования должна обеспечить быстрое их заполнение, например, путем кратковременного заброса расхода топлива; для обеспечения устойчивости компрессора в САУ должно быть предусмотрено «предраскрытие» сопла перед каждым резким повышением расхода топлива в ФК. Уровень этого «предраскрытия» зависит от величин запасов устойчивости компрессора, с одной стороны, а с другой – устойчивости горения в ФК, и должен быть переменным при изменении высоты и скорости полета. Длительность «предраскрытия»

отрабатывается при доводке; САУ и сопло должны обладать максимальным быстродействием и предотвращать колебательные отклонения площади сопла от нужного значения; на переходных режимах следует предусмотреть увеличение расхода топлива в форкамеру с целью усиления «огневой поддержки» остальных стабилизаторов и, таким образом, повышения их устойчивости; систему стабилизаторов пламени необходимо проектировать с запасом относительно условий зон 6 и 2 (см.рис.1.6.3); запасы по устойчивости горения в базовой форкамере не должны значительно превышать запасы устойчивости остальных стабилизаторов. Величина этой разницы определяется экспериментально; в логике САУ желательно иметь условие выключения части топлива (кроме форкамеры) по градиенту падения давления в ФК при частичном погасании; порядок включения контуров ФК должен диктоваться логикой «эстафеты огневой поддержки»; команда на увеличение степени форсирования должна выдаваться после появления пламени в форкамере (наличие ионизационных токов); если на форсаже пламя в форкамере исчезает, должна проходить команда быстрого выключения остальных контуров; при приемистости темп роста расхода топлива ФК должен быть синхронизирован с возможностями по быстродействию САУ и сопла и учитывать запасы по устойчивости ФК и компрессора при различных условиях полета.

1.6.7. Устройство и регулирование подачи топлива на режимах частичной тяги

Крейсерский сверхзвуковой полет самолета осуществляется, как правило, на режимах частичной форсированной тяги, которые характеризуются неполной загрузкой топлива по поперечному сечению камеры, наличием малого (или отсутствием) расхода топлива через некоторые топливные коллекторы. Как следствие этого – малый перепад давления на форсунках, плохой распыл и недобор полноты сгорания.

Режим частичной форсированной тяги используется также на больших высотах и малых скоростях полета (см. зоны 2 и 6, рис.1.6.3), чреватых появлением неустойчивости горения.

Важными задачами, которые решаются с помощью системы регулирования подачи и распределения топлива, являются обеспечение оптимального количества топлива на (под) стабилизаторы пламени и между ними (см. рис.1.6.24, 1.6.25, 1.6.27), порядок заполнения коллекторов, выбор их геометрических характеристик. Рекомендации по решению последних двух задач изложены в предыдущем разделе.

Подачу оптимального количества топлива на (под) стабилизаторы предлагается осуществлять следующим образом.

1.6.7.1. Согласно требованиям, изложенным в разделах 1.6.4 и 1.6.6, надо определить α_{opt} за стабилизатором пламени в зависимости от H и V полета и соответственно найти расход топлива через коллектор, обслуживающий данный стабилизатор, как это показано на рис.1.6.60.

1.6.7.2. С учетом рекомендаций по порядку подключения топливных коллекторов определить законы подачи топлива в зависимости от потребной тяги в соответствии с рис. 1.6.61.

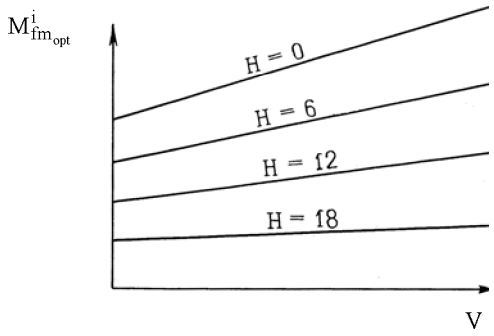


Рис. 1.6.60. Пример закона оптимальной подачи топлива на (под) стабилизаторы пламени в зависимости от высоты и скорости полета: H, км

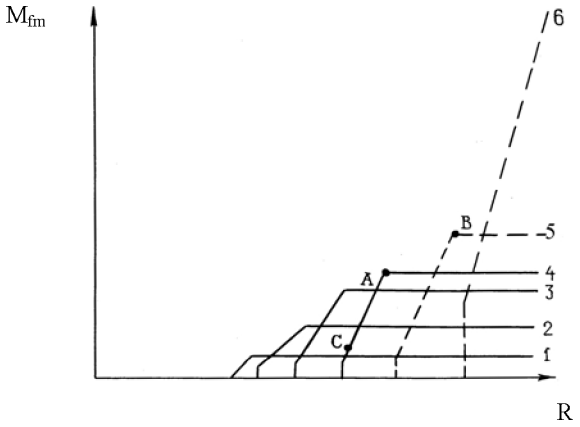


Рис. 1.6.61. Пример подачи топлива в зависимости от потребной тяги: R, 1 – 6 – номера коллекторов подачи топлива

При этом необходимо учитывать следующее: темп изменения расхода топлива должен быть пропорционален величине перемещения сектора газа в кабине пилота; в первую очередь необходимо «запитать» стабилизаторы пламени; величины расходов нужно выбрать таким образом, чтобы крейсерский сверхзвуковой режим протекал в точке А или В (см. рис.1.6.61), когда включенные коллекторы работают на максимальном (или близком к нему) расходе; режим, примером которого служит точка С – начало роста расхода, должен быть проходным.

1.6.7.3. Определив таким образом для каждого коллектора зависимости $M_{fm}^{i} = f(H, V, R)$, необходимо сформулировать требования к САУ на выполнение этих законов.

Реализация рекомендаций, изложенных в п. 1.6.7.1…1.6.7.3, обеспечивает оптимизацию параметрических требований (полнота сгорания и устойчивость горения) с требованиями по надежности, которые касаются отсутствия кипения топлива в коллекторах и форсунках, что вполне вероятно при малых расходах топлива через них. Кипение и коксование, в свою очередь, способны привести к изменению параметрических показателей.

Требования по надежности вызывают необходимость применения в САУ, кроме основных электронных систем управления, резервных гидромеханических.

Последние должны обеспечить: поддержание с определенной погрешностью рабочей линии вентилятора $\pi_f = f(M_f)$; выполнение законов регулирования подачи топлива по стабилизаторам, обеспечивающих устойчивую работу ФК без погасания и виброгорения.

1.6.8. Концепция проектирования стабилизаторов пламени, элементов охлаждения и экранирования (выхлопная труба форсажной камеры), оценка ресурса механической части

1.6.8.1. По результатам выбора системы стабилизации пламени формируются подходы к проектированию элементов этой системы.

Наиболее сложной по конструкции является кольцевая форкамера, представленная на рис. 1.6.62, поз. 7, поскольку она ответственна за процессы запуска, устойчивость и полноту сгорания.

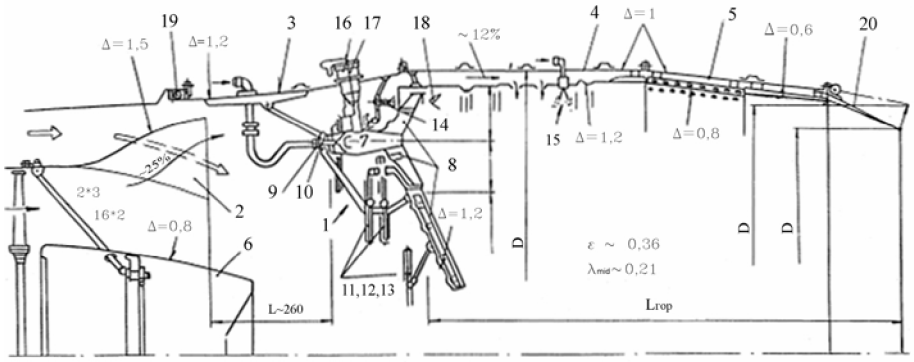


Рис. 1.6.62. Пример схемы форсажной камеры: 1 – фронтовое устройство; 2 – смеситель; 3 – корпус диффузора; 4 – корпус средний с кожухом; 5 – корпус задний с экранами; 6 – кок-стекатель; 7 – форкамера; 8 – радиальные стабилизаторы; 9…15 – топливные коллекторы; 16 – воспламенитель; 17 – датчик контроля пламени; 18 – пристеночные стабилизаторы; 19 – телескопическое соединение ФК с газогенератором; 20 - сопло

Она одновременно служит монтажным элементом, на который подвешивается большинство радиальных стабилизаторов пламени и коллекторов топливной системы, как это видно из рис. 1.6.63, *б*, поз. 11,15.

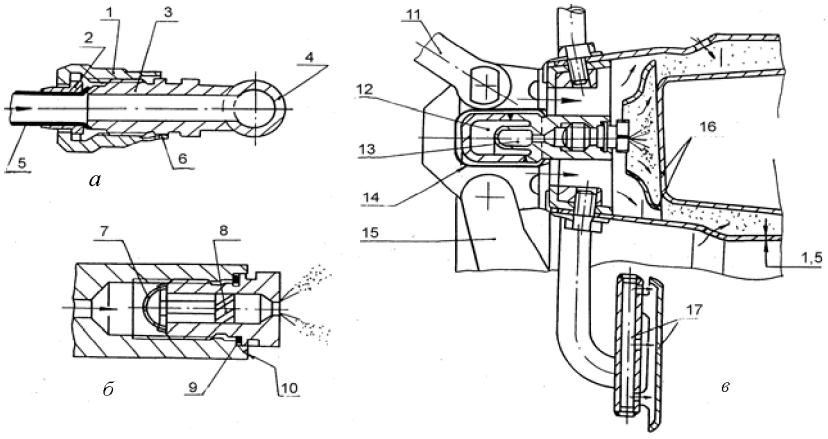


Рис. 1.6.63. Примеры конструктивных решений: *а* – соединение типа «конус-конус»; *б* – форсунка-коллектор; *в* – форкамера; 1 – гайка; 2 – ниппель; 3 – штуцер; 4 – коллектор; 5 – трубопровод; 6 – вмятина в паз; 7 – фильтр; 8 – шнек; 9 – уплотнительное кольцо; 10 – керновка для стопорения; 11 – подвески ФУ; 12 – топливный коллектор; 13 – коллектор подачи топлива в форкамеру; 14 – экран; 15 – подвески внутренних стабилизаторов; 16 – стабилизатор пламени; 17 – топливная стойка с отбойником

Со входа форкамера имеет сварной сдвоенный топливный коллектор, выполненный в теле лобовой плиты (см. поз. 12, 13, рис.1.6.63, с). В плите выполнены отверстия для прохода воздуха внутрь форкамеры, на ней крепятся также кожухи форкамеры. Кроме того, на плите по наружному и внутреннему диаметрам приварены радиальные топливные стойки со струйными форсунками и отбойниками (поз. 17), которые соединены каналами с внешним коллектором (поз. 12). Внутренний коллектор (поз.13) имеет резьбовые гнезда под центробежные форсунки (поз. 7, 8), подающие топливо внутрь форкамеры.

На кожухах форкамеры с наружной и внутренней стороны привариваются радиальные стабилизаторы пламени (см. рис.1.6.63, поз. 8). Обычно это уголки с углом 60 град. при вершине и шириной 35…40 мм в основании.

В зоне 1 и, как правило, 2 (см. рис.1.6.29) применяются стабилизаторы без охлаждения, в зоне 3 – с охлаждением. Рекомендуемая конструкция приведена на рис.1.6.64.

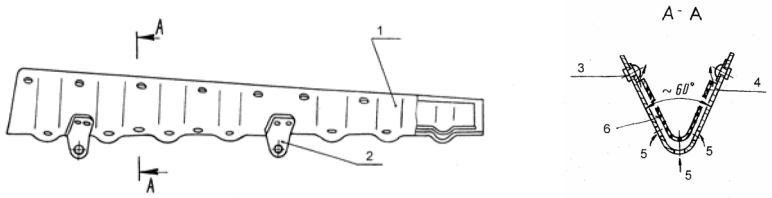


Рис. 1.6.64. Вариант конструкции затурбинного стабилизатора: 1 – зиги для жесткости; 2 – ушки крепления; 3 – заклепки ∅ 2,5; 4 – дефлектор, Δ = 0,6…0,8 мм; 5 – набегающий поток; 6 – вариант с перфорацией дефлектора

Для повышения поперечной жесткости эти уголки имеют зиги с шагом 80…120 мм. Внутренние дефлекторы предохраняют их от чрезмерного нагрева ≥ 1000 °С и исключают их деформацию. В некоторых случаях эти дефлекторы имеют перфорацию, через отверстия которой вытекает воздух, деформирует зону обратных токов, отодвигая последнюю от внутренней поверхности уголка.

Пример стабилизатора 2-го ряда с пламепроводящими уголками приведен на рис. 1.6.65.

1.6.8.2. Для упрощения конструкции, транспортировки и хранения весь наружный корпус ФК конструктивно делится на три части: корпус диффузора, средний корпус и задний корпус. Конструктивный принцип соединения их между собой и с корпусом двигателя показан на рис.1.6.62, 1.6.66.

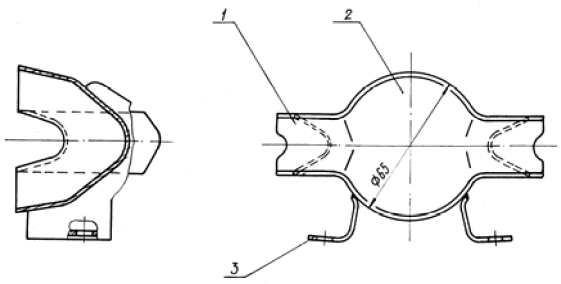


Рис. 1.6.65. Пример стабилизатора второго эшелона горения в зоне 1 (см. рис.1.6.29): 1 – уголки пламепроводящие; 2 – «чашечный» стабилизатор; 3 – элементы крепления

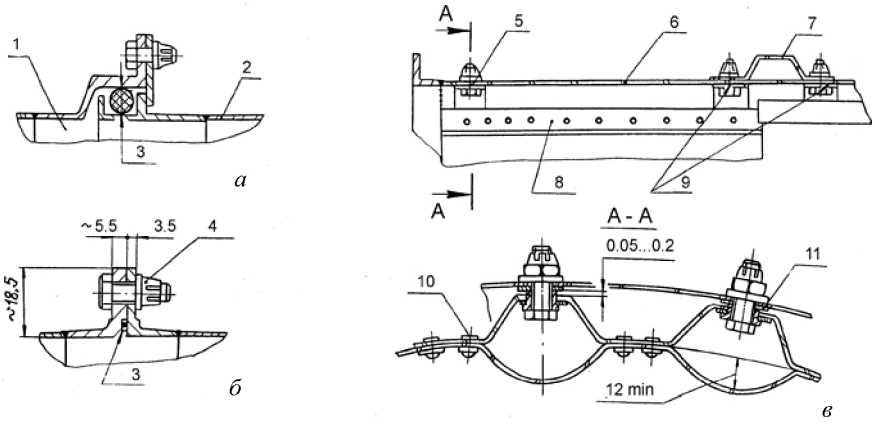


Рис. 1.6.66. Пример конструктивного решения соединений: *а* – ФК с газогенератором; *б* – корпусов; *в* – экранов к корпусам; 1 – газогенератор; 2 – форсажная камера; 3 – кольцо резиновое; 4 – шаг между болтами ~ 40 мм; 5 – подвижное крепление; 6 – корпус; 7 – ребро; 8 – экран; 9 – неподвижное крепление; 10 – заклепка; 11 – подкладка

Средние и задние корпуса необходимо защищать от воздействия высокотемпературного газа.

Система защиты корпусных деталей ФК и створок от воздействия высоких температур газа на форсированных режимах предусматривает постановку теплозащитных гофрированных экранов с продувкой воздухом, отбираемым из вентиляторного контура. Принят обычно комбинированный (заградительно-конвективный) способ охлаждения, схема организации которого и методика расчета представлены ниже в разделе 1.6.4.

1.6.8.3. 1. Конструкцию камеры нужно разделить на элементы так, чтобы без потери взаимозаменяемости их можно было соединить между собой с помощью винтов, гаек, болтов, штифтов многоразового использования (см. рис. 1.6.62, 1.6.63, 1.6.66) и, только в особых случаях (см. рис. 1.6.62, поз.10) – заклепок, без применения сложных специальных приспособлений. Это существенно упрощает замену поврежденных элементов в эксплуатации.

2. Не соединять жестко между собой элементы с большей разницей по температурному состоянию, так как это приводит к возникновению недопустимых термических напряжений с образованием трещин или обрывов по деталям крепления. Нужно использовать поворотные серьги, качалки, одностороннее крепление, упругие свойства компенсационных петель на трубопроводах и гофров на экранах (см. рис. 1.6.62, 1.6.63, 1.6.66).

3. Во избежание износов сопрягаемых поверхностей подвижных соединений монтажные зазоры должны быть сведены к минимуму.

4. Гайки разъемных соединений, расположенных в тракте ФК, особенно по топливным магистралям, должны иметь надежное стопорение от отворачивания в виде деформации контровочного бурта гайки в паз сопрягаемого элемента (см. рис. 1.6.63, поз.6).

5. Для герметизации стыков по монтажным фланцам корпусов от вытекания накопившегося в полости ФК топлива оправдано применение колец из резины, а для уплотнения по заклёпочным швам – резиноподобных герметиков. Резина и герметик должны выдерживать температуру не менее 300 °С.

6. Не следует применять пайку для соединения деталей при изготовлении, например, топливных коллекторов, переходников и др., размещаемых в затурбинном тракте .

Необходимо использовать сварку встык в защитной среде, которая обеспечивает более высокую термостойкость швов без образования трещин.

Идеология ресурсного проектирования и прочностной доводки узла ФК базируется на отработанной специалистами методологии, включающей в себя: активное использование статистики прочностных дефектов сходных узлов, результатов работ по их устранению, апробированных на прототипах удачных конструктивных решений; использование всего объёма экспериментальных исследований сходных узлов как на работающих двигателях, так и на лабораторных установках; использование опыта прогнозирования тепловых и механических нагрузок критических элементов конструкций на базе большого объема эксперимен-

тальных данных по прототипам и расчетам с использованием систем высокого уровня (конечно-элементное моделирование и анализ при различных, в том числе нелинейных моделях материала); формирование согласованных с заказчиком программ нагружения узла, эквивалентных по повреждению эксплуатационной, для использования в экспериментах и расчетах в условиях многокомпонентного нагружения по отработанным на фирме методикам; использование постоянно пополняемой базы данных по свойствам материалов и сред, влиянию технологии изготовления на свойства материалов в реальной конструкции; использование специальных систем измерения и самого оснащенного в отрасли комплекса стендов и установок экспериментальной поузловой отработки; планирование расчетно-экспериментальных работ по ресурсному проектированию и прочностной отработке узла с момента окончательного формирования технического задания до выхода на сертификационные испытания.

В связи со сравнительно низким избыточным давлением газа по тракту ФК уровень статических нагрузок и напряжений в её основных элементах (при выбранных по конструктивным и технологическим соображениям толщин стенок) невелик, поэтому запасы по длительной прочности превышают нормы для гражданской и военной авиации в несколько раз и не лимитируют ресурс даже до 10000 часов. Необходимо учитывать лишь то обстоятельство, что при скоростном полёте у земли при температуре окружающего воздуха до 50…60°С на корпуса ФК действуют нагрузки от избыточного внешнего перепада давления (~ 0,05 кгс/см^2), которые могут привести к потере устойчивости обечаек корпусов.

Особенно это относится к корпусу диффузора, внутри которого в средней части закреплено на серьгах фронтовое устройство (ФУ), создающее от перепада давления газа нагрузку на обечайку с направлением к центру. Для повышения жесткости обечаек корпусов на их внешней поверхности, как правило, устанавливаются П-образные ребра жесткости из листа с шагом 150…250 мм.

На практике для надежности и оценки фактических запасов прочности целесообразно выполнить статическое тензометрирование корпусов и подвесок в собранной ФК с имитацией эксплуатационных нагрузок на специальном стенде.

Кроме того, на завершающей стадии доводки ФК при работе двигателя на всех наиболее напряженных режимах необходимо сделать контрольную оценку действующих переменных напряжений σ на топливных коллекторах трубопроводов, подвесках коллекторов и стабили-

заторов, а также затурбинного кока, закрепленного на переднем фланце газоперебрасывателя.

Уровень переменных напряжений, как правило, считается допустимым для длительной работы, если $\sigma_{-1} \leq 5$ кгс/мм^2.

Необходимо отметить, что при доводке ФК в основном проявляются поломки деталей усталостного характера.

1.6.9. Выбор материалов для деталей форсажной камеры и способы их охлаждения

Для упрощения и удешевления изготовления деталей ФК все марки используемых материалов и их сортамент на основании действующих нормативных технических документов (НТД) унифицированы с деталями двигателя. Как правило, число марок металлических материалов по НТД не превышает тридцати. Весьма жесткие ограничения введены и по использованию толщин листов и лент, диаметров труб, прутков и проволоки.

В табл. 1.6.1 для примера приведен перечень материалов, их сортамент, основные характеристики и область применения в ФК. Как видно из таблицы, количество марок по сравнению с разрешенным перечнем существенно меньше, что дополнительно сокращает цикл изготовления и снижает стоимость ФК.

Рассмотрим некоторые специфические особенности материалов, технологию получения деталей применительно к их конструкции и функционирования в процессе работы.

1.6.9.1. Наружные корпуса (см. рис.1.6.62). Для упрощения конструкции, сборки, изготовления, доводки, транспортировки и хранения корпус ФК конструктивно разделен на три части: корпус диффузора, средний корпус и задний корпус. Так как корпуса изнутри обдуваются «холодным» воздухом наружного контура, а средний и задний прикрыты от воздействия высокотемпературного факела экраном, то для снижения массы они изготавливаются из листовых заготовок высокопрочного титанового сплава ВТ-20 с использованием автоматической сварки в защитной среде аргона. Для получения заготовок стыковочных фланцев используется лист толщиной 10…12 мм, из которого изготавливаются сварные кольца с последующей деформацией (с подогревом) одной из полок заготовки. После токарной обработки заготовки под сварку с обечайкой оставляется припуск до 3…3,5 мм на сторону по торцам и внешнему диаметру.

Таблица 1.6.1

№ п/п	Марка материала	Сортамент	$\sigma_в$, кгс/мм^2 10°С	$\sigma_{0,2}$, кгс/мм^2 при раб. t	$\alpha \times 10^{-6}$, 1/°С	Свариваемость	Окалино-стойкость	Допуст. раб., t°С	Примечание
1	12Х18Н10БЛ	Для литья	–	–	19,1 (20-700°)	Хорошая	–	800	Корпус восплам.
2	12Х18Н10Т	Листы, трубы	54 - 66	9		Хорошая	–	900	Уплотнительные кольца, трубы, контровки
3	ХН78Т	Поволока, пруток	66 - 68	20	21,8 (800-900°)	Хорошая	0,165	1000	Заклёпки, распорки, втулки
4	95Х18 закалка	Пруток	–	–	14,3 (20-500°)	–	–	150	Распылит. форс. воспламенителя
5	10Х11Н23Т3 МР-ВД со старен.	Пруток	90 - 110	60 - 80	21,8 (600-700°)	Плохая	–	500	Болты, винты, гайки арматуры
6	ХН60ВТ	Ленты, листы, трубы, прутки	105	–	18,8 (600-700°)	Хорошая	0,145 Эмалир.	1000	Стабилизация пламени, трубч. топл.коллекторы, экраны, кожуха
7	ХН68ВМТЮК-ВД	Листы, прутки, спец. проф.	95 - 115	59 - 75	13,9 (20-700°)	Хорошая	–	850	Точёные сварные кол., армат., болты, гайки, форсунки, серьги, стекатель
8	ВЖЛ – 14Н	Для литья	80 - 85	54	14,4 (20-700°)	Удовл.	–	600-800	Завихритель, воспламенитель
9	ВТ3 – 1	Пруток	95 - 125	–	10,2 (20-700°)		–	150	Болты
10	ОТ4 – 1	Лист, пруток	95 - 125	–	10,2 (20-300°)		–	200	Ненагруж.кольца жестк., кронш т.
11	ВТ – 20	Листы, плиты, спец. проф., пруток	90 - 115	–	9,7 (120-700°)	Хорошая	–	150-500	Корпуса, арматура, корп., газопереб. (смесителя)
12	НП – 112	Пластины	–	–	–	–	–	600	Уплот. кольца форсунок

Для исключения растрескивания материала в околошовной зоне вследствие надрывов от грубой механической обработки свариваемые кромки фланцев необходимо обтачивать при малых подачах и с шероховатостью не ниже R_z =20. Стыковочные кольцевые швы фланцев с обечайками для исключения короблений и проплавов следует выполнять автоматами на разжимных оправах с точной фиксацией по внутренним диаметрам. Для повышения качества металла корпуса после сварки отжигают на оправах не позднее, чем через 72 часа. Для особо напряженных узлов или для повышения стабильности механических свойств в околошовных зонах целесообразно выполнять поверхностную обдувку микрошариками.

Для повышения жесткости корпусов на их внешних поверхностях устанавливают на заклепках листовые ребра жесткости из хорошо деформирующего титанового сплава ОТ4-1. Поскольку материал ВТ-20 практически не обладает пластичностью при комнатной температуре, то для получения деталей из листа сложной формы, например патрубков газоперебрасывателя, используют прессовое оборудование с радиационным нагревом заготовок и штампов до ~ 700 °С.

Так как циклическая долговечность деталей из титановых сплавов, имеющих поверхностные повреждения в виде глубоких царапин, контактной электросварки, электроэрозионной обработки, клеймения ударным или электроискровым методом и т.п., в 4…8 раз ниже, то по всей технологической цепочке, начиная от чертежа, должны быть приняты меры по исключению этих повреждений.

1.6.9.2. Теплозащитные и антивибрационные экраны корпусов (см. рис. 1.6.62, 1.6.66). Экраны представляют собой тонкостенные листовые гофрированные конструкции с двумя поясами крепления посредством гофролент и болтов к корпусам. Для компенсации термических расширений экрана при работе крепление экрана в одном поясе делается плавающим, за счет выполненного паза в гофроленте. Экраны и гофроленты целесообразно формовать методом гибки в одно – двухручьевых штампах с использованием фиксации по числу гофров технологическим отверстием в заготовках. При такой технологии исключаются утонения материала, надрывы и дополнительные статические напряжения. Для повышения долговечности округления и заполировка острых кромок на экранах и гофролентах должна выполняться особенно тщательно, причём направление зачистки и полировки должно вестись вдоль кромок. При выборе длинновых размеров экранов для экономии материала ХН60ВТ и упрощения изготовления желательно использовать рулонный

лист или лист шириной 400 мм. Температура экранов ФК ТРДДФ обычно не превышает 1000 °С, поскольку они интенсивно обдуваются «холодным» воздухом и, кроме того, имеют завесное охлаждение из щелей в перекрытиях между секциями. При температуре ~ 1000 °С запас по окалиностойкости выбранного материала достаточен для длительной работы, а статические напряжения в гофролентах и экранах чрезвычайно малы: $\sigma_m \approx 3$ кгс/мм^2. При выборе числа гофров надо иметь в виду, что для устойчивости в поперечном направлении их высота при длине экрана более 300 мм должна быть не менее 12 мм.

1.6.9.3. Наружный кожух среднего корпуса, кожуха форкамеры, стекатель. Как показала практика изготовления этих деталей по технологии с использованием энергии взрыва и традиционными разжимными пуансонами, качество и точность получения заготовок оказались существенно выше при первом методе.

1.6.9.4. Топливные коллекторы. Как видно из рис. 1.6.62, 1.6.64, 1.6.67, могут применяться четыре типа топливных коллекторов: трубчатые сварные со струйно-ударным распылом, трубчатые с напайной арматурой под центробежные форсунки, сварные сдвоенные из точеных заготовок со струйно-ударным распылом и центробежными форсунками, сварные из точеной заготовки или сегментных (трубчатых) штамповок и центробежными форсунками.

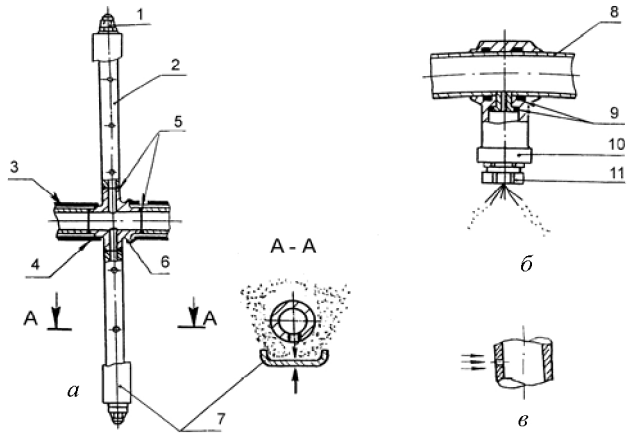


Рис. 1.6.67. Примеры конструкций топливных коллекторов: *а* – сварной вариант; *б* – паяный вариант; *в* – вариант с отверстием для дренажа топлива; 1 – гайка; 2 – топливная трубка 8×2мм; 3 – экран; 4 – подвижное соединение; 5 – сварка; 6 – сварка; 7 – отбойная пластина; 8 – труба; 9 – жаропрочный припой; 10 – корпус форсунки; 11 – форсунка

В предлагаемой схеме ФК существование каждого типа коллекторов оправдано, так как с их помощью может быть экспериментально подобрана оптимальная раздача топлива по сечению, чтобы обеспечить высокую эффективность устойчивости и безвибрационного горения топлива. Для современного производителя авиационных двигателей изготовление указанных коллекторов не вызывает особых затруднений. Однако следует обратить внимание на изготовление сварных коллекторов. Чем больше заложено в конструкции сварных швов, тем больше будет усадка коллекторов по диаметру. Для обеспечения размеров коллекторов необходимо заранее на образцах подобрать их, т.е. увеличить длины сегментов коллектора для компенсации усадки.

В процессе доводки ФК было выявлено, что после 50…100 часов работы в стендовых условиях традиционные для авиадвигателей материалы топливоподводящих магистралей на основе железа 12Х18Н10Т (трубопроводы) и 10Х11Н23Т3МР-ВД (угольники, проходники, ниппели, гайки и пр.), размещенные в потоке газа с температурой 500…650°С, от присутствия топлива (керосина) науглераживались на глубину ~ 0,3 мм с растрескиванием поверхности. Для этих деталей материалы были вынуждены заменить на высоколегированные ХН60ВТ, ХН68ВМТЮК-ВД, такие как на коллекторах, где при наработках более 1000 часов этого дефекта не наблюдалось.

1.6.9.5. Стабилизаторы пламени. Как видно из рис. 1.6.63…1.6.65, наиболее сложным по конструкции и изготовлению является кольцевой стабилизатор (форкамера), поскольку он, в принципе, является ответственным за процесс розжига и эффективного сжигания топлива и, кроме того, воспринимает все усилия на фронтовое устройство (ФУ) от перепада давления потока газа и передает его по серьгам на корпус диффузора. Со входа форкамера имеет сварной сдвоенный топливный коллектор, выполненный в теле лобовой плиты из жаропрочного деформируемого материала ХН68ВМТЮК-ВД. С помощью специальных зенкеров и электромеханической обработки в лобовой плите сделаны отверстия (для прохода воздуха внутрь форкамеры) и фасонные окна с радиальными отверстиями в полках (для одновременного крепления винтами сегментов форкамерного стабилизатора и кожухов форкамеры), а на коллектора – бобышки с резьбовыми гнездами под центробежные форсунки (см. рис.1.6.63, *б*). Кроме того, на лобовой плите по наружному и внутреннему диаметрам приварены радиальные топливные стойки (в количестве, равным числу радиальных стабилизаторов в зонах 1 и 2) со струйно-

ударным распылом, которые соединены каналами с внешним коллектором 2 (см. рис. 1.6.63, *в*).

Для снижения уровня подогрева топлива от набегающего потока газа коллектор защищен наборным из сегментов экраном 14 из ленты ХН68ВМТЮК-ВД толщиной 0,6 мм. Экран фиксируется на коллекторе с помощью спаренных кронштейнов, приклепанных к лобовой плите и служащих элементами крепления коллекторов, стабилизаторов и самой форкамеры ФУ.

Радиальные стабилизаторы – уголки, как и кожуха форкамеры, изготавливаются формовкой в штампах в холодном виде из пластичного сплава ХН60ВТ (лист толщиной 1,2; 1,5 мм). Для поперечной жесткости уголки имеют зиги, а уголки зоны 3, кроме того, дефлекторы, которые предохраняют их от чрезмерного нагрева (более 1100 °С) и исключают деформацию – складывание полок от воздействия газовых сил при работе.

1.6.9.6. Подвижные соединения. Для предотвращения надиров и износов на сопрягаемых поверхностях подвижных соединений при длительной эксплуатации, кроме уменьшения зазоров, желательно на одну из поверхностей нанести тонкий слой твердого покрытия типа сармайт, хрома, окиси алюминия, а на другую – мягкое покрытие, например латуни слоем 3…6 мкм, а если температура детали не более 200°С, то серебра.

1.6.10. О коксовании топлива в коллекторах

Опыт авторов показывает, что коксование топлива в коллекторах и форсунках может привести к следующим последствиям: возникновению вибрационного горения; срыву пламени; снижению полноты сгорания; недобору максимальной тяги.

Это является следствием двух причин: появившейся неравномерности распределения топлива по форсункам, что приводит к местному забогащению (забеднению) смеси в зоне, обслуживаемой закоксовавшимся коллектором; снижением максимального расхода топлива вследствие больших потерь давления из-за коксования и работой топливного насоса на пределе по напорности.

Известны физико–химические механизмы образования нерастворимых осадков в топливе: термоокисление имеющимся в топливе кислородом и терморазложение (деструкция). Характерная зависимость массы нерастворимого осадка по температуре топлива представлена на рис.1.6.68.

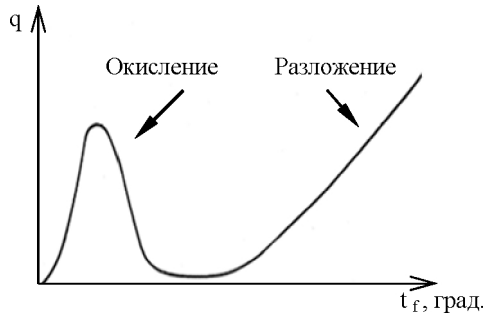


Рис. 1.6.68. Качественная картина зависимости массы нерастворимого осадка q в топливе при его нагреве

Некоторая часть нерастворимых осадков осаждается на стенках коллекторов и форсунок, перекрывая их проходные сечения. В литературе отсутствуют систематические данные о механизме «прилипания» осадков на стенках, влиянии конструктивных и режимных факторов на этот процесс применительно к камерам сгорания.

Анализ результатов экспериментальных исследований, длительных и летных испытаний, выполненных авторами по ФК, показал следующее:

процесс коксования в коллекторах и форсунках носит, как правило, термоокислительный характер, что подтверждается анализом состава отложений. При температуре стенки ≤ 300°С доля смолообразных веществ составляет 90…98 %, карбоидных – < 1 %, а при t > 500°С – 20…30 % и 20…40 % соответственно;

коксованию в наибольшей степени подвержены коллекторы, расположенные в зоне действия смесителя. Перед коллекторами поток имеет поле температур, схематично представленное на рис.1.6.69, которое обусловливает неравномерный нагрев стенок коллекторов в широком температурном диапазоне. В этом диапазоне всегда имеется критическая температура, при которой возможно образование кокса. При этом осаждение кокса происходит на «холодной» стенке в следе за «холодными» лепестками смесителя. По-видимому, на горячей стенке «прилипанию» мешает паровая пленка у стенки;

при включении и выключении форсажа переменный расход топлива приводит к аналогичной картине: по мере нарастания (уменьшения) температуры и давления топлива в коллекторе какая-то порция топлива на определенное время приобретает критическую температуру;

отмечена четкая зависимость доли топлива в коллекторе с критической температурой от времени работы и числа включений ФК, т.е. от времени пребывания $\tau_{пр,}$ представленная на рис. 1.6.70;

коллекторы, расположенные в потоке газов внутреннего контура, при температурах набегающего газа 500…700°С практически не коксуются в течение ресурса 3000 часов. Это объясняется, по-видимому, наличием пленочного кипения у стенки коллектора, что уменьшает на два порядка долю контактирующего со стенкой топлива, а также частичным выгоранием осадков на высоких нефорсированных режимах работы двигателя;

коллекторы, загрязненные изнутри или имеющие плохую чистоту обработки (местные брызги от сварки, провары и т.д.) закоксовываются быстрее;

форсунка, на кромках которой начали образовываться частички кокса, закоксовывается быстрее чистой.

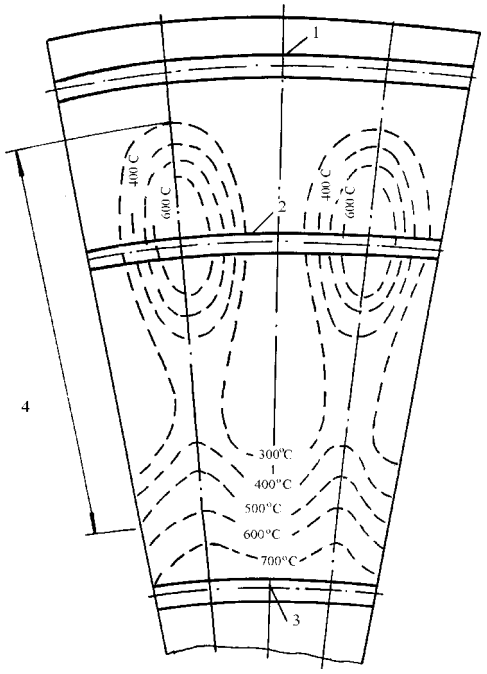


Рис. 1.6.69. Температурное поле перед коллекторами:
1,2,3 – коллекторы топлива; 4 – зона действия смесителя

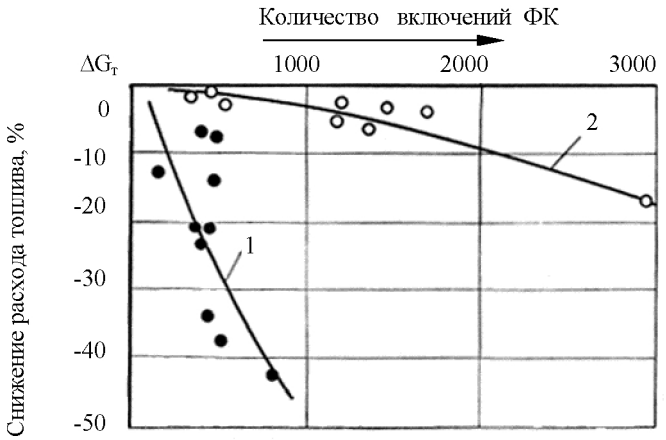


Рис. 1.6.70. Влияние расстояния от среза смесителя до коллектора 2 на степень коксования: L – расстояние от смесителя до коллектора; δ – средняя ширина «горячего» лепестка смесителя; 1 – L/δ = 12; 2 – L/δ = 19

Таким образом, при проектировании необходимо предусмотреть меры по уменьшению времени пребывания топлива: в топливной системе не должно быть петлевых каналов застойных, тупиковых зон и зон завихрений потока; после выключения ФК должен быть организован дренаж остатков топлива из магистралей; диаметр труб должен быть минимально возможным, оптимизированным с возможностями топливных насосов; на неформированных режимах запорные клапаны должны быть абсолютно герметичны; входные кромки струйных форсунок должны иметь скругления радиусом R = 0,2…0,3 мм, например, путем гидроабразивной обработки.

Рекомендации по снижению факторов, провоцирующих образование и налипание кокса на стенках и форсунках, могут быть следующими: диаметр струйных форсунок не должен быть менее 0,6 мм; во всех местах, где это необходимо по рабочему процессу и конструктивно возможно, применять съемные центробежные форсунки (см. рис. 1.6.31); внутренняя поверхность трубопроводов должна быть максимально гладкой и чистой; применяемые материалы труб не должны быть катализаторами коксообразования; внутреннюю поверхность труб желательно алитировать.

Авторы предлагают следующие рекомендации по учету температурного фактора: коллекторы желательно располагать там, где темпера-

тура набегающего воздуха (газов) $t < 100°C$ или $t > 500°C$; при расположении коллектора в зоне действия смесителя необходимо установить тепловые экраны, как это показано на рис.1.6.71, 1.6.72, и принять меры по уменьшению подогрева от стабилизаторов (см. рис. 1.6.72); расстояние от коллектора до смесителя должно быть максимально большим $L/\delta \geq 19$ (см. рис. 1.6.70); режим с минимальным расходом топлива в коллекторе должен быть проходным (требование к САУ); топливные элементы, находящиеся в неблагоприятных температурных зонах, должны быть легкодоступны для очистки или замены в эксплуатации.

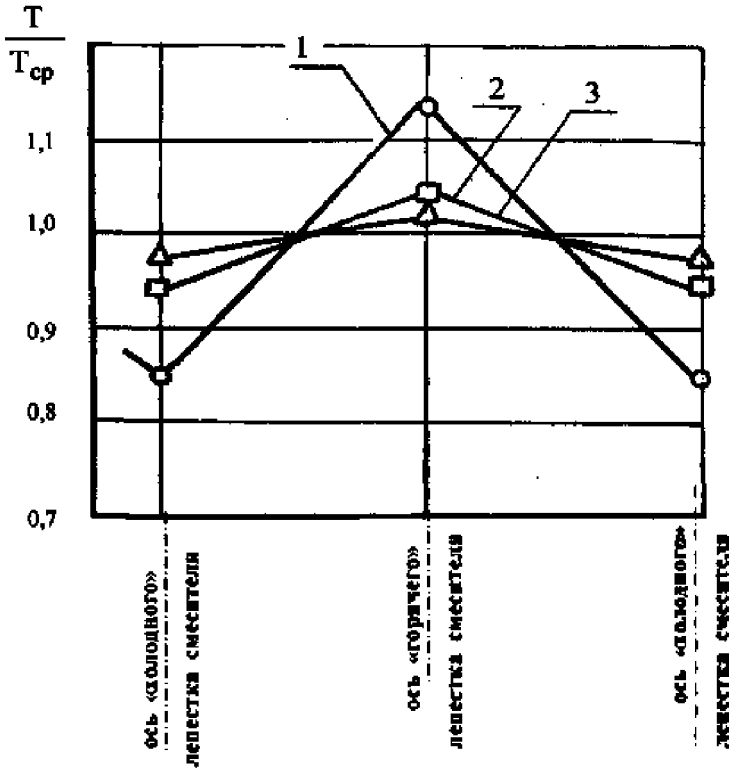


Рис.1.6.71. Уменьшение неравномерности температур стенки коллектора 12 (см. рис.1.6.64): 1 – исходный вариант коллектора; 2 – установлен тепловой экран с зазором $\delta = 1,5$ мм; 3 – уменьшены перемычки между коллектором и стабилизатором пламени (снижение теплового потока по металлу от стабилизатора)

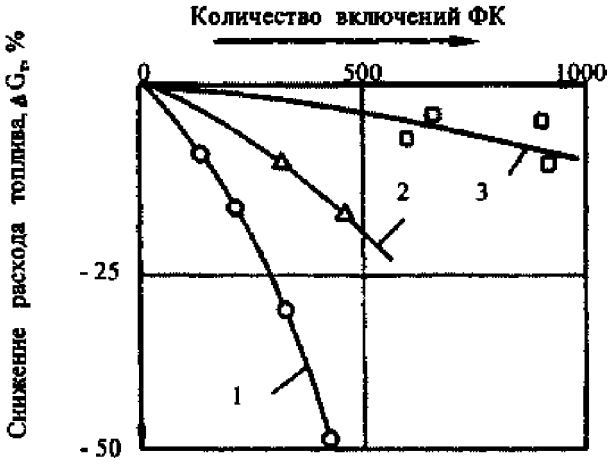


Рис. 1.6.72. Эффективность мероприятий по снижению неравномерности температуры стенки коллектора 12 (см. рис. 1.6.64): 1 – исходный вариант; 2 – установлены тепловые экраны; 3 – уменьшены перемычки между коллектором и стабилизатором пламени

Естественно, что в зависимости от типа самолета и требуемого ресурса двигателя должно применяться соответствующее термостабильное топливо.

Желательно внутренние полости коллекторов освобождать от топлива после выключения ФК.

Схемы дренирования топлива после выключения ФК известны: выдув из коллекторов наружу под перепадом давления $p^*_{\text{АВ}} - p^*_{\text{Н}}$; выдув в полость ФК с использованием воздуха от компрессора применением, например, эжектора.

Предлагается к использованию более простая, но достаточно эффективная конструкция (см. рис.1.6.67, с). Форсунки, обращенные вперед соплом навстречу потоку, располагаются в верхней части камеры. После выключения ФК при работающем газогенераторе скоростным потоком воздуха остатки топлива из коллектора быстро вытесняются через форсунки, сопла которых обращены назад.

При проектировании невозможно устранить все критические по коксу зоны, поэтому экспериментальная отработка, как правило, необходима. Здесь нужно иметь методику быстрого выявления этих мест в стендовых условиях проведением испытаний, эквивалентных по факторам образования кокса натурным условиям.

1.6.11. Оценка возможности возникновения и способы подавления виброгорения

1.6.11.1. За режим вибрационного горения принимается режим работы форсажной камеры, на котором колебания давления газа с регулярными частотами вызывают повышение вибраций конструкции сверхдопустимой нормы.

На режимах виброгорения, как правило, отмечаются частоты пульсаций, приблизительно равные низшим собственным частотам продольных и поперечных акустических колебаний давления в форсажной камере.

Расчет собственных частот продольных акустических колебаний давления газа в форсажной камере ТРДДФ можно проводить по формуле

$$f = \frac{q}{2\left[\frac{l_1}{C_1\left(1-M_1^2\right)} + \frac{l_2}{C_2\left(1-M_2^2\right)}\right]},$$

где C_1, M_1, l_1 – скорость звука, число Маха и длина «холодной» зоны акустического тракта (от турбины до стабилизаторов пламени) соответственно; C_2, M_2, l_2 – скорость звука, число Маха и длина «горячей» зоны акустического тракта (от стабилизаторов пламени до сопла) соответственно; q – коэффициент, определяющий основной тон и гармоники продольных акустических колебаний.

Расчет собственных частот поперечных акустических колебаний давления газа в форсажной камере выполняется по формуле

$$f = \frac{\alpha_{mn} \cdot C_к}{D_к}\sqrt{1-M_к^2},$$

где α_{mn} – коэффициент, определяющий моду и форму поперечных колебаний, (для тангенциальных колебаний первой моды α_{mn} = 0,5861; второй моды α_{mn} = 0,9722; для радиальных колебаний первой моды α_{mn} = 1,2197); $C_к$ – скорость распространения звуковой волны в зоне горения форсажной камеры; $M_к$ – число Маха в этой зоне; $D_к$ – диаметр форсажной камеры в этой зоне горения.

Энергия, необходимая для поддержания (или роста) колебаний, черпается из зоны горения. Регулярными термоакустическими они считаются в том случае, если существует обратная связь: физико-химичес-

кие процессы, посредством которых акустические колебания возмущают процесс выделения тепла в определенном фазовом отношении.

Из опыта авторов по созданию ФК следует, что если максимальная скорость тепловыделения имеет место на периферии камеры, то это способствует возбуждению тангенциальных и радиальных мод колебаний, вблизи оси камеры – возбуждению радиальной моды колебаний.

Виброгорение недопустимо, так как вызывает усталостные и резонансные поломки конструкции, особенно трубопроводов и подвесок. Вследствие интенсификации теплообмена могут быть прогары тепловых экранов ФК и сопла, а также стабилизаторов.

1.6.11.2. «Энергетический» подход к оценке возможности возникновения виброгорения считается наиболее универсальным. Такой подход помогает понять механизм подавления.

Автономная автоколебательная система описывается однородным дифференциальным уравнением

$$\frac{d^2p}{dt^2} + 2\delta\frac{dp}{dt} + \omega_0^2 p = 0,$$

где p – давление; ω_0 – собственная частота; δ – коэффициент состояния.

Решение этого уравнения имеет вид

$$p = A_0 e^{\delta\cdot t}\cdot\sin(\omega t + \varphi_0).$$

Коэффициент состояния называется коэффициентом затухания, если $\delta < 0$, или коэффициентом возбуждения, если $\delta > 0$. Коэффициент состояния можно представить в виде разности коэффициента генерации δ_g и коэффициента диссипации δ_d: $\delta = \delta_g - \delta_d$.

Амплитуда колебательного давления определяется по формуле

$$A = A_0 e^{(\delta_g - \delta_d)t}.$$

Для обеспечения устойчивости необходимо колебательный процесс сделать затухающим: $\delta = \delta_g - \delta_d < 0$.

Затухание колебательного процесса достигается увеличением диссипативных процессов ($\uparrow\delta_d$), уменьшением генерации волновой энергии ($\downarrow\delta_g$), или тем и другим одновременно.

Известно, что коэффициент генерации волновой энергии зависит от характеристик колебаний скорости тепловыделения Q', амплитуды колебаний давления p' и фазового угла между ними φ:

$$\delta_g = f(|Q'|\cdot|p'|\cdot\cos\varphi).$$

В соответствии с этим ослабление генерации будет происходить по мере уменьшения произведения $|Q'| \cdot |p'| \cdot \cos\varphi$.

Следовательно, уменьшение генерации волновой энергии в камерах можно обеспечить: смещением зоны, в которой наблюдаются интенсивные колебания скорости тепловыделения, в область с меньшим значением амплитуды колебаний давления; ослаблением отклика зоны горения на акустические колебания, $\downarrow Q'$; изменением фазового соотношения между Q' и p'.

Применение последних двух способов должно опираться на знание конкретных механизмов обратной связи. При этом нужно иметь в виду, что, как правило, нет главного механизма обратной связи. В колебательной системе в зависимости от внешних условий «главным» может стать то один, то другой, т.е. приемы воздействия на механизмы обратных связей не обладают универсальностью. Несмотря на это, уже на стадии проектирования необходимо предусмотреть меры по ослаблению проявления наиболее часто встречающихся и опасных механизмов обратной связи.

1. Прежде всего к ним относится механизм, связанный со стабилизацией пламени. Известно, что виброгорение часто возникает при подходе к границе срыва пламени со стабилизаторов. Поэтому мероприятия, улучшающие стабилизацию пламени и устраняющие возможность появления небольших локальных срывов, повышают устойчивость процесса горения и по отношению к акустическим колебаниям (разрыв обратных связей от вихреобразования в зоне горения и связей, имеющих в основе смесеобразование).

Существуют методы расчета частоты срыва вихрей с единичного уголкового стабилизатора пламени при известных параметрах набегающего потока топливовоздушной смеси. Попытки их применения для такой сложной системы, как форсажная камера, пока не имели успеха. Поэтому экспериментальные исследования в этой области играют решающую роль.

На графиках рис. 1.6.73…1.6.79 показаны характерные для ФК примеры конструкций и условий, при которых возникает виброгорение, а также конструктивные решения по разрыву обратных связей от вихреобразования в зоне горения и подавлению опасных колебаний, выявленных при экспериментальных исследованиях форсажных камер в составе современных двигателей.

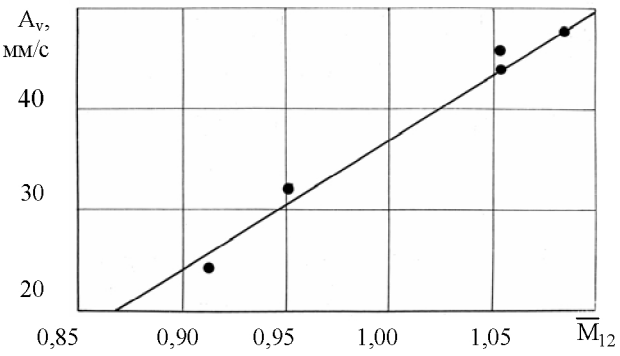


Рис. 1.6.73. Влияние расхода топлива из коллектора 12 на периферийные РСП 8 на виброустойчивость ФК: $\overline{M}_{12} = M_{12}/M_{12\,N}$

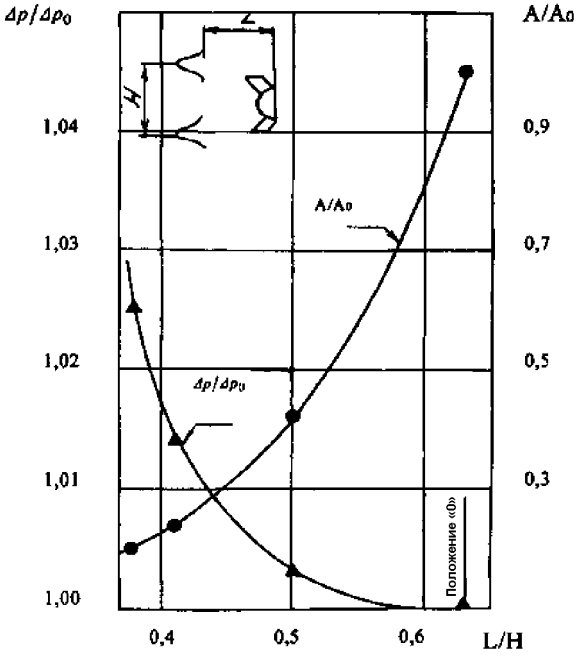


Рис. 1.6.74. Влияние взаимного положения РСП и «чашечных» стабилизаторов пламени на виброустойчивость и гидравлическое сопротивление ФК: $\Delta p/\Delta p_0$ – изменение гидравлических потерь; A/A_0 – изменение амплитуды вибраций

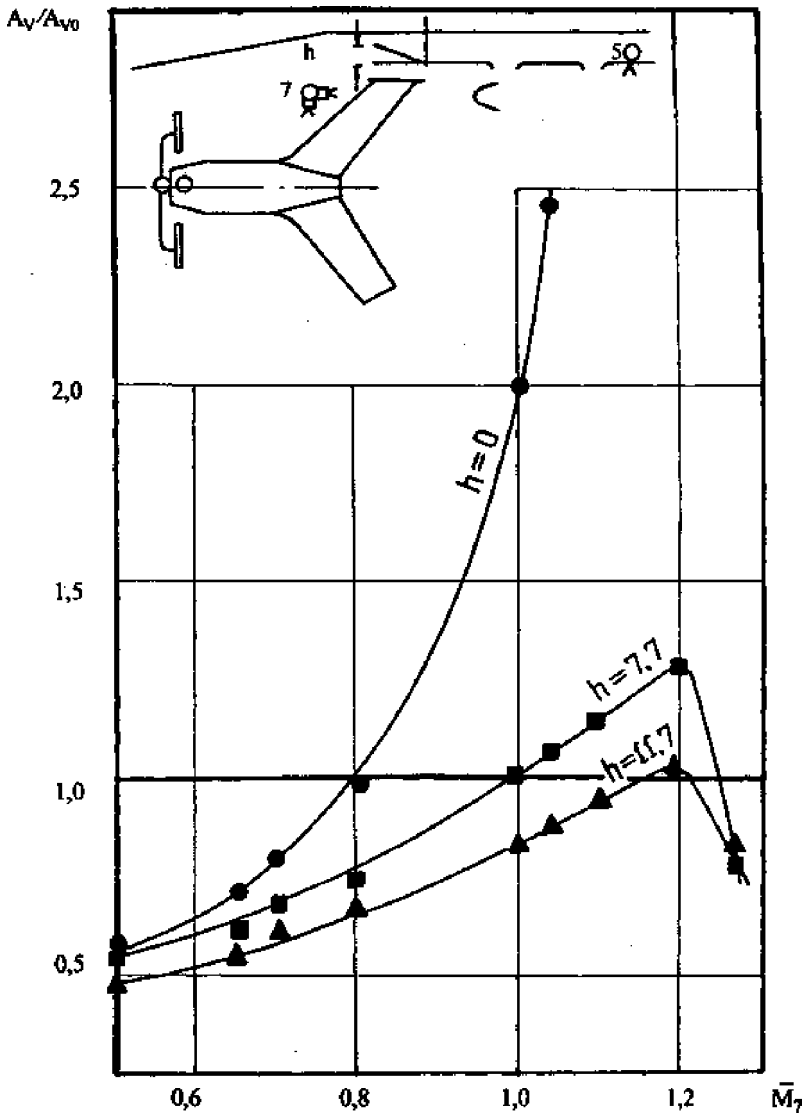


Рис. 1.6.75. Влияние перераспределения воздуха в периферийной части на виброустойчивость ФК: h, мм

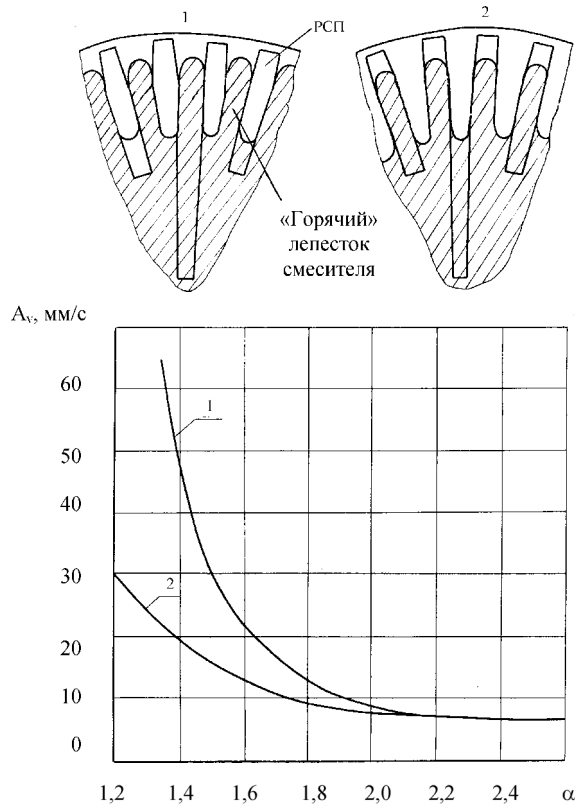


Рис. 1.6.76. Влияние углового положения смесителя относительно РСП

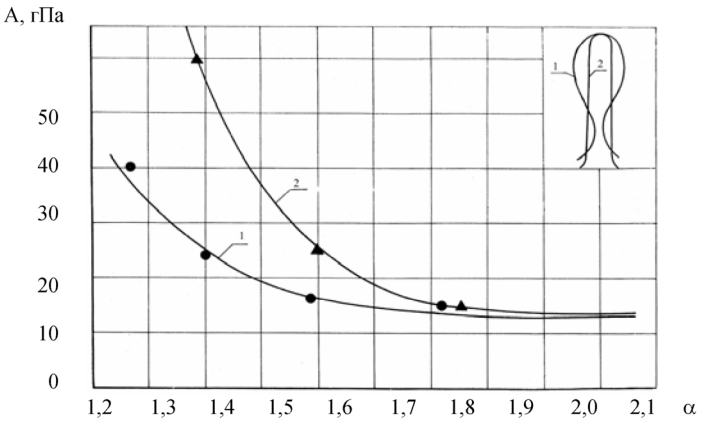


Рис. 1.6.77. Влияние формы каналов смесителя на виброустойчивость ФК: А – пульсации давления

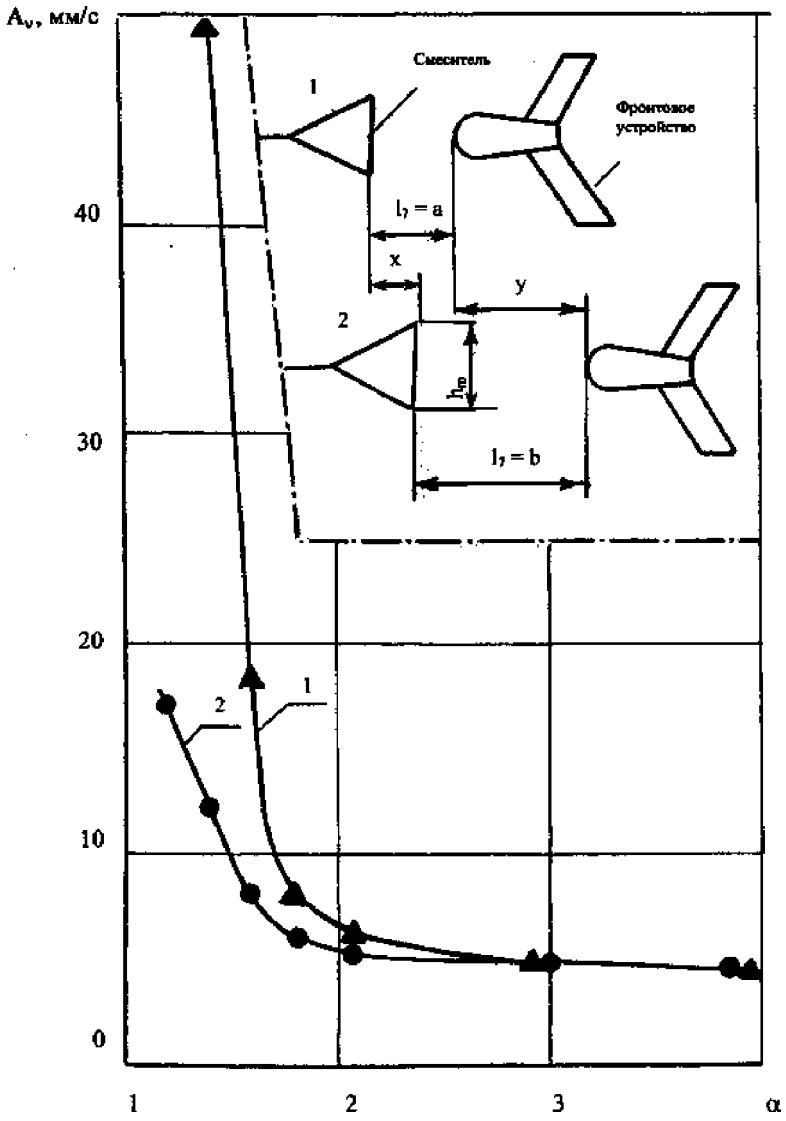


Рис. 1.6.78. Пример разрыва обратной связи от вихреобразования в предпламенной зоне: $\frac{a}{b} = 0{,}59$; $\frac{x}{a} = 0{,}39$; $\frac{y}{b} = 0{,}64$

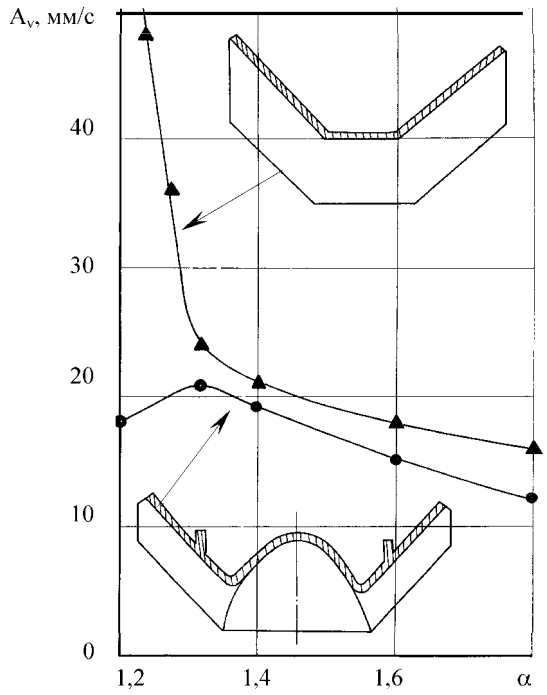


Рис. 1.6.79. Влияние формы периферийных стабилизаторов пламени на виброустойчивость ФК

2. Д. Ландау показал, что плоский фронт горения всегда неустойчив. Это объясняется благоприятными условиями для проявления механизма обратной связи, связанного с явлениями запаздывания в зоне горения. Эшелонирование зон горения является фактором, повышающим устойчивость системы.

3. Типичным для ФК механизмом обратных связей является вихреобразование в предпламенной зоне, связанное с применением смесительных устройств (см. рис.1.6.74, 1.6.75). Отработка смесительного устройства с безотрывным течением – важнейшее условие, обеспечивающее устойчивую работу камеры.

1.6.11.3. Наиболее универсальным и эффективным средством увеличения диссипативных потерь акустической энергии и подавления тем самым виброгорения являются резонансные поглотители, частным случаем которых в ФК могут быть антивибрационные экраны. В упрощенном виде они представляют собой перфорированные экраны, помещён-

ные на некотором расстоянии от стенки камеры. При этом полость между перфорированным экраном и стенкой камеры, сообщающаяся с основным объёмом зоны горения камеры через отверстия перфорации, является резонансной полостью.

Расчет резонансных поглотителей состоит в определении таких конструктивных их размеров, при которых резонансная частота поглотителя равна частоте подавляемых колебаний $f_р = f_к$, а коэффициент поглощения был бы максимально возможным.

Резонансная частота поглотителя определяется по выражению

$$f_р = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{\varepsilon}{h(l+0{,}8d)}},$$

где c – скорость звука; ε – проницаемость (степень перфорации) поглотителя; l – толщина перфорированного экрана (длина отверстий перфорации); d – диаметр отверстий перфорации; h – высота резонансной полости.

Коэффициент поглощения равен отношению поглощённой энергии к общей энергии падающей акустической волны. Для случая нормального падения плоской акустической волны коэффициент поглощения определяется по формуле

$$К_{погл} = \frac{4x}{(x+1)^2 + y^2},$$

где x и y – активное и реактивное акустическое сопротивления поглотителя, которые составляют комплексное акустическое сопротивление (акустический импеданс) $z = x + i\cdot y$, где $i = \sqrt{-1}$.

Известно несколько методик расчёта импеданса поглотителя (например методики Блекмена, Ингарда).

Формулы для определения активного и реактивного сопротивления можно представить в виде

$$x = \frac{4}{\varepsilon}\frac{\sqrt{\pi\nu f}}{c}(0{,}8 + \frac{l}{d}) + \frac{4}{3\pi}\frac{(1-\varepsilon)^2}{x\sqrt{x^2+y^2}}\frac{1}{\delta^2}\frac{p'}{p};$$

$$y = \frac{2\pi f}{\varepsilon\cdot c}\left(1 + \frac{2}{d}\sqrt{\frac{\nu}{\pi f}}\right)(1+0{,}8d) - \frac{c}{2\pi f h},$$

где p'/p – относительная амплитуда колебаний давления; x – показатель адиабаты; ν – коэффициент кинематической вязкости; ε – степень перфорации; c – скорость звука; f – частота колебаний; l – длина отверстий

перфорации; d – диаметр отверстий перфорации; h – высота резонансной полости.

Резонансные поглотители колебаний тангенциальной моды располагают у наружной стенки ФК за стабилизаторами, функции антивибрационного экрана при этом совмещают с тепловыми. Резонансные поглотители колебаний продольной моды следует размещать на кокестекателе. Однако, как правило, его потребные габариты превышают конструктивно возможные.

1.6.11.4. Таким образом, с использованием опыта авторов выявлена физическая сущность характерных для ФК двухконтурных двигателей регулярных колебаний давления газа, приводящих к виброгорению. На основе этих представлений рекомендуется с целью повышения виброустойчивости при выборе схемы ФК предусмотреть: резонансный поглотитель; смеситель без отрыва потока (см. раздел 1.6.2); расстояние от среза смесителя до фронтового устройства $l_7/h_m \geq 2{,}5$; «горячие» лепестки смесителя располагать соосно с уголковыми стабилизаторами в периферийной зоне ФК; эшелонированное фронтовое устройство (см. раздел 1.6.4); поддержание оптимальным состава смеси в зонах циркуляции за стабилизаторами пламени.

Для выполнения последнего условия необходимо: обеспечить подачу топлива на (под) стабилизаторы от отдельных коллекторов. К САУ предъявить требования, чтобы в эти коллекторы расход топлива поддерживался соответственно оптимальным в зависимости от $H - V$; основной (переменный) расход следует подавать между стабилизаторами так, чтобы это топливо не попадало в циркуляционные зоны; при запуске ФК обеспечить одновременную подачу топлива в центр и на периферию для исключения поперечного «перетекания» воздуха.

Все перечисленные условия следует оптимизировать с учётом характеристик срыва пламени, полноты сгорания, гидравлических потерь и теплового состояния стенок.

На экспериментальную отработку неизбежно остаются следующие вопросы: выбор формы стабилизаторов; уточнение расстояния между ними; коррективы расхода топлива по поперечному сечению ФК.

Очень важно иметь методики отработки виброустойчивости, обеспечивающие на стенде имитацию условий на входе в ФК. При стендовой и летной отработке необходимо защитить конструкцию от высоких уровней вибраций. Стандартным становится требование к САУ по уменьшению степени форсирования или перераспределению топлива между стабилизаторами при возникновении виброгорения. Важно, что-

бы аппаратура реагировала на первые «пички» колебаний повышенной амплитуды с регулярной и характерной для ФК частотой.

1.6.12. Схемы форсажной камеры

В качестве наглядного обобщения основных результатов исследования в данном разделе приведены два примера схем форсажных камер для двигателей со степенью двухконтурности $m \geq 1{,}0$ и $m < 0{,}5$.

Для обеих схем предполагается: что форсажная камера запускается и работает в широком диапазоне по высоте и скорости полёта самолёта; степень форсирования $R > 1{,}5$; регулирование $\overline{R}$ – плавное; скорость потоков за турбиной $\lambda_{6\,I} > 0{,}35$, за вентилятором $\lambda_{6\,II} > 0{,}35$; угол остаточной закрутки потока за турбиной не более 10 град.; абсолютное давление в ФК не превышает 5 кгс/см^2 (~500 кПа); недожог топлива на основных режимах полёта не более 1,5%; запас устойчивости компрессора не менее 18% относительно минимальной рабочей линии вентилятора; требуемый межремонтный ресурс не менее 1500 часов.

1.6.12.1. Для схемы с m=1,0 предполагается, что в зоне 6 (см. рис. 1.6.3) $T^*_{6\,II} \leq 400$ К и $p^*_{6\,II} < 1$ кгс/см^2 (~100 кПа); в зоне 4 $T^*_{6I} \leq 1050$ К.

Схема ФК представлена на рис.1.6.80.

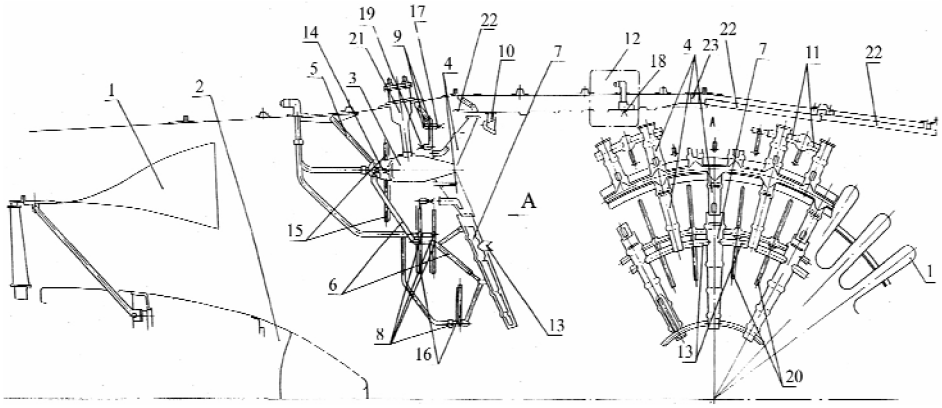


Рис. 1.6.80. Принципиальная схема ФК для двигателя с $m \geq 1{,}0$: 1 – смеситель; 2 – кок-стекатель; 3 – форкамера; 4 – радиальные стабилизаторы пламени (РСП); 5,6 – подвески; 7 – дополнительные РСП; 8,9 – топливные коллекторы; 10 – «чашечный» стабилизатор; 11 – пламеподводящие уголки; 12 – зона аэродинамической стабилизации пламени; 13 – тангециальные уголки; 14, 17, 18, 19 – центробежные форсунки; 15, 16, 20 – радиальные топливные стойки; 21 – воспламенитель; 22 – экраны; 23 – дроссельные шайбы

Смеситель 1 лепесткового типа установлен в диффузорном канале, образованном наружным входным корпусом и укороченным кокомстекателем 2. Фронтовое устройство состоит из следующих узлов и деталей: кольцевой форкамеры обтекаемой формы 3, на кожухах которой с наружной и внутренней стороны установлены под углом 25 град. к вертикали радиальные стабилизаторы пламени РСП 4 уголкового типа. Форкамера крепится с помощью качающихся подвесок 5 к корпусу ФК; форкамеры, к которой в свою очередь на подвижных подвесках 6 крепятся дополнительные внутренние уголковые РСП 7, а также часть топливных коллекторов 8 внутренней части ФК, периферийные топливные коллекторы 9 крепятся на корпусе ФК; второго ряда стабилизаторов пламени в виде «чашек» 10 с наклоненными на 25 град. пламеподводящими уголками 11; третьего ряда газодинамических стабилизаторов пламени 12 с соответствующим топливным коллектором; тангенциальных уголков, установленных под углом 25 град. на дополнительных РСП 7, которые образуют в плане как бы кольцевой стабилизатор пламени; наружных РСП 4, которые находятся в следе «горячих» лепестков смесителя.

Подача топлива осуществляется: в форкамеру центробежными (ц/б) форсунками 14 из кольцевого коллектора, совмещенного с плитой (см. рис. 1.6.80); на РСП 4 струйными форсунками с отбойниками из радиально расположенных топливных стоек 15 (см. рис. 1.6.80); на РСП 7 таким же образом из топливных стоек 16; на тангенциальные уголки 13 – струйными форсунками, расположенными на боковых стенках топливных стоек 16; на «чашечные» стабилизаторы пламени – ц/б форсунками 17; в зону аэродинамической стабилизации пламени – центробежными форсунками 18; между периферийными стабилизаторами – ц/б форсунками 19; между стабилизаторами внутренней части ФК – струйными форсунками с отбойниками на топливных стойках 20.

Коллекторы 8 и 9 могут быть поделены внутренними перегородками на секторы с соответствующим отдельным подводом топлива к каждому сектору.

В форкамере устанавливаются два воспламенителя в виде миникамер сгорания 21 и два ионизационных сигнализатора пламени.

Система охлаждения ФК конвективно-пленочного типа. Экраны 22 начинаются в районе расположения фронтового устройства. В зазоре между корпусами и экранами могут быть расположены дроссельные шайбы 23, которые позволяют регулировать расход воздуха на охлаждение.

Выбор характерных размеров производится по конкретным техническим данным ФК и газогенератора в соответствии с рекомендациями, изложенными в предшествующих разделах главы. Как показывает практика, количество итераций при выборе этих размеров не превышает трех. Все принципиальные решения по предложенной схеме также приведены в данной главе.

1.6.12.2. Схема ФК для двигателей с $m<0,5$ представлена на рис. 1.6.81.

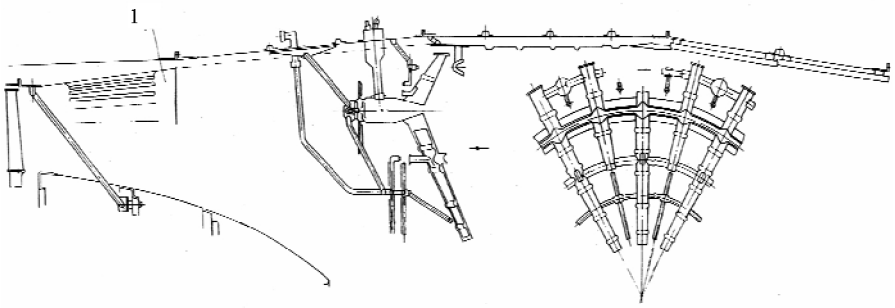


Рис. 1.6.81. Принципиальная схема ФК для двигателя с $m < 0,5$:
1 – «щелевой» смеситель

Предполагается, что в зоне 6 (см. рис.1.6.3) $T_{6\text{П}} \leq 400$К. Схема не требует особых пояснений, так как фронтовое устройство и топливная система аналогичны ранее рассмотренной схеме.

Принципиальное отличие состоит в том, что в данной ФК нет зоны газодинамической стабилизации пламени и лепесткового смесителя в диффузорном канале. Более оптимальным для этой схемы считается применение «щелевого» смесителя 1, а при $m < 0,15$ отсутствие такового вообще. Экраны могут начинаться в сечении 6 – 6 для лучшей транспортировки «холодного» воздуха на охлаждение элементов ФК.

1.6.13. Использование опыта отработки ФК при создании камеры дожигания наземной энергоустановки

В настоящее время широкое применение в промышленности и энергетике находят авиапроизводные двигатели. Они имеют высокий кпд термодинамического цикла и, как следствие, относительно низкую температуру выхлопных газов, что ограничивает их использование для выработки перегретого пара с нужными для парогазовых установок (ПГУ) энергетическими показателями. Для такого двигателя экономиче-

ски обоснованным является внедрение блока дожигающих устройств в выхлопной системе (шахте) перед котлом-утилизатором (КУ).

В ОАО «СНТК им. Н.Д.Кузнецова» разработан блок дожигающих устройств (БДУ) для двигателя НК-37 (N=25МВт, кпд=36,4%) применительно к ПГУ Лидской ТЭЦ (республика Беларусь). Суммарная мощность установки может быть повышена до 63МВт, а КПД до 45% при применении паровой турбины с кпд, равным примерно 35…36%.

К БДУ предъявляются жёсткие требования: по температурному полю перед котлом-утилизатором (±20°С от среднего значения); к экологическим характеристикам (допустимое повышение концентрации оксидов азота NO_x не более 10 мг/м^3 и монооксида СО не более чем на 50 мг/м^3); функциональной и прочностной надёжности (камера дожигания БДУ должна обеспечить постоянную среднюю температуру газов перед котлом $T_{кд\ ном}$ = const независимо от режима работы ($0{,}3…1{,}0N_{ном}$) и условий эксплуатации (от минус 50 до плюс 45°С).

В табл.1.6.2 представлены результаты термодинамического расчёта камеры дожигания (КД). Видно, что в реальном диапазоне изменения температуры на входе в двигатель от минус 30 до плюс 30°С и мощности в диапазоне 50…100 % расход топлива изменяется почти в 3 раза, а требуемый подогрев – $\Delta T_{кд}$ = 80…210°С. Схема ПГУ предусматривает расположение КД в шахте с площадью поперечного сечения, равной примерно 20 м^2. Широкий диапазон изменения параметров камеры и большая площадь поперечного сечения обостряют проблемы, возникающие при выполнении требований ТЗ.

Таблица 1.6.2

1	2	3	4	5
Температура окружающей среды, °С	-30	-30	+30	+30
Мощность на клеммах генератора, %	50	100	50	100
Температура за СТ, °С	308	357	434	471
Температура за СТ, К	581	630	707	744
Расход газа за СТ, кг/с	82,75	113,34	71,41	90,25
Давление газа за СТ, кгс/см^2	1,069	1,149	1,064	1,108
Коэффициент избытка воздуха за СТ	5,647	4,572	4,576	3,961
Скорость газа на входе в КД, м/с	6,65	9,2	7,02	9,17
Расход газа в КД, кг/ч	1600	1880	630	475
Расход газа в КД, кг/с	0,444	0,522	0,175	0,127
Температура газа перед котлом-утилизатором, °С	520	520	520	520

Необходимы нестандартные подходы к выбору конструктивной схемы камеры дожигания и автоматизированной системы подачи и управления топливом БДУ.

Для решения поставленных задач в БДУ реализованы принципы организации рабочего процесса, разработанные для форсажных камер двигателей «НК».

Известно, что при горении «бедной» топливовоздушной смеси скорость распространения пламени мала. В потоке газов, забалластированных продуктами сгорания двигателя, дополнительно снижаются полнота сгорания и устойчивость к срыву пламени. Аналогичные проблемы в форсажной камере усугублялись высокой скоростью набегающего потока, поэтому принципы и технические решения, заимствованные для камеры дожигания, можно считать проверенными в более жёстких условиях.

Следующие технические решения могут быть рекомендованы для камер дожигания: применение комбинированного стабилизатора пламени (далее стабилизатор), состоящего из продольного (базового) уголка и расположенных на его кромках поперечных уголков. Зоны стабилизации за продольными и поперечными уголками газодинамически связаны; наличие форкамеры, обеспечивающей дежурную зону горения. Для КД – это центральный стабилизатор с воспламенителем топлива; длина камеры дожигания (расстояние от фронтового устройства до котла-утилизатора) должна быть $L \geq 15H$, где H – расстояние между уголками в решётке стабилизаторов; эшелонирование остальных стабилизаторов по потоку. Величина сдвига стабилизаторов определяется размером зоны обратных токов за поперечными уголками.

На рис.1.6.43…1.6.45 приведены результаты экспериментальных исследований, которые послужили основанием выбранных для камеры дожигания основных технических решений.

Из данных на рис. 1.6.43…1.6.45 следует: для получения высокой полноты сгорания и устойчивой работы в сложных системах стабилизации пламени, когда зоны циркуляций за уголками оказываются связанными, оптимальным является угол наклона поперечного уголка в диапазоне 15…25 град. от вертикали, при этом обеспечивается необходимая «огневая поддержка» от базового уголка и ещё сохраняется достаточное стабизирующее свойство системы; для расширения диапазона устойчивой работы стабилизаторов в продольных (базовых) уголках необходимо установить так называемые «карбюраторы» – устройства, назначение которых подать топливо под уголок в зоны циркуляции потока.

Конструктивная схема камеры дожигания БДУ для ТЭЦ представлена на рис.1.6.82.

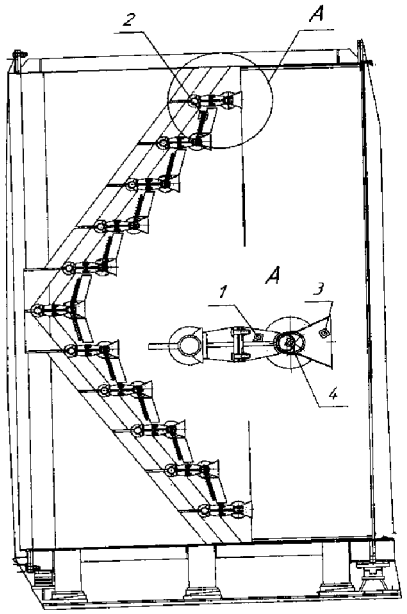


Рис. 1.6.82. Конструктивная схема камеры дожигания (продольный разрез)

Камера дожигания конструктивно представляет собой газоход прямоугольного сечения. На фланцах каждой из боковых панелей газохода закреплено 11 фронтовых устройств (ФУ) 1, образующих три топливных контура. На фланцах центральных ФУ с каждой стороны установлено по одному воспламенителю. ФУ представляет собой сварной узел, состоящий из топливного коллектора со стойками 2 и стабилизаторов пламени 3. В ФУ устанавливается раздаточная труба 4 для равномерной раздачи топлива по длине коллектора. Для переброса пламени между соседними ФУ установлены крышки.

Для контроля воспламенения топлива на боковых панелях установлены датчики контроля воспламенения (два фотодатчика и четыре термопары).

В процессе эксплуатации и при проведении регламентных работ конструкция КД предусматривает демонтаж топливных коллекторов и раздаточных труб для ремонта и прочистки отверстий при наличии

закоксованности, причём коллекторы демонтируются внутри газохода, раздаточные трубы – снаружи. Предусмотрен также демонтаж воспламенителей со свечами, фотодатчиков, термопар снаружи газохода КД.

Топливная система КД состоит из трёх контуров. Первый (дежурный) контур обслуживает центральный стабилизатор (около 14% суммарного расхода топлива). Второй и третий контуры являются основными.

Кроме требований по температурному полю и поддержания средней температуры $T_{кд}$ = const независимо от внешних условий и режима работы двигателя, разработчики КУ требуют выполнения ещё двух условий: при запуске и выходе на режим максимальная температура перед КУ не должна превышать более чем на 100°С минимальную температуру; при работе на установившемся режиме местная температура газа не должна превышать максимальную.

Для реализации всех этих требований предусмотрена автоматизированная система управления топливом КД (АСУ КД).

АСУ КД включает: три независимых дозатора топлива; систему измерения температуры газов перед КД; систему измерения температуры газов перед КУ, основным элементом которой является гребёнка термопар, спаи которой сгруппированы таким образом, что обеспечивают измерение температуры газов за стабилизатором каждого контура отдельно; контроллер, управляющий дозаторами топлива.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пчелкин, Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей / Ю.М. Пчелкин. — М.: Машиностроение, 1973.

2. Скубачевский, Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет двигателей / Г.С. Скубачевский. — М.: Машиностроение, 1969.

3. Сторожук, Я.П. Камеры сгорания стационарных газотурбинных и парогазовых установок / Я.П. Сторожук. – М.: Машиностроение, 1978.

4. Теория воздушно-реактивных двигателей / под ред. С.М. Шляхтенко. – М.: Машиностроение, 1975. – 568 с.

5. Рабочий процесс и расчет камер сгорания газотурбинных двигателей / А.И. Михайлов, Г.М. Горбунов, В.В. Борисов [и др.]. — М.: Оборонная промышленность, 1959.

6. Зуев, В.С. Камеры сгорания воздушно-реактивных двигателей / В.С. Зуев, Л.С. Скубачевский. – М.: Оборонгиз, 1958.

7. Кныш, Ю.А. Методы снижения токсичности выхлопа воздушно-реактивных двигателей / Ю.А. Кныш. — Куйбышев: КуАИ, 1979.

8. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976.

9. Оптимизация кольцевых диффузоров камер сгорания двигателей семейства НК / В.Н. Лавров, Л.Ф. Епейкин, В.П. Савченко [и др.] // Вестник СГАУ. Сер. Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. – Самара, 1999. – Вып. 2. – С. 90 – 97.

10. Кныш, Ю.А. Акустические свойства вихревых пневматических форсунок / Ю.А. Кныш, А.Н. Белоусов, С.В. Лукачев. // Изв. вузов. Авиационная техника, 1977. № 1. – С. 17 – 23.

11. Распыливание жидкостей / [Ю.Ф. Дитякин и др.]. — М.: Машиностроение, 1977. – 208 с.

12. Хавкин, Ю.И. Центробежные форсунки / Ю.И. Хавкин. — Л.: Машиностроение, 1976. – 168 с.

13. Талантов, А.В. Горение в потоке / А.В. Талантов. — М.: Машиностроение, 1978. –160 с.

14. Дорошенко, В.Е. О процессе горения в камере ГТД / В.Е. Дорошенко // Тр. ЦИАМ. – М., № 354, 1959. – 25 с.

15. Талантов, А.В. Анализ условий стабилизации пламени на основе модели гомогенного реактора / А.В. Талантов // Изв. вузов. Авиационная техника, 1978. № 3. – С. 92 – 99.

16. Исследование влияния параметров рабочего процесса и конструкции фронтового устройства на образование дыма в камере сгорания ГТД / [Ерастов К.Н. и др.] // Тр. ЦИАМ. – М., №118, 1960.

17. Инженерные основы проектирования камер сгорания ГТД: учеб. пособие / В.Е. Резник, В.П. Данильченко, Н.Б. Болотин [и др.]. – Куйбышев: КуАИ, 1981. – 78 с.

18. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1956.

19. Виноградов, Н.С. Экспериментальное исследование влияния на рабочий процесс камер сгорания размеров и распределения воздуха по зонам / Н.С. Виноградов // Тр. ЦИАМ – М., № 3744, 1954.

20. Виноградов, Н.С. Исследование характеристик рабочего процесса камеры ГТД на малоразмерных моделях этих камер / Н.С. Виноградов, А.И. Лунша // Тр. ЦИАМ – М., № 3759, 1955.

21. Палеев, И.И. О моделировании процессов горения / И.И. Палеев // Теория и практика сжигания газа: сб. тр. – М.: Недра, 1964.

22. Кнорре, Г.Ф. Теория топочных процессов / Г.Ф. Кнорре. – М.: Энергия, 1966.

23. Сторожук, Я.П. Вопросы приближенного моделирования процессов горения в камерах сгорания ГТУ / Я.П. Сторожук, В.А. Асосков // Теплоэнергетика. – М., 1964, №1.

24. Сторожук, Я.П. Исследование горения жидкого топлива в камере сгорания ГТУ при переменном давлении. / Я.П. Сторожук, В.А. Асосков // Теплоэнергетика. – М., 1966, №3.

25. Лебедев, Б.П. О моделировании камер сгорания газотурбинных двигателей / Б.П. Лебедев // Сб. докладов конференции по ГТД. – М.: МВТУ им. Баумана, июль 1958.

26. Крашенинников, С.В. Решение задачи об обобщенной характеристике камеры сгорания ГТД методом теории подобия / С.В. Крашенинников, С.В. Лукачев // Вестник СГАУ. Сер. Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. – Самара, 1998. Вып. 1. –217 с.

27. Обобщенная характеристика камеры сгорания газотурбинного двигателя / Ю.Л. Ковылов, С.В. Крашенинников, С.В. Лукачев [и др.] // Теплоэнергетика. – М., 1999, № 1. – 32 с.

28. Ковылов, Ю.Л. Содержание и физический смысл характеристики камеры сгорания ГТД / Ю.Л. Ковылов, С.В. Крашенинников, А.М. Цыганов // Вестник СГАУ. Сер. Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. — Самара, 2000. – Вып.3. –109 с.

29. Рабочий процесс камер сгорания малоразмерных ГТД, проблемы и некоторые пути повышения его эффективности / В.П. Лукачев, А.М. Ланский, В.Ю. Абрашкин [и др.] // Вестник СГАУ. Сер. Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. – Самара, 1998. – Вып.1. – С. 11–39.

30. Образование окислов азота в камерах сгорания ГТД // Тр. ЦИАМ. – М., №1086, 1983.

31. Проектный расчет камеры сгорания авиационного ГТД: учеб. пособие / В.Е. Резник, В.П. Данильченко, Н.Б. Болотин [и др.]. – Куйбышев: КуАИ, 1982. – 84 с.

32. Экологические проблемы и результаты отработки эмиссионных характеристик авиационных и конвертируемых двигателей семейства НК. Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе: тез. докладов / Е.А. Гриценко, В.Н. Лавров, А.М. Постников, [и др.]. – Самара, 1997. Ч. 2. – С. 84–88.

33. Гриценко, Е.А. Методология создания малоэмиссионных камер сгорания, авиационных и конвертируемых двигателей семейства НК. Актуальные проблемы авиационных и аэрокосмических систем / Е.А. Гриценко, Ю.И. Цыбизов. – Казань: КАИ, 1999. – Вып. 2(8). – С. 16–26.

34. Стабилизация пламени и развитие процесса сгорания в турбулентном потоке. – М.: ГНТИ Оборонгиз, 1961.

35. Талантов, А.В. Основы теории горения / А.В. Талантов. – Казань: КАИ, 1975.

36. Раушенбах, Б.В. Физические основы рабочего процесса в камерах ВРД / Б.В. Раушенбах. –М.: Оборонгаз, 1964.

37. Лефевр, А.Г. Процессы в камерах сгорания ГТД / А.Г. Лефевр. – М.: Мир, 1986.

38. Дорошенко, В.Е. О процессе горения в камере газотурбинного двигателя / В.Е. Дорошенко // Материалы Третьего Всесоюзного совещания по теории горения. – М.: Изв. АН СССР, 1960. Т. 2.

39. Гупта, А. Закрученные потоки / А. Гупта. – М.: Мир, 1987.

40. Хитрин, Л.Н. Физика горения и взрыва / Л.Н. Хитрин. – М.: МГУ, 1957.

41. Раушенбах, Б.В. Вибрационное горение / Б.В. Раушенбах. – М.: Наука, 1973.

42. Белкин, В.М. Конвертирование форсажной камеры авиационного двигателя для камеры дожигания парогазового модуля ПГУ: тез. докл. / В.М. Белкин, А.М. Постников, В.П. Данильченко // LII научно-техни-

ческая сессия РАН по проблемам газовых турбин. – Самара, 4-6 октября, 2005. – С. 111-113.

43. Виноградов, Н.С. Анализ подобия протекания процесса горения жидкого топлива в камерах ГТД и результаты исследования режимных и конструктивных факторов на процесс / Н.С. Виноградов // Третье Всесоюзное совещание по теории горения. – М.: Изв. АН СССР, 1960. Т. II.

44. Упрощенный метод гидравлического расчета камер сгорания / [Г.Н. Абрамович и др.] // Тр. ЦАГИ им. П.И. Баранова. – М., 1956. – С. 279.

45. Литвинов, Ю.А. Характеристики и эксплуатационные свойства авиационных турбореактивных двигателей / Ю.А. Литвинов, В.О. Боровик. — М.: Машиностроение, 1979.

46. Безменов, В.Я. Исследование влияния конструктивных параметров зоны смешения кольцевой камеры сгорания ГТД на неравномерность полей температур в выходном сечении (на моделях) / В.Я. Безменов, И.И. Онищик // Тр. ЦИАМ. – М., № 488, 1971.

47. Дамкелер, Г. Успехи химии / Г. Дамкелер. – М., 1938, №5.

48. Roberts R., Peduzzi A., Niedzwiecki R. Lowpollution combustor designs for CTOL engineers, results of the experimental clean combustor program. AIAA Paper, 1976, № 762.

49. Gleason C., Niedzwiecki R. Results of the NASA General Electric experimental clean combuetor program. AIAA Paper, 1976, № 763.

50. Roberts R, Florentino A. Diehei. The pollution reduction technology •program for can — annular combustor engines — description and results. AIAA Paper, 1976, № 761.

51. Parnell E., Williams M. Suzvey of annular vaporizing combustion chambers. Combustion and heat transfer in Gas Turbine. Sustems. Granfield Symposium, 1969. Pergamon press pp. 91 – 103.

52. Roudebush W. Shorter combustors for high — temperature jet engines. Space aeronauties, V. 51, 1964, №4.

ГЛАВА 2. ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ТУРБИН И КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

На современном этапе развития авиационной техники разработка систем охлаждения высокотемпературных турбин авиационных двигателей является одной из актуальных проблем, имеющих большое практическое значение.

Основными параметрами цикла, влияющими на изменение удельной мощности и удельного расхода топлива в авиационных ГТД, являются, как известно: температура газа перед турбиной; степень повышения давления в компрессоре; кпд узлов, входящих в состав ГТД.

На уровень кпд, в свою очередь, влияют факторы, обеспечивающие возможность нормального функционирования этих узлов: отборы на охлаждение, необходимые радиальные зазоры и т.д. Для достижения минимального удельного расхода топлива наряду с повышением температуры газа перед турбиной $T^*_г$ необходимо увеличивать и степень повышения давления в компрессоре $\pi^*_к$. Однако повышение $T^*_г$ и $\pi^*_к$ сопровождается, как правило, падением кпд узлов и увеличением расхода охлаждающего воздуха, что может легко свести на нет потенциальный выигрыш от форсирования цикла.

Поскольку принципиальная возможность форсирования турбины по температуре газа предопределяется достижениями в организации охлаждения, то на первый план выдвигается задача создания высокоэффективных систем охлаждения и, прежде всего, турбин высокого давления.

В последние годы появилось значительное количество публикаций советских и зарубежных исследователей в этой области. Однако большинство изданий имеет ограниченный тираж и по форме изложения не всегда доступно для студентов. Кроме того, в них недостаточно освещены некоторые специальные вопросы проектирования систем охлаждения турбин (например, управления радиальными зазорами и др.).

В данной главе систематизирован материал, необходимый для проектирования высокотемпературных турбин авиационных двигателей. Глава состоит из четырех разделов.

В 1-м разделе рассмотрены открытые и закрытые схемы турбин.

Во 2-м разделе дана сравнительная оценка эффективности систем охлаждения различных конструкций, приведены основные показатели эффективности охлаждения и расчетные соотношения. В этой главе рассмотрены основные тенденции развития систем охлаждения рабочих лопаток турбин высокого давления некоторых авиационных ГТД.

Третий раздел посвящен анализу основных путей снижения расхода охлаждающего воздуха. Авторы показывают, что задача организации охлаждения лопаток турбин должна рассматриваться комплексно с использованием вспомогательных приемов (например, закрутки охлаждающего воздуха, впрыска воды и т.д.).

Наибольшее влияние на снижение эффективности высокотемпературного цикла оказывает отвлечение значительных количеств воздуха для обеспечения ресурса работы горячих элементов ГТД.

В 4-м разделе приведена приближенная методика расчета системы охлаждения турбин с учетом влияния охлаждения на кпд. Авторы сочли целесообразным изложить методику расчета так, чтобы ею можно было воспользоваться при составлении программ расчета на электронных вычислительных машинах (ЭВМ). Особое внимание в работе обращено на связь инженерных прикладных методов расчета тепловых, гидравлических и ресурсных характеристик элементов турбин с основными положениями теории теплообмена, гидрогазодинамики, с последними достижениями в области материаловедения.

Основная доля времени, затрачиваемая на доводку новых ГТД, связана с несовершенством методик, применяемых при проектировании.

При подготовке книги, кроме отечественных материалов и разработок авторов [24…39], были использованы работы зарубежных ученых, опубликованные в научно-технических журналах. Авторы учли замечания, высказанные заведующим кафедрой турбомашин КАИ проф. В.И. Локаем.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

T,t – температура потока газа, воздуха, лопатки, статора, стенки, К (°С)

Θ – безразмерная глубина охлаждения

G, g – расход газа, воздуха, топлива, кг/с

$\overline{g}_{охл}$ – расход воздуха на охлаждение, отнесенный к расходу воздуха через компрессор

$\overline{g}_{вод}$ – расход воды на охлаждение, отнесенный к расходу охлаждающего воздуха

M – масса, кг

M – число Маха

C_R – удельный расход топлива, кг/Н·ч

Ψ_t – температурный фактор

c – скорость потока газа (воздуха) в абсолютном движении, м/с

k – показатель адиабаты; коэффициент теплопередачи

$H_{ад}$ – адиабатный перепад тепла, Дж/кг

n – частота вращения, мин $^{-1}$, с$^{-1}$

w – скорость потока в относительном движении, м/с

u – окружная скорость, м/с

λ – приведенная скорость, коэффициент теплопроводности, Вт/м^2·К

ρ – степень реактивности; плотность потока (или материала), кг/м^3

ω – угловая частота вращения

φ – коэффициент скорости

K – аэродинамическое качество самолета; коэффициент формы; фактор тепловой инерционности

π – степень повышения (или понижения) давления

σ – коэффициент сохранения полного давления; нормальное напряжение в материале, МН/м^2

r, R – радиус, м

d – диаметр (внутренний), м

D – диаметр проточной части, м

p – давление потока газа, воздуха, Н/м^2

η – коэффициент полезного действия

z – число взлетных циклов; число ступеней турбины

$\pi(\lambda), \tau(\lambda)$ – газодинамические функции давления и температуры

L – длина трассы полета самолета, км;
удельная работа, Дж/кг

τ – время, с(ч); касательное напряжение, Н/м^2; отношение температур

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м^2·К; коэффициент теплового линейного расширения; коэффициент избытка воздуха; угол наклона абсолютной скорости газа

c_p – удельная теплоемкость, Дж/кг·К

ИНДЕКСЫ

Надстрочный

* – заторможенные параметры

Подстрочные

1 – значение параметра на выходе из соплового аппарата, на входе в подкручивающую решетку

г – газ, продукты сгорания

в – воздух

вод – вода

2 – то же, на выходе из рабочих лопаток, из радиальных каналов

вент – вентилятор

э – эпюра температуры

к – компрессор, канал охлаждения

пр – приведенный

кс – камера сгорания (основная)

л – лопатка

u – окружной

исх – исходный

вх – вход

вых – выход

о – значение параметра при отсутствии закрутки воздуха; начальный период времени

Σ – суммарный

см – смесь

гидр – гидравлический

б п – бандажная полка

пер – периферийный

ср – средний

вт – втулка

тд – турбодетандер

ст – ступень

т – турбина, топливо

д – диск

охл – охлаждаемый

макс – максимальный

п – перо лопатки, полетный, плоский

СА – сопловой аппарат

w – относительный

кр – крейсерский режим, кромка

р – ресурс, решетка, ребро

взл – взлетный режим

п.вт – поперечное втекание потока

экв – эквивалентный

выд – выдувание

нас – насосный эффект

нест – нестационарный

удл – удлинение

упр – упругий

потр – потребный

вр – вращение

пл – пленочный

конв – конвективный

ут – утечки

ВД – высокое давление.

2.1. СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ГОРЯЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИН

2.1.1. Общие сведения

Основными параметрами, характеризующими совершенство авиационных ГТД, являются удельная тяга (удельная мощность), удельный расход топлива (эффективный кпд) и удельный вес.

Повышение температуры газа перед турбиной приводит к росту удельной мощности газотурбинных двигателей и существенному повышению их экономичности.

Однако современные жаропрочные материалы при температурах свыше 1150...1170 К не обеспечивают длительную надежную работу элементов турбины, если они не охлаждаются принудительно. Поэтому турбины практически всех современных ГТУ (стационарных, транспортных и авиационных) оснащены той или иной системой охлаждения. Горячие элементы турбины можно охлаждать воздухом или жидкостями.

Наибольшее распространение получили системы, в которых в качестве хладоагента используется воздух, но предпринимаются попытки применения для этих целей и жидкостей.

Следует отметить, что *введение охлаждения вызывает определенное ухудшение показателей эффективности ГТД по сравнению с неохлаждаемыми двигателями.* Представление о влиянии охлаждения на эффективность цикла дают кривые, приведенные на рис. 2.1.1 и 2.1.2.

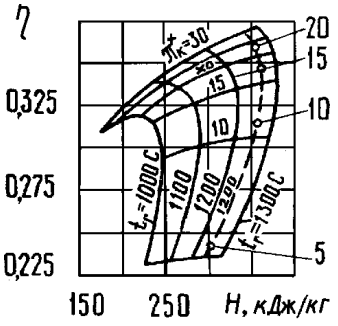


Рис.2.1.1. Зависимость эффективного кпд и удельной работы ГТУ от $\pi^*_к$ и $t_г$ при $t_{ст}$ = 750 °С: – – – – неохлаждаемая турбина; —— – охлаждаемая турбина (для закрытой системы охлаждения)

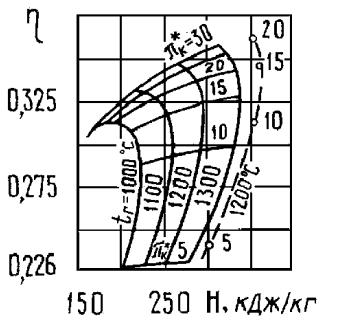


Рис.2.1.2. Зависимость эффективного кпд и удельной работы ГТУ от $\pi^*_к$ и $t_г$ при $t_{ст}$ = 750 °С: – – – – неохлаждаемая турбина; —— – охлаждаемая турбина (для открытой системы охлаждения – отбор воздуха за компрессором)

В зависимости от характера движения и природы используемого рабочего тела системы охлаждения подразделяются на *открытые* и *закрытые*.

В открытых системах охлаждения предусмотрено однократное использование хладоагента - воздуха; после отбора тепла от горячих элементов турбины воздух сбрасывается в ее проточную часть (рис. 2.1.3).

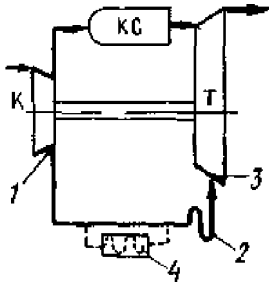


Рис. 2.1.3. Схема открытой системы охлаждения: 1 – отбор воздуха; 2 – отбор тепла; 3 – выпуск охлаждающего воздуха; 4 – теплообменник (воздух - воздух, топливо - воздух)

В открытых системах наблюдается значительное ухудшение характеристик по сравнению с системами (обычно жидкостными), работающими по замкнутой схеме на одном и том же хладоагенте многократно. Воздух, отбираемый за компрессором или из промежуточной его ступени, пропускается по специальным каналам в охлаждаемые детали, причем для форсирования охлаждения (что особенно важно при больших скоростях полета и высоких степенях повышения давления воздуха в компрессоре) теплоноситель может предварительно охлаждаться за счет хладоресурса топлива или воздуха, проходящего по наружному контуру ТРДД, или предварительной закруткой его в относительном движении. Подробнее эти способы интенсификации охлаждения описаны в разделе 3.

Основным достоинством открытых схем является простота конструктивного исполнения.

К недостаткам открытых схем воздушного охлаждения можно отнести:

невысокую интенсивность охлаждения поверхностей турбины и камеры сгорания, сдерживающую темп форсирования температуры газа в цикле двигателя;

значительные затраты энергии на непрерывную подачу охладителя;

ухудшение охлаждения элементов с увеличением высоты H и скорости полета V. Так, с ростом H неблагоприятно изменяется соотношение коэффициентов теплоотдачи в потоке газа и воздуха, а с ростом V

увеличивается температура воздуха за компрессором, что приводит к снижению температурного напора со стороны охладителя при одновременном снижении относительного расхода охлаждающего воздуха через систему.

Открытая воздушная система охлаждения элементов ГТД обладает наибольшей надежностью и поэтому получила наибольшее распространение.

В закрытых системах охладитель используется многократно (рис. 2.1.4).

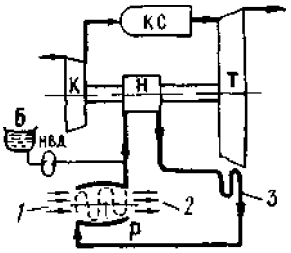


Рис. 2.1.4. Схема закрытой системы охлаждения с рассеиванием тепла во внешнем радиаторе:
Б – бак с запасом охладителя; НВД – насос высокого давления; Н – главный насос; Р – радиатор; 1, 2 – вход и выход внешнего воздуха; 3 – отбор тепла

Циркулируя в замкнутом контуре, он выполняет роль промежуточного теплоносителя, отбирая тепло от нагретых элементов и отдавая его в радиатор. Как показывают эксперименты, в качестве промежуточного теплоносителя могут быть использованы воздух или другие газы (водород, гелий и пр.) под высоким давлением, а также жидкие теплоносители (органические соединения, жидкие металлы: натрий и его сплав с калием и др.) [1].

Основными достоинствами закрытых систем охлаждения являются: возможность существенного увеличения эффективности охлаждения по сравнению с воздушными открытыми системами, малые потери энергии на прокачку охладителя и независимость свойств системы от условий эксплуатации (H и V).

К недостаткам закрытых систем охлаждения следует отнести:

ухудшение эксплуатационной надежности двигателя;

увеличение веса;

трудность создания надежных уплотнений в местах сопряжения вращающихся и неподвижных деталей;

наличие необходимых вспомогательных устройств для охлаждения теплоносителя. Например, в схеме, приведенной на рис. 2.1.4, тепло охлаждения рассеивается во внешнем радиаторе с помощью набегающего потока атмосферного воздуха.

В современных авиационных ГТД в основном применяется открытая воздушная система охлаждения горячих элементов турбины.

2.1.2. Способы охлаждения лопаток

Наиболее ответственными деталями, которые подвержены воздействию центробежных сил и работают в зоне высоких температур, являются детали ротора газовой турбины и, в первую очередь, рабочие лопатки первой ступени. Причем надежность лопаток первой ступени определяет, как правило, выбор допустимой температуры газов перед турбиной.

В неохлаждаемых турбинах температура рабочей лопатки не равна температуре газов, а всегда ниже ее и близка к температуре торможения в относительном движении. Различия в температуре газа, натекающего на лопатку T^*_{rw}, и перед турбиной $T^*_г$ достигают 130...150 К и обусловлены, прежде всего, величиной срабатываемого перепада давления в сопловом аппарате π_{CA} и уровнем окружных скоростей рабочего колеса $u_{рк}$. Повышение значений π_{CA} и $u_{рк}$ способствует снижению температуры лопатки. С этой точки зрения перспективны сопловые аппараты, обеспечивающие сверхзвуковые скорости истечения c_1 ($\lambda_1 \le 1{,}2$).

Однако *допустимые температуры газа перед неохлаждаемой турбиной с лопатками, которые изготавливаются из лучших жаропрочных сплавов, относительно низки и при ресурсе работы турбин порядка 10000 ч не должны превышать 1150 ...1170 К.*

В тех случаях, когда в рабочих лопатках каналы для пропуска воздуха отсутствуют, но осуществляется охлаждение дисков и замковых соединений относительно холодным воздухом, благодаря чему снижается также и температура прикорневой наиболее нагруженной части рабочих лопаток, область применения лопатки с отводом тепла в диски ограничена диапазоном температур газа перед турбиной $T_г^*$=1170…1200 К. Дальнейший подъем температуры перед турбиной возможен только при использовании охлаждаемых рабочих лопаток.

В открытых системах воздух, отбираемый на охлаждение, почти не совершает работу в охлаждаемой ступени турбины, а в последующие ступени он поступает со значительно меньшей температурой, чем температура газа. Это обстоятельство и приводит к снижению удельных показателей ГТД из-за охлаждения.

Следовательно, *задачей охлаждения рабочих лопаток, как и турбины в целом, является обеспечение допустимой из условий прочности температуры при минимальных затратах охлаждающего воздуха.* Уровень допустимых температур определяется ресурсом, выбранными материалами и действующими напряжениями.

Основные способы охлаждения лопаток газовых турбин показаны в табл. 2.1.1, 2.1.2 и 2.1.3. По признакам охлаждения их можно разделить на две группы: внутреннее конвективное и внешнее заградительное охлаждения.

Таблица 2.1.1

ВНУТРЕННЕЕ КОНВЕКТИВНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Таблица 2.1.2

ВНЕШНЕЕ ЗАГРАДИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Таблица 2.1.3

ЗАКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ

При внутреннем конвективном охлаждении отбор тепла осуществляется воздухом, который продувается по внутренним каналам в сопловых и рабочих лопатках и выпускается в проточную часть турбины. Варианты лопаток с внутренним конвективным охлаждением приведены в табл. 2.1.1. В простейшем случае в лопатке выполняется несколько отверстий малых сечений круглой или сложной формы. *Эффективность охлаждения тела таких лопаток достаточно велика и при расходе воздуха 1,5... 2% составляет 100...200 К* (в зависимости от соотношения площадей поверхности охлаждения к поверхности лопатки, омываемой газом). Соответственно на 150...200 К может быть повышена температура газов перед турбиной.

Основными недостатками таких способов охлаждения лопаток являются:

относительно малая глубина охлаждения входной и выходной кромок;

большая разность температур по профилю лопатки, приводящая к созданию дополнительных термических напряжений, особенно больших и опасных при быстротечном нагреве или охлаждении в процессе запуска двигателя, приемистости или при внезапной остановке его.

Наличие больших термических градиентов приводит к преждевременному разрушению конструкции вследствие малоцикловой усталости материала.

Отмеченные недостатки внутреннего конвективного способа охлаждения частично устраняются в так называемой *гильзовой схеме лопатки с* несущим стержнем и в схеме с *дефлектором* (см. табл. 2.1.1). У лопаток гильзового типа имеется дополнительный резерв прочности, поскольку их несущая центральная часть, выполненная заодно с хвостовиком лопатки, имеет низкую температуру, а гильза выполняется не несущей и используется для формирования проточной части венца. В этой схеме *эффективность охлаждения несущего стержня может составлять 200...250 К на 1% охлаждающего воздуха,* эффективность же охлаждения гильзы остается на уровне 50...100 К, что, однако, допустимо, поскольку она выполняется не несущей.

В дефлекторных лопатках достигается еще более эффективное охлаждение входной и выходной кромок за счет организации струйного натекания всего или почти всего воздуха на внутреннюю поверхность входной кромки и выпуска его через щели в выходной кромке. *Эффективность охлаждения* выполненных конструкций *дефлекторных лопаток составляет 100...140 К на 1 % охлаждающего воздуха* [2].

Практика освоения высокотемпературных циклов ГТД доказала недостаточность чисто конвективных способов охлаждения сопловых и рабочих лопаток.

Внешнее заградительное охлаждение также относится к открытым системам, но, в отличие от конвективного охлаждения, оно предусматривает не только отбор тепла от горячих элементов, но и защиту их поверхности от горячих газов.

Если поверхность лопатки защищена пленкой воздуха, выпуск которого осуществляется через специально выполненные прорези (щели) или отверстия в стенке лопатки (см. табл. 2.1.2), то такой тип охлаждения называется пленочным заградительным. *Пленочное заградительное охлаждение* практически всегда сочетается с внутренним конвективным.

Эффективность охлаждения лопаток с комбинированным (конвективно-пленочным) *охлаждением может достигать 150... 180 К на* 1% *охлаждающего воздуха.* Для надежной защиты поверхности лопатки в связи с быстрым размыванием воздушной пленки газовым потоком необходимо создать многорядную подачу охладителя.

Сочетание конвективного и пленочного способов охлаждения лопатки позволяет получить наибольшую его эффективность.

Предельным случаем пленочного охлаждения является *пористое,* позволяющее обеспечить равномерное охлаждение стенки при минимальном расходе охладителя. Однако попытки создания пористых материалов для рабочих лопаток пока не увенчались успехом как из-за недостаточной усталостной прочности таких лопаток, так и вследствие засоряемости отверстий малого размера.

Термозащитные покрытия, наносимые на лопатку, также защищают ее поверхность от воздействия горячих газов. Широкое применение многокомпонентных покрытий в высокотемпературных газовых турбинах позволило значительно повысить ресурс их работы. Это достигнуто отчасти за счет уменьшения теплового потока от газа к телу лопатки, но главным образом благодаря уменьшению химической коррозии материала поверхности лопатки и сохранению его исходных прочностных показателей.

Термозащитные покрытия газовых поверхностей лопаток обеспечивают снижение температуры этих поверхностей и одновременно защиту их от газовой коррозии.

Упрощенными схемами заградительного охлаждения являются наружное *парциальное и струйное охлаждения* (см. табл. 2.1.2). Охладитель (воздух, вода, топливо) подается через специальные патрубки, устанавливаемые в газовый поток, натекающий на лопатки. При вращении

рабочие лопатки попеременно омываются высокотемпературным газом или охладителем с низкой температурой. При этом устанавливается некоторая промежуточная температура тела рабочих лопаток, которая зависит от вида охладителя, его расхода и степени охлаждения (протяженности дуги охлаждения). Несмотря на простоту организации охлаждения, парциальная и струйная схемы в авиационных ГТД не получили практического применения из-за существующей вероятности возникновения термоударов и больших потерь энергии при парциальном охлаждении лопаток воздухом, а также из-за опасности воспламенения в венцах турбины при использовании в качестве хладоагента топлива.

Как следует из приведенного в литературе материала, *в ГТД с открытыми воздушными системами охлаждения лопаток возможно появление серьезных ограничений на пути повышения температуры газа перед турбиной свыше 1800...1850 К.*

При дальнейшем форсировании цикла может возникнуть необходимость перехода к *закрытым системам охлаждения* лопаток с использованием более эффективных охладителей, чем воздух.

В последние годы предпринимаются интенсивные попытки создания экспериментальных газотурбинных установок *с жидкостным* (водяным) *охлаждением* лопаток. Разрабатываются системы жидкостного охлаждения лопаток с принудительной циркуляцией хладоагента с помощью насоса и с естественной циркуляцией по принципу термосифона (табл. 2.1.3). Лопатки с жидкостным охлаждением с принудительной циркуляцией выполняются с системой внутренних каналов, последовательно соединенных друг с другом. Отвод тепла от хладоагента осуществляется в специальном теплообменнике, который может быть установлен вне двигателя. Такая система охлаждения может обеспечивать повышение температуры газа перед турбиной до $T^*_г = 2450$ К [1].

Как отмечалось, наиболее сложным конструктивным узлом при жидкостном охлаждении с принудительной циркуляцией является узел подвода и отвода теплоносителя к лопаткам, т.е. узел, обеспечивающий герметичность перехода жидкости от неподвижных деталей к вращающимся и обратно. Удачного конструктивно-технологического решения этого узла пока не найдено.

В лопатках с естественной циркуляцией движение теплоносителя в каналах достигается за счет подъемных сил, возникающих при теплоотводе от газа в поле центростремительных ускорений (холодные частицы жидкости отбрасываются к периферии, вытесняя горячие к центру). Лопатки в этом случае имеют глухие каналы (закрытый термосифон), сообщающиеся, например, с радиаторами, выполненными в замках.

Основными достоинствами закрытой термосифонной системы охлаждения являются боевая живучесть, надежная герметизация, сравнительно малый вес. Однако максимальная температура в цикле по оценкам может быть получена не более 1800...1850 К из-за повышенных нагрузок в замках и ослабления дисков.

Более подробно описание жидкостных систем приведено в работе [1].

2.1.3. Охлаждение дисков и других горячих элементов турбины

Охлаждение дисков, статорных деталей и опоры турбины производится с целью отвода тепла, передаваемого из проточной части, благодаря чему обеспечивается необходимый по условиям прочности режим работы этих элементов.

Для обеспечения работоспособности диска – самого нагруженного центробежными и газовыми силами элемента турбины – необходимо поддерживать его температуру на более низком уровне, чем в рабочих лопатках. Кроме того, с целью уменьшения в нем температурных напряжений следует заботиться о создании условий, обеспечивающих равномерный прогрев диска на переходных режимах.

Как отмечалось, *продувка воздуха через монтажные зазоры в замках лопаток является не только способом их охлаждения, но также обеспечивает надежное охлаждение диска.* Схематически некоторые основные способы охлаждения дисков показаны на рис. 2.1.5. На рис. 2.1.5,*а* приведена широко распространенная *схема радиального обдува* диска при движении воздуха от центра к периферии. Для обеспечения равномерного распределения температур по толщине диска обдув выполняется двусторонним. Достоинствами данного способа являются простота конструкции диска и хорошая вентиляция полостей между диском и статорными деталями. Главный его недостаток – повышенный расход охлаждающего воздуха, что связано с обеспечением требуемых величин коэффициента теплоотдачи в периферийной наиболее нагретой части диска. Одной из причин повышенного расхода охлаждающего воздуха является нестабильность осевого зазора между диском и статором, изменение которого в зависимости от режима эксплуатации двигателя может составлять 10…12 мм. Кроме того, стремление обеспечить минимальные зазоры в лабиринтных уплотнениях приводит к необходимости согласования темпа расширения его неподвижных и вращающихся элементов. В связи со значительным различием тепловой инерции уплотнительных колец и диска, несущего лабиринт, такое согласование

невозможно осуществить без введения промежуточного тонкостенного элемента – покрывного дефлектора, укрепленного на диске, что приводит к некоторому усложнению конструкции диска.

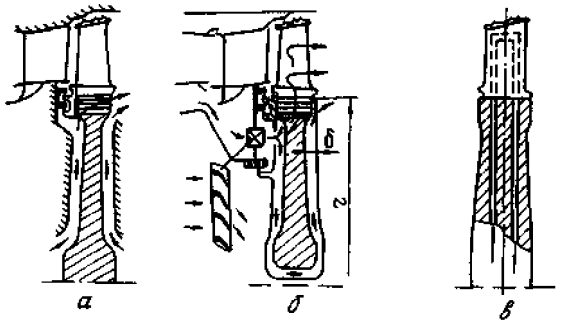


Рис. 2.1.5. Способы охлаждения дисков: *а* – радиальный обдув; *б* – струйная подача; *в* – закрытая система охлаждения

На рис. 2.1.5,б приведена *схема струйной подачи воздуха* к диску. Воздух подводится к периферийной части диска перпендикулярно (или под другим углом) к его боковой поверхности. Для подачи воздуха используются специально спрофилированные сопла закрутки или лопаточные решетки. Этому способу присущи определенные достоинства:

существенное снижение расхода охлаждаемого воздуха;

высокие значения коэффициента теплоотдачи в зоне натекания струй на поверхность диска;

увеличение теплоотвода от обода вследствие снижения температуры торможения воздуха за соплами закрутки в относительном движении и возможность комплексного решения вопросов эффективного охлаждения не только диска, но и рабочих лопаток;

снижение утечек воздуха в тракт турбины в связи с уменьшением перепада давления в зоне за соплами закрутки и в осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом.

Данный способ может обеспечить также двустороннее охлаждение поверхности диска (см. рис. 2.1.5,*б*).

Для турбин с закрытыми системами охлаждения существует схема радиального движения охладителя от центра колеса турбины к его периферии и обратно (рис. 2.1.5,*в*).

Эффективность охлаждения дисков при продувке воздуха через монтажные зазоры и при радиальном обдуве показана на рис. 2.1.6. Расход охлаждающего воздуха в экспериментах был одинаков.

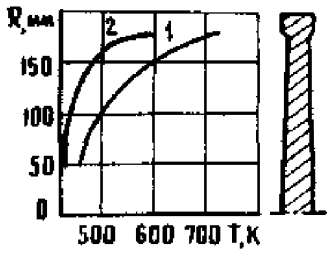


Рис.2.1.6. Сравнение температуры дисков при двух способах охлаждения: 1 – радиальный обдув; 2 – продувка через монтажные зазоры

Из рисунка видно, что поле температур в диске, охлаждаемом по первому способу, более равномерное, а максимальная температура диска на 100...130 К ниже, чем при радиальном обдуве.

При струйном охлаждении равномерность распределения температур по радиусу улучшается и максимальная температура обода становится ниже.

В турбинах высокотемпературных двигателей все большее распространение получают системы со струйным подводом охлаждающего воздуха к дискам. При этом воздух предварительно закручивается по направлению вращения ротора (см. рис. 2.1.5,б).

С целью получения заданного теплового режима работы деталей и обеспечения минимальных радиальных зазоров по концам рабочих лопаток и в лабиринтных уплотнениях *современные высокотемпературные двигатели оснащаются также системами, обеспечивающими надежное охлаждение статора* (рис. 2.1.7). Распространение получили конструкции статора с двойными стенками: наружной – силовой и внутренней – трактовой (см. рис. 2.1.7).

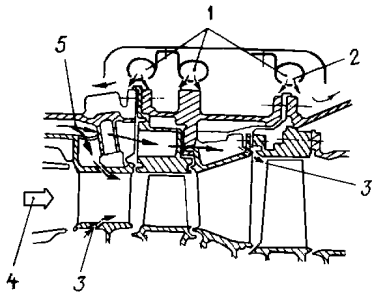


Рис.2.1.7. Схема турбины двигателя CF6 со струйным охлаждением статорных деталей и пленочным охлаждением трактовых поверхностей: 1 – кольцевые коллекторы; 2 – воздух от вентилятора; 3 – система отверстий для воздушной пленки; 4 – газовый поток; 5 – воздух от компрессора

Из рисунка видно, что охлаждение статорных деталей осуществляется воздухом 5, подаваемым от компрессора по специальным каналам, выполненным в статоре, и воздухом 2 от вентилятора, который подается на наружную – силовую стенку статора в виде системы струй 2. Такая конструкция статора позволяет в условиях значительной окружной неравномерности температуры газа за камерой сгорания обеспечить,

тем не менее, постоянство радиального зазора за счет свободного расширения в окружном направлении внутренней трактовой стенки, которая выполняется разрезной (в виде сегментов). При этом силовая наружная стенка, задающая радиальные перемещения, выполняется охлаждаемой.

Требуемый режим охлаждения внутренней - трактовой стенки статора обеспечивается за счет пленочного охлаждения поверхностей с помощью систем отверстий 3 (см. рис. 2.1.7) и профилирования радиальной эпюры температуры газа за камерой сгорания.

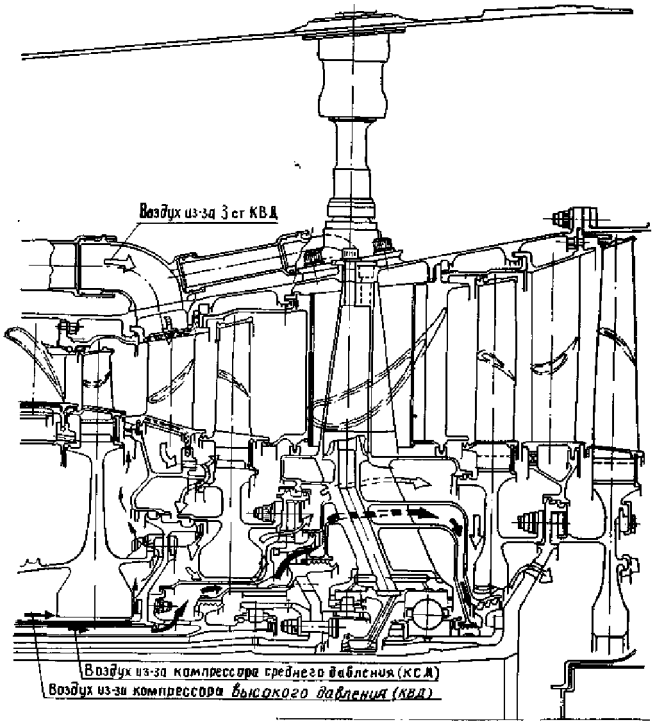


Рис.2.1.8. Схема охлаждения опоры турбины английского двигателя RB.199

Опыт отработки турбин показал, что *одним из решающих факторов, обеспечивающих надежность работы двигателя, является правильная организация охлаждения опор турбины и системы смазки подшипников.* Турбинные подшипники могут нагреваться прорывающимися через уплотнения горячими газами, поэтому наддув межлабиринтных полостей осуществляется воздухом, отбираемым от компрессора. Частично этот воздух проходит через лабиринт в проточную часть турбины,

а другая, меньшая часть, попадает в масляную полость подшипников и вместе с маслом может прорываться в опору.

На рис. 2.1.8 приведен пример организации воздушной защиты опоры турбины двигателя RB.199, отличительной особенностью которой является наличие двух ярусов, надежно защищающих масляную полость с подшипниками от прорыва в нее горячих газов.

2.2. ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИН

2.2.1. Расчетные соотношения

Точность расчета распределения температурных полей в деталях газовых турбин зависит от достоверности принимаемых коэффициентов теплоотдачи от газа к охлаждаемым элементам $\alpha_г$ и от них – к охлаждающей среде $\alpha_{охл}$. Однако нестационарный характер обтекания лопаток и интенсивные вторичные течения в криволинейных каналах, образованных смежными лопатками вблизи трактовых стенок, в настоящее время не могут быть теоретически учтены при определении α, а исключение этих параметров из расчета приводит к существенному занижению коэффициентов теплоотдачи. Поэтому с целью достижения необходимой точности расчета привлекается опытный материал. Напомним, что коэффициент теплоотдачи может быть определен при расчете турбулентного течения из критериального уравнения

$$Nu = c\, Re^n Pr^m \Psi_t , \qquad (2.2.1)$$

которое справедливо не только для течения в трубах, но и для случая обтекания плоских пластин, поперечного обтекания цилиндров и т.д. Различие условий течения учитывается с помощью коэффициента c и показателей степени при числах Re и Pr.

В этом уравнении $Nu = (\alpha_г l)/\lambda$ – критерий Нуссельта; $Re = \rho w l/\mu$ – критерий Рейнольдса; $Pr = \mu c_p/\lambda$ – критерий Прандтля, здесь $\alpha_г = q/(T_г^* - T_{ст})$; w – характерная скорость; l – характерный размер; μ – коэффициент динамической вязкости; λ – коэффициент теплопроводности; q – плотность теплового потока, ρ – плотность; Ψ_t – температурный фактор:

$$\Psi_t = (T_г^*/T_{ст})^k . \qquad (2.2.2)$$

Для труб $c \sim 0{,}022$; $n = 0{,}8$; $m = 0{,}4$; $k \sim 0{,}4$ (для нагреваемых сред – воздух); $k \sim 0{,}2$ (для охлаждаемых сред – газ) [3].

Расчет коэффициента теплоотдачи от газа к сопловым и рабочим лопаткам $\alpha_г$

Примерное распределение значений коэффициента теплоотдачи по профилю лопатки показано на рис. 2.2.1,б. Как видно из рисунка, экстремальные значения α достигаются в области входной кромки, где толщина пограничного слоя близка к нулю, и вблизи выхода из решетки, где плотность тока ρw максимальна. Отношение экстремальных значений коэффициента теплоотдачи к его среднему значению на профиле равно ~ 1,7...1,8. При использовании критериального уравнения (2.2.1) для расчета среднего по профилю значения $\alpha_г$ показатель степени n может быть принят равным ~ 0,66.

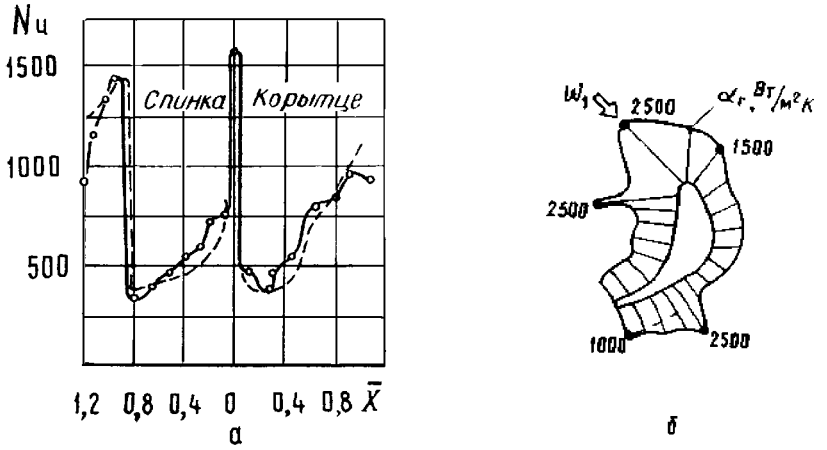


Рис.2.2.1. Распределение местных коэффициентов теплоотдачи по обводу профиля турбинной лопатки: *а* – по данным опытов Бодунова М.Н.; – – – – расчет по методу Зысиной-Моложен Л.М.; *б* - величина $\alpha_г$ при $Re_{г1} = 1{,}5 \cdot 10^6$

Учет интенсификации теплообмена в связи с криволинейностью течения в турбинных каналах и влиянием вторичных течений [4] при различных углах атаки осуществляется путем введения в критериальное уравнение соответствующих поправочных сомножителей [1]:

$$Nu = 0{,}206\, Re^{0{,}66}\, S_г^{-0{,}58}\, \Psi_t\, f(i)\,, \qquad (2.2.3)$$

где $S_г = \dfrac{\sin\beta_{1р}}{\sin\beta_2}\sqrt{\dfrac{2\bar{s}}{\bar{t}\cdot\sin(\beta_{1р}+\beta_2)\cdot\cos^2\dfrac{\beta_{1р}-\beta_2}{2}-1}}$ – критерий подобия.

Здесь $\bar{s}$ = s/b; s – ширина лопатки в меридиональном сечении; b – хорда; $\bar{t}$ = t/b – относительный шаг решетки; β_{1p}, β_2 – соответственно угол натекания (при угле атаки i=0) и угол выхода потока из решетки; f(i) – фактор, учитывающий изменение коэффициента теплоотдачи при углах атаки i, отличных от нуля, вследствие перераспределения скоростей по обводу профиля,

$$f(i) = 0{,}97 + 0{,}78\,(\bar{i} - 0{,}2)^2, \qquad (2.2.4)$$

где $\bar{i}$ – i/β_{1p}.

Выражение (2.2.4) применимо для расчета как неподвижных, так и вращающихся решеток.

При вращении наблюдается возрастание теплоотдачи на всех участках профиля, что связано с периодической нестационарностью и повышенной турбулентностью потока [5,6]. Эффект вращения учитывается с помощью графической зависимости (рис. 2.2.2).

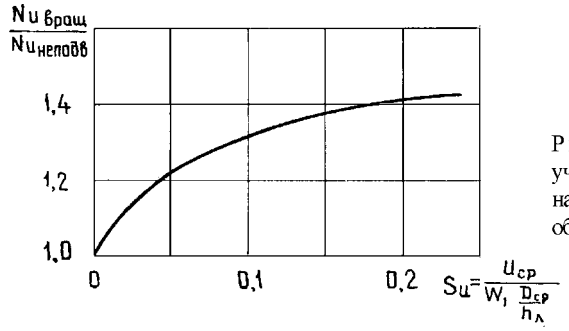


Рис. 2.2.2. Влияние критерия $S_{ц}$, учитывающего вращение решетки, на среднюю интенсивность теплообмена в турбинной решетке

Для расчета значений коэффициента теплоотдачи от газа к лопатке, например в области входной и выходной кромок, могут использоваться либо соотношения, специально описывающие теплоотдачу на этих участках [2], либо графики (рис. 2.2.1) для приблизительной оценки.

У концов лопаток в решетке наблюдается возрастание среднего коэффициента теплоотдачи, что объясняется влиянием вторичных течений («парный вихрь»).

На основании результатов опытов КАИ - КГТУ для оценки влияния на $\alpha_{г\,ср}$ концевых явлений на участке приблизительно 0,1 $h_л$ от периферии и корня лопатки можно рекомендовать соотношение

$$\alpha_{г\,конц} = (1{,}06...1{,}15)\,\alpha_{г\,ср}.$$

Наряду с расчетом средней теплоотдачи от газа к лопатке производится определение местных тепловых потоков, которые могут превышать средние в 1,7…1,8 раза.

Для этого используется набор достаточно достоверных экспериментальных формул.

Расчет коэффициента теплоотдачи от газа к трактовым торцевым поверхностям

Коэффициент теплоотдачи можно определить по формуле, приведенной в работах [1,21]:

$$Nu = 0{,}065\ Re_{ср}^{0,8}\ S_г^{-0,54}, \qquad (2.2.5)$$

где $Re_{ср} = (Re_1+Re_2)/2$.

Расчет ведется по параметрам потока в корневом или периферийном сечениях; в качестве характерного линейного размера принята хорда профиля в рассматриваемом сечении. Формула справедлива для параметра $S_г$= 1,3…5,5.

Расчет коэффициента теплоотдачи от лопатки к охлаждающему воздуху $\alpha_{охл}$

Ориентировочно его можно определить с помощью зависимости (2.2.1), если критерий $Re > 10^4$, принимая с ~ 0,023 и вводя в расчет эквивалентный диаметр канала $d_{экв} = 4f_к/П_к$, где $П_к$ - периметр канала; $f_к$ - площадь его проходного сечения.

При вращении наблюдается увеличение интенсивности теплоотдачи по сравнению со статистическими условиями. Установлено (А.С. Лиманским и Э.И. Гунченко, КАИ), что в этом случае средний коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{охл\ вр} = \alpha_{охл}\,\varepsilon_{вр}, \qquad (2.2.6)$$

где $\alpha_{охл}$ определяется по формуле (2.2.1) с учетом коэффициента с=0,023.

Для всего продольного охлаждающего канала (течение от корня к периферии) увеличение внутреннего теплообмена $\varepsilon_{вр}$ при частотах вращения, характерных для первых ступеней турбин авиационных ГТД [$S_{вр}$ =(1,5…2,5) 10^{-2}], составляет 1,25...1,4.

Здесь

$$S_{вр} = \frac{u_{ср}}{w_в \dfrac{D_{ср}}{h_л}\dfrac{h_л}{d_{экв}}}$$ – критерий подобия, отражающий воздействие массовых сил.

В связи с тем, что теплоподвод от газа к лопатке в области входной и выходной кромок максимален, соответственно необходимо интенсифицировать теплосъем на этих участках лопатки. *Распространенным приемом увеличения теплоотдачи в носовой части лопатки является струйный выдув хладоагента по нормали к ее охлаждаемой поверхности.*

Для расчета значения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{охл}$ на участке, охватываемом углом $\pm 75^0$ (рис. 2.2.3), можно воспользоваться зависимостью, приведенной в работах [2, 7]:

$$Nu_{охл} = \frac{\alpha_{охл} d_{кI}}{\lambda_I} = 0{,}0984 Re_{охлI}^{0,71} \left(\frac{d_{кI}}{l} \frac{\mu_{III}}{\mu_I} \frac{F_{кIII}}{F_{кI}} \right)^{-0,306} \psi_t, \qquad (2.2.7)$$

которая справедлива в диапазоне чисел Re = (1,7...6,0) 10^3. Здесь критерий $Re_{охлI}$ подсчитывается по параметрам воздуха на выходе из отверстий в носке дефлектора;

$d_{кI} = \frac{4F_{кI}}{П_к}$ – гидравлический диаметр, принятый в качестве характерного размера; Ψ_t при $T_л > 1000$ К близок к 1,0; $l/d_{кI}$ – наибольшее относительное расстояние от выхода из отверстий дефлектора до внутренней поверхности кромки лопатки; μ_I и μ_{III} - коэффициенты расхода при течении воздуха через отверстия в дефлекторе и щели в выходной кромке. Отношение коэффициентов μ_{III}/μ_I может быть принято равным 1 для дефлекторов с отверстиями, выполненными в виде суживающихся сопел, и при отсутствии значительного загромождения выходной щели турбулизирующими штырями. В случае применения турбулизаторов с 6 рядами отношение μ_{III}/μ_I снижается до 0,7. $F_{кI}$ и $F_{кIII}$ – площади отверстий в дефлекторе и выходной кромке лопатки соответственно.

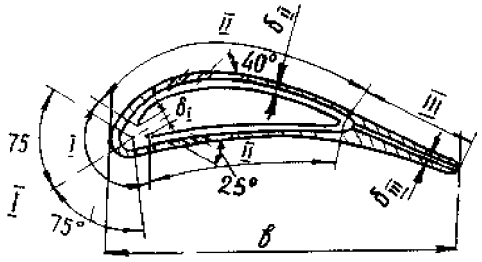


Рис.2.2.3. Участки профиля лопатки с конвективно-пленочным охлаждением

Интенсификация теплосъема на участке выходной кромки осуществляется с помощью ребер и перемычек различной формы; расчет

коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{охл}$ производится по уравнению (2.2.1) с учетом коэффициента оребрения [8,9].

В выполненных конструкциях увеличение теплосъема, вызванное оребрением, составляет 1,4...1,8.

Как отмечалось, в газотурбостроении наряду с конвективными схемами охлаждения широкое распространение получили конвективно-пленочные схемы, эффективность которых характеризуется не только максимально достижимой температурой газа, но и газодинамическим совершенством турбины с таким охлаждением. Выпуск охлаждающего воздуха на поверхность лопатки для создания пленки вызывает дополнительные (иногда значительные) профильные потери. Поэтому *целесообразно максимально использовать возможности конвективного охлаждения, применяя пленочное только как дополнение.* Но поскольку введение пленочно-заградительного охлаждения неизбежно связано с увеличением расхода охладителя, знание зависимостей, позволяющих достаточно точно рассчитать эффективность пленочного охлаждения, совершенно необходимо.

В связи с тем, что при пленочном охлаждении выпуск воздуха на газовую поверхность лопатки приводит к увеличению профильных потерь и сопровождается снижением кпд турбины, пленочное охлаждение целесообразно применять только в качестве дополнения к внутреннему конвективному.

Сложность явления теплообмена при размывании защитной пленки и многообразие определяющих этот процесс факторов обусловливают необходимость применения для расчета эмпирических зависимостей, обработанных в критериальной форме. Удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными дает следующее выражение [10]:

$$\frac{T_г^* - T_{стад}}{T_г^* - T_{охл}^*} = k\left(Re_S \frac{\mu_{охл}}{\mu_г}\frac{T_{охл}^*}{T_г^*}\right)^{0,133}\left[\bar{g}_{охл.л}\frac{1}{\tau(M)}\frac{a}{x}\right]^{0,867}, \qquad (2.2.8)$$

где $T_{стад}$ – температура стенки под защитной пленкой при отсутствии теплоотвода от нее во внешнюю среду (применительно к лопаткам без внутреннего конвективного охлаждения); k = 6 – для выпуклой стороны профиля; k = 5,4 – для вогнутой стороны профиля лопатки;

$$Re_s = \frac{\rho_{охл} w_{охл} \cdot s}{\mu_{охл}} = \frac{g_{охл\,пл}}{h_л \mu_{охл}} \;;$$

s – условная высота щели выпуска воздуха; $\mu_{охл}$, $\mu_г$, – коэффициенты динамической вязкости воздуха и газа в месте выпуска; $\tau(M)$ – газодинамическая функция в месте выпуска воздуха; *a* – ширина узкого сечения

межлопаточного канала; x – расстояние от места выпуска до рассматриваемого сечения.

Уравнение (2.2.8) подтверждено в опытах при изменении отношения шага перфорации к диаметру отверстий t/d от 1,5 до 2,5, углов выхода из отверстий – от 25 до 40° (см. рис. 2.2.3), т.е. в диапазоне значений этих параметров, типичном для авиационных ГТД.

Данную зависимость можно применять для учета эффективности защитной пленки и лопатки с комбинированным охлаждением.

Комплексное влияние коэффициентов теплоотдачи $\alpha_г$, $\alpha_{охл}$ на температуру лопатки при конвективном охлаждении приближенно может быть учтено с помощью так называемой зависимости эффективности охлаждения

$$\Theta_{конв} = \frac{T_г^* - T_л}{T_г^* - T_{охл}^*}$$

в функции от относительного расхода охлаждающего воздуха $\overline{g}_{охл}$. Такая форма представления опытных данных удобна, так как позволяет избежать громоздких расчетов и повышает достоверность определения температуры лопатки. Обычно разработчик турбины располагает необходимыми экспериментальными данными для лопаток двигателя-прототипа.

С привлечением зависимостей для расчета коэффициентов теплоотдачи $\alpha_г$ и $\alpha_{охл}$ значение $T_л$ определяется только в случае отсутствия прототипа или существенного отступления от него.

Связь коэффициентов теплоотдачи $\alpha_г$ и $\alpha_{охл}$ с безразмерной температурой лопатки, характеризующей глубину ее охлаждения $\Theta_{конв}$, определяется из теплового баланса. Проиллюстрируем это на простейшем примере плоской стенки.

На стационарном режиме количество тепла, переданное, например, плоской стенкой охлаждающему воздуху, равно количеству тепла, отнятому от газа, т.е. $Q_{охл} = Q_г$ или

$$\alpha_{охл}\left(T_{пст} - T_{охл}^*\right)F_к = \alpha_г\left(T_г^* - T_{пст}\right)F_г . \qquad (2.2.9)$$

При $F_к = F_г$ получим

$$\Theta_{конв} = \frac{T_г^* - T_{пст}}{T_{пст} - T_{охл}^*} = \frac{\alpha_{охл}}{\alpha_г}. \qquad (2.2.10)$$

Здесь $T_{пст}$ – температура плоской стенки.

В более общем случае на величину $\Theta_{конв}$ оказывают влияние геометрические особенности нагреваемой и охлаждаемой поверхностей.

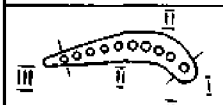
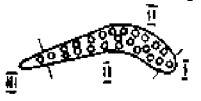
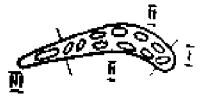
Как показано в работе [2], выражение для $\Theta_{конв}$ можно представить в виде

$$\Theta_{конв} = \frac{T_г^* - T_л}{T_г^* - T_{охл}} \approx \frac{K_ф \alpha_{охл}/\alpha_г}{K_ф(\alpha_{охл}/\alpha_г)+1}, \qquad (2.2.11)$$

где $K_ф$ – коэффициент формы, учитывающий различие температур лопатки и тонкой плоской стенки. Этот коэффициент мало зависит от условий теплообмена и для тел простых геометрических форм может быть определен аналитически [2]. Результаты расчета $K_ф$ для лопаток с радиальными каналами приведены в табл. 2.2.1 [2]. Полагая в уравнении (2.2.11) $K_ф$ = const, из уравнения (2.2.11) получим $\Theta_{конв} = f(\alpha_{охл}/\alpha_г)$.

Таблица 2.2.1

ЗНАЧЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ФОРМЫ ЛОПАТОК

Профиль	$K_{ФI}$	$K_{ФII}$	$K_{ФIII}$
	0,09	0,67	0,09
	0,16	0,65	0,15
	0,2	0,45	0,2

Входящее в формулу (2.2.10) отношение коэффициентов теплоотдачи $\alpha_г$ и $\alpha_{охл}$ незначительно зависит от температур $T^*_{охл}$, $T^*_г$ и в основном определяется величинами чисел Рейнольдса $Re_{охл}$, $Re_г$, которые, в свою очередь, зависят от расходов охлаждающего воздуха $G_{охл}$ и газа $G_г$. Таким образом, зависимость для $\Theta_{конв}$ может быть приближенно записана в виде

$$\Theta_{конв} \approx f(G_{охл}/G_г) \approx f(\overline{g}_{охл}) . \qquad (2.2.12)$$

При расчете комбинированного (конвективно-пленочного) охлаждения производится суммирование полезного эффекта внутреннего конвективного и наружного пленочного охлаждения:

$$\Theta_\Sigma = \frac{T_г^* - T_л}{T_г^* - T_{охл}^*} = \Theta_{конв} + \Theta_{пл} - \Theta_{конв}\Theta_{пл}. \qquad (2.2.13)$$

Здесь $\Theta_{пл} = \dfrac{T_г^* - T_{стад}}{T_г^* - T_{охл}^*}$ – эффективность пленочного охлаждения.

Возможность суммирования согласно этой зависимости была подтверждена сравнением расчетных и экспериментальных данных, полученных при испытаниях сопловых и рабочих лопаток в широком диапазоне изменения параметров воздуха и газа, а также соотношений расходов воздуха на конвективное и пленочное охлаждение.

С учетом уравнения (2.2.13) для Θ_Σ формула определения температуры лопатки при комбинированном охлаждении принимает вид

$$T_л = T_г^* - \Theta_\Sigma\left(T_г^* - T_{охл}^*\right). \qquad (2.2.14)$$

Для расчетной оценки эффективности охлаждения лопаток и других горячих элементов турбины применяется комплекс Θ, который сложным образом зависит от коэффициентов теплоотдачи $\alpha_г$, $\alpha_{охл}$ и геометрии рассматриваемого охлаждаемого участка.

Применение коэффициентов формы лопаток из табл. 2.2.1 позволяет только в первом приближении оценить величины комплексов $\Theta_л$ для характерных участков лопатки с радиальными каналами.

Для более сложных течений потока и геометрических форм каналов местные тепловые потоки определяются экспериментально.

Расчет коэффициента теплоотдачи от вращающегося диска к воздуху $\alpha_д$

Как показывают эксперименты, его значение незначительно зависит от расстояния между диском и неподвижной стенкой статора. Если диск выполнен с покрывным дефлектором (см. рис. 2.1.5), то для определения числа Nu можно воспользоваться зависимостью (2.2.1), подразумевая под w среднюю относительную скорость (на данном радиусе) и принимая c = 0,025; n = 0,8; m = 0,4 при введенном эквивалентном диаметре, т.е. принимая $l = 2\,\delta$, где δ – расстояние между диском и дефлектором.

При обтекании диска без обдува и при обычных зазорах между диском и корпусом ($\delta/r > 0{,}02$) пограничные слои на статоре и диске не смыкаются, поэтому теплообмен от величины зазора не зависит. В этом случае можно также применять уравнение (2.2.1), если числа Re и Nu

рассчитываются по периферийному радиусу диска $r_{пер}$ и периферийной скорости $u_{пер} = \omega r_{пер}$ и принято c = 0,0185; n = 0,8; m = 0,6. Для определения местного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{охл(г)}$ следует принимать c = 0,024, а числа Nu и Re рассчитывать по текущему значению радиуса r и текущей окружной скорости ω r.

Гидравлическое сопротивление систем охлаждения определяется либо продувкой, либо расчетным путем. Результаты продувок обычно представляются в виде зависимости приведенного расхода охлаждающего воздуха от перепада давления в системе:

$$\frac{G_{охл}\sqrt{T^*_{охл}}}{p^*_{охл}} = f(\pi_л).$$

В ГТД перепад давления между входом и выходом по линии охлаждения лопатки $\pi_л$ ограничен и определяется степенью понижения давления в сопловых и рабочих венцах на данном режиме работы двигателя. В этих условиях количество воздуха, которое может быть пропущено через охлаждаемую лопатку, зависит от гидравлического сопротивления тракта охлаждения (участка отбора, транспортировки, ввода в лопатки и выхода из них).

Несмотря на то что вращение ротора оказывает влияние на гидравлическое сопротивление систем охлаждения вследствие проявления центростремительных и кориолисовых ускорений, расходные характеристики систем, экспериментально определенные при вращении и без него, отличаются незначительно (не более чем на 6...8%) [2]. Представленные в работе [2] экспериментальные данные были получены для лопаток, оснащенных радиальными каналами, в которых наиболее полно реализуются эффекты вращения. Следовательно, данные по гидравлическому сопротивлению лопаток и роторов, полученные на установках без вращения, могут быть распространены и на условия работы системы в составе двигателя.

При проектировании сопротивление системы охлаждения обычно принимается с учетом данных двигателя-прототипа. Однако в некоторых случаях возникает необходимость выполнения поверочного расчета гидравлического сопротивления системы. При этом практически всегда движение воздуха в каналах сводится к одномерной схеме течения.

В результате совместного решения уравнений неразрывности, импульсов, энергии и состояния в отдельных случаях удается получить важные расчетные зависимости. Например, при движении воздуха в

прямолинейном вращающемся канале потери полного давления на участке 1-2 (рис. 2.2.4) могут быть определены из выражения

$$\Delta p^* = p_1^* - p_2^* = \xi_1 \frac{\rho w_1^2}{2} + \frac{1}{2}\xi_{тр}\rho w^2 \frac{l}{d_к} + \xi_2 \frac{\rho w_2^2}{2} - \Delta p_\omega, \qquad (2.2.15)$$

где p^*_1 p^*_2 – давление перед и за каналом соответственно; ξ_1, ξ_2 – коэффициенты местных сопротивлений соответственно при входе и выходе из канала; $\xi_{тр}$ – коэффициент гидравлического сопротивления трения, который в случае турбулентного течения (при Re > 10^4) равен $0{,}184\,\mathrm{Re}^{-0{,}2}\,\Psi_t$,

здесь $\Psi_t = \left(\frac{T_г^*}{T_{ст}}\right)^k$ – температурный фактор [см. уравнение (2.2.2)],

w, ρ – скорость течения и плотность среды в канале; l – длина участка; $d_к$ – гидравлический диаметр канала;

$\Delta p_\omega = \rho\omega^2\left(r_2^2 - r_1^2\right)/2$ – разность давлений, обусловленная вращением канала; r_1, r_2 – радиусы окружностей, на которых расположены выходное и входное сечения канала.

Рис. 2.2.4. Схема прямолинейного вращающегося канала

Коэффициент местного сопротивления при входе в канал ξ_1, выполненный заподлицо со стенкой, ориентировочно можно принять равным 0,5; а коэффициент при выходе из канала ξ_2 - равным 1 (при турбулентном течении) и 2 (при ламинарном течении).

2.2.2. Показатели эффективности охлаждения лопаток

Эффективность охлаждения характеризуется двумя критериями:

1) безразмерной глубиной охлаждения лопаток Θ, позволяющей судить о совершенстве системы охлаждения (при некотором фиксированном расходе охладителя $\overline{g}_{охл}$),

$$\Theta = \frac{T_г^* - T_л}{T_г^* - T_{охл}^*}; \qquad (2.2.16)$$

2) относительной глубиной исчерпания хладоресурса охладителя

$$\eta = \frac{\left(T^*_{вых} - T^*_{вх}\right)_{охл}}{T_л - T^*_{вх\ охл}} \qquad (2.2.17)$$

(в приближенной методике расчета системы охлаждения данный критерий не применяется).

Чем выше значение Θ при выбранном расходе $\overline{g}_{охл}$, тем меньше температура лопатки отличается от температуры охлаждающего воздуха. В свою очередь величина Θ при заданном расходе охлаждающего воздуха будет тем больше, чем совершеннее (с точки зрения охлаждения) конструкция лопатки, т.е. чем больше отношение поверхности теплообмена воздушной стороны к газовой, интенсивнее теплосъем со стороны воздуха, обеспечиваемый турбулизаторами, струйным охлаждением и т.п., и совершеннее формы обводов ее профильной части, обеспечивающие уменьшение коэффициентов теплоотдачи от газа к лопатке.

Известно, что для каждой конкретной конструкции лопатки коэффициент Θ может быть представлен графической зависимостью от относительного расхода охлаждающего воздуха $\Theta = f(\overline{g}_{охл})$.

Наряду с общепринятым понятием глубины охлаждения собственно лопаток $\Theta_л$ может применяться также понятие эквивалентной глубины охлаждения $\Theta_{л\ экв}$, удобное для сравнения одних и тех же конструкций лопаток в составе различных систем охлаждения (например, в системе с предварительной закруткой воздуха, с впрыском воды или топлива в воздух, с пульсирующим подводом воздуха, при наличии теплообменника и т.д.). Сравнение может быть проведено либо при одинаковых температурах лопатки (или ресурсе) с целью нахождения допустимой температуры газа перед турбиной, либо при одинаковых $T^*_г$ с целью определения возможности повышения ресурса $\tau_р$ или снижения $\overline{g}_{охл}$ при $\tau_р = const$.

На рис. 2.2.5, 2.2.6, 2.2.7, 2.2.8, 2.2.9 для наиболее типичных конструкций охлаждаемых турбинных лопаток представлены зависимости

$$\Theta_{л\,ср} = f\left(\overline{g}_{охл}\right),$$

характеризующие эффективность внутреннего конвективного охлаждения. Они позволяют на ранней стадии проектирования (в том числе и дипломного) производить предварительные расчеты охлаждаемых лопаток. На рис. 2.2.5 показаны лопатки с радиальными относительно пера течениями хладоагента.

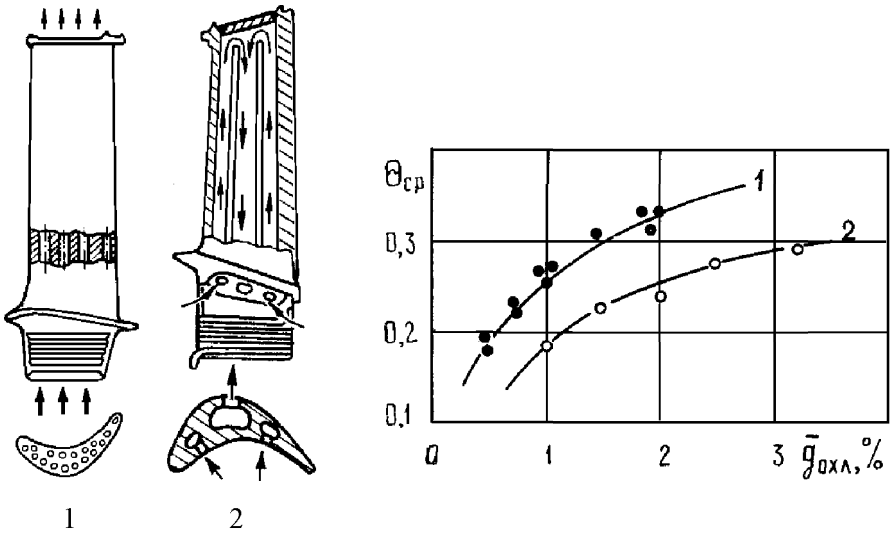


Рис.2.2.5. Конструктивные схемы лопаток с радиальными каналами, радиальной петлевой схемой течения воздуха и средняя эффективность охлаждения их профилей: 1 – «Олимп»; 2 – «Конвей»

Такие рабочие лопатки широко применяются в турбинах английских двигателей «Конвей», «Спей», «Олимп», RB.211, а также на американских двигателях JT8Д и JT9Д-3А фирмы «Пратт-Уитни». Охлаждающий воздух в таких лопатках подводится к их замковой части и движется вдоль пера.

Как показала практика, главные достоинства лопаток с такой схемой охлаждения – простая технология изготовления и широкая возможность варьирования глубины охлаждения путем изменения отношения периметра охлаждающих каналов к их площади. Недостатком конструкций является значительная неравномерность температуры лопатки как по высоте, так и по профилю. Такая неравномерность температуры в различных точках профиля лопаток с радиальными каналами 1-й ступени турбины ТРД «Олимп» показана на рис. 2.2.10. Испытания проводились на пакетной установке [2] при $\bar{g}_{охл}$ = 1,5%, $T^*_г$= 1270 К и $T_{охл}$= 300 К. Из рисунка видно, что максимальная разность температур по профилю лопатки составляет 250 К. Такая неравномерность обусловливает появление повышенных термических напряжений и возможность быстрого разрушения рабочих лопаток. Для уменьшения разности тем-

ператур применяются *лопатки с перемычками, с полуребрами, со вставным дефлектором и с пленочной защитой перегретых участков.* Использование *петлевой схемы течения воздуха* также приводит к уменьшению разности температур по профилю.

Лопатки с перемычками *(штырьками),* интенсифицирующими теплоотвод к воздуху, показаны на рис. 2.2.6. Здесь воздух проходит через систему образованных внутри лопатки каналов между штырьками, после чего сбрасывается в проточную часть. *Максимальная разность температур по профилю таких лопаток составляет 200...220 К.*

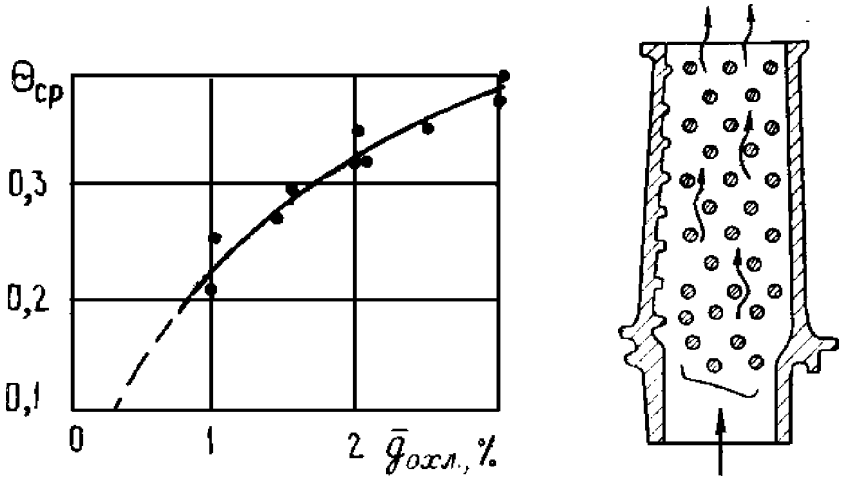


Рис. 2.2.6. Конструктивная схема лопатки с перемычками (штырьками), соединяющими вогнутую и выпуклую поверхности профильной части лопатки, и средняя эффективность охлаждения ее профиля

Лопатка с полуребрами и петлевой схемой течения воздуха показана на рис. 2.2.7.

Ее отличительной особенностью является пропускание всего охлаждающего воздуха вначале в зону входной кромки лопатки, благодаря чему увеличивается теплосъем в этом наиболее теплонапряженном участке, затем – от периферии лопатки к корню в центральной части ее по оребренному каналу (против действия центробежных сил). Охлаждение выходного участка лопатки обеспечивает тот же воздух, проходящий в канале с системой интенсифицирующих штырьков цилиндрической формы и сбрасываемый в проточную часть через щель в выходной кромке.

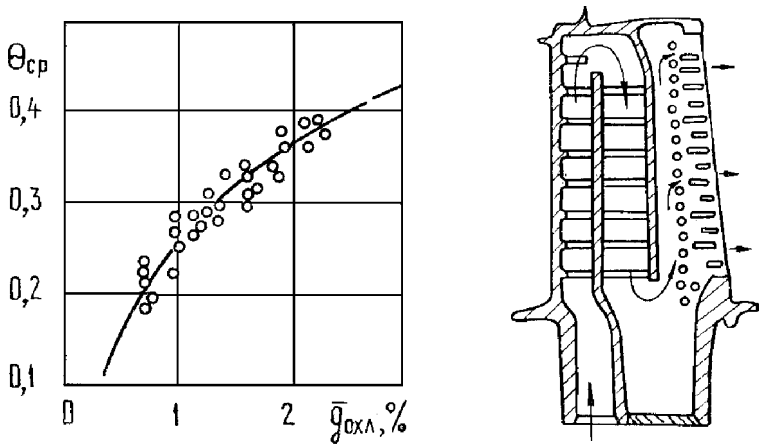


Рис. 2.2.7. Конструктивная схема лопатки с полуребрами, петлевой схемой течения воздуха и средняя эффективность охлаждения ее профиля

Недостаток такой лопатки - повышенное гидравлическое сопротивление по сравнению с ранее рассмотренной схемой. *Максимальная разность температур по профилю таких лопаток уменьшается до 170... 180 К.*

Значительно улучшена равномерность распределения температуры по профилю и увеличена глубина охлаждения лопатки со вставным дефлектором (см. рис. 2.2.8). *На дефлекторных лопатках неравномерность температур* удалось снизить до 75...120 К, что позволило форсировать цикл двигателя. Воздух вначале поступает во внутреннюю полость дефлектора, который выполняет роль распределительного коллектора, и далее через профилированные сопла на его передней кромке подается на внутреннюю поверхность входного участка лопатки, откуда, растекаясь по внутренней поверхности лопатки, движется в щелевых каналах, образованных дефлектором и стенками, затем поступает в выходной участок лопатки, геометрия каналов которого выполняется по схеме, показанной на рис. 2.2.7. Сбрасывается воздух в проточную часть через отверстия в выходной кромке.

В известных конструкциях [1,2] закрученный дефлектор вводится в полость лопатки через узкую щель в ее замке, поэтому дефлектор может быть выполнен ограниченной, по сравнению с хордой, ширины и не на полную высоту лопатки. Теплотехнические показатели такой системы охлаждения ограничены другим принципиальным недостатком - увеличе-

нием размера щели на спинке лопатки вследствие ухода выпуклой части тела лопатки (спинки) при ее разогреве, в результате чего уменьшается теплоотдача в этом месте и создаются предпосылки для усиления перегрева и прогара спинки.

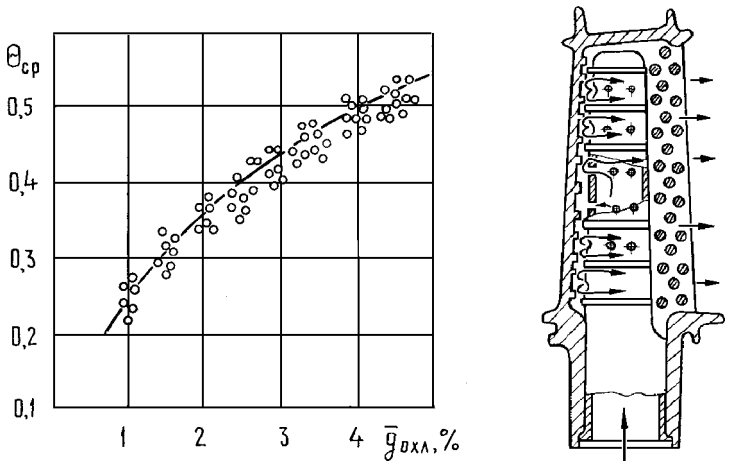


Рис. 2.2.8. Конструктивная схема лопатки со вставным дефлектором и средняя эффективность охлаждения ее профиля

Ослабить влияние этих недостатков можно введением перфорации на дефлекторе, а устраняются они в конструкции с влитым или впаянным дефлектором.

Повышение равномерности распределения температуры в лопатке при одновременном увеличении глубины охлаждения $\Theta_л$ обеспечивает пленочная защита поверхности лопатки (см. рис. 2.2.9), которая является дополнением к внутреннему конвективному охлаждению. Это удобный способ улучшения эффективности охлаждения, поскольку он позволяет мобильно (путем простой доработки – выполнения перфорации) существенно расширить возможности применения серийно изготовленных лопаток при освоении более высоких температур газа.

Недостатками перфорированных лопаток с пленочным охлаждением являются снижение усталостной прочности из-за наличия отверстий и ухудшение начальных теплотехнических и гидравлических характеристик из-за засорения перфорации в процессе длительной эксплуатации. Однако такой тип лопаток получил широкое распространение практически на всех отечественных и зарубежных двигателестроительных фирмах.

На лопатках с конвективно-пленочным охлаждением равномерность температур по профилю достигнута такого же порядка, как и на дефлекторных лопатках.

На рис. 2.2.9 показана конструктивная схема рабочей лопатки двигателя CF6 фирмы «Дженерал Электрик», а также средняя эффективность ее охлаждения.

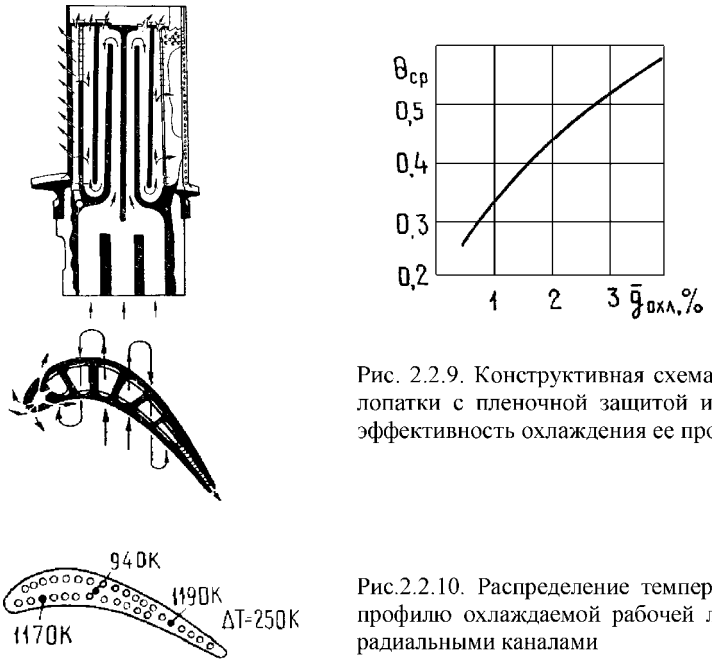


Рис. 2.2.9. Конструктивная схема рабочей лопатки с пленочной защитой и средняя эффективность охлаждения ее профиля

Рис.2.2.10. Распределение температуры по профилю охлаждаемой рабочей лопатки с радиальными каналами

Представляет интерес сравнение глубины охлаждения выполненных лопаток, например, при расходе охлаждающего воздуха $\bar{g}_{охл} \approx 3{,}0\%$. Для современных высокотемпературных двигателей $\bar{g}_{охл\ л} = 3...3{,}5\%$ (двигатели CF6, RB.211, JT9D). Сравнение показывает, что рассмотренные конструкции охватывают диапазон $\Theta_{л\ ср}$ от 0,3 до 0,5, причем при конвективно-пленочном охлаждении достигнута наибольшая глубина охлаждения лопатки.

Неравномерность температуры тела лопаток по контуру сдерживает форсирование параметров цикла ГТД, поэтому наряду с повышением средней глубины охлаждения $\Theta_л$, необходимо добиваться также выравнивания распределения температур.

Лопатки с влитым перфорированным дефлектором позволяют удачно совместить решение проблем повышения глубины охлаждения и равномерности и являются перспективными.

Охлаждение лопаток первого соплового аппарата. Температура газа, омывающего сопловые лопатки, существенно превышает температуру газа, поступающего на рабочие лопатки. Это связано со значительными отборами воздуха из камеры сгорания на охлаждение турбин (в современных высокотемпературных двигателях $\overline{g}_{охл\,\Sigma}$ составляет 10...16%). При значениях подогрева воздуха в камерах сгорания порядка ~ 850 К такие отборы приводят к дополнительному увеличению температуры газа за камерой примерно на 85...135 К.

Кроме того, сопловые лопатки работают в неоднородном поле температур газа. За камерами сгорания многих авиационных ГТД *максимальное значение температуры газа по высоте лопатки может превышать среднее значение на 5...10%, в окружном направлении колебания температур достигают ±100...120 К.* В итоге при температуре в узком сечении первого соплового аппарата $T^*_г$ = 1600 К температура на входе в него может достигать ≈1900...2000 К. Очевидно, что при таких температурах газа перед сопловыми лопатками обеспечить их работоспособность (предупредить окисление и прогар) можно только при условии защиты поверхности воздушной пленкой и спецпокрытиями.

На рис. 2.2.11 показана сопловая лопатка двигателя английской фирмы «Роллс-Ройс» RB.211-524.

Ее отличительной особенностью является наличие пяти отделенных одна от другой полостей подвода охлаждающего воздуха к различным участкам поверхности. Воздух, вытекающий через отверстия в дефлекторах, охлаждает внутреннюю поверхность лопатки лобовым натеканием и далее через отверстия в лопатке попадает на внешнюю поверхность, образуя вдоль нее заградительный слой. Размеры отверстий в дефлекторах выбраны таким образом, чтобы создавалось различное давление у каждого ряда отверстий в лопатке. Величина этого давления устанавливается сообразно с распределением давления по профилю лопатки, благодаря чему достигается минимизация расхода воздуха, используемого для охлаждения данного участка лопатки. Для обеспечения прохода воздуха через отверстия во входной кромке лопатки давление газа в жаровой трубе поддерживают на 3% ниже, чем давление воздуха перед отверстиями, т.е. сознательно увеличивается гидрав-

лическое сопротивление жаровой трубы камеры сгорания. Лопатки подобной конструкции обеспечивают надежную работу двигателя при температуре газа цикла 1650 К и более.

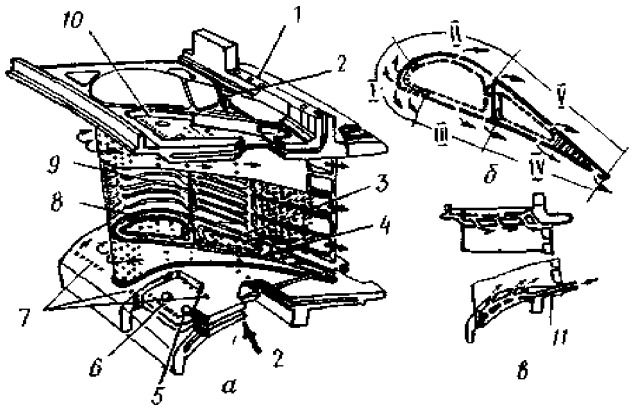


Рис. 2.2.11. Сопловая лопатка 1-й ступени турбины английского двигателя RB.211-524: *а* – конструктивная схема лопатки; *б* – схема перфорирования лопатки и дефлектора; *в* – охлаждение полок лопатки; 1 – корпус лопатки; 2 – подвод охлаждающего воздуха в задний дефлектор; 3 – дефлектор задний; 4 – перемычки; 5 – дистанционные выступы; 6 – отверстия струйного обдува нижней полки; 7 – отверстия пленочного охлаждения нижней полки; 8 – дефлектор передний; 9 – перегородка; 10 – дефлекторная пластина верхней полки; 11 – канал охлаждения

На рис. 2.2.12 показана лопатка первого соплового аппарата двигателя CF6 американской фирмы «Дженерал Электрик», система охлаждения которой построена по такому же принципу (см. рис. 2.2.11).

Характерной особенностью сопловых аппаратов высокотемпературных двигателей CF6, RB.211 и др. является наличие пленочного охлаждения не только на лопатках, но и на трактовых поверхностях. Величина расхода воздуха, участвующего в охлаждении первого соплового аппарата, лежит в диапазоне 5,5...7,5%.

Эксперименты и расчеты показывают, что выдув воздуха на поверхность лопаток сопровождается утолщением пограничного слоя на профиле, его ранней турбулизацией, а при повышенных перепадах давления в отверстиях и неоптимальных углах выдува вызывает отрыв потока от стенок и резкое уменьшение коэффициента скорости решетки $\varphi_{\text{СА}}$. Для лопаток с внутренним конвективным охлаждением коэффициент скорости примерно равен 0,97...0,98, для лопаток с заградительным охлаждением при расходе воздуха на пленку $\overline{g}_{\text{пл}} \sim 2...3\%$ – 0,96, а при $\overline{g}_{\text{пл}} \sim 5\%$ – 0,94, хотя известны примеры и более низкого значения коэффициента скорости.

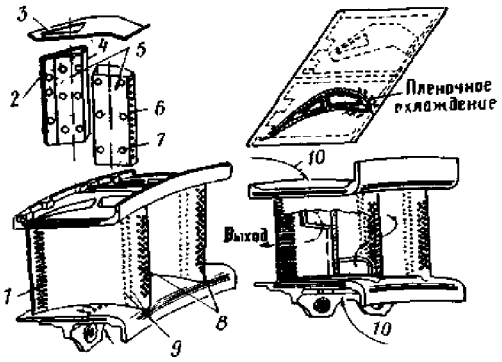


Рис. 2.2.12. Сопловая лопатка 1-й ступени двигателя CF6: 1 – щели у выходной кромки; 2 – углубления на выходной кромке дефлектора; 3 – крышка; 4 – задний дефлектор; 5 – отверстия для охлаждающего воздуха; 6 – передний дефлектор; 7 – углубления; 8 – отверстия на входной кромке; 9 – жалюзийные отверстия; 10 – подвод охлаждающего воздуха

Поскольку ширина следа за кромками сопловых лопаток с конвективно-пленочным охлаждением больше, чем за лопатками с конвективным охлаждением, значительно возрастает уровень переменных напряжений в рабочих лопатках турбины, устанавливаемых за таким аппаратом. Это особенно заметно при отсутствии на рабочих лопатках бандажных полок. Поэтому, *несмотря на возможность защиты сопловой лопатки от прогаров описанным способом, необходимо стремиться к увеличению доли теплосъема за счет интенсификации внутреннего конвективного охлаждения, сводя долю защитной пленки к минимуму.*

На рис. 2.2.13 дан пример типичных зависимостей конвективного охлаждения дефлекторной сопловой лопатки в зонах выходной и входной кромок (кривые 1 и 2) [11] и пленочного охлаждения (кривая 3) [2].

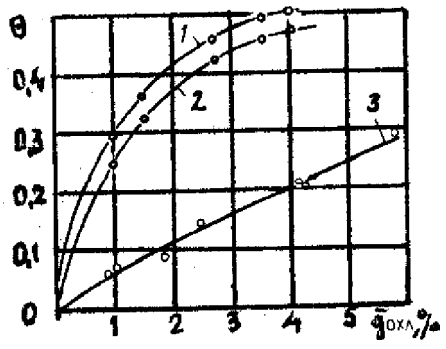


Рис. 2.2.13. Зависимости конвективного $\Theta_{конв}$ и пленочного $\Theta_{пл}$ охлаждения от относительного расхода охлаждающего воздуха: 1,2 – конвективное охлаждение выходной и входной кромок соответственно; 3 – пленочное охлаждение

Из рисунка видно, что доля конвективного охлаждения лопатки существенно превышает возможный вклад пленочного охлаждения в общий процесс охлаждения.

В табл. 2.2.2 приведены некоторые сведения о системах охлаждения и параметры цикла для ряда зарубежных двигателей.

Чрезвычайно неблагоприятные условия работы сопловых лопаток заставляют проектировщиков усложнять их конструкцию.

2.2.3. Тенденции развития систем охлаждения рабочих лопаток турбин высокого давления некоторых иностранных авиационных ГТД

В табл. 2.2.2 приведены некоторые сведения, характеризующие этапы развития рабочих лопаток при освоении фирмами «Роллс-Ройс» (табл. 2.2.3), «Пратт-Уитни» (табл. 2.2.4) и «Дженерал Электрик» (табл. 2.2.5) высоких температур газа в циклах, созданных ГТД. В табл. 2.2.6 приведены геометрические и конструктивные параметры охлаждаемых лопаток ГТД.

В отличие от общепринятого понятия $T_г^*$ как среднемассовой температуры газа за камерой сгорания на входе в 1-й сопловый аппарат, в английской и американской практике двигателестроения под $T_г^*$ подразумевается температура смеси газа и охлаждающего воздуха в абсолютном движении в осевом зазоре между первым сопловым аппаратом и рабочим колесом. Эта температура в двигателях с большими отборами воздуха на охлаждение ($\overline{g}_{охл\,\Sigma} \sim$ 12...16%) ниже, чем среднемассовая температура за камерой, на 100...150 К.

Как видно из табл. 2.2.3 и 2.2.4, на ранних этапах создания охлаждаемых турбин применялись простейшие конструкции рабочих лопаток - с радиальными каналами. В дальнейшем, по мере повышения $T_г^*$, произошло разделение путей их развития.

Развитие рабочей лопатки на фирме «Роллс-Ройс» шло в основном по пути усовершенствования исходной лопатки (см. табл. 2.2.3):

приближения охлаждающих каналов к поверхности лопатки (двигатели «Спей-25», «Олимп-593», RB.211);

усложнения формы каналов с целью увеличения отношения периметра их к площади поперечного сечения (двигатели RB.211);

применения предварительной закрутки охлаждающего воздуха, отбираемого из-за промежуточных ступеней компрессора (двигатели «Спей-25» Мк 512 и далее все последующие ГТД);

Таблица 2.2.2

ТУРБИНЫ НЕКОТОРЫХ АВИАЦИОННЫХ ГТД

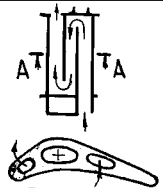
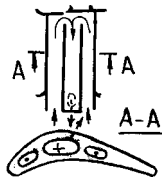
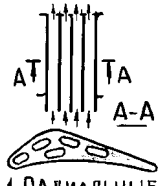
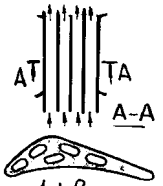
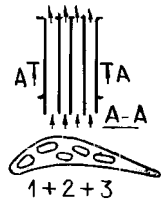
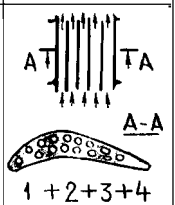
(по данным зарубежной печати)

Страна, фирма	Марка двигателя	$T_г^*$, К	$\pi_к^*$	Схема турбины	Количество охлажд. венцов	Номер и схема охлаж-даемого венца	Способ подвода охл. возд.	$\bar{g}_{охл}$, %	$t_л$, °С	Марка материа-ла лопатки
ТРД										
США «Дженерал Электрик»	J79-GE-17	1311	13,5	3	1	I-конв. плен.	из КС	–	–	–
	J79-GE-100	>1366	13,8	2	1	–	–	–	–	–
	GE4(J5P-A)B	1533	12,1	2	4	–	–	–	–	Rene-80
	YJ101GE-100	>1523	21	1+1	4	I,II-конв.плен.	–	II-3,3	879	II Rene-125
Англия «Ролле-Ройс»	«Олимп»593	1450	14,75	1+1	3	I,II-конв.	I-из КС II-VctK	–	923	–
«Ролле-Ройс Аллисон»	XJ99-RA-1	1523	–	–	–	–	–	–	–	–
ТРДД										
США «Дженерал Электрик»	TF-39	1589	26	2+6	4	I,II – конв.плен. III,IV – конв	из КС	$\bar{g}_Σ$ = 14,49	II-951	Rene-80
	CF6-6D	1645	24,7	2+5	4			$\bar{g}_{рот}$ = 7,66	I-984	
	CF6-50C	1595	29,4	2+5	4			$\bar{g}_л$ =3..34	II-931	
	TF34-400A	1498	21	2+4	4	I,II – конв.плен. III,IV –конв.	–	–	–	–
	F101	1647	27	1+2	2		из КС	II-3,17	875	II Rene-125
	F404	~1600	>25	1+1	4	–	–	–	–	–
7,14+3,4+3,5+0,36=14,4	JT9D-3A	1420	24,5	2+4	3	I – конв.плен II,III, - конв.	из КС	5,4+1,96+0,6 =7,96	I вх.кр.970	I-WJ-52 II,III-U700
	JT9D-7/D20	1560	22,3	2+4	4	I – конв.плен II,III,IV – конв.	С предварит. закруткой	7+2,1+1,1+1= 11,2	вх. кр. 1010	PWA1455
	TF30-P-3	1429	17	1+3	2	Конвективное	–	–	–	–
	TF30-P-100	1533	22	1+3	4	I – конв.плен II,III,IV – конв.	–	–	–	PWA1422
	JT9D-59/D70	1598	23,8	2+4	4	I – конв.плен II,III, - конв.	из КС		–	PWA1422
	F401-PW-400	1588, 1672	27	2+2	4	–	–	–	–	–
	F100-PW-100	1590	24	2+2	4	Лобовым натеканием	II с предварит. закруткой	–	–	–
	JT18D	1365	21,5	2+4	3	Конвективное	–	–	–	–
«Лайкоминг»	ALF-502-D	1360	10,6	2+2	2	I,II,III-конв.	–	–	–	–
Англия «Ролле-Ройс»	RB.207	1420	27	1+1+3	3	Конвективное	II- с предвар. закруткой	–	845	Нимоник-108
	RB.211-22B	1490	29	1+1+3	3	I,II-конв.плен. III – конв.		–	–	Нимоник-115
	RB.211-524	1550	29	1+1+3	3			–	–	Нимоник-115
	«Спей» 25R	1440	20,1	2+2	3	–				Нимоник-108
Ролле-Ройс Ман	RB.193-12	1441	16,5	2+2	2	Конвективное	–	–	–	–
Ролле-Ройс Турбомека	«АДУР»Мк102	1427	11	1+1	2	Конвективное	–	–	–	–
Ролле-Ройс Турбоунион	RB.199-34R	1550	24	1+1+2	4	Конв.пленоч.	II с предварит. закруткой	–	–	ATS281-G ATS391-G
Ролле-Ройс SNECMA	M45-H	1355	18,8	1+3	2	–	–	–	–	–
Ролле-Ройс Аллисон	TF41-A-2	1443	21	2+2	2	–	–	–	–	–
	912-B23	1453	23,2	2+2	4	–	–	–	–	–
	912-B31	1551	26	2+2	4	–	–	–	–	–
Франция SNECMA	M 53	1503	8,5	2	4	–	–	–	–	–
	M 56	~1647	~25	1+4	4	–	–	–	–	–
	TF-306 C	1373	17	1+3	2	–	–	–	–	–
Япония Miti	FJR 710	1523	22	–	2	–	–	–	–	–

О б о з н а ч е н и я : I, II, III, IV – охлаждаемые венцы по направлению движения газа; I, III – сопловые, II, IV – рабочие лопатки

Таблица 2.2.3

РАЗВИТИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ
ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ АНГЛИЙСКОЙ ФИРМЫ «РОЛЛС-РОЙС»

Основные факторы	Тайн	Конвей	Спей-25 Мк.511	Спей-25 Мк 512	Спей-25 R	Олимп 593
$T_г^*$, К	1242	1310	1360	1450	1450	1440...1450
$T_к^*$, К	670	700	740	770	752	794
$D_{ср}/h_л$		9,3	12,2	12,2	12,2	—
$\bar{G}_{охл.л}$,%	0,8	1,4	2,0	~2,0	~2,0	—
θ	$\theta_л$			$\theta_{л\,экв}$		
	0,15	0,2	0,29	~0,42	~0,45	
$T_{л.макс} - T_{л\,ср}$	20	60	150	~200	~200	250
Материал	Нимоник 105	Нимоник 105	Нимоник 106	Нимоник	Нимоник	
Бандажная полка	есть	есть	есть	есть	есть	есть
Особенности развития системы охлаждения	 1. Радиальные каналы 2. Однопоточная схема течения воздуха	 1. Радиальные каналы 2. Двухпоточная схема течения воздуха	 1. Радиальные каналы 2. Многопоточная схема течения воздуха	 1+2 3. Предварительная закрутка охлаждающего воздуха	 1+2+3 4. Пульсирующий подвод охлаждающего воздуха	 1+2+3+4 5. Увеличено число каналов, каналы приближены к газовой поверхности пера

Окончание табл. 2.2.3

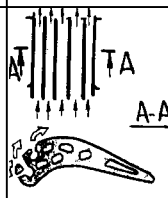
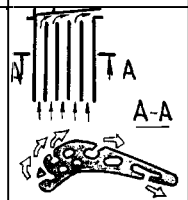
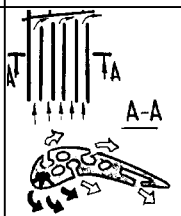
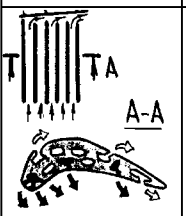
Основные факторы	RB.211-22C	RB.211-22B	RB.211-22B*	RB.211-524B	RB.211-524G	RB.211 ПЕРСПЕКТИВА	
$T_г^*$, К	1486	1490	~1490	1548	~1590	~1685	~1850
$T_к^*$, К	790	810	~850	~790	~790	~790	~790
$D_{ср}/h_л$	12,8	12,8	12,8	12,8	12,8	–	17...18
$G_{охл}$, %	~2,2	~2,3	~2,5	~2,8	3,0	~3,0	~3,0
$\theta_{л.экв}$	~0,5	~0,51	~0,53	~0,55	~0,56	–	–
$T_{л.макс}-T_{л.ср}$	225	190	160	140	–	–	–
Материал	Нимоник	Нимоник	С направленной кристаллизацией		Монокристаллические сплавы		
Бандажная полка	есть	есть	есть	есть	есть	есть	нет
Особенности *развития системы охлаждения*	 1+2+3+4+5 6. Введено пленочное охлаждение воздухом низкого давления (○)	 1+2+3+4+5+6 7. Увеличено число отверст. пленочн. охлаждения. 8. Выполнен козырек на бандажной полке	 1+2+3+4+5+6+7+8 9. Введено пленочное охлаждение входной кромки воздухом высокого давления (●)	 1···9 10. Увеличено число радиальных каналов до 10 шт и число отв. пленочн. охлаждения высоким давлением (●)	1···10 11. Улучшен канал отбора воздуха от КВД	1···11	1···11

Таблица 2.2.4

РАЗВИТИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ
ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ АМЕРИКАНСКОЙ ФИРМЫ «ПРАТТ-УИТНИ»

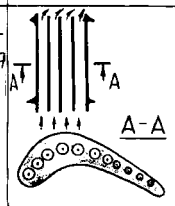
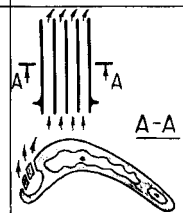
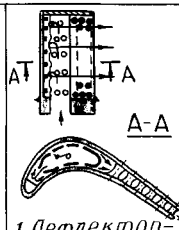
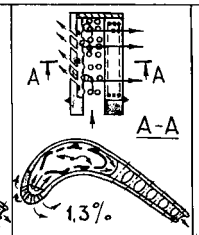
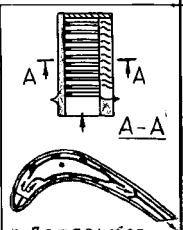
Основные факторы	JT8D-11(15)	JT9D-3A	JT9D-7	JT9D-59/70D	F-100	JT Перспектива
$T_г^*$, K	1294~1340	1420	1500	1598...1643	1590...1672	1800...1850
$T_к^*$, K	710	785	795	800	790	~790
$D_{ср}/h_л$	7	14,1	14,1	14,1	14,1	17...18
$\bar{G}_{охл.л}$, %	~1,0	1,96	2,1	3,4	~3,0	~3,0
$\theta_л$	~0,2	~0,3	~0,45	~0,5	~0,55	~0,6
Материал		PWA 656	PWA 1455	PWA 1422 с направленной кристаллизацией		Монокристалл. сплавы
Бандажная полка	Есть	О т с у т с т в у е т				
Особенности развития системы охлаждения	 *Радиальные каналы. Многопоточная схема течения воздуха*	 *Радиальные каналы с развитой поверхностью. Введено пленочное охлаждение спинки воздухом (0,47%)*	 *1. Дефлекторная лопатка со струйным натеканием воздуха 2. Перемычки цилиндрической формы (•)*	 *1+2 3. Введено пленочное охлаждение 4. Закрутка охлаждающего воздуха 5. Увеличено число отверстий в дефлекторе*	 *1. Дефлекторная из двух спаяных частей лопатки 2. Закрутка охлаждающего воздуха 3. Развита поверхность внутреннего оребрения*	*1. Вафельная конструкция лопатки с сильно развитой поверхностью охлаждения 2. Струйное и пленочное охлаждение входной кромки 3. Конвективное (в основном) охлаждение средней части хорды лопатки 4. Конвективное охлаждение выходной кромки, в том числе в вихревой матрице*

Таблица 2.2.5

РАЗВИТИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ АМЕРИКАНСКОЙ ФИРМЫ «ДЖЕНЕРАЛ ЭЛЕКТРИК»

Основные факторы	CF6-6 (TF-39)	CF6-50	F-101	E^3
$T_г^*$, K	(1589)	1595	1647	1730
$T_к^*$, K	~ 822	~ 855	~ 960	850
$D_{ср}/h_л$	17	17	17	~ 17
$\bar{G}_{охл_л}$, %	3,0	3,43	3,17	3,4
$\theta_л$	0,503	—	0,52	—
Материал	Rene 80	Rene 80	Rene 125	Rene 150
Бандажная полка	О т с у т с т в у е т			
Особенности развития системы охлаждения	1. Радиальные каналы (цилиндрические) 2. 2-х петлевая схема течения воздуха 3. Пленочное охл-е входной кромки	1. Радиальные каналы (прямоугольной формы) 2 +3 4. Перемычки цилиндр. формы на вых. кромке	1. Радиальные каналы с турбулизаторами 2+3+4	1. Радиальные каналы с турбул., увеличено число 2. 3-х петлев. схема течения воздуха 3. Пленочное охл. кромок и корытца +4

интенсификации теплообмена в охлаждающих каналах путем организации продольных колебаний (пульсаций) воздушного столба в каналах (двигатели «Спей-25» Мк 512 и все последующие ГТД) и применения оребрения;

выпуска охлаждающего воздуха из каналов с максимальным теплоотводом в зону пониженного давления в радиальном зазоре (двигатель RB.211-22B);

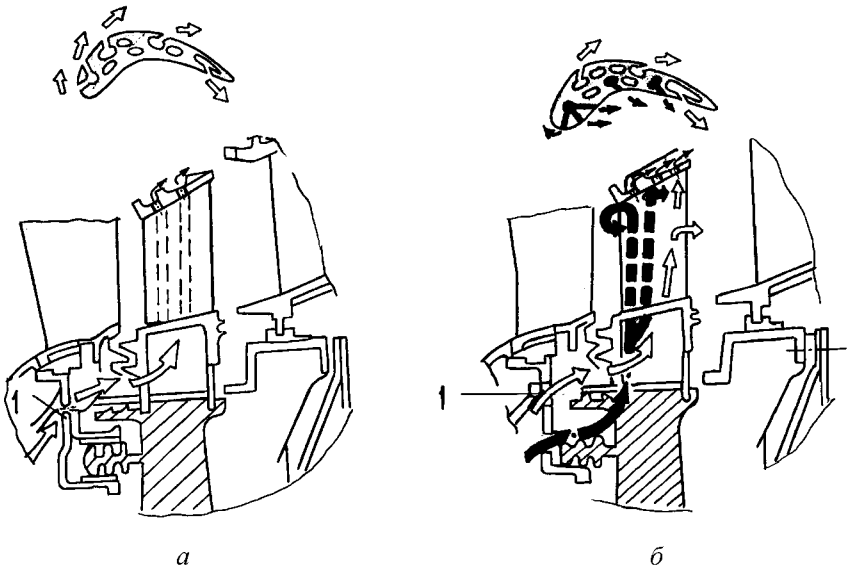
введения двухпоточной системы пленочного охлаждения, в которой воздух, отбираемый из-за промежуточных ступеней компрессора, подается в каналы, сообщенные с областями пониженного давления на поверхности лопатки, а воздух из-за компрессора - в каналы с максимальным противодавлением (рис. 2.2.14).

Таблица 2.2.6

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК НЕКОТОРЫХ ЗАРУБЕЖНЫХ ГТД

Двигатель	Окружн. скорость турбины ВД $U_{ср}$, м/с	Средний радиус турбины ВД $r_{ср}$, мм	Число лопаток I ступ турбины z, шт.	Высота пера лопатки сред. h, мм	Отнош. $D_{ср}/h_л$	Ширина решетки S, мм	Хорда B, мм	Максимальная толщина C_{max}, мм	Радиус входной кромки $z_{вх}$, мм	Радиус выходной кромки $z_{вых}$, мм	Угол z зуба полки γ, град.	Средняя высота ножки $h_н$, мм	Тип замка, число зубьев h, шт	Вес лопатки m, г	Угол входа β_1, град.	Угол выхода β_2, град.
«Спей» 25	350	270	100	44	12,2	16	19,8	4,8	0,9	0,5	Косой, плоский стык	15,5	Елоч., 5	56	60	30,7
«Олимп»593	—	—	—	~140	—	—	—	—	—	—	~40	б/н	Елоч., 5	—	—	—
RB. 211-22	423	398	102	62	12,8	23,7	31,5	6,72	2,3	0,5	46	27	Елоч., 7	177,5	62,5	24,5
RB. $199_{Ист}$	—	186	90	32	~9,2	16,35	19,1	3,48	1,0	0,5	Стык по радиусу r~15,8	10	Елоч., 4	26,2	—	—
RB. $199_{Цст}$	—	191	76	57	—	18,25	22,4	3,25	0,8	0,4	46	10	Елоч., 4	39,5	—	—
TF30-P-3	390	265	108	56,5	9,4	20,3	22,4	4,5	1,15	0,75	17	б/н	Елоч., 4	65	—	—
JT9D-3A	358	439	116	62	14,1	26	31,1	6,2	1,45	0,9	б/п	22,5	Елоч., 3	122,6	47,5	21,5
JT9D-7	350	439	116	62	14,1	26	31,4	6,8	2,1	1,06	б/п	22	Елоч., 2	117,5	49,5	25,5
JT8D-15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	~20	б/н	Елоч.	—	—	—
TF-39	400	405,5	114	47,5	17	29	32	6,8	~2	2R=1мм	б/п	~0,75h	Елоч., 2	153	—	—
CF6-6	400	405,5	114	47,5	17	29	32	6,8	~2	2R=1мм	б/п	~0,75h	Елоч., 3	153	—	—
TF30-P-100	—	—	98	—	—	—	—	—	—	—	б/п	~0,4h	Елоч., 4	—	—	—
TF-30-P-408	390	265	98	56,5	9,4	20,3	22,4	4,5	1,15	1,15	17	б/н	Елоч., 4	65	—	—
F101	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	б/п		Елоч., 2	—	—	—

Геометрические размеры даны для профилей среднего сечения



а *б*

Рис.2.2.14. Схема охлаждения рабочих лопаток 1-й ступени турбины двигателей: *а* – RB.211-22C; *б* – RB.211-22B; ⇨ – подвод охлаждающего воздуха низкого давления; ✳ – подвод охлаждающего воздуха высокого давления; 1 – подкручивающая решетка

Одновременно с совершенствованием системы охлаждения по мере возрастания $T_г^*$ наметилась тенденция к увеличению относительного диаметра турбины ВД ($D_{ср}/h_л$), что, как известно, приводит к уменьшению действующих напряжений в опасных сечениях лопатки, а также внедряются в производство более жаропрочные литейные материалы (см. табл. 2.2.3...2.2.6).

В результате применения всего арсенала мероприятий, включая такие средства интенсификации теплообмена, как резонансные колебания столбов охлаждающего воздуха, фирмой «Роллс-Ройс» на двигателях семейства RB.211 достигнута температура газа, равная $T_г^*$= 1685 К при расходах воздуха на охлаждение рабочей лопатки ~ 3%.

Чрезвычайно важно подчеркнуть, что благодаря высокой эффективности охлаждения удалось сохранить верхнюю бандажную полку при ресурсе работы турбины $\tau_р$ ~ 5000 ч и обеспечить ее максимальный кпд.

В планах фирмы «Роллс-Ройс», связанных с дальнейшим увеличением $T_г^*$, имеет место та же рабочая лопатка и весь комплекс мероприя-

тий, улучшающих ее охлаждение. В последних модификациях фирма предполагает применить петлевую схему движения воздуха по оребренным каналам в зоне выходной кромки, что, возможно, обеспечит более полное использование хладоресурса воздуха. Число каналов охлаждения при этом можно уменьшить в два раза (от 10 до 5).

В качестве возможного варианта рабочей лопатки для двигателя с температурой газа перед турбиной 1800...1850 К фирма «Роллс-Ройс» рассматривает безбандажный вариант лопатки. Однако его внедрение связано с применением систем, обеспечивающих снижение радиального зазора, что позволит сохранить достигнутый уровень кпд турбины.

Рис.2.2.14.

Освоение повышенных температур цикла на фирме «Пратт-Уитни» шло по иному пути (см. табл. 2.2.4). При создании двигателя JT9Д-3A с $T_г^*$ = 1420 К рабочая лопатка с радиальными каналами была выполнена с увеличенным по сравнению с рабочей лопаткой JT8Д-11(15) (см. табл. 2.2.4) расходом воздуха. Однако недостаточная эффективность охлаждения потребовала в последующем введения пленочного охлаждения спинки лопатки, что привело к снижению кпд турбины.

Дальнейшее развитие двигателей семейства JT9Д по тяге и температуре осуществлялось с использованием дефлекторной лопатки (см. двигатель JT9Д-7). Эффективность охлаждения дефлекторных лопаток в районе входной кромки повышалась за счет внедрения перфорации тела лопатки, в то время как такой же уровень $T_г^*$ на фирме «Роллс-Ройс» был освоен благодаря внедрению предварительной закрутки охлаждающего воздуха и интенсификации теплообмена в каналах с помощью организации пульсирующего подвода воздуха с резонансной частотой.

При освоении температуры газа $T_г^*$ = 1600 К возникла необходимость введения предварительной закрутки охлаждающего воздуха, позволившей уменьшить расход воздуха на организацию защитной пленки (примерно до 1,3 %). Для интенсификации охлаждения отдельных перегретых участков лопатки применено струйное охлаждение с подачей воздуха из дефлектора (двигатель JT9D-59/70D). Комплекс этих мероприятий позволил достигнуть температуры газа перед турбиной порядка $T_г^* \approx 1640$ К.

Сопоставляя уровни совершенства систем охлаждения турбин фирм «Пратт-Уитни» и «Роллс-Ройс», следует признать, что фирме «Роллс-Ройс» удалось создать более эффективные системы. В самом деле, при равных температурах газа перед турбиной охлаждение рабочих лопаток фирмы «Роллс-Ройс» осуществляется с меньшим расходом воздуха при наличии бандажной полки и большой высоте лопатки. Все это обеспечивает большую величину кпд турбины ВД.

На двигателе F-100 была применена дефлекторная лопатка, изготовленная по новой технологии. Профиль лопатки сформирован из двух спаянных между собой частей, между которыми размещен дефлектор. Особенностью такой лопатки является возможность получения развитой контролируемой дорабатываемой поверхности внутреннего оребрения и укладки дефлектора большой ширины с лучшей подгонкой к оребренным частям лопатки. Лопатка такой конструкции обеспечила получение высоких значений $\Theta \sim 0{,}52...0{,}58$ при умеренных значениях расхода охлаждающего воздуха $\overline{g}_{охл} \sim 3\%$ [11,13].

В качестве перспективных направлений фирмой «Пратт-Уитни» рассматриваются:

развитие лопаток, примененных на двигателях F-100;

разработка лопаток «вафельной» конструкции со струйно-пленочным охлаждением входной кромки.

Лопатка, представленная в проекте двигателя высокой экономичности – E^3, не соответствует направлениям, разрабатываемым фирмой «Пратт-Уитни» в последние годы, а схема разводки воздуха в петлях отличается от современных представлений и практики исполнения лопаток петлевых схем для высокотемпературных ГТД. Поэтому сообщение об этой конструкции прозвучало диссонансом.

Рабочие лопатки двигателей фирмы «Дженерал Электрик» характеризуются применением петлевых многоходовых схем течения воздуха в радиальных каналах. На выполненных двигателях CF6 и F-101 охладитель подается в центральную часть лопатки с последующей разводкой его к выходной и входной кромкам (табл. 2.2.5). Недостатком такой схемы разводки является поступление уже нагретого воздуха к наиболее напряженным участкам лопатки (входной и выходной кромкам).

Развитие этих лопаток шло в следующем направлении:

отказ от каналов круглой формы с переходом на конфигурацию, эквидистантную профилю, и с утонением стенок лопатки (двигатель CF6-50);

внедрение оребрения в охлаждающие каналы и выпуск большого количества воздуха на поверхность лопатки в виде защитной пленки (см. двигатель F-101);

изменение схемы разводки холодного воздуха с подводом его вначале к наиболее нагреваемым участкам лопатки – входной и выходной кромкам (см. двигатель E^3);

введение предварительной закрутки охлаждающего воздуха.

Сравнивая приемы обеспечения работоспособности лопаток на различных фирмах, можно обнаружить много общих методов, таких как:

развитое конвективное охлаждение;

защитное пленочное охлаждение профиля;

предварительная закрутка охлаждающего воздуха.

Однако имеется и существенное различие в подходе к конструированию лопаток и организации систем их жизнеобеспечения.

Американские фирмы «Пратт-Уитни» и «Дженерал Электрик» обеспечили возможность освоения высоких температур в основном путем создания малонапряженных лопаток за счет разработки конструкции с большой величиной отношения среднего диаметра колеса турбины к высоте лопатки $D_{ср}/h_{л}$ и ликвидации периферийных бандажных полок на них. Это направление хотя и позволяет продвигаться по $T_{г}^{*}$, имеет недостаток - снижение кпд турбины из-за увеличения потерь от перетекания газа в радиальном зазоре и повышенного влияния на кпд вторичных потерь (из-за меньшей относительной высоты лопатки). В двухконтурных двигателях со смешением потоков большие значения параметра $D_{ср}/h_{л}$ могут привести к увеличению потерь полного давления в потоке наружного контура из-за пережатия канала в районе турбин. Все это несколько обесценивает эффективность цикла при повышении $\pi_{к}^{*}$ и $T_{г}^{*}$. Оценки показывают, что изменение $D_{ср}/h_{л}$ от 12 до 17 приводит к снижению кпд турбины на 1,1...1,3%. Кроме того, по данным исследований К.М. Попова и ряда известных работ [1,5], потери в безбандажной ступени турбины возрастают на 2...2,5% по сравнению с бандажированной при относительной величине радиального зазора $\overline{\delta}_{р} = \delta_{р}/h_{л} = 0{,}4...0{,}5\%$ (данные получены для практического диапазона отношения скоростей $u_{ср}/c_{ад}=0{,}4\ldots0{,}6$).

Для частичной компенсации отрицательного влияния перечисленных факторов на кпд турбины на фирмах «Пратт-Уитни» и «Дженерал Электрик» сравнительно недавно внедрены двухпозиционные системы управления радиальными зазорами. Управление обеспечивается изменением интенсивности обдува воздухом статорных деталей в крейсерских условиях полета.

Фирма «Роллс-Ройс» в основу своих проектов при освоении высоких температур положила идеи сохранения максимальных значений кпд турбины. С этой целью лопатки турбины ВД двигателей, находящихся в эксплуатации, оснащаются бандажными полками, параметр $D_{ср}/h_{л}$ уменьшается (более длинная лопатка), используется предварительная закрутка охлаждающего воздуха в системе подвода к ротору, обеспечи-

вающая снижение температуры охладителя, уменьшение работы на его прокачку при условии ликвидации поперечных втеканий в осевой зазор за первым сопловым аппаратом.

В турбине ВД применена безрасходная система регулирования радиального зазора (в отличие от расходной на двигателях американских фирм), которая построена по принципу теплового согласования деталей ротора и статора и обеспечивает высокую экономичность в процессе управления зазорами.

Как отмечалось, особенностью конструкции системы закрутки является наличие элементов генерации резонансных колебаний воздушных столбов потока в каналах лопатки, что обеспечивает интенсификацию теплообмена на 25...35%.

Отличительным признаком конструкции лопатки является сообщение каналов охлаждения в районе входной кромки и вогнутой части профиля с зоной пониженного давления в радиальном зазоре над бандажной полкой и организация выпуска этого воздуха в тангенциальном направлении, что создает дополнительную работу и обеспечивает пленочное охлаждение поверхности полки.

Как видно из табл. 2.2.4 и 2.2.5, в последних модификациях двигателей фирм «Пратт-Уитни» и «Дженерал Электрик» появились также системы предварительной закрутки охлаждающего воздуха. Однако их выполнение в доработочных вариантах и патентные ограничения, введенные фирмой «Роллс-Ройс», не позволили в полной мере реализовать положительные качества этих систем. Поэтому для дальнейшего повышения температуры газа $T_г^*$ фирмы «Дженерал Электрик» и «Пратт-Уитни» вынуждены были ранее, чем фирма «Роллс-Ройс», приступить к разработке конструкции рабочих лопаток под новую технологию (речь идет о вафельной, составной и пористой лопатках). Цель этих разработок - обеспечение работоспособности лопаток при повышенных температурах без значительного увеличения расхода воздуха на их охлаждение.

Как отмечалось, на фирме «Роллс-Ройс» выход на температуру газа порядка $T_г^* = 1800...1850$ К предполагается осуществить в рамках освоенной технологии с учетом мероприятий, направленных на снижение напряжений (ликвидация верхних бандажных полок, увеличение параметра $D_{ср}/h_л$). Определенные надежды связываются также с применением монокристаллических сплавов, повышающих стабильность физических свойств и позволяющих уменьшить коэффициенты запасов прочности.

Итак, опыт фирмы «Роллс-Ройс» по конструированию высокотемпературных турбин свидетельствует о больших возможностях дополнительных систем, обеспечивающих высокую экономичность двигателя в целом.

В рамках созданных дополнительных систем на фирме «Роллс-Ройс» непрерывно внедряются мероприятия, повышающие их эффективность, например, впрыск небольшого количества воды в поток охлаждающего воздуха с целью снижения его температуры.

Из приведенного анализа можно сделать основной вывод – обеспечение работоспособности лопаток при одновременном сохранении максимального кпд охлаждаемой турбины возможно при использовании дополнительных систем, не ухудшающих аэродинамику турбины. Предельные возможности вспомогательных систем должны быть предварительно хорошо изучены и введены в конструкцию еще на стадии проектирования двигателя (более подробно вспомогательные системы рассмотрены в разделе. 2.2.3).

Как отмечалось, охлаждаются не только рабочие лопатки турбины ВД, значительное количество воздуха отвлекается на охлаждение сопловых лопаток, дисков, трактовых поверхностей, на продувку замков, вентиляцию полостей опор и т.п. Статистика затрат воздуха на охлаждение венцов турбин с учетом утечек по стыкам блоков сопловых аппаратов различных двигателей приведена на рис. 2.2.15, 2.2.16, 2.2.17. Экспериментальные данные были получены в ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова» инженерами под руководством канд. техн. наук Г.П. Нагоги.

Из рисунков видно, что с ростом температуры газа перед турбиной суммарный расход воздуха увеличивается и при $T_г^*$= 1650 К он может достигать ~17%, что резко снижает эффективность применения высоких температур в цикле двигателя.

Поскольку одной из задач на современном этапе развития двигателестроения является эффективная борьба с потерями энергии, связанными с охлаждением элементов турбин, рассмотрим возможные пути уменьшения расхода воздуха на охлаждение с целью их реализации в проектах турбин.

На ведущих зарубежных фирмах создание двигателей с близкими термодинамическими параметрами цикла связано с использованием лопаток турбин различных конструкций.

Наибольший кпд турбины достигнут на двигателях фирмы «Роллс-Ройс», которая шире использовала возможности вспомогательных систем охлаждения.

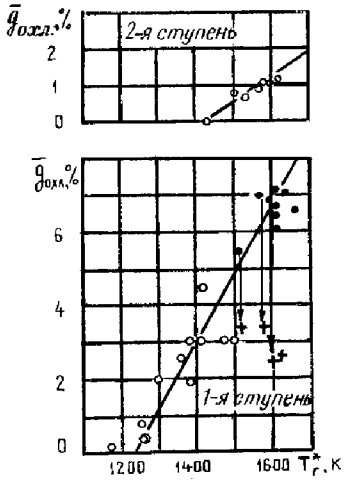


Рис.2.2.15. Затраты воздуха на охлаждение сопловых лопаток: ○ – конвективное охлаждение; ● – конвективно-пленочное охлаждение; + – доля $\bar{g}_{охл}$ в конвективном охлаждении

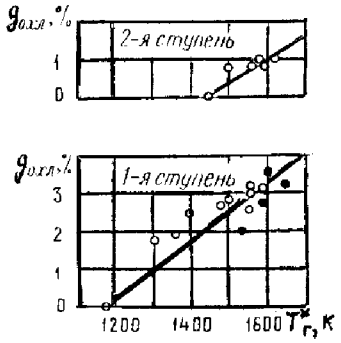


Рис.2.2.16. Затраты воздуха на охлаждение рабочих лопаток: ○ – конвективное охлаждение; ● – конвективно-пленочное охлаждение

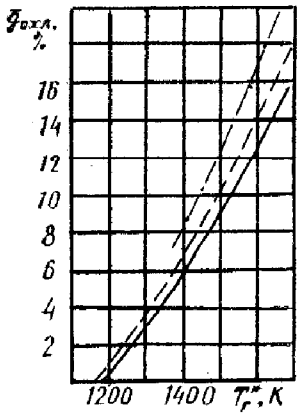


Рис.2.2.17. Суммарные затраты воздуха в открытой системе охлаждения: ——— – охлаждение лопаток; – – – – охлаждение лопаток и дисков; —·— – охлаждение лопаток, дисков и утечки

Анализ тенденций развития высокотемпературных турбин ведущими зарубежными фирмами указывает на сближение решений проблем охлаждения и их синтезирование в конструкциях лопаток перспективных двигателей.

2.3. Пути уменьшения относительного расхода воздуха на охлаждение турбин

2.3.1. Общие сведения

Как следует из приведенного материала, *охлаждение является вынужденным дорогостоящим мероприятием, которое связано не только с усложнением конструкции ГТД, но и с затратами энергии на функционирование.* Очевидно, что величина дополнительных потерь на охлаждение в первую очередь будет зависеть от потребных расходов охлаждающего воздуха, которые увеличиваются с ростом температур в цикле.

Для решения важной задачи – экономного расходования охлаждающего воздуха – необходимо накапливать теоретические и опытные данные по исследованию возможных путей повышения эффективности охлаждения элементов конструкции турбины с целью снижения расхода охлаждающего воздуха.

Как показала практика, существует несколько способов уменьшения расхода воздуха на охлаждение (при условии сохранения необходимого эффекта охлаждения) [25]. К ним относятся:

увеличение интенсивности теплообмена в охлаждаемых элементах лопаток;

повышение жаропрочности материалов;

понижение температуры охлаждающего воздуха в специальном теплообменнике;

впрыск воды в воздух, охлаждающий турбину;

применение эффективного способа подвода охлаждающего воздуха к системе охлаждения;

повышение эффективности системы отключения подачи охлаждающего воздуха на крейсерских режимах.

Ограниченные величины допустимых перепадов давления в системах охлаждения вынуждают изыскивать приемы интенсификации теплообмена, обеспечивающие примерное равенство соотношений критериев:

$$\frac{\xi}{\mathrm{Nu}} \le \frac{\xi_{\text{гл}}}{\mathrm{Nu}_{\text{гл}}}.$$

2.3.2. Увеличение интенсивности теплообмена в охлаждаемых элементах

Чем интенсивнее процесс теплоотдачи, тем при меньшем относительном расходе воздуха достигается охлаждение лопатки в заданных температурных условиях. Интенсивность теплообмена возрастает при организации течения вблизи поверхности теплового пограничного слоя - с отрывом его, вихреобразованиями, при оребрении охлаждаемой поверхности [26, 27, 29, 30]. Увеличению интенсивности теплообмена содействуют пульсации воздушных столбов в каналах лопатки.

В связи с тем, что в системах охлаждения рабочих лопаток перепады давления ограничены, проводятся лишь те мероприятия, которые не вызывают существенного возрастания гидравлического сопротивления. В качестве базы, с которой сравнивают эффективность мероприятий, рассматривается гладкая поверхность, а в качестве критерия совершенства – отношение

$$\frac{\xi}{\mathrm{Nu}} \le \frac{\xi_{гл}}{\mathrm{Nu}_{гл}}, \qquad (2.3.1)$$

где ξ, $\xi_{гл}$ – коэффициенты гидравлического сопротивления канала охлаждения с интенсификаторами и гладкого соответственно; Nu, $\mathrm{Nu}_{гл}$ – критерии Нуссельта сравниваемых поверхностей.

Отрыв потока в каналах лопатки осуществляется с помощью специальных выступов, штырей, ребер, шероховатости поверхности и пережатий сечения (рис. 2.3.1, *а – г*). *Создание регулярных (по длине канала) вихрей возможно также в матрицах с перекрещивающимися каналами* (рис. 2.3.1, *д, е*) *и в камерах с тангенциальным подводом воздуха. Одним из наиболее распространенных способов интенсификации теплообмена является организация струйного натекания охладителя на стенку* (рис. 2.3.1,*ж*). В этом случае интенсификация теплообмена достигается за счет предотвращения развития теплового пограничного слоя.

Изменение коэффициента теплоотдачи по длине гладкой трубы и картина развития (утолщения) теплового пограничного слоя, являющегося основной причиной падения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{охл} = f(x)$, показаны на рис. 2.3.2. Исследования влияния периодических отрывов пограничного слоя от стенки свидетельствуют о том, что *благодаря обновлению пограничного слоя* наблюдается возрастание коэффициента теплоотдачи $\alpha_{охл}$ (см. рис. 2.3.2).

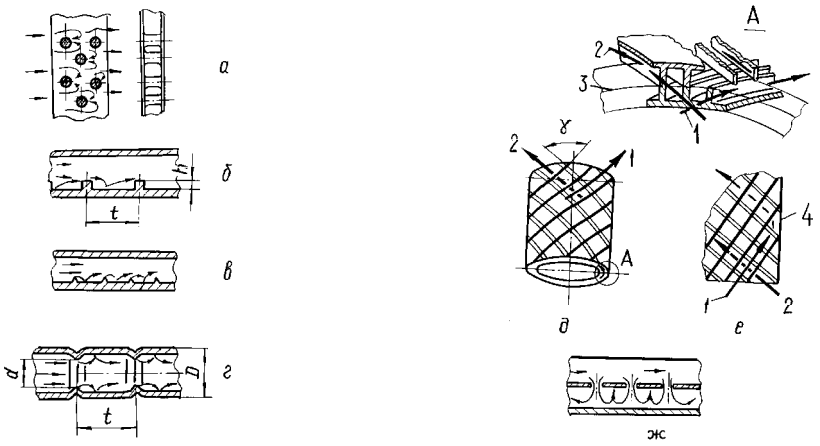


Рис. 2.3.1. Способы интенсификации внутреннего конвективного теплообмена с помощью: *а* – штырей; *б* – ребер; *в* – регулярной шероховатости; *г* – пережатий сечения; *д, е* – матриц с перекрещивающимися каналами; *ж* – струйного натекания; 1, 2 – направление течения охладителя в нижнем и верхнем каналах; 3 – разделительная линия каналов; 4 – ограничительная стенка

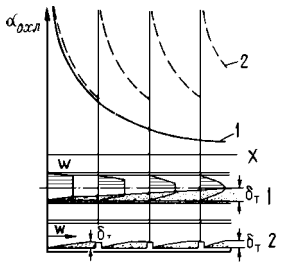


Рис. 2.3.2. Изменение $\alpha_{охл}$ по длине охлаждающего канала: 1 – в гладком канале; 2 – в канале с ребрами

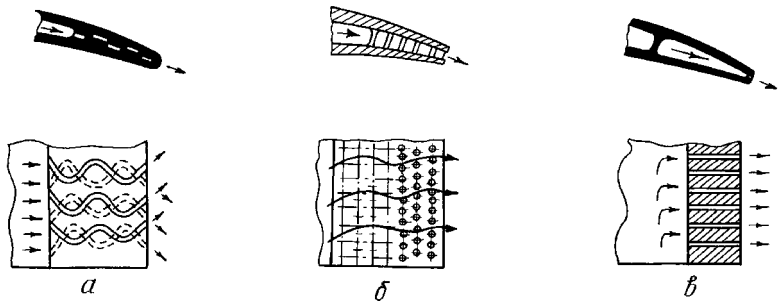


Рис. 2.3.3. Схемы охлаждения выходной кромки лопатки: *а* – вихревая матрица; *б* – штырьковые турбулизаторы; *в* – каналы малых размеров

При отношении высоты выступов h к диаметру канала, равному ≈5%, и относительном их шаге t/h ≈ 10...13 *теплоотдачу можно увеличить в 2,1...2,3 раза при возрастании коэффициента гидравлического сопротивления в 2,9...3 раза.* А при относительной высоте выступов, например 8%, $\alpha_{охл}$ увеличивается в 2,3...2,7 раза, однако сопротивление при этом увеличивается более чем в 6 раз, что приводит к дополнительным потерям энергии турбины при прокачке охлаждающего воздуха.

При использовании в качестве поверхностей теплообмена вихревых матриц с перекрещивающимися каналами (см. рис. 2.3.1,*д*, *е*) *теплообмен удается интенсифицировать также в 2...2,2 раза без относительного увеличения гидравлического сопротивления,* т.е. при $\frac{\xi}{Nu} \approx \frac{\xi_{гл}}{Nu_{гл}}$. Этот результат получен в кольцевых каналах при винтовом движении хладоагента с противоположной закруткой верхней и нижней половины потока относительно средней линии канала. Образующиеся на свободной поверхности перекрещивающихся потоков вихри, а также сильно развитая поверхность теплообмена стенками, выполняющими роль матрицы, интенсифицируют теплообмен. Опыты проводились в широком диапазоне изменения определяющих геометрических параметров матриц: шага t, высоты h, углов перекрещивания γ. При наличии в матрице элементов (стенок), нарушающих винтовое течение, наблюдается торможение потока вблизи этих элементов, сопровождающееся существенным снижением расхода хладоагента и теплоотдачи.

Рядом зарубежных фирм рассматривается возможность применения для охлаждения выходной кромки вихревой матрицы (см. рис. 2.3.3,*а*). При этом обеспечивается равномерное втекание потока в матрицу через систему зазоров, образованных дефлектором и стенками лопатки. Элементы, нарушающие перекрестное течение в матрице, располагают у корня и на периферии лопатки, при этом их протяженность уменьшается. Влияние искажения течения воздуха на границах матрицы оказывается несущественным для изменения прочности лопатки вследствие специально организованного поля температур газа и малой протяженности участка с искаженным течением. При расположении матриц вдоль пера лопатки наиболее нагреваемый ее участок – входная кромка – оказывается плохо охлаждаемым по тем же причинам. Глубина охлаждения может уменьшиться в 2 раза и более по сравнению с участками, расположенными вне области искажения, где $\Theta_л$ достигает значений

0,5...0,55. Повышение эффективности охлаждения входной кромки лопатки в этом случае может быть обеспечено перфорированием.

Лопатки, выполненные по новым технологиям, получаются более совершенными и по теплотехническим параметрам, так как позволяют реализовать рассмотренные методы интенсификации теплообмена. При этом общим для всех усовершенствованных вариантов лопаток является: стабилизация размеров канала (влитые, паяные дефлекторы) при одновременном уменьшении их гидравлических диаметров; оптимизация геометрических особенностей каналов, включающая развитие периметра, выбор типа, формы, шага, высоты турбулизаторов; согласование размеров турбулизаторов с толщиной стенки; использование струйного натекания на охлаждаемые поверхности и т.п.

Схемы течений воздуха на различных участках лопаток, изготовленных по новой технологии [12], условно показаны на рис. 2.3.3, 2.3.4, 2.3.5. Достоинства этих схем оценены в основном расчетным путем и свидетельствуют об их перспективности.

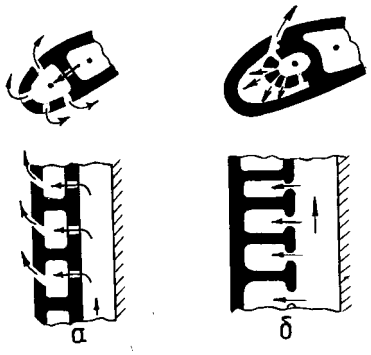


Рис. 2.3.4. Схема охлаждения входной кромки лопатки: *а* – струйное натекание с образованием защитной пленки на входной кромке лопатки; *б* – струйное натекание с образованием защитной пленки на спинке лопатки

Как показали исследования [11], [13], *высокую эффективность охлаждения* при малом расходе хладоагента *удалось получить в дефлекторной рабочей лопатке, состоящей из двух частей с оптимизированным оребрением и широким дефлектором,* который припаян к ребрам, что сохраняет размеры каналов при нагреве лопатки (отсутствие ухода спинки от дефлектора) (рис. 2.3.6). Части лопатки соединяются пайкой. К достоинствам схемы относится возможность доработки и контроля внутренней поверхности лопатки до соединения частей. В этой лопатке удалось увеличить коэффициент теплообмена со стороны воздуха на входной кромке до значений, в 1,3 раза превышающих коэффициент теплоотдачи от газа (эффект достигнут за счет струйного обдува и оптимальной геометрии оребрения).

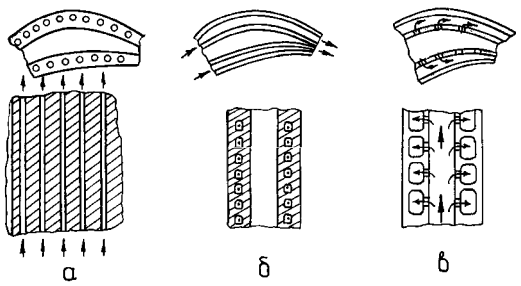


Рис.2.3.5. Схемы охлаждения лопаток в зоне средней части хорды профиля: *а* – течение в радиальных каналах малого диаметра, близко расположенных к газовой поверхности, *б* – течение в каналах малого диаметра в направлении хорды; *в* – струйное натекание

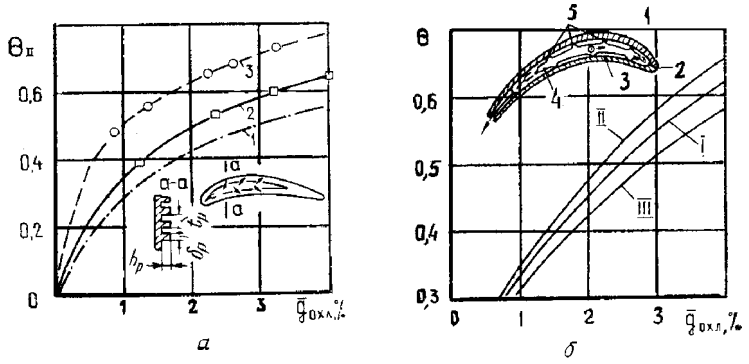


Рис. 2.3.6. Интенсивность охлаждения лопаток со вставным дефлектором на среднем по высоте пера сечении: *а* – сопловая лопатка без оребрения внутренней поверхности (1); с оребрением поверхности (2) при $h_р$ = 1,5 мм, $\delta_р$ = 0,8 мм, $t_р$ = 2 мм; с оребрением и перфорированным дефлектором (3) при $d_{отв}$ = 0,8 мм, $t_{отв}$ = 2 мм; *б* – рабочая лопатка из двух частей: 1,3 – две части лопатки; 5,2 – места соединения частей (пайка, сварка); 4 – дефлектор; I, II, III – входная кромка, срединный участок, выходная кромка соответственно

Для сравнения отметим, что без дополнительных мероприятий в лопатках с радиальными каналами величина $\alpha_{охл}$ составляет 30...35% от величины $\alpha_г$ на входной кромке лопатки. Отношение площадей внутренней и наружной поверхностей получено равным 2,8.

Зависимости на рис. 2.3.6 позволяют проследить влияние оптимизации оребрения и струйного обдува на эффективность охлаждения спинки сопловой лопатки. Из приведенных зависимостей следует, что интенсификация процесса теплообмена позволяет, например, получить величину $\Theta \approx 0{,}5$ при относительном расходе охлаждающего воздуха в 3 раза меньшем по сравнению с расходом в исходной лопатке.

2.3.3. Повышение жаропрочности материалов

В работающей газовой турбине сопловые и рабочие лопатки являются наиболее нагреваемыми и напряженными деталями. Поэтому материал, из которого они изготовляются, должен быть жаропрочным.

Повышение жаропрочности материала позволяет при прочих равных условиях либо повысить температуру газа перед турбиной, либо уменьшить расход на ее охлаждение. На рис. 2.3.7 представлена зависимость повышения допустимой температуры материалов лопаток от года создания материала при фиксированной длительной прочности: $\sigma^{t}_{в,т}$ =200МН/м^2 (20 кг/мм^2), 100 ч.

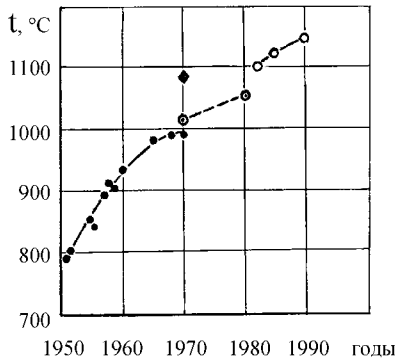


Рис.2.3.7. Повышение допустимой температуры хромоникелевых и ниобиевого сплавов в зависимости от года создания материала при фиксированной длительной прочности $\sigma_в \approx$ 200 МН/м^2 и 100 ч:
● – деформируемые и литейные сплавы;
⊙ – сплавы со столбчатой структурой, полученной методом направленной кристаллизации; О – монокристалл;
♦ – сплавы на основе ниобия

Как видно из рисунка, к середине 70-х годов возможности хромоникелевых сплавов в основном были исчерпаны.

Дополнительное повышение жаропрочности потребовало изменения технологии получения литейных изделий, а именно: внедрения отливок со столбчатой структурой, полученной методом направленной кристаллизации, когда направление кристаллов совпадает с продольной осью лопатки, и последующего перехода от столбчатой структуры к монокристаллу.

Улучшение материалов в сочетании с охлаждением открывает перспективу дальнейшего повышения параметров цикла двигателей.

В самом деле, из формулы

$$\Theta_л = \frac{T^*_г - T_л}{T^*_г - T^*_{охл}}$$

можно получить следующую зависимость:

$$T_л = \left(\frac{1-\Theta_л}{\Theta_л} T^*_г + T^*_{охл} \right) \Theta_л . \qquad (2.3.2)$$

Если принять $\Theta_л = 0{,}5$, то при неизменном значении $T^*_{охл}$ получим

$$T_л = 0{,}5\left(T^*_г + T^*_{охл}\right) . \qquad (2.3.3)$$

Пусть допустимая температура лопатки изменилась на величину $\Delta T_л$. Определим, на сколько можно изменить температуру газа:

$$T_{л\,исх} + \Delta T_л = 0{,}5\left(T^*_г + \Delta T^*_г + T^*_{охл}\right) . \qquad (2.3.4)$$

Вычитая (2.3.3) из уравнения (2.3.4), получим

$$\Delta T^*_г = 2\,\Delta T_л . \qquad (2.3.5)$$

Следовательно, повышение допустимой температуры лопатки дает возможность удвоить этот результат в цикле. Так, *внедрение лопаток монокристаллической структуры вместо равноосной позволяет повысить температуру в цикле на ~ 200 К.*

Дальнейшие перспективы совершенствования материалов связываются с применением сплавов на основе ниобия (см. рис. 2.3.7), молибдена (рис. 2.3.8) и других дефицитных материалов, а также с разработкой композитных структур и керамик.

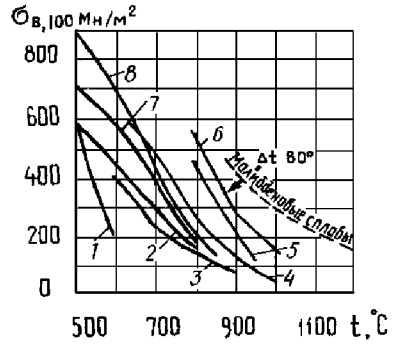


Рис.2.3.8. Зависимость предела 100-часовой длительной прочности жаропрочных сталей и сплавов от температуры:
1 – ЭИ475; 2 – ЭИ481; 3 – ЭИ388;
4 – ЭИ617; 5 – ЭИ929; 6 – ЖС6-К;
7 – ЭИ696; 8 – ЭИ437Б

На рис. 2.3.8 показано изменение предела 100-часовой длительной прочности жаропрочных сталей и сплавов в зависимости от температуры испытания [1]. Здесь, например, $\sigma_{в,\ 100}^{\ 800} = 200$ МН/м^2 означает, что при температуре 800°С и нагрузке 200 МН/м^2 материал разрушится через 100 часов.

Однако внедрение новых материалов требует решения ряда принципиальных вопросов, к которым относятся:

надежная защита ниобиевых и молибденовых материалов от окисления;

разработка разгруженных в прочностном отношении конструкций на основе керамики и выбор композиций керамик, выдерживающих термические удары.

Повышение температуры газа в циклах современных ГТД в основном достигнуто усовершенствованием систем охлаждения. Однако известная доля успехов связана с применением улучшенных материалов.

2.3.4. Понижение температуры воздуха в теплообменнике

В тех случаях, когда двигатели с высокой степенью повышения давления в компрессоре эксплуатируются не только при числе M = 0,8, но и при больших сверхзвуковых скоростях полета, возникает необходимость применения специальных мер понижения температуры воздуха, идущего на охлаждение. Для этого могут быть применены теплообменники, в которых в качестве охлаждающей среды используется либо воздух с параметрами (скорость, давление и температура потока) на входе в самолетный воздухозаборник, либо с параметрами за вентилятором, либо топливо. При числе M полета 3,5 температура воздуха на входе в самолетный заборник превышает 400°C, поэтому может возникнуть необходимость усложнения системы охлаждения путем постановки турбодетандера для предварительного снижения температуры охлаждающего воздуха.

На рис. 2.3.9,*а* показана принципиальная схема охлаждения с использованием турбодетандера, в котором воздух, отбираемый из самолетного входного устройства, прежде чем поступить в теплообменник, расширяется в турбине детандера, при этом температура воздуха понижается. Степень понижения давления в турбодетандере $\pi_{тд}$ выбирается из условий, при которых обеспечивается наибольший теплосъем в системе охлаждения при любой наперед заданной величине поверхности в теплообменнике. В зависимости от расчетного числа M полета оптимальное $\pi_{тд}$ изменяется в широких пределах.

Расчеты показывают [2], что, например, при числе M = 3,5 минимальная потребная поверхность теплообмена получается при $\pi_{т\ д}$ = 2,5, что обусловлено оптимальным сочетанием температуры и плотности охлаждающего воздуха, при которых обеспечивается наибольший теплосъем Q (см. рис. 2.3.9,б).

При эксплуатации самолетов в диапазоне числа M ~ 0,8...2,2 температура воздуха на входе в самолетный заборник не превышает 150°С и необходимость в турбодетандере отпадает, однако и в этих условиях целесообразно снижение температуры воздуха, используемого для охлаждения сопловых и рабочих лопаток. Такие условия наиболее типичны для двухконтурных двигателей многоцелевого назначения, термодинамические параметры которых выбираются из условия обеспечения высокой экономичности цикла на режимах полета с M ~ 0,7...0,8, т.е. с высокой степенью повышения давления в компрессоре, вследствие чего при полете на режимах M~2...2,2 температура воздуха за компрессором оказывается неприемлемой для использования в системах охлаждения.

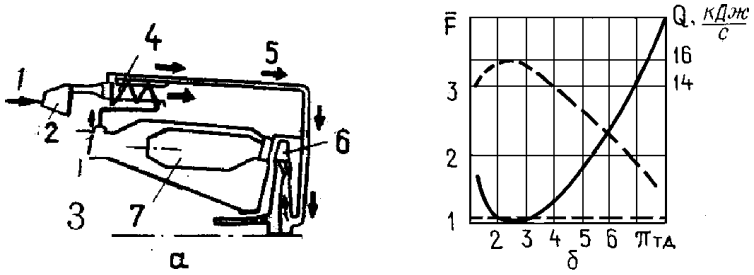


Рис. 2.3.9. Схема и параметры системы охлаждения с забортным воздухо-воздушным теплообменником и предвключенным турбодетандером: *а* – принципиальная схема; 1 – вход внешнего воздуха; 2 – турбодетандер; 3 – отбор воздуха из-за компрессора; 4 – ВВТ; 5 – подача воздуха на охлаждение; 6 – турбина; 7 – КС; *б* – изменение относительной площади поверхности ВВТ F и количества отведенного в нем тепла Q от степени расширения потока в турбодетандере: ——— – Q = const; $\overline{F}$ = var; – – – – Q = var; $\overline{F}$ = const при $M_п = 3,5$

Возможная схема охлаждения с постановкой теплообменника в поток вентиляторного контура показана на рис. 2.3.10. В таких теплообменниках обычно удается снизить температуру на 100...150 К, что позволяет устранить влияние подогрева, обусловленного большими числами M полета.

Температура воздуха за вентилятором определяется по формуле

$$T^*_{вент} = T^*_1\left(\frac{\pi^{*\frac{k-1}{k}-1}_{вент}}{\eta^*_{вент}}+1\right), \qquad (2.3.6)$$

где $T^*_1 = T_н\left(1+\frac{k-1}{2}M^2\right)$,

и используется при расчетах поверхности теплообмена под заданную глубину охлаждения.

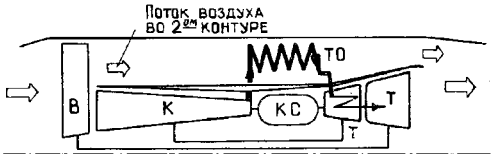


Рис.2.3.10. Схема ТРДД с воздухо-воздушным теплообменником, установленным во втором контуре: В – вентилятор; К – компрессор; КС – камера сгорания; ТО – теплообменник; Т - турбина

Возможно использование теплообменников с различными схемами течения теплоносителей [9]: противоток, прямоток, перекрестный ток и т.д. В качестве примера рассмотрим воздухо-воздушный теплообменник с широко распространенной схемой течения теплоносителей – перекрестный ток.

Температура горячего воздуха, отбираемого из-за компрессора $T_к^*$ и охлаждаемого в ВВТ, может быть определена через эффективность ВВТ:

$$T^*_{\text{вых ввт}} = T^*_к - \eta_{\text{ввт}}\left(T^*_к - T^*_{\text{вент}}\right). \qquad (2.3.7)$$

Согласно литературным данным [14], для оценки эффективности ВВТ может быть использована зависимость

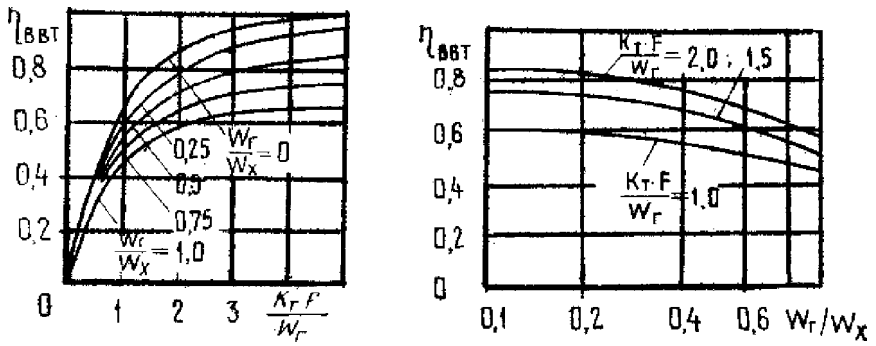
$$\eta_{\text{ВВТ}} = W_х \Big/ W_г \left\{1 - \exp\left[-\left(1 - \exp\left(\frac{k_т F}{W_х}\right)\right) W_г / W_х\right]\right\}, \qquad (2.3.8)$$

где $W_х = G_{\text{вент}}\, c_р$; $W_г = G_в\, c_р$ – водяные эквиваленты соответственно холодного (за вентилятором) и горячего (за компрессором) воздуха. Здесь $G_{\text{вент}}$ - воздух с параметрами за вентилятором, участвующий в теплообмене,

$k_т = \dfrac{1}{\dfrac{1}{\eta_р \alpha_{\text{кент}}} + \dfrac{1}{\eta_р \alpha_{\text{охл}}} + \dfrac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}}$ – коэффициент теплопередачи теплообменника; F – площадь теплопередающей поверхности воздухо-воздушного теплообменника.

Значения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{вент}}$, $\alpha_{\text{охл}}$ определяются по уравнению (2.2.1), а коэффициент эффективности оребрения $\eta_р$ – по зависимостям, приведенным в работе [14].

Зависимости на рис. 2.3.11*а, б* $\eta_{ввт} = f(W_г/W_х, k_тF/W_г)$ свидетельствуют о том, что эффективность ВВТ при значениях $k_тF/W_г = 0...2$ возрастает, а затем изменяется незначительно.



а *б*

Рис. 2.3.11. Зависимости эффективности теплообменника $\eta_{ввт}$ от величины $k_тF/W_г$ и отношения $W_г/W_х$

Следовательно, выбирать значение $k_тF/W_г > 2$ нецелесообразно, это приводит к незначительному повышению эффективности теплообменника при существенном росте его поверхности и соответственно веса, тогда как уменьшение $W_г/W_х$ значительно повышает эффективность ВВТ. При отношении $W_г/W_х < 0,35$ эффективность ВВТ практически перестает зависеть от отношения водяных эквивалентов, а при $W_г/W_х \geq 0,35$ наблюдается заметное снижение $\eta_{ввт}$, поэтому значения $k_тF/W_г = 2$ и $W_г/W_х < 0,35$ следует считать оптимальными. При перекрестной схеме эффективность теплообмена $\eta_{ввт} = 0,76$.

При известных $k_т$, $W_г$ и комплексе $k_тF/W_г$ можно определить величину площади теплообмена ВВТ по зависимости

$$F = \frac{2W_г}{k_т}.$$

Значение эффективности ВВТ для других схем течения теплоносителя может быть определено, например, по зависимостям, приведенным в работе [14].

Для расчета коэффициента теплопередачи $k_т$ необходимо знать параметры воздуха в вентиляторном контуре ТРДД: скорость, давление и температуру. Эти величины могут быть определены либо из термодинамического расчета, либо с помощью статистических зависимостей, приведенных в виде функций от степени двухконтурности m (рис. 2.3.12, 2.3.13).

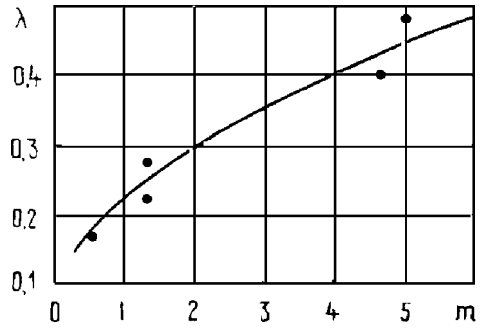


Рис. 2.3.12. Влияние m на приведенную скорость воздушного потока в вентиляторном контуре λ: • – опытные данные для различных ТРДД

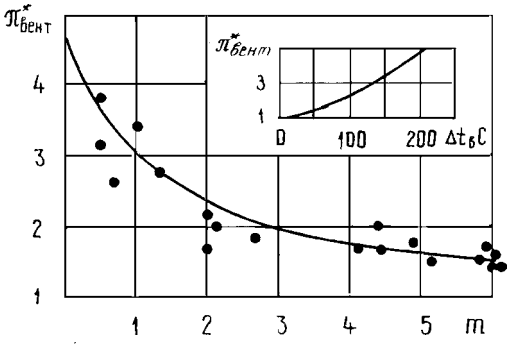


Рис. 2.3.13. Влияние m на степень повышения давления в вентиляторе $\pi^*_{вент}$: • – опытные данные для различных ТРДД

Схема расчета параметров потока такова: m (задано) $\rightarrow$ λ (по графику на рис. 2.3.12) $\rightarrow w_{вент} = \lambda \cdot 18{,}3 \cdot \sqrt{T^*_{вент}}$, $T^*_{вент} = T^*_1 + \Delta t_{вент}$; $\Delta t_{вент} = f(\pi^*_{вент})$ (см. рис. 2.3.13); $\pi^*_{вент} = f(m)$.

Выбор параметров охлаждаемого воздуха на входе в ВВТ осуществляется по данным термодинамического расчета с учетом номера ступени компрессора, от которой отбирается воздух, и допустимых потерь давления в тракте охлаждения, включающего магистраль подвода к ВВТ, сам ВВТ и магистраль подвода к лопаткам. Ориентировочное значение расхода охлаждаемого воздуха $G_в$ оценивается с помощью зависимостей, приведенных на рис. 2.2.17 ($G_в = \overline{g}_{охл} G_к$).

При выборе скорости течения охлаждающего воздуха, а также загромождения вентиляторного тракта элементами ВВТ, необходимо контролировать величину потерь полного давления в охлаждающем и охлаждаемом потоках, поскольку охлаждаемый поток оказывает влияние не только на вес, но и на топливную экономичность двигателя (удельный расход топлива).

Результаты тепловых и гидравлических расчетов трубчатых противоточно-прямоточных теплообменников, установленных в вентиляторном контуре, приведены на рис. 2.3.14 и 2.3.15, гидравлический диаметр используемых трубок $d_к$= 8 мм; расход охлаждаемого воздуха $\overline{g}_{охл}$ = 10% при потерях в нем полного давления 5%; глубина охлаждения $\Delta t_{то}$ назначена равной 50, 100, 150 К.

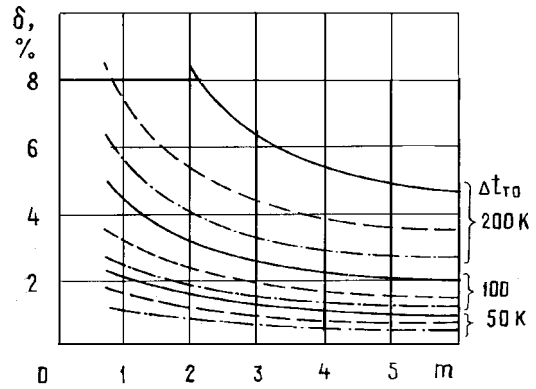


Рис. 2.3.14. Влияние m и глубины охлаждения $\Delta t_{то}$ в ВВТ, установленном в наружном контуре, на коэффициент гидравлических потерь δ в канале наружного контура в крейсерских условиях полета при $T^*_г$ = 1350 К:

—·—·— – $T^*_к$ = 700;

— — — – 800;

——— – 900 К

Расчеты выполнены для трех значений температур горячего воздуха $T^*_к$, поступающего в теплообменник.

Значения параметров воздуха за вентилятором в зависимости от m принимались по статистическим данным (см. рис. 2.3.12 и 2.3.13).

Расчеты показывают, что с увеличением m с целью обеспечения заданной глубины охлаждения горячего воздуха $\Delta t_{то}$ коэффициент потерь в вентиляторном контуре $\delta^* = \Delta p^*/p^*_{вент}$ уменьшается; прослеживается также существенное влияние $\Delta t_{то}$ и $T^*_к$ на гидравлические потери (см. рис. 2.3.14, 2.3.15).

Однако, несмотря на снижение коэффициента потерь δ^*, удельный расход топлива C_R при увеличении m возрастает (см. рис. 2.3.15), что связано с большим влиянием 1% потерь давления в вентиляторном контуре на C_R в двигателях с малым $\pi^*_{вент}$.

Приведенные зависимости объясняют причины ограничения $\Delta t_{то}$ значениями 100...120 К в реально выполненных конструкциях ТРДД с m = 0,6...1,3 и отсутствие ВВТ в двигателях с большой степенью двухконтурности. Потери давления в канале вентиляторного контура существующих конструкций δ* = 3...4%, но они могут быть снижены до 2...2,5% при замене трубчатых теплообменников на пластинчатые. Масса известных ВВТ трубчатого типа вместе с элементами подвода и отво-

да охлаждающего воздуха составляет 5...7 кг на 1 кг охлаждаемого воздуха. С целью снижения массы теплообменника и гидравлических потерь в воздушных потоках предпринимаются попытки использования хладоресурса топлива, подаваемого в основную камеру сгорания, для уменьшения температуры воздуха, идущего на охлаждение турбины.

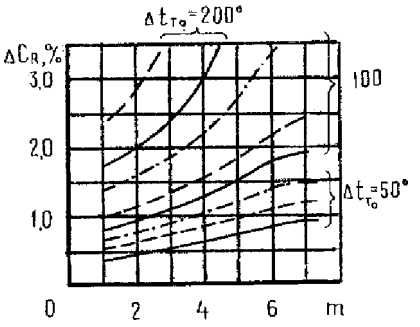


Рис. 2.3.15. Влияние m и глубины охлаждения воздуха $\Delta t_{то}$ в ВВТ, установленном в наружном контуре, на экономичность ТРДД в крейсерских условиях полета при $T_г^*$=1350 К:
—·— – $T_к^*$=700;
— — — – 800;
——— – 900 К

Хладоресурс топлива является величиной ограниченной и зависит от расхода топлива на данном режиме работы двигателя и допустимого подогрева его, при котором еще не наблюдается интенсивное выделение нерастворимых осадков и смол (наибольшее выделение этих компонентов происходит в диапазоне температур 130...180°С).

Как показывают расчеты, *глубина охлаждения воздуха в топливовоздушном теплообменнике* по указанным причинам *не будет превышать 50... 70 К.* Поэтому, а также из-за опасности возникновения пожара при разгерметизации топливовоздушного теплообменника, такие системы охлаждения не получили распространения в авиамоторостроении. Существенно большую возможность охлаждения воздуха в ТВТ может обеспечить форсажное топливо, привлеченное в качестве хладоагента, поскольку его расход значительно превосходит расход топлива через ОКС. Однако эпизодичность включения форсажной камеры и нерешенность проблемы герметизации сдерживают распространение и этой схемы [35].

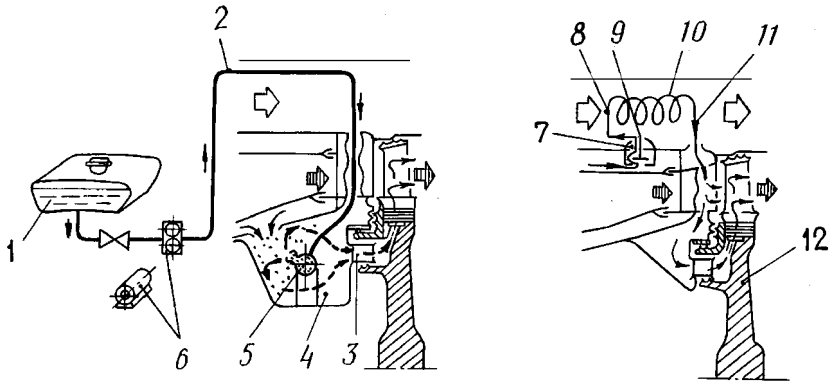
Обеспечение работоспособности лопаток турбины с использованием теплообменников для снижения температуры охлаждающего воздуха сопровождается заметным ухудшением удельных характеристик двигателя и снижает располагаемый перепад давления в системе охлаждения. Отрицательные стороны охлаждения в теплообменнике усиливаются при увеличении глубины охлаждения воздуха.

Однако в тех случаях, когда теплообменник органически вписывается в конструкцию двигателя без выступания в тракт, как это имеет место в ТРДД с раздельным выхлопом, применение теплообменника может оказаться целесообразным.

Охлаждать воздух можно также путем впрыска в него жидкостей, имеющих высокую теплоемкость и теплоту парообразования. Наиболее подходящими хладоагентами являются вода или водометаноловые смеси [15, 34].

2.3.5. Впрыск воды в охлаждающий воздух

Система впрыска воды (рис. 2.3.16,*а*) состоит из бака для дистиллированной (или умягченной) воды, насоса подачи с приводом, трубопровода и коллектора раздачи воды с форсунками.



а *б*

Рис. 2.3.16. Системы охлаждения воздуха: *а* – путем впрыска воды; *б* – в теплообменнике; 1 – бачок для дистиллированной воды; 2 – трубопровод; 3 – сопла закрутки; 4 – полость образования перегретого пара; 5 – коллектор с форсунками; 6 – насос подачи с приводом; 7 – коллектор отбора воздуха; 8 – канал подвода; 9 – клапан отключения; 10 – теплообменник; 11 – канал отвода; 12 – турбина; → – охлаждающий воздух; – – – – охлаждающая водовоздушная смесь; ⇨ – воздух в наружном контуре; ⇛ – газовый поток

Образование пара происходит в полости, размеры которой выбираются из условия полного испарения капель воды в воздухе, используемом для охлаждения. На объем полости существенное влияние оказывают параметры применяемых форсунок и давление подачи.

Максимальная эффективность системы достигается при сочетании впрыска воды с расширением смеси в соплах закрутки 3.

С целью снижения до минимума запасов воды на борту самолета при конструировании системы подачи следует предусмотреть контакт капель только с охлаждающим воздухом при условии сведения к минимуму возможности попадания их на горячие стенки полости, не нуждающиеся в дополнительном охлаждении.

При сравнении систем охлаждения (см. рис. 2.3.16,*а,б*) необходимо рассмотреть показатели, отражающие теплотехническое, гидравлическое и весовое совершенство вариантов.

В качестве теплотехнических критериев используются: глубина охлаждения лопатки $\Theta_{л\ исх}$; эквивалентная глубина охлаждения лопатки $\Theta_{л\ экв}$ и эквивалентная глубина охлаждения воздуха в теплообменнике $\Delta t_{то\ экв}$. По совокупности показателей определяются величины эквивалентных удельных расходов топлива двигателей $C_{R\ экв}$, которые не являются чисто термодинамическими показателями, а учитывают влияние дополнительных масс системы охлаждения (собственно системы и хладоагента), приводящих к уменьшению количества топлива на борту самолета, используемого для осуществления полетной программы (при $M_{взл\ 0} = const$).

Как отмечалось, значение $\Theta_{л\ исх}$ зависит от конструктивных особенностей лопатки и расхода охлаждающего воздуха. При расходах, близких к максимально реализованным в высокотемпературных турбинах ВД, диапазон значений $\Theta_{л\ исх}$ составляет 0,4...0,5 (см. рис. 2.3.6).

Под $\Theta_{л\ экв}$ понимается соотношение

$$\Theta_{л\ экв} = \frac{T^*_{г\ w} - T_л}{T^*_{г\ w} - T^*_{см}}, \qquad (2.3.9)$$

где $T^*_{см}$ – температура смеси воздуха и паров воды, определяемая температурой воздуха перед входом в рабочие лопатки ($T^*_{в\ охл}$) и концентрацией паров воды в воздухе $\bar{g}_{вод} = g_{вод}/G_{в\ охл}$.

$$\frac{\Theta_{л\ экв}}{\Theta_{л\ исх}} = 1 + \frac{|\Delta t_{0,01}| \cdot \bar{g}_{вод}}{T^*_{г\ w} - T^*_{охл}}. \qquad (2.3.10)$$

Здесь $|\Delta t_{0,01}|$ – понижение температуры смеси при впрыске 1% воды в охлаждающий воздух с исходной температурой $T^*_{охл}$ (в градусах, рис. 2.3.17).

На рис 2.3.18 приведена зависимость $\Theta_{л\ экв}$ от расхода воды $\bar{g}_{вод}$ и величины $\Theta_{л\ исх}$. Видно, что подача воды позволяет в широких пределах

изменять значение исходной глубины охлаждения. Например, для $\Theta_{л\ исх} = 0{,}45$ при впрыске воды в количестве $\bar{g}_{вод} = 0\ldots10\%$ $\Theta_{л\ экв}$ возрастает от 0,45 до 0,625. Эквивалентная глубина охлаждения лопатки 0,625 обеспечивает возможность работы двигателя с температурой газа перед турбиной на 150...200 К выше при одинаковых степенях сжатия в цикле, напряжении в рабочих лопатках и ресурсе.

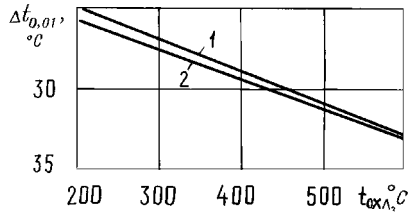


Рис.2.3.17. Понижение температуры смеси $\Delta t_{0,01}$ при впрыске 1% воды (по массе) в поток охлаждающего воздуха от температуры $T^*_{охл}$ и давления смеси $p^*_к$ при $p^*_к = 2$ (1) и 30 бар (2)

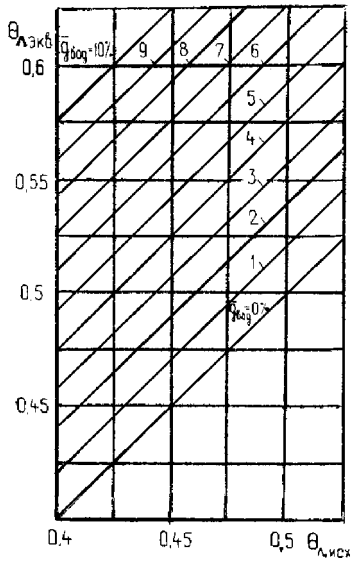


Рис.2.3.18. Зависимость эквивалентной эффективности охлаждения рабочей лопатки турбины ВД $\Theta_{л\ экв}$ от расхода воды $\bar{g}_{вод}$, введенной в воздух, охлаждающий ротор, и исходного значения $\Theta_{л\ исх}$:

$$\bar{g}_{вод} = \frac{G_{вод}}{G_{охл\ ротор\ ТВД}}$$

при $(T^*_г - T^*_к) = 700$ К

Под эквивалентной глубиной охлаждения воздуха $\Delta t_{то\ экв}$ понимается изменение температуры в гипотетическом теплообменнике, обеспечивающее такую же эффективность охлаждения лопатки, как и система впрыска.

Поэтому за исходные данные для расчетов теплообменника принимаются значения, характеризующие зависимость снижения температуры охлаждающего воздуха от расхода воды $\bar{g}_{вод}$ и $\Theta_{л\ исх}$, а также вспомогательная зависимость $\Delta t_л = f(\Delta\Theta_л)$, характеризующая снижение

температуры тела лопатки $\Delta t_л$ при отсутствии впрыска от прироста эффективности охлаждения лопатки $\Delta\Theta_л$ (рис. 2.3.19,*а*). Привлечение этой зависимости позволяет найти действительную температуру тела для лопатки с $\Theta_{л\ исх}$, отличающуюся от реперной эффективности $\Theta_{л\ реперн}$, принятой равной 0,41. Пусть $\Theta_{л\ исх}$= 0,45, тогда снижение температуры лопатки от впрыска 10% воды составит 145 К. К этому значению $\Delta t_л$ необходимо добавить величину дополнительного уменьшения Δt = 25 К, взятую из графика $\Delta t_л$= $f(\Delta\Theta_л)$ при $\Delta\Theta_л$ = 0,45 – 0,41 = 0,04.

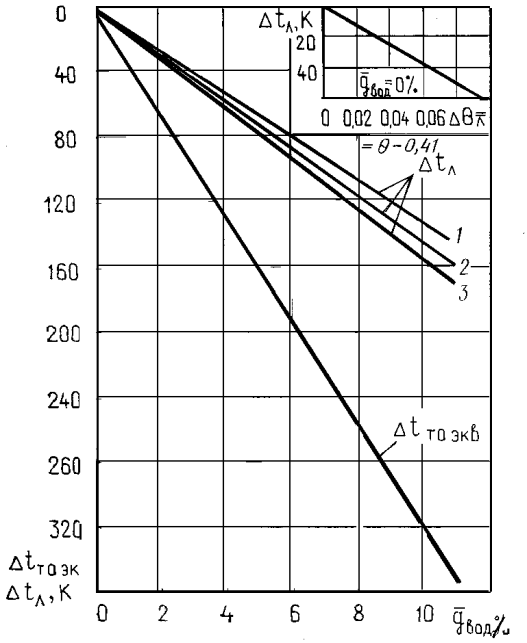


Рис. 2.3.19,*а*. Зависимость снижения температуры охлаждающего воздуха в эквивалентном теплообменнике $\Delta t_{то\ экв}$ и лопатки $\Delta t_л$ от относительного расхода воды $\bar{g}_{вод}$ при $\Theta_{л\ исх}$ = 0,41(1); 0,45(2); 0,48(3)

Из приведенных на рис. 2.3.19,*а* зависимостей следует, что, например, *охлаждение воздуха в теплообменнике на 320 К эквивалентно впрыску 10% воды; при этом изменение температуры тела лопатки для сравниваемых систем составит 135…155 К в зависимости от* $\Theta_{л\ исх.}$.

Известно, что в отличие от систем охлаждения с использованием впрыска воды применение воздухо-воздушного теплообменника сопровождается ухудшением экономичности вследствие возникающих гидравлических потерь при обтекании теплопередающих поверхностей.

В работе [28] авторами определены зависимости степени испарения воды в воздухе от его температуры и длины участка испарения. На

рис. 2.3.19,б приведены результаты измерения температур смеси для двух длин испарительной камеры ($l_{ик}$ = 1,8 м и $l_{ик}$ = 0,4 м). Как видно, при длине $l_{ик}$ = 1,8 м получено совпадение теоретической и измеренных температур смеси ($\Delta t_{см\ теор}$=26°С и $\Delta t_{см\ изм}$≈ 24…26°С на 1% подаваемой воды) в диапазоне расходов воды $\bar{g}_{вод} \approx 0…10\%$ при начальной температуре потока $t_{в\ нач}$ = 400°С.

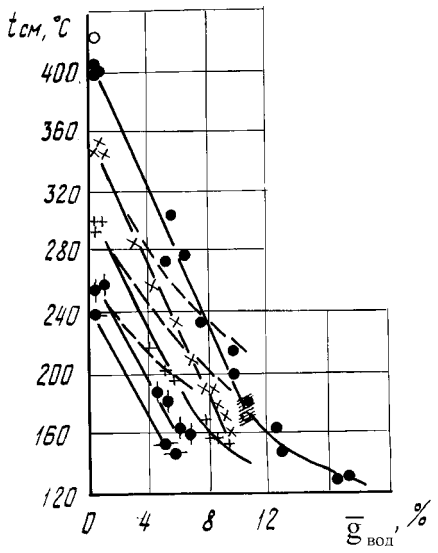


Рис. 2.3.19,*б*. Изменение температуры паровоздушной смеси $t_{см}$ от количества введенной воды $\bar{g}_{вод}$ (в % по массе) и начальной температуры воздушного потока $t_{в\ нач}$:
——— – длина испарительной камеры $l_{ик}$ = 1,8 м;
— — — – $l_{ик}$=0,4 м

При больших значениях $\bar{g}_{вод}$ наблюдается отход точек от кривых полного испарения. При меньших начальных температурах воздуха отклонение наблюдается при меньших значениях расхода воды. Аналогично ведут себя зависимости $t_{см} = f(\bar{g}_{вод})$ и при длине $l_{ик}$ = 0,4 м, однако отклонения от теоретических кривых начинается при значительно меньших величинах $\bar{g}_{вод}$. Полученные результаты [27] свидетельствуют о допустимости расчета теплоотдачи в охлаждающую смесь с использованием физических констант, приводимых для чистого воздуха. Вывод проверен при содержании воды в охлаждающем воздухе до 10% (по массе). Кроме того, в работе [27] показано, что присутствие перегретого газа в воздухе не приводит к изменению интенсивности теплоотдачи в каналах лопатки, которая зависит от особенностей конструкции и параметров теплоносителей.

На рис 2.3.19,*в* приведены зависимости изменения относительной глубины охлаждения лопатки $\overline{\Theta}_л$, относительных масс $\overline{M}$ и толщин корок $\overline{\delta}_{ср}$, полученных методом кристаллизации металла, от расхода воздуха и смеси $\overline{g}_{охл}$.

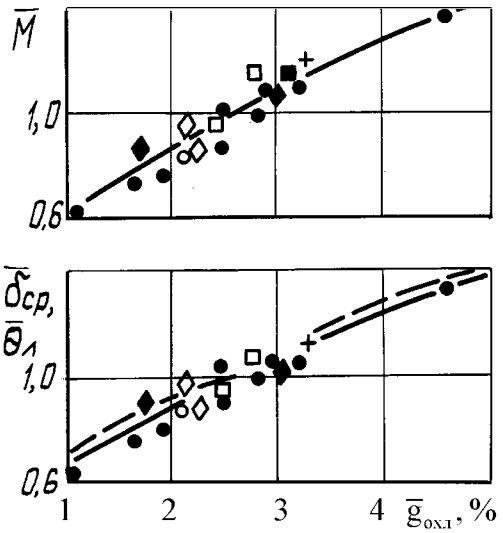


Рис.2.3.19,*в*. Изменение относительной глубины охлаждения лопатки $\overline{\Theta}_л$, масс $\overline{M}$ и средних толщин корок $\overline{\delta}_{ср}$ от относительного расхода воздуха или смеси, охлаждающих лопатку, $\overline{g}_{охл}$: при $t_в = t_{см} = 150...155°C$, $l_{ик} = 1,8м$; ● – чистый воздух; ○, □, ■, ◇, ◆, + – воздух с парами воды; ○ – $\overline{g}_{охл} = 3,9\%$; □ – 4,7; ■ – 5; ◇ – 5,7; ◆ – 8,6; + – 10%;
——— – $\overline{M} = M/M_{\overline{g}_{охл}=2,8\%}$
— — — – $\overline{\Theta}_л = \Theta_л/\Theta_{л\,\overline{g}_{охл}=2.8\%}$
——— – $\overline{\delta}_{ср} = \delta_{ср}/\delta_{ср\,\overline{g}_{охл}=2.8\%}$

Видно, что зависимости $\overline{\Theta}_л$, $\overline{\delta}_{ср} = f(\overline{g}_{охл})$ для смесей и чистого воздуха (в пределах разброса точек) описываются одной кривой. Последнее справедливо не только для средних, но и для местных величин коэффициентов теплоотдачи.

Таким образом, температуру тела лопатки при впрыске воды следует определять по выражению, в котором вместо температуры охлаждающего воздуха используется температура паровоздушной смеси:

$$T_л = T^*_г - \Theta_{л\,исх}[T^*_г - (T^*_{в\,охл} - \Delta t_{охл\,0,01}\,\overline{g}_{вод\,\%})] .$$

Однако теплотехнические и гидравлические показатели систем охлаждения не в полной мере характеризуют их преимущества и недостатки. При решении вопроса о целесообразности выбора того или иного варианта охлаждения необходимо учитывать установочную и расходную массы систем и затраты топлива на их транспортировку на борту самолета.

Запас топлива $M_{ту}$, необходимый для транспортировки установочной массы системы охлаждения $M_у$ (бак, привод, управление и т.д., или теплообменник, подводящие и отводящие магистрали, клапаны и т.д.) определяется по уравнению [16]

$$M_{ту} = M_у\left(e^{\frac{c_R \tau}{K}} - 1\right), \qquad (2.3.11)$$

где K – аэродинамическое качество самолета (для дозвуковых самолетов K = 14...18, для сверхзвуковых K = 5,5...7); τ – полное время полета (см. табл. 2.3.1).

Запас топлива $M_{т\ вод}$ для транспортировки переменной массы, например, воды системы впрыска $M_{вод}$, определяется по уравнению

$$M_{т\,вод} = \frac{M_{вод} K}{\Delta\tau \cdot c_R}\left(e^{\frac{c_R \Delta\tau}{K}} - 1\right) - M_{вод}, \qquad (2.3.12)$$

где $\Delta\tau$ – время работы системы впрыска.

Полное изменение запаса топлива на борту самолета, связанное с применением системы охлаждения, для системы с впрыском можно рассчитать по уравнению

$$\Delta M_т = M_у + M_{ту} + M_{т\ вод}, \qquad (2.3.13)$$

для системы с ВВТ – по уравнению

$$\Delta M_т = M_у + M_{ту}. \qquad (2.3.14)$$

Это изменение приводит к уменьшению на борту запаса топлива, предназначенного для выполнения самолетом целевой задачи, и может рассматриваться как эквивалентное ухудшение удельного расхода топлива двигательных установок.

Это влияние учитывается с помощью зависимости

$$C_{R\ экв} \approx C_{R\ исх}\left(1 + \frac{\Delta M_т}{M_{т\ исх}}\right) + \Delta C_{R\ гидр}\ . \qquad (2.3.15)$$

Здесь $C_{R\ исх}$ – термодинамический удельный расход топлива на двигателе с мероприятиями (системой впрыска или ВВТ); $\Delta C_{R\ гидр}$ – изменение удельного расхода топлива, связанное с применением системы. Например, в случае ВВТ – это потери удельного расхода, вызванные обтеканием поверхностей теплообмена (см. рис. 2.3.15). При впрыске воды $\Delta C_{R\ гидр} = 0$; $M_{т\ исх}$ – начальный запас топлива на борту самолета, определяемый по данным для самолета-прототипа (табл. 2.3.1).

При сравнении предпочтение отдается той системе, в которой эквивалентный удельный расход оказывается минимальным.

Использование воды в качестве хладоагента рационально в следующих случаях:

на ранних стадиях доводки двигателя, когда кпд узлов и эффективность охлаждения не выведены на проектный уровень и выход на проектную тягу и частоту вращения ротора невозможен;

при ухудшении параметров цикла в процессе эксплуатации двигателя, обеспечивающих поддержание максимальной взлетной тяги при повышенной температуре газа перед турбиной;

при взлете загруженного самолета с короткой полосы или высотного аэродрома, когда при кратковременном форсировании температуры газа перед турбиной сохраняется допустимая из условий прочности температура лопатки.

Кроме того, вспрыск воды может оказаться эффективным средством, позволяющим создавать более высокотемпературную модификацию двигателя с предельной температурой газа перед турбиной в крейсерских условиях, лимитируемой пропускной способностью применяемой воздушной системы охлаждения. При этом компенсация избыточной температуры газа перед турбиной в условиях взлета и набора высоты обеспечивается системой впрыска.

Таблица 2.3.1

СВОДКА ВЕСОВЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НЕКОТОРЫХ ЗАРУБЕЖНЫХ САМОЛЕТОВ

Параметры	Боинг				Локхид		А-300 ВЧ	ДС-10
	-707-320В	-727-200	-737-200	-747-200В	L1011-200	С-5А		
Взлетная масса $M_{взл0}$, кг	152 405	78 430	52 390	351 530	211 375	348 810	150 000	256 280
Масса топлива $M_т$, кг	63 955	16 780	9 300	83 910	66 225	92 295	28 000	89 358
$M_г / M_{взл0}$, %	~42	~21,5	~18	~24	~31	~27,5	~19	~35
Время полета τ, ч	~11	~3	~3,5	~12	~4,5	~12	~4	~8

Напомним, что в современных дозвуковых двигателях со степенью двухконтурности m = 4...5 разность $T_г^*$ в условиях взлета и в крейсерском полете составляет 200...250 К.

Впрыск воды может оказаться целесообразным также и при полетах на сверхзвуковых скоростях с включенной форсажной камерой сгорания. В этом случае он обеспечивает увеличение температуры газа перед турбиной, повышение бесфорсажной доли тяги и уменьшает степень форсирования, необходимую для получения заданной форсажной тяги.

Степень форсирования определяется из выражения

$$\overline{P}_{ф} = \frac{P_{ф}}{P_{бф}(T^{*}_{г})} = \left(1 + \frac{VM_{в\,бф}}{P_{бф}}\right)\frac{M_{гф}}{M_{г\,бф}} \cdot \sqrt{1 + \frac{M_{т\,фк} Hu\, \eta_{фк}}{M_{гф} C_{p} T^{*}_{г\,бф}}} - \frac{VM_{в\,бф}}{P_{бф}}.$$

Для заданного значения форсажной тяги и найденного из термодинамического расчета повышенного значения бесфорсажной тяги при увеличенной температуре газа перед турбиной $T^{*}_{г\,бф}$ можно найти новое значение потребного количества топлива, сжигаемого в форсажной камере $M_{т\,фк}$. Отношение массы топлива, подаваемой в форсажную камеру сгорания при впрыске воды в систему охлаждения турбины $M_{т\,фк}$, к исходному значению массы топлива форсажной камеры $(M_{т\,фк})_{исх}$ может быть найдено по формуле

$$\frac{M_{т\,фк}}{(M_{т\,фк})_{исх}} = \frac{\left[\left(\overline{P}_{ф} + \frac{VM_{в\,бф}}{P_{бф}}\right)^{2}\left(\frac{M_{г\,бф}}{M_{гф}}\right)^{2}\frac{1}{\left(1 + \frac{VM_{в\,бф}}{P_{бф}}\right)^{2}}\right] - 1}{\left[\left(\overline{P}_{ф} + \frac{VM_{в\,бф}}{P_{бф}}\right)^{2}\left(\frac{M_{г\,бф}}{M_{гф}}\right)^{2}\frac{1}{\left(1 + \frac{VM_{в\,бф}}{P_{бф}}\right)^{2}}\right]_{исх} - 1} \cdot \frac{(\eta_{фк})_{исх} M_{гф} T^{*}_{гбф}}{\eta_{фк} (M_{гф})_{исх} (T^{*}_{г\,бф})_{исх}}.$$

Экономия топлива при впрыске воды определялась с учетом уменьшения расхода его в форсажную камеру $M_{т\,фк} < (M_{т\,фк})_{исх}$, повышения расхода топлива в основную камеру при увеличении температуры газа перед турбиной $M_{т\,ок} > (M_{т\,ок})_{исх}$, затрат топлива $(M_{ту}+M_{т\,вод})$ на транспортировку постоянной (установочной $M_{у}$) и переменной $M_{вод}$ масс системы впрыска [16]:

$$\Delta M_{т\,э} = M_{т\,исх} - M_{т} - M_{у} - (M_{ту} + M_{т\,вод}).$$

Здесь $M_{т\ исх} = (M_{т\ фк} + M_{т\ ок})_{исх}$ – затраты топлива на выполнение полетного задания с исходной системой охлаждения; $M_т = M_{т\ фк} + M_{т\ ок}$ – затраты топлива на выполнение того же задания при использовании системы впрыска, но без учета дополнительных – постоянной $M_у$ и переменной $M_{вод}$ – масс, связанных с использованием этой системы.

Результаты расчетов экономии топлива при работе двигателя на форсажных режимах в течение часа приведены на рис. 2.3.19,*г*. Процент сэкономленного топлива за полет показан в зависимости от максимальной температуры газа перед турбиной $T_г^*$ и коэффициента полноты сгорания топлива в форсажной камере $\eta_{фк}$. Потребные расходы воды в процентах от общего расхода топлива за полет, обеспечивающие постоянную температуру тела рабочих лопаток турбины ВД при всех значениях температуры газа $T_г^*$, приведены также на рис.2.3.19,*г*.

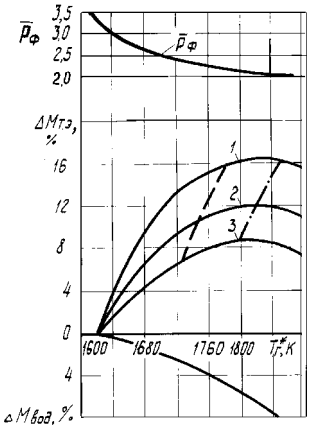


Рис.2.3.19,*г*. Зависимость сэкономленного топлива $\Delta M_{т\ э}$ и количества потребной воды $\Delta M_{вод}$ от температуры газа перед турбиной $T_г^*$ и кпд форсажной камеры $\eta_{фк}$:
1,2,3 – кривые $\Delta M_{т\ э} = f(\eta_{фк})$;
— · — – максимальные $\Delta M_{т\ э}$;
– – – – рекомендуемые значения $\Delta M_{т\ э} = f(T_г^*, \eta_{фк})$

Кривая 1 соответствует постоянному значению коэффициента полноты сгорания топлива в камере
$\eta_{фк} = f(\alpha_{фк}) = \text{const}$;
кривые 2 и 3 – уменьшению полноты сгорания при росте коэффициента избытка воздуха. Как видно из рис. 2.3.19,*г*, максимальная экономия топлива для случая $\eta_{фк} = f(\alpha_{фк}) = \text{const}$ получается при температуре газа перед турбиной $T_г^* = 1860$ К, а для переменного $\eta_{фк} = f(\alpha_{фк})$ при $T_г^* = 1790$ К и $T_г^* = 1820$ К. Улучшение экономичности вблизи указанных значений температур газа оказывается небольшим. Очевидно, что при создании системы охлаждения в качестве расчетных температур газа должны быть назначены величины, меньшие, чем те, при которых обеспечивается экстремальная экономия топлива. На рис. 2.3.19,*г* штри-

ховой линией обозначена примерная граница оптимальных температур газа, а кривые 1, 2, 3 показывают, что при оптимальных температурах в циклах можно получить экономию топлива в количестве 9…20% от его запаса на борту самолета и соответственно увеличить время полета (несмотря на необходимость иметь на борту относительно большие запасы воды – до 10%).

Этот результат получен для рабочей лопатки с $\theta_{л\ исх} = 0{,}45$. Очевидно, наибольшая экономия топлива происходит при одновременном применении системы впрыска и достижении более высоких значений исходной глубины охлаждения лопатки $\theta_{л\ исх}$.

В случае использования сэкономленного топлива для работы двигателя на дозвуковом бесфорсажном режиме дополнительное время полета определяется из выражения

$$\frac{\tau_{бф}}{\tau_{ф}} = \frac{P_{ф}}{\left(P_{бф}\right)_{кр}} \cdot \frac{\left(\Delta C_{R_{фк}} - \Delta C_{R_{ок}}\right)_{Ф} - m_{вод}}{\left(C_{R_{бф}}\right)_{кр}} .$$

Здесь $m_{вод}$ – масса воды, расходуемая в системе впрыска за единицу времени.

Приведенные расчеты показали, что сэкономленное в течение часа работы на форсажном режиме топливо обеспечивает возможность полутора-двухчасового полета в условиях $H = 11$ км, $M = 0{,}8$.

Однако применение впрыска воды может приводить к выпадению нерастворимых осадков в канале системы подвода охлаждающей смеси к рабочим лопаткам, засорению их, ухудшению условий теплоотдачи и перегреву. Исследования авторов показали [34], впрыск дистиллированной воды в количестве $\overline{M}_{вод\,\Sigma} = 60$ кг, соответствующий 30 взлетным циклам одного из отечественных ГТД, не приводит к изменению пропускной способности и эффективности охлаждения рабочей лопатки (рис. 2.3.19,*д*). Установлено влияние жесткости воды на изменение пропускной способности и эффективности охлаждения.

Из данных на рис. 2.3.19,*д* видно, что при увеличении количества впрыснутой воды пропускная способность и эффективность охлаждения лопатки снижаются. Изменение этих характеристик происходит достаточно медленно, что позволяет предположить возможность аварийных заправок системы водой любой жесткости. Рост отложений наблюдается в узких охлаждающих каналах лопатки, а также за испарительным участком. Отложения в лопатке в основном состоят из натриевых солей, хорошо растворимых в воде и легко вымываемых ею, что позволяет восстанавливать характеристики лопатки.

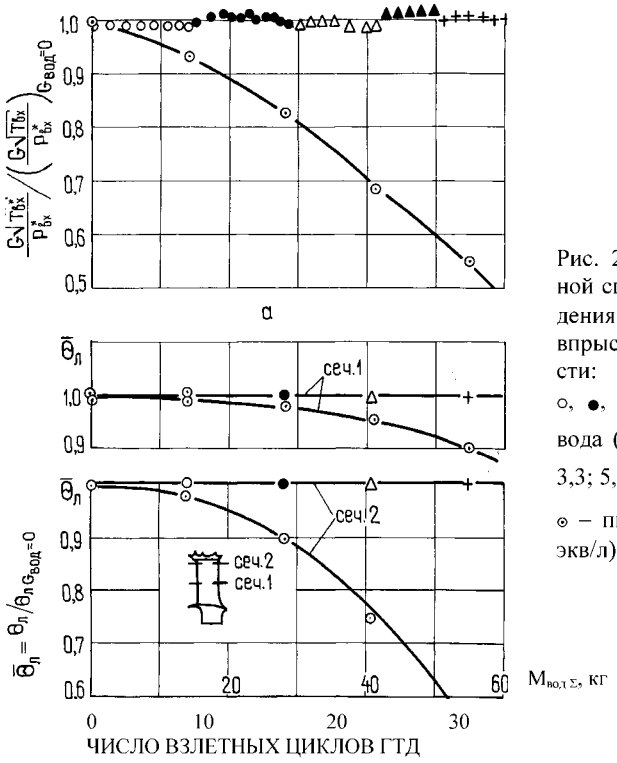


Рис. 2.3.19,*д*. Изменение пропускной способности и глубины охлаждения $\theta_л$ рабочей лопатки при впрыске воды различной жесткости:

○, ●, △, ▲, + – дистиллированная вода ($Ж_0$<5 мкг-экв/л) $\overline{G}_{вод}$ = 5,4; 3,3; 5,8; 3,2; 4,8% соответственно;

⊙ – питьевая вода ($Ж_0$=22000 мкг-экв/л); $Ж_0$ – жесткость

Нерастворимые соединения, выпадающие в испарительной камере и за нею, необходимо улавливать сетками, чтобы они не попали в лопатку при сколах.

Таким образом, *системы охлаждения турбины методом впрыска воды улучшают тактико-технические показатели двигателей и летательных аппаратов. Их применение не находится в противоречии с общепринятыми методами дальнейшего улучшения эффективности охлаждения.*

Подача воды в малых количествах в воздух, охлаждающий турбину, позволяет существенно повысить глубину охлаждения горячих элементов.

Целесообразность применения вспомогательных систем, способствующих форсированию двигателя по температуре газа в цикле, должна определяться на основе комплексного анализа влияния этих систем на экономичность и тактико-технические показатели летательного аппарата.

2.3.6. Использование подвода воздуха с закруткой к системе охлаждения

Тепловое состояние дисков и рабочих лопаток турбины зависит также от способа подвода воздуха к этим элементам [17,24].

В практике авиационного двигателестроения используются в основном два способа подвода хладоагента к роторам:

с закруткой потока в направлении вращения турбины (рис. 2.3.20,*а*);

без закрутки потока (рис. 2.3.20,*б*).

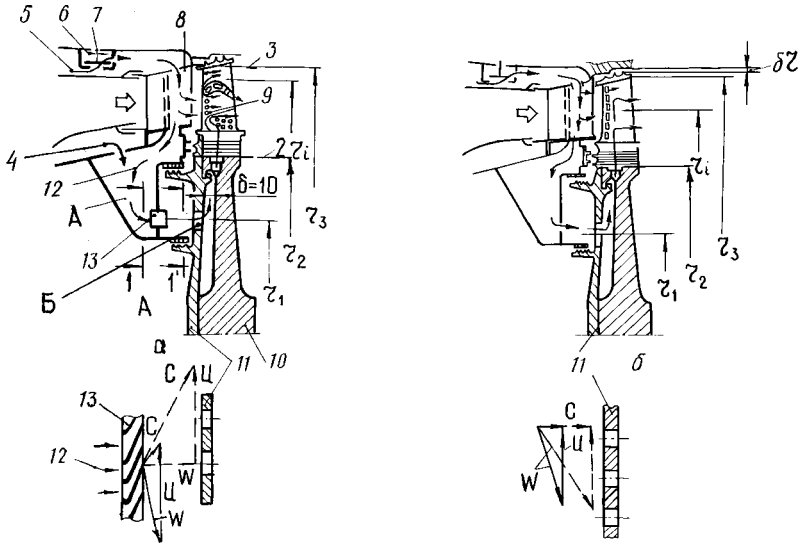


Рис. 2.3.20. Способы подвода воздуха к охлаждаемым лопаткам: *а* - вариант с закруткой воздуха; *б* - вариант без закрутки воздуха; 1, 1', 2, 3 - расчетные сечения; 4, 5 - места отбора охлаждающего воздуха; А - воздушная полость; Б - место установки термопары, измеряющей температуру воздуха в относительном движении; ———, — — — — - треугольники скоростей воздуха на входе в приемные отверстия дефлектора на крейсерском и взлетном режимах соответственно; ⇨ - газ; ➡ - воздух; 6, 7 - дросселирующий расходный клапан (7 - клапан закрыт, 6 - открыт); 8 - вторая полость соплового аппарата; 9 - охлаждаемая лопатка; 10 - диск; 11 - дефлектор; 12 - направление движения охлаждающего воздуха; 13 - подкручивающая решетка

Существенное отличие этих способов обусловлено различной величиной работы, подводимой к потоку воздуха, и различным кпд сжатия в канале, образованном вращающимся дефлектором и диском, на участ-

ке от входа в дефлектор до выхода из обода диска. Эти различия являются причиной несоответствия параметров состояния потока ($p^*_{вн2}$, $T^*_{вн2}$) на входе в охлаждаемую лопатку.

В связи с тем, что зависимость эффективности охлаждения при выбранной пропускной способности от взаимосвязанных параметров – температуры, давления охлаждающего воздуха и кпд сжатия –очень сложная, необходимо найти такое их сочетание, при котором обеспечивается максимальное снижение температуры лопатки. В этом заключается суть процесса оптимизации параметров системы подвода.

Рассмотрим эффективность различных способов подвода воздуха к ротору на примере ступени турбины высокого давления с типичными тепловыми и гидравлическими характеристиками элементов тракта охлаждения.

Анализируемые компоновки турбины схематически показаны на рис 2.3.20. В обеих компоновках диск 10 соединен с покрывным дефлектором 11, между дефлектором и диском образован зазор δ ~10 мм. В покрывном дефлекторе на радиусе r_1 = 250 мм, а в ободе диска на r_2 = 320 мм выполнены приемные отверстия для воздуха, образующие с зазором между дефлектором и диском вращающийся канал (от сечения 1 до сечения 2). В рассматриваемом примере частота вращения ротора турбины n = 10 000 об/мин. Воздух, подводимый к отверстиям в покрывном дефлекторе, закручивается в решетке 13 (см. рис. 2.3.20,*а*) до определенных значений окружной скорости. Отбор воздуха производится из верхнего и нижнего каналов камеры сгорания (см. рис. 2.3.20,*а*), а также из верхнего канала (см. рис. 2.3.20,*б*), путь воздуха указан на схемах стрелками, причем, прежде чем попасть к приемным отверстиям в дефлекторе, он участвует в охлаждении соплового аппарата 8. Следует отметить, что второму способу подвода охлаждающего воздуха сопутствуют значительные гидравлические потери, обусловленные трудностью конструирования воздушного тракта с необходимыми проходными сечениями в сопловом аппарате турбины. Однако такая схема предпочтительна для случая установки теплообменника на линии подачи охлаждающего воздуха, а схема, представленная на рис. 2.3.20,*а* – для случая подачи закрученного потока воздуха.

Температура охлаждаемой рабочей лопатки определяется по уравнению

$$T_л = T^*_{г\,w} - \Theta_л\left(T^*_{г\,w} - T^*_{в\,w}\right), \qquad (2.3.16)$$

из которого следует, что на $T_л$ влияют температура газа в относительном движении $T^*_{г\,w}$, безразмерная глубина охлаждения $\Theta_л$ и температура воздуха в относительном движении $T^*_{в\,w}$.

Величина $T^*_{г\,w}$ является функцией температуры газа в цикле $T^*_г$, перепада давления, срабатываемого в сопловом аппарате турбины $\pi_{СА}$, угла $\alpha_{СА}$ и количества воздуха, отвлекаемого для охлаждения $\overline{g}_{охл}$. Повышение $\pi_{СА}$ как средства уменьшения $T^*_{г\,w}$ ограничено из-за падения кпд турбины вследствие роста $\lambda_{СА}$ и уменьшения $\varphi_{СА}$. Для большинства выполненных конструкций степень расширения потока в ступени изменяется в пределах $\pi_{ст} = 2{,}5...3{,}0$.

При $\pi_{ст} < 2{,}5$ наблюдается значительный прирост потребной глубины охлаждения лопатки $\Theta_л$, а при $\pi_{ст} > 3{,}0$ - заметное снижение кпд турбины $\Delta\eta_т$ (рис. 2.3.21).

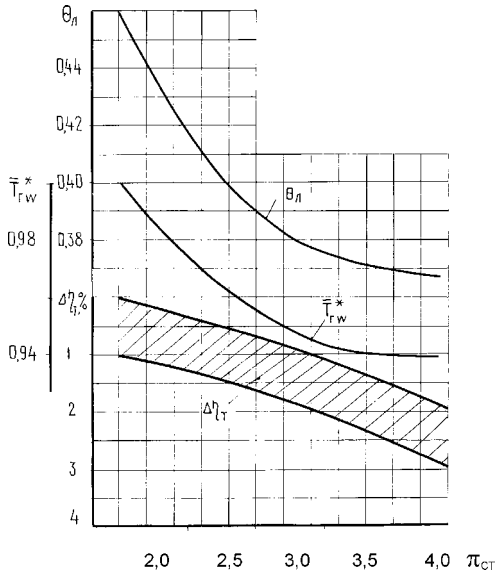


Рис.2.3.21. Изменение потребной глубины охлаждения лопатки $\Theta_л$, относительной температуры газа $\overline{T}^*_{г\,w}$ и кпд турбины $\Delta\eta_т$ от степени понижения давления в ступени турбины $\pi_{ст}$

Ниже рассмотрена ступень турбины с $\pi_{ст} = 2{,}75$, у которой сопловой аппарат спрофилирован с $\lambda_{СА} \sim 1{,}0$ на расчетном режиме.

Температура лопатки, характеризующая глубину ее охлаждения, как известно, зависит от конструкции применяемой лопатки, а для выбранного варианта конструкции в основном определяется расходом охлаждающего воздуха. Для анализа использовалась зависимость $\Theta_л = f(\overline{g}_{охл})$ одной из современных лопаток (рис 2.3.22).

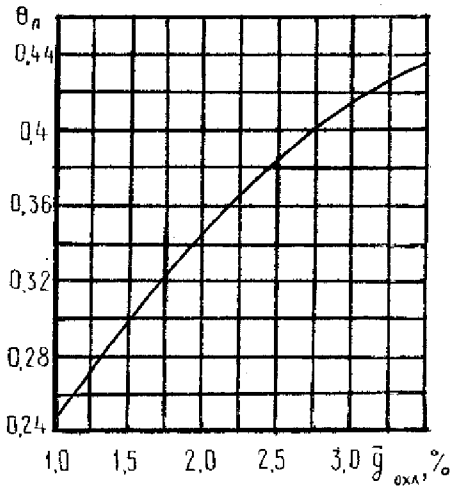


Рис.2.3.22. Зависимость безразмерной глубины охлаждения лопатки $\Theta_л$ от относительного расхода охлаждающего воздуха $\bar{g}_{охл}$

Гидравлическая характеристика тракта охлаждения этой лопатки в координатах

$$\frac{g_{охл}\sqrt{T^*_{в\,w_2}}}{p^*_{в\,w_2}} = f\left(\frac{p^*_{в\,w_2}}{p_г}\right)$$

приведена на рис. 2.3.23.

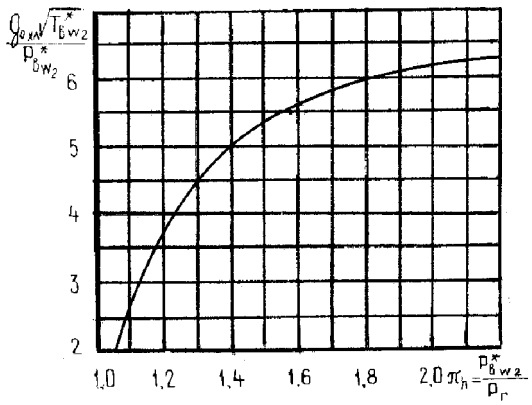


Рис.2.3.23. Гидравлическая характеристика внутренних каналов охлаждаемой лопатки

Расчет значений величин $T^*_{в\,w}$ и $\Theta_л$, определяющих температуру лопатки, производился по следующей методике.

Параметры потока $T^*_{в\,w2}$ и $p^*_{в\,w2}$, входящие в комплекс

$$\frac{g_{охл}\sqrt{T^*_{в\,w_2}}}{p^*_{в\,w_2}} = f(\pi_л),$$

определялись по уравнению Эйлера, записанному для участка 1-2 системы охлаждения:

$$\frac{p^*_{в_2} - p^*_{в_1}}{\eta} = \rho(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}), \qquad (2.3.17)$$

откуда

$$\Delta p^*_{1-2} = \rho\eta\,(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}). \qquad (2.3.18)$$

Здесь $p^*_{в1}$ – полное давление потока перед подкручивающей решеткой, зависящее от места отбора воздуха и гидравлических потерь на участке подвода к решетке; η – кпд сжатия в каналах, образованных вращающимся дефлектором и диском на участке от входа в дефлектор до выхода из обода диска.

Полное давление потока на выходе из отверстий в ободе диска в абсолютном движении

$$p^*_{в2} = p^*_{в1} + \rho\eta(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}), \qquad (2.3.19)$$

а статическое давление

$$p_{в2} = p^*_{в2} - \frac{\rho c_2^2}{2}, \qquad (2.3.20)$$

где $c_2^2 = w_2^2 + u_2^2$.

Полное давление потока на входе в лопатку (сеч. 2) в относительном движении можно рассчитать по уравнению

$$p^*_{в\,w_2} = p_{в2} + \frac{\rho w_2^2}{2}. \qquad (2.3.21)$$

Подставив уравнения (2.3.19) и (2.3.20) в (2.3.21) и выполнив соответствующие преобразования, получим

$$p^*_{в\,w_2} = p^*_{в_1} + \rho\eta(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) - \frac{\rho u_2^2}{2}. \qquad (2.3.22)$$

Экспериментальные зависимости кпд сжатия вращающейся системы диск – дефлектор при отсутствии закрутки потока η_0 [2, 3] показывают, что величина η_0 не превышает 3...5% для встречающихся на практике значений расхода воздуха на охлаждение. Введение закрутки позволяет существенно повысить кпд системы, что связано со снижени-

ем гидравлических потерь из-за уменьшения относительной скорости потока и увеличения коэффициента расхода вращающейся системы.

В реально выполненных схемах подвода воздух входит в лопатку радиально, т.е. $u_2 = c_{u2}$. Преобразуем уравнение сохранения энергии (при отсутствии теплообмена), в результате получим связь между температурой воздуха на входе в лопатку $T^*_{в\,w2}$ и температурой потока на входе в систему охлаждения $T^*_{в1}$:

$$T^*_{вw_2} = T^*_{в_1} + \frac{u_2^2 - 2u_1 c_{u1}}{2c_p} \quad . \tag{2.3.23}$$

Значение температуры $T^*_{в1}$ зависит от места отбора воздуха и подогрева его на участке до решетки. Второе слагаемое в уравнении (2.3.23) учитывает подогрев воздуха при поджатии его центробежными силами. Полагая $c_{и1}$ равным нулю, по уравнениям (2.3.22) и (2.3.23) можно определить значения параметров потока $p^*_{вw2}$ и $T^*_{вw2}$ для системы без подкручивающей решетки:

$$p^*_{в w_{20}} = p^*_{в_1} + \rho u_2^2 (\eta_0 - 0{,}5); \tag{2.3.24}$$

$$T^*_{в w_{20}} = T^*_{в_1} + \frac{u_2^2}{2c_p} \quad . \tag{2.3.25}$$

Зная параметры потока на входе в лопатку и величину статического давления за рабочими лопатками $p_г$ (при известном $\pi_{ст}$), можно найти значения расхода воздуха через лопатку по ее гидравлической характеристике

$$\frac{g_{охл}\sqrt{T^*_{в\,w_2}}}{p^*_{в\,w_2}} = f(\pi_л) \, ,$$

а также определить значения $\Theta_л$ по зависимости $\Theta_л = f(\bar{g}_{охл})$ для анализируемых лопаток и далее по формуле (2.3.16) - температуру лопатки $T_л$.

Зависимость изменения температуры лопатки от относительного давления воздуха на входе в отверстия покрывного дефлектора для способа подачи воздуха без предварительной закрутки показана на рис. 2.3.24. Давление в известных конструкциях турбин меняется в довольно широких пределах: $p^*_{в\,w1} = (0{,}6...0{,}95)\, p^*_к$. При увеличении давления на входе, например, от 0,75 до 0,95, температура лопатки снижается на 22 К при кпд сжатия $\eta_0 = 0$ и на 33 К при $\eta_0 = 1$. А при одновременном повышении $p^*_{в1}$, до 0,95 и кпд до $\eta_0 = 1$ можно обеспечить снижение температуры лопатки на 66 К.

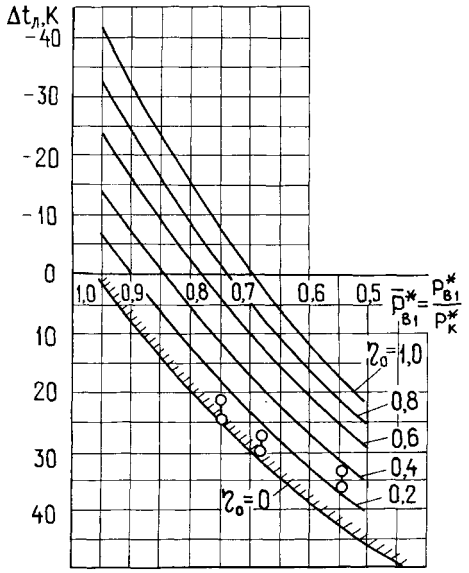


Рис.2.3.24. Изменение температуры охлаждаемой лопатки $\Delta t_л$ от относительного давления воздуха на входе в отверстия дефлектора $\bar{p}^*_{в_1}$ для способа подвода воздуха без закрутки при различных кпд сжатия η_0:

////// – область реальных кпд сжатия вращающейся системы дефлектор-диск по данным работ [2, 3];

o – эксперимент

В области реальных кпд сжатия, которые не превышают значений 0,03...0,05, максимальное уменьшение температуры лопатки составляет 25 К. Известны попытки повышения кпд сжатия выше 0,05. Так, из опыта создания дисковых насосов следует, что наибольшие значения кпд получены на уровне 0,25...0,3, а у центробежных нагнетателей – 0,55...0,6. Учитывая невозможность совершенной организации течения на участке подвода воздуха от входа в дефлектор до выхода из отверстий обода диска, что достигнуто в лучших центробежных насосах, ожидаемый максимальный уровень кпд сжатия для систем подвода воздуха без его закрутки можно принять равным 0,3. Тогда максимальное снижение температуры лопатки при увеличении давления на входе до $\bar{p}^*_{в_1} = 0{,}95$ и кпд сжатия до $\eta_0 = 0{,}3$ не будет превышать 33К.

Заметим, что *повышение давления на входе в систему подвода воздуха приводит к снижению температуры лопатки только за счет увеличения расхода воздуха, поступающего в охлаждаемую лопатку,* при этом, однако, происходит уменьшение кпд турбины из-за увеличения работы на прокачку охлаждающего воздуха.

Для систем подвода с закруткой анализ изменения факторов, влияющих на температуру лопатки, показал, что *существуют экстремальные значения глубины охлаждения лопаток, не зависящие от кпд сжатия.* С повышением перепада давления на соплах подкручивающей

решетки $\pi_р = \frac{p^*_{в_1}}{p_{в_1'}}$ при любом исходном значении давления воздуха на входе $p_{вх}$ (рис. 2.3.25) эффективность охлаждения лопаток вначале повышается до точек *(а, а', а'')*, $\Delta t_л$ в которых не зависит от кпд сжатия, а затем снижается.

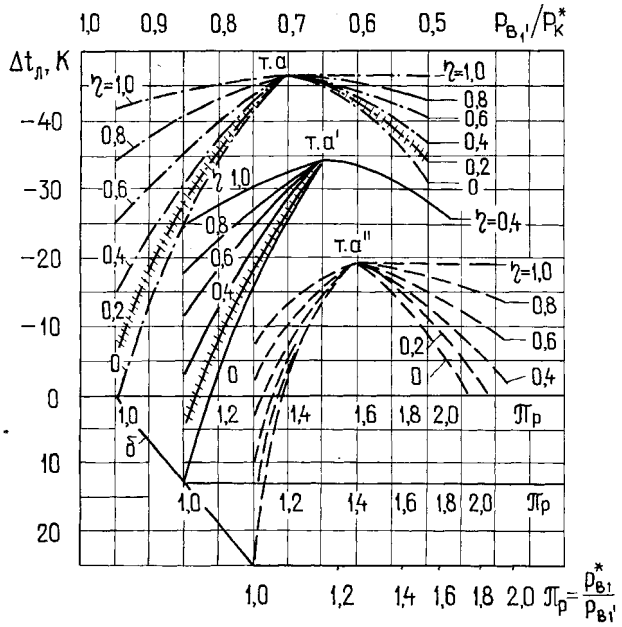


Рис. 2.3.25. Изменение температуры охлаждаемой лопатки $\Delta t_л$ от перепада давления воздуха на соплах подкручивающей решетки $\pi_р$ при различном давлении на входе в решетку и различных кпд сжатия η:

— · — – $\overline{p}^*_{в_1} = 0{,}95$;

—— – 0,85; – – – – 0,75; ++++ – область реальных кпд сжатия; δ – влияние $\overline{p}^*_{вх}$

Такой сложный характер изменения температуры охлаждаемой лопатки $\Delta t_л = f(\pi_р)$ связан с монотонным снижением температуры охлаждающего воздуха по $\pi_р$ и наличием максимального значения пропускной способности системы охлаждения при определенном значении перепада давления на решетке $\pi_р$. Это подтверждается данными, приведенными на рис. 2.3.26,*а,б*. На рис. 2.3.26,*а* для реальных значений кпд сжатия (заштрихованная область) показано изменение отношения расхода охлаждающего воздуха в системе подвода с закруткой к расходу воздуха в системе подвода без закрутки в зависимости от перепада давления на решетке.

Данные рис. 2.3.26,*б* иллюстрируют пример протекания потерь давления в потоке $\Delta\overline{p}$ на различных участках системы подвода в зави-

симости от параметра закрутки c_u/u. Видно, что минимальное значение $\Delta\overline{p}$ соответствует величине $c_u/u \approx 1{,}2\ldots1{,}4$, то есть имеет место перекрутка потока в решетке.

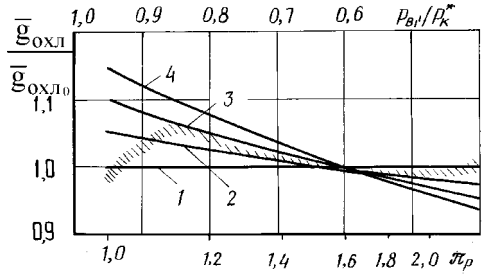


Рис.2.3.26,*а*. Изменение расхода охлаждающего воздуха для системы подвода воздуха с закруткой и без нее от перепада давления на соплах подкручивающей решетки $\pi_р$:
при давлении на входе в решетку $\overline{p}^*_{в1}$=0,95; при давлении на входе в отверстия дефлектора для случая без закрутки $\overline{p}^*_{в10}$=0,95; 1,2,3,4 – соответственно η=0,1; 0,2; 0,3; 0,4;
\\\\\\ – область реальных кпд сжатия

Из графиков на рис. 2.3.25 также следует, что даже при прогнозируемых значениях кпд сжатия *достигаемый эффект охлаждения лопаток при наличии закрутки воздуха всегда существенно больше (на 40...50 К), чем в системе без закрутки,* несмотря на то что расход охлаждающего воздуха в системе с закруткой может быть меньшим.

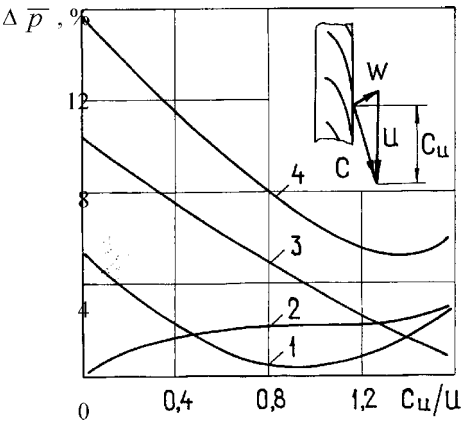


Рис.2.3.26,б. Зависимость гидравлических потерь давления $\Delta\overline{p}$ в системе подвода от степени закрутки воздуха в решетке c_u/u:
1, 2, 3 – потери давления в отверстиях дефлектора, в канале дефлектор - диск, в отверстии обода диска соответственно;
4 – суммарные потери

В выполненных на практике системах подвода с закруткой ($\pi_л \le 1{,}5$) часто осуществляется более глубокое расширение воздуха в решетке, чем оптимальное по $\Delta t_л$, например, до значения давления, равного статическому давлению за первым сопловым аппаратом. На это, однако, идут, поскольку перерасширение сопровождается умеренным снижением $\Delta t_л$

(правая ветвь кривой $\Delta t_л=f(\pi_р)$) за точками (*а*, *а'*, *а''*) и обеспечивает возможность ликвидации радиальных втеканий охлаждающего воздуха в газовоздушный тракт турбины перед ее рабочим колесом. Эти факторы обусловливают повышение кпд и стабильное охлаждение ступени турбины при изменении осевых зазоров.

Зависимость снижения относительной температуры воздуха $\bar{t}_р$ от степени расширения его на подкручивающей решетке

$$\pi_р = \frac{p^*_{в_1}}{p_{в_1}},$$

в системе охлаждения одного из отечественных двигателей показана на рис. 2.3.27,*а*, а гидравлическая характеристика решетки - на рис. 2.3.27,*б*.

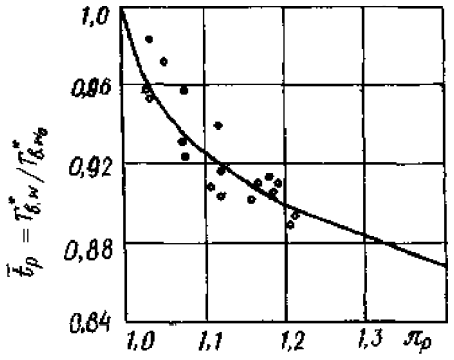


Рис.2.3.27,*а*. Зависимость относительной температуры воздуха для системы подвода с закруткой и без нее от степени расширения на соплах подкручивающей решетки $\pi_р$:
———— – расчетные значения;
• – экспериментальные значения

Здесь под $\bar{t}_р$ понимается отношение температур воздуха, экспериментально измеренных с помощью вращающейся термопары, установленной в приемном отверстии дефлектора, при отсутствии и наличии подкручивающей решетки (см. рис 2.3.20, точка Б). Это отношение характеризует снижение температуры хладоагента в относительном движении. Даже при небольших степенях расширения воздушного потока в решетке ($\pi_р \sim 1{,}2...1{,}25$) обеспечивается заметное снижение температуры торможения воздуха в относительном движении, равное примерно 8,5...9,5%.

Однако расчет эффекта закрутки не исчерпывается измерением экспериментальной величины $\Delta t_р=T^*_{в\,w\,0} - T^*_{в\,w}$, поскольку приемные отверстия в дефлекторе расположены на меньшем радиусе, чем отверстия ввода воздуха в лопатки, а закрутка потока в решетке выполнена до величины U на радиусе r_1, а не r_2, где расположены приемные отверстия. Дополнительная разность температур закрученного и незакрученного

потоков на радиусе r_2 по расчетам равна ~ 30 К, а полная – ~ 100 К. Примерно на такую же величину может быть поднята температура газа перед турбиной при неизменной температуре лопатки.

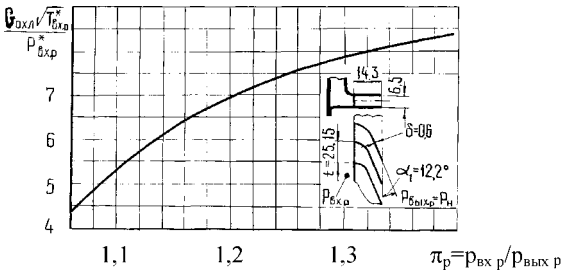


Рис. 2.3.27,*б*. Гидравлическая характеристика решетки

Если температура газа будет сохранена прежней, то температура рабочей лопатки $t_л$ снизится примерно на 50 К при $\Theta_л = 0{,}5$. Снижение $t_л$ происходит за счет срабатывания трех эффектов: уменьшения температуры охлаждающего воздуха в относительном движении; увеличения расхода охлаждающего воздуха при снижении потерь давления в тракте подвода; уменьшения температуры газа при увеличении кпд турбины из-за снижения ее насосной работы.

Сравнение эффективности применения подкручивающей решетки и воздухо-воздушного теплообменника (ВВТ)

На рис.2.3.27,*в* представлены результаты сравнительных экспериментов для системы охлаждения с подкручивающей решеткой и ВВТ.

$$\bar{t}_{то} = \frac{T^*_к - \Delta t_{то}}{T^*_к};$$

$$\bar{t}_р = \frac{T^*_{в\,w_0} - \Delta t_р}{T^*_{в\,w_0}}$$

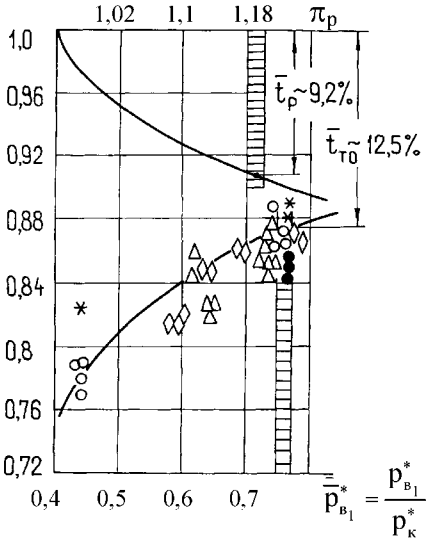


Рис.2.3.27,*в*. Сравнение эффективности применения подкручивающей решетки и воздухо-воздушного теплообменника в системе охлаждения ротора турбины ВД:

○, ✱, ◊, Δ, ● – опытные данные;

≡ – область реальных значений параметров

Видно, что эффективность ВВТ в снижении температуры воздуха составляет 12,5 %, а подкручивающей решетки – 9,2 % (заштрихованная область на рисунке соответствует взлетному режиму работы двигателя).

Обращает на себя внимание обнаруженное в опытах резкое (примерно в 1,5 раза) увеличение глубины охлаждения в ВВТ при дозированном отключении подачи охлаждающего воздуха до $\overline{p}^{*}_{в_1} \approx 0{,}5$ вместо $\overline{p}^{*}_{в_1} \approx 0{,}72$, что будет препятствовать выполнению возложенной на систему охлаждения дополнительной функции, а именно: получению необходимого разогрева элементов ротора и увеличению радиальных перемещений диска и рабочих лопаток на крейсерском режиме полета.

Наличие подкручивающей решетки в системе охлаждения ротора не создает подобного противоречия: эффективность снижения температуры воздуха за решеткой уменьшается при дозированном отключении (уменьшении $\overline{p}^{*}_{в_1}$), что способствует получению регламентированного разогрева деталей ротора и в конечном итоге уменьшению радиальных зазоров в турбине.

Способ подвода воздуха к охлаждаемой турбине влияет на ее кпд и выбирается с учетом этого обстоятельства путем оптимизации конструкции системы подвода.

Использование подвода воздуха с закруткой потока обеспечивает получение больших значений кпд сжатия в системе, чем при подводе без закрутки.

Подвод воздуха с закруткой всегда позволяет получить больший эффект охлаждения рабочих лопаток по сравнению с подводом без закрутки.

2.3.7. Отключение подачи охлаждающего воздуха на крейсерских режимах

В связи со значительным снижением температуры лопаток турбин на крейсерском дозвуковом режиме (по сравнению со взлетным) возникает возможность повышения экономичности двигателя путем частичного отключения охлаждающего воздуха.

Система охлаждения с отключением применяется на ряде авиадвигателей (рис. 2.3.28).

Количество отключаемого воздуха и сопутствующее снижение давления за дросселирующим клапаном на практике приходится регламентировать не только ограничениями ресурса, но и на основе учета

конструктивных особенностей рабочих лопаток турбин или схем осевой разгрузки (однако ограничения, налагаемые схемой, встречаются редко, и поэтому в данном пособии не рассматриваются).

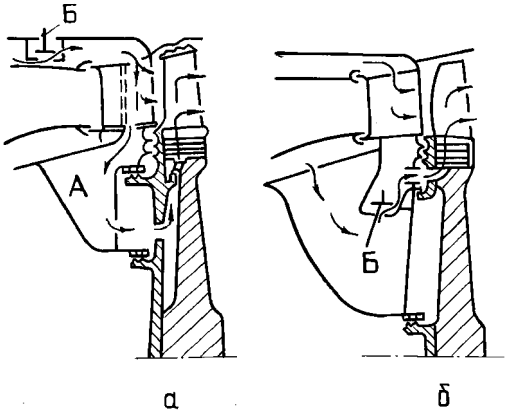


Рис. 2.3.28. Системы охлаждения ТВД с частичным отключением охлаждающего воздуха:
а – отбор воздуха из верхнего канала камеры сгорания; б – отбор воздуха из нижнего канала; А – воздушная полость; Б – клапан (дросселирующий) подачи воздуха

Для широко применяемых в высокотемпературных турбинах лопаток с перфорированными входными кромками необходимо обеспечивать относительно высокое давление в системе подвода воздуха, исключающее затекание газа через перфорацию во внутренние полости лопаток.

Условие невтекания горячего газа может быть сформулировано следующим образом: полное давление газа в осевом зазоре (в относительном движении) на максимальном радиусе расположения отверстий во входной кромке рабочих лопаток должно быть меньше или равно давлению охлаждающего воздуха во внутренних полостях, т. е. требуется

$$p^*_{\text{г ж}} \le p^*_{\text{в ж}}. \qquad (2.3.26)$$

Влияние давления охлаждающего воздуха за дросселирующим клапаном на изменение удельного расхода топлива двигателя, снабженного системой отключения с отбором воздуха из верхнего канала камеры, показано на рис. 2.3.29: увеличение давления в полости A $\overline{p}^*_{\text{в A}}$ от 0,48...0,5, когда клапан полностью закрыт, до 0,66...0,68, при котором прекращается затекание газа во внутренние полости рабочих лопаток с перфорацией, сопровождается увеличением удельного расхода топлива ΔC_R примерно на 1,35...1,7%, что составляет более 50% от максимально возможного снижения удельного расхода, обеспечиваемого системой отключения $\Delta C_{R\,\text{макс}}$.

Таким образом, *наличие перфорации на входной кромке лопатки требует повышенного давления в воздушной полости А, которое, в свою очередь, приводит к повышению удельного расхода топлива из-за увеличения утечек воздуха и потерь на охлаждение.* Для уменьшения этого влияния с помощью частичного отключения воздуха применяется измененная схема подачи, обеспечивающая почти полное восстановление максимальной эффективности $\Delta C_{R\ макс}$.

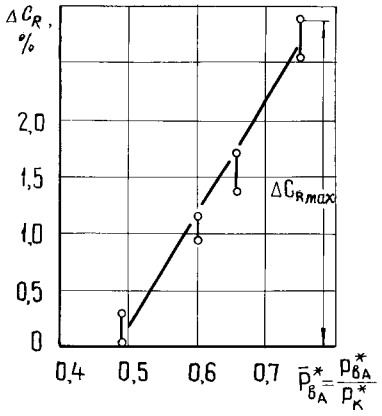


Рис.2.3.29. Влияние относительного давления за клапаном подачи воздуха $\overline{p}^*_{в\,А}$ на изменение удельного расхода топлива ΔC_R:
○—○ область экспериментальных данных

Известно, что на величину давления в каналах охлаждения лопаток серьезное воздействие оказывает способ подвода воздуха – с закруткой потока в направлении вращения ротора или без закрутки (см. рис. 2.3.20). В зависимости от способа подвода параметры потока в лопатках заметно различаются только при полном расходе хладоагента. В крейсерских же условиях при уменьшении расхода хладоагента в системах (см. рис. 2.3.28) с помощью дросселирующего клапана Б в результате практически полной потери избыточной (потенциальной) энергии хладоагентом без понижения температуры, давления на входе в рабочие лопатки турбины для системы с закруткой и без нее близки между собой по значению.

Очевидно, что *для восстановления максимальной эффективности на крейсерском режиме в системе частичного отключения подачи воздуха должен сохраняться высокий потенциал по перепаду давления у оставшейся части воздуха,* что позволяет:

понизить температуру охладителя путем расширения хладоагента в подкручивающей решетке;

уменьшить мощность на прокачку хладоагента;

снизить потери давления воздуха в полостях подвода к кромкам лопаток.

Система подачи охладителя, обеспечивающая эти условия, изображена на рис. 2.3.30.

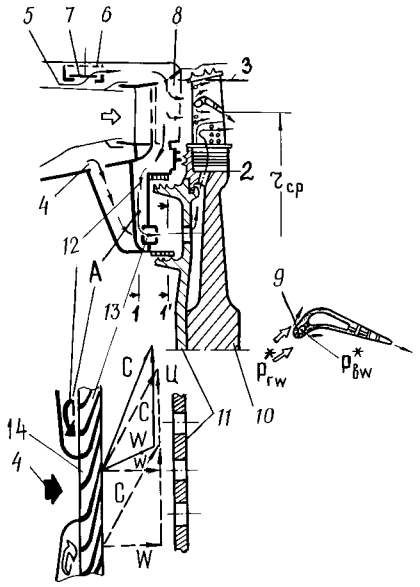


Рис. 2.3.30. Система подвода охлаждающего воздуха к турбине с двумя группами сопел закрутки 13 и 14: 1, 1′, 2, 3 – расчетные сечения; 4, 5 – отбор воздуха; 6, 7 – клапан; 8 – сопловой аппарат; 9 – охлаждаемая лопатка; 10 – диск; 11 – дефлектор; 4, 12 – направление движения охлаждающего воздуха; 13, 14 – подкручивающие сопловые решетки;
——, – – – – треугольники скоростей воздуха на выходе из подкручивающей решетки сопел на крейсерском и взлетном режимах соответственно;
⇨ – газ; → – воздух

Ее главное отличие от традиционной схемы - две разъединенные группы сопел (13 и 14), в одну из которых (14) всегда поступает поток воздуха 4, не дросселируемый расходным клапаном 7 (см. рис. 2.3.30). Эти сопла (14) используются для охлаждения турбинных лопаток в крейсерском полете.

Высокое давление перед соплами закрутки 14 позволяет достигнуть соответственно высокого давления в каналах рабочих лопаток 9, которое, однако, не остается неизменным при вращении турбины, а уменьшается на участках установки отключаемых групп сопел 13.

Схематически процесс изменения давления воздуха в лопатках турбины в зависимости от времени показан на рис. 2.3.31. По-видимому, такая система может работать с некоторым перерасширением в конце периода времени $\tau_п$, однако при анализе $p^*_{в\,w}$ принималось равным $p^*_{г\,w}$ (на соответственных радиусах колеса r_i).

Дополнительное (по сравнению с традиционной схемой охлаждения) *повышение экономичности на режиме отключения обеспечивается за счет уменьшения расхода воздуха, вытекающего через задние кромки соплового аппарата, устранения поперечных втеканий и снижения насосной работы турбины.*

Расчет изменения параметров газа и охлаждающего воздуха на крейсерском режиме можно провести по следующей методике.

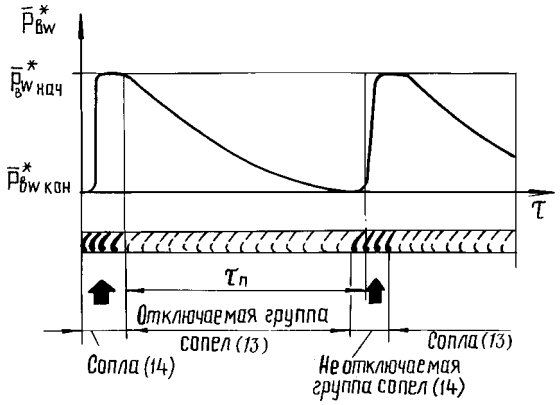


Рис.2.3.31. Схема изменения давления воздуха на входе в лопатку на радиусе r_i в зависимости от времени τ на участках отключаемой и неотключаемой групп сопел:
$\tau_п$ – период между неотключаемыми группами сопел; ✱ – подача воздуха

Для современных турбин характерно постоянство перепада давления в первых ступенях при изменении в широких пределах режима работы двигателя. Поэтому параметры газа в осевом зазоре за сопловыми лопатками на крейсерском режиме могут быть легко определены, если известно влияние расхода охлаждающего воздуха $g_{в\,СА}$ на коэффициент скорости в сопловых лопатках $\varphi_{СА}$.

Давление $p^*_{г\,w}$ определяется с учетом изменения $\varphi_{СА}=f(g_{СА})$ и степени реактивности рабочей лопатки ρ по радиусу.

Значения термодинамических параметров газа $T^*_{г\,w}$ и $p^*_{г\,w}$ в осевом зазоре (в относительном движении) рассчитываются по зависимостям:

$$T^*_{г\,w} = K_э T^*_г + \frac{u^2}{2c_p} - \frac{uc_{uCA}}{c_p}; \qquad (2.3.27)$$

$$p^*_{гw} = p^*_к \sigma_{кс} \sigma_{СА} \pi(\lambda_{c1}) \left[(K_э + \frac{u^2}{2c_p T^*_г} - \frac{uc_{uCA}}{c_p T^*_г}) \frac{1}{\tau(\lambda_{c1})} \right]^{\frac{k_г}{k_г - 1}} \qquad (2.3.28)$$

(вывод уравнения (2.3.28) приведен в разделе 2.2.4).

Давление и температуру воздуха внутри рабочих лопаток перед отверстиями во входной кромке можно определить по формулам, полученным на основании уравнений Эйлера и Бернулли, записанных для 1-2-3 участков системы охлаждения. Кроме того, при выводе формул были привлечены кинематические соотношения (треугольники скоростей) для потока охлаждающего воздуха.

В случае применения предварительной закрутки охлаждающего воздуха формулы для расчета $p^*_{в\,wi}$, $T^*_{в\,wi}$ имеют вид

$$p^*_{в\,wi} = p^*_{в_1} + \rho\eta\left(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}\right) - \frac{\rho u_i^2}{2} + \rho\eta_л\left(u_i^2 - u_2^2\right); \qquad (2.3.29)$$

$$T^*_{в\,wi} = T^*_{в_1} + \frac{u_i^2 - 2u_1 c_{u1}}{2c_p}. \qquad (2.3.30)$$

При отсутствии предварительной закрутки охлаждающего воздуха формулы для расчета имеют вид

$$p^*_{в\,wi} = p^*_{вi} + \rho u_2^2\left(\eta - 0{,}5\right) + \rho\eta_л\left(u_i^2 - u_2^2\right); \qquad (2.3.31)$$

$$T^*_{в\,wi} = T^*_{в_1} + \frac{u_i^2}{2c_p}. \qquad (2.3.32)$$

Уравнениями (2.3.29), (2.3.31) эффективность процесса сжатия в каналах, образованных вращающимися дефлектором и диском (от сеч. 1 до сеч. 2), и в рабочей лопатке (от сеч. 2 до сеч. 3) учитывается раздельно с помощью соответствующих кпд сжатия η и $\eta_л$ [2, 3]. В представленном далее примере кпд сжатия в каналах лопатки $\eta_л$ принимался равным 0,5.

Кпд сжатия в полостях, образованных вращающимися дефлектором и диском, на участке от входа в дефлектор до выхода из обода диска выбирался в соответствии с данными [2,3,17]. Экспериментальные зависимости кпд сжатия вращающейся системы диск – дефлектор при отсутствии закрутки потока, приведенные в работах [2,3], показывают, что величина η не превышает 0,03...0,05. Введение закрутки позволяет повысить кпд системы примерно до 0,25...0,3 [17], что связано со снижением гидравлических потерь из-за уменьшения относительной скорости потока и коэффициента сопротивления на входном и выходном участках системы.

Ранее отмечалось, что *при глубоком дросселировании всего охлаждающего воздуха в клапане отключения на крейсерском режиме система закрутки утрачивает способность снижать температуру воздуха.* Для этого режима параметры воздуха могут определяться по формулам для незакрученного потока.

Применительно к двухпоточной схеме подвода охлаждающего воздуха (см. рис. 2.3.30) рассмотрим изменение давления воздуха $p^*_{в\,w}$ и температуры рабочей лопатки за время $\tau_п$ следования его на участке между неотключаемыми группами сопел решетки, где отсутствует подача воздуха в рабочие лопатки.

Давление воздуха $p^*_{в\,w}$ в конце периода времени $\tau_п$ определялось с учетом следующих положений.

Масса воздуха, находящегося в системе охлаждения от сеч. 1 до сеч. 3,

$$M = V_\Sigma \rho , \qquad (2.3.33)$$

где $V_\Sigma = V_1 + V_2$; V_1 – объем полости между диском и дефлектором от сечения 1 до сечения 2; V_2 – объем полостей отверстий в ободе диска и внутренних полостей лопаток, ρ – средняя плотность воздуха.

Изменение массы воздуха в системе за время $d\tau_п$, когда приемные отверстия в дефлекторе находятся на участке с отключенными соплами закрутки, можно представить в виде

$$dM = -\frac{V_\Sigma}{RT^*} dp^*_{в\,w} . \qquad (2.3.34)$$

Для определения изменения массы воздуха в системе можно использовать также следующую зависимость:

$$dM = A\frac{p^*_{в\,w}}{\sqrt{T^*_{в\,w}}} d\tau , \qquad (2.3.35)$$

где $A = m\, q(\lambda)\, F$ – гидравлическая характеристика тракта охлаждения системы, здесь

$m = \sqrt{\frac{k}{R}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ – коэффициент; $q(\lambda)$ – приведенная плотность потока массы; F – площадь выходной щели в лопатках и отверстий перфорации; $d\tau$ – изменение времени.

В широком диапазоне перепадов давлений на отверстиях перфорации и у выходной щели пропускная способность системы A изменяется незначительно и в дальнейшем рассматривается как постоянная величина. Например, при изменении перепада давления на 40% ($\pi_л = p^*_{в\,w}/p_г$ = = 1,4...2,0) изменение A составит 8%, а при изменении $\pi_л$ на 10% – $\Delta A \le 2\%$.

Приравняем правые части уравнений (2.3.34) и (2.3.35), разделим переменные и найдем изменение давления воздуха в системе:

$$-\frac{dp^*_{в\,w}}{p^*_{в\,w}} = \frac{A}{V_\Sigma} R\sqrt{T^*_{в\,w}}\, d\tau . \qquad (2.3.36)$$

После интегрирования выражения (2.3.36) в пределах от $\tau = 0$ до $\tau = \tau_п$ получим

$$\int_{p^*_{в\,w\,нач}}^{p^*_{в\,w\,кон}} \frac{dp^*_{в\,w}}{p^*_{в\,w}} = \frac{A}{V_\Sigma} R\sqrt{T^*_{вw}}\,d\tau \ ; \qquad (2.3.37)$$

$$p^*_{в\,w\,кон} = p^*_{в\,w\,нач} \cdot e^{\frac{-AR\sqrt{T^*_{вw}}}{V_\Sigma}\tau_п} . \qquad (2.3.38)$$

Из формулы (2.3.38) следует, что объем внутренних полостей системы охлаждающего воздуха ($V_\Sigma = V_1 + V_2$) может быть использован как регулятор давления воздуха в конце пассивного участка (между соседними – неотключенными – соплами решетки).

Оценим влияние дискретности подачи охлаждающего воздуха на нагрев рабочей лопатки при ее движении на участке отключаемых сопел в предположении, что лопатка представляет собой тонкостенную конструкцию, значение критерия Био для которой $Bi \le 0{,}2$. Расчет критерия Bi, характеризующего темп прогрева рабочих лопаток некоторых выполненных двигателей, подтверждает правомерность этого предположения. Поэтому с точностью до 10…15% можно принять, что изменение температуры стенки лопатки по толщине происходит одновременно, для чего справедливо следующее приближенное (экстремальное) равенство:

$$\frac{dT_л}{d\tau} c \cdot \rho \cdot F\delta = \alpha_г F\left(T^*_{г\,w} - T_л\right) , \qquad (2.3.39)$$

где c, ρ – теплоемкость и плотность материала лопатки; F—боковая поверхность лопатки; δ – толщина стенки лопатки; $\alpha_г$ – коэффициент теплоотдачи от газа к лопатке.

Оценка температуры лопатки свидетельствует о том, что изменение $\delta T_л$ за период времени $\tau_п$ составляет примерно 2 К, поэтому погрешность определения $\delta T_л$, равная 10...15% (от 2 К), несущественна.

Как отмечалось, *дополнительное снижение удельного расхода топлива в двигателе на режиме отключения воздуха в двухпоточной схеме охлаждения (см. рис. 2.3.30) по сравнению с однопоточной (см. рис. 2.3.20) обеспечивается за счет снижения расхода воздуха, вытекающего через задние кромки соплового аппарата, устранения поперечных втеканий в тракт турбины и уменьшения ее насосной работы.*

Для количественной оценки влияния перечисленных факторов на удельный расход топлива привлекаются соответствующие статистические зависимости

$$\bar{\eta}_{\text{твд, нд}} = f\left(\bar{g}_{\text{в рк}}\right); \quad \bar{\eta}_{\text{тп вт}} = f\left(\bar{g}_{\text{п вт}}\right); \quad \bar{\eta}_{\text{т нас}} = f\left(\bar{g}_{\text{в рк}}\right)$$

и коэффициенты влияния кпд турбины на эффективность двигателя (см. раздел 2.2.4).

На (рис. 2.3.32 приведены результаты расчета полного давления незакрученного потока воздуха $\bar{p}^*_{\text{в }w}$ по высоте рабочей лопатки (для компоновки турбины, показанной на рис. 2.3.20). Расчет выполнен по уравнению (2.3.31) для различных значений давления в полости А перед отверстиями в дефлекторе $\bar{p}^*_{\text{в А}}$.

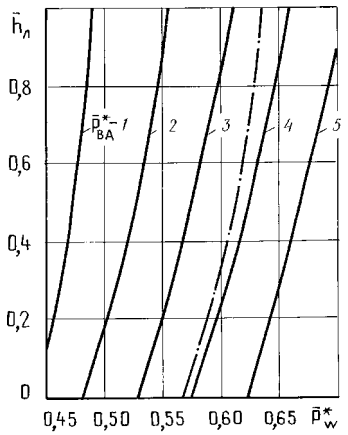


Рис.2.3.32. Изменение полного давления газа $\bar{p}^*_{\text{г }w}$ и воздуха $\bar{p}^*_{\text{в }w}$ по высоте лопатки $h_л$ для незакрученного потока воздуха (режим крейсерский): 1, 2, 3, 4, 5 – соответственно $\bar{p}^*_{\text{в А}}$ = 0,5; 0,55; 0,6; 0,65; 0,7; —·—··— – $\bar{p}^*_{\text{г }w}$

Здесь же показано протекание по радиусу полного давления газа в относительном движении. Расчет выполнен по формуле (2.3.28).

Таким образом, в турбине, имеющей рабочие лопатки с перфорированной входной кромкой, для исключения затекания газа внутрь лопатки необходимо обеспечить давление воздуха в сечении 1-1 (полость А) на входе в отверстия дефлектора

$\bar{p}^*_{\text{в А}}$ не менее 0,65 $\left(\bar{p}^*_{\text{в А}} = \bar{p}^*_{\text{в}_1} = \dfrac{p^*_{\text{в А}}}{p^*_{\text{к}}}\right)$.

В случае применения рабочих лопаток без перфорации входной кромки давление $\bar{p}^*_{\text{в А}}$ в сечении 1-1 может поддерживаться равным 0,45...0,5 и назначаться только из условия обеспечения необходимой эффективности охлаждения рабочих лопаток на этом режиме.

Повышение давления на входе в систему охлаждения, выполненную по схеме, приведенной на рис. 2.3.20,б, приводит к увеличению потерь на охлаждение.

На рис. 2.3.33 показано распределение полного давления воздуха $\overline{P}^{*}_{\text{в}\,w}$ по высоте лопатки для систем подвода воздуха с закруткой.

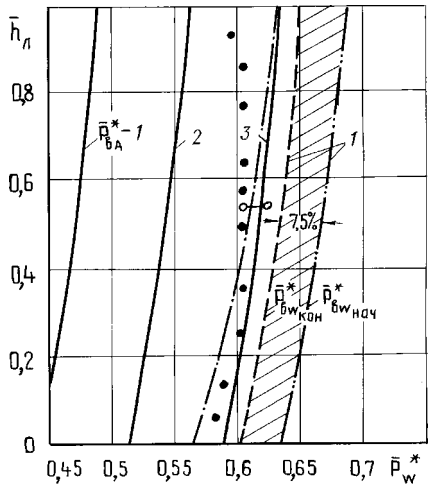


Рис.2.3.33. Изменение полных давлений газа $\overline{p}^{*}_{\text{г}\,w}$ и воздуха $\overline{p}^{*}_{\text{в}\,w}$ по высоте лопатки $h_л$ для закрученного потока (режим крейсерский):
——— – для схемы подвода воздуха с одной группой сопел; — ·· —, — — — – с двумя группами сопел; — ·· — – в начале периода времени $\tau_п$; — — — – в конце периода времени $\tau_п$;
1, 2, 3 – соответственно $\overline{p}^{*}_{\text{в}\,\text{А}}$ = 0,5; 0,55; 0,6; —·— – $\overline{p}^{*}_{\text{г}\,w}$;
• – $\overline{p}^{*}_{\text{г}}$; o—o – $\overline{p}^{*}_{\text{в}\,\text{А}}$ – эксперименты

Расчет проведен по уравнению (2.3.29) для двух схем подвода воздуха: с одной группой подкручивающих сопел (см. рис. 2.3.20,*а*), с двумя группами сопел (см. рис. 2.3.30) и для различных значений давления в полости А перед подкручивающей решеткой. При этом давление воздуха на входе в неотключаемую группу сопел не дросселировалось и было равно давлению воздуха в месте его отбора (см. рис. 2.3.30).

Как показывают приведенные данные, при использовании подкручивающей решетки с одной группой сопел необходимо в полости А турбины создать давление $\overline{p}^{*}_{\text{в}\,\text{А}}$ не ниже 0,6, т. е. всего на 0,05 меньше, чем в схеме охлаждения без подкручивающей решетки (что также приведет к существенным потерям на охлаждение).

Из графиков на рис. 2.3.33 также следует, что в схеме подвода с двумя группами сопел при давлении воздуха в полости А турбины $\overline{p}^{*}_{\text{в}\,\text{А}}$ = 0,5 затекания газа в отверстия на входной кромке рабочих лопаток не наблюдается. На рис. 2.3.34 приведены результаты сравнения допустимых значений давления воздуха в полости А турбины, при которых отсутствует (для рассмотренных способов подвода воздуха) втекание газа в лопатку.

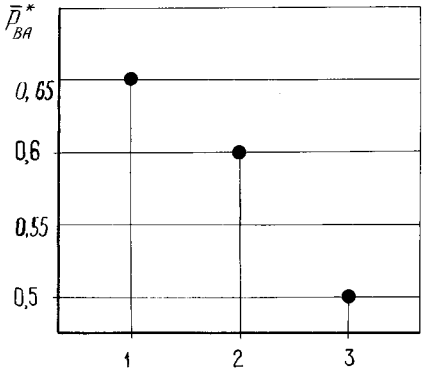


Рис.2.3.34. Влияние способа подвода охлаждающего воздуха к турбине ВД на давление в полости охлаждения $\bar{p}^*_{вА}$, при котором отсутствует втекание газа в лопатку:
1 – подвод воздуха без закрутки;
2,3 – подвод воздуха с закруткой в одной и двух группах сопел соответственно

Заметим, что для случая дискретного расположения сопел в схеме подвода их двумя группами характерна периодичность подачи воздуха в рабочие лопатки, что приводит к снижению давления воздуха на участке между соплами в конце периода $\tau_п$. Результаты расчетов, выполненных по уравнению (2.3.38) и представленных на рис. 2.3.33, показывают, что давление воздуха в конце периода $\bar{P}^*_{в\,w\,кон}$ снижается примерно на 7,5% по сравнению с давлением в начале периода $\bar{P}^*_{в\,w\,нач}$, при этом втекания газа внутрь рабочей лопатки не происходит, поскольку минимальное давление воздуха в конце периода $\bar{P}^*_{в\,w\,кон}$ превышает давление газа в осевом зазоре.

Таким образом, *применение схемы подвода воздуха с двумя группами сопел закрутки позволяет снизить удельный расход топлива на 1,5...1,7% по сравнению со схемой без закрутки и на 0,9...1,1% по сравнению со схемой, имеющей одну группу сопел.*

При этом потери удельного расхода топлива, связанные с внедрением лопаток, имеющих перфорированную входную кромку, составляют 0,4... 0,5%, а полная экономия удельного расхода топлива составляет 2,3...2,4% вместо 2,5...2,8% для рабочих лопаток без перфорации входной кромки.

В заключение раздела отметим, что *использование рабочих лопаток с перфорацией поверхности в принципе обесценивает операцию частичного отключения охлаждающего воздуха и обусловливает необходимость использования более сложной (двухпоточной) системы подачи воздуха для восстановления эффекта отключения, достигаемого на лопатках без перфорации.* Поэтому развитие методов интенсификации внутреннего конвективного охлаждения – актуальная задача и с позиций частичного отключения охлаждающего воздуха.

Существенное снижение температуры газа на крейсерском дозвуковом режиме полета позволяет осуществить снижение расхода воздуха, подаваемого в систему охлаждения.

При организации систем подачи охлаждающего воздуха необходимо стремиться к получению высоких кпд сжатия. Часто при проектировании этому вопросу не уделяется должное внимание.

Перфорация рабочих лопаток может ограничить допустимую глубину отключения охлаждения из-за перегрева рабочих лопаток и диска.

Схема с частичным отключением охлаждающего воздуха может удачно сочетаться с двухпоточной системой закрутки (при условии автоматического поддержания радиальных зазоров турбины в заданных пределах).

Применение схемы подвода воздуха с двумя группами сопел закрутки позволяет обеспечить получение минимального расхода воздуха на охлаждение при отключении [31].

2.4. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОХЛАЖДАЕМЫХ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТУРБИН

2.4.1. Особенности расчета и проектирования турбин под заданный ресурс работы

Как отмечалось, основным направлением развития авиационных ГТД является непрерывное повышение температуры газа перед турбиной $T^*_г$ при одновременном увеличении ресурса ее работы. При расчете и проектировании высокотемпературной турбины под заданный ресурс возникает необходимость учета многочисленных факторов, сложным образом влияющих на этот показатель.

Основными определяющими факторами являются: температура газа $T^*_г$; геометрические и кинематические параметры турбины (например, средний диаметр рабочего колеса $D_{ср}$, высота рабочей лопатки $h_л$, коэффициент формы лопатки $K_ф$, окружная скорость колеса $u_{ср}$ и т.д.), параметры нагрузки турбины $u_{ср}/c^*_{ад}$; величина действующих и допустимых напряжений в лопатке $\sigma_л$; прочностные характеристики применяемых материалов $\sigma^t_{в,т}$; температура тела лопатки $T_л$, которая, в свою очередь, зависит от эффективности применяемой системы охлаждения лопатки $\Theta_л$; температура охлаждающего воздуха $T^*_{охл}$.

В качестве объекта для расчета ресурса турбины выбрана рабочая лопатка турбины высокого давления, которая, как правило, ограничивает возможность увеличения времени эксплуатации двигателя.

Целью приведенных ниже преобразований является нахождение в явном виде зависимостей, связывающих перечисленные определяющие факторы, при назначенном ресурсе работы турбины. Представленные выводы рабочих зависимостей позволяют полнее раскрыть физическую сущность излагаемого материала и облегчают восприятие методики расчета системы охлаждения турбины.

Температура газа, натекающего на рабочие лопатки $T^*_{г\,w}$, может быть определена из уравнения

$$T^*_{г\,w} = T_г + \frac{w_1^2}{2c_p} \approx T^*_г - \frac{c_1^2}{2c_p} + \frac{w_1^2}{2c_p}, \qquad (2.4.1)$$

где $T^*_г$ – термодинамическая (статическая) температура газа в осевом зазоре между первым сопловым аппаратом и рабочим колесом.

Значение скорости газового потока, натекающего на рабочие лопатки, рассчитывается из выражения

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_{u1}, \qquad (2.4.2)$$

где $c_{u1} = c_1 \cdot \cos\alpha_1$.

Подставив w^2_1 из уравнения (2.4.2) в (2.4.1), получим

$$T^*_{г\,w} \approx T^*_г + \frac{u_1^2}{2c_p} - \frac{u_1c_{u1}}{c_p}. \qquad (2.4.3)$$

На начальной стадии проектирования турбин, когда их кинематика еще не исследована, удобно пользоваться такими показателями, как работа на лопатках рабочего колеса, эквивалентный теплоперепад, допустимые напряжения в рабочей лопатке и т. д.

Работа на лопатках колеса турбины определяется по формуле Эйлера

$$L_т = u_1c_{u1} - u_2c_{u2} = u_1c_{u1}\left(1 - \frac{u_2c_{u2}}{u_1c_{u1}}\right), \qquad (2.4.4)$$

эквивалентный перепад температуры газа на турбине

$$\Delta T^*_г = \frac{u_1c_{u1} - u_2c_2}{c_p}. \qquad (2.4.5)$$

Поскольку c_{u2}, как правило, имеет направление, противоположное c_{u1}, то формула (2.4.4) принимает вид

$$L_т = u_1 c_{u1}\left(1+\frac{u_2 c_{u2}}{u_1 c_{u1}}\right). \qquad (2.4.6)$$

Обозначая отношение $u_2c_{u2}/\, u_1c_{u1}$ индексом χ_u, находим, что

$$u_1 c_{u1} = \frac{L_т}{1+\chi_u}. \qquad (2.4.7)$$

Для турбин с осевым выходом газового потока c_{u2} и χ_u равны нулю, тогда

$$L_т = u_1 c_{u1}, \qquad (2.4.8)$$

а $\Delta T^*_т = \frac{u_1 c_{u1}}{c_P} = \frac{L_т}{c_P}$.

С учетом этого формула для расчета $T^*_{г\,w}$ преобразуется к виду

$$T^*_{г\,w} \approx T^*_г + \frac{u_1^2}{2c_P} - \Delta T^*_т \approx T^*_г + \frac{u_1^2}{2c_P} - \frac{L_т}{c_P}. \qquad (2.4.9)$$

В общем случае при $c_{u2} \neq 0$

$$T^*_{г\,w} \approx T^*_г + \frac{u_1^2}{2c_p} - \frac{L_т}{c_p(1+\chi_u)}. \qquad (2.4.10)$$

Температуру газа, поступающего на рабочие лопатки – $T^*_{г\,w}$, следует определять с учетом радиальной неравномерности температурного поля на выходе из камеры сгорания [19]. Поэтому уравнение (2.4.10) нужно привести к виду

$$T^*_{г\,w} \approx K_э T^*_г + \frac{u_1^2}{2c_P} - \frac{L_т}{c_P(1+\chi_u)}. \qquad (2.4.11)$$

Как видно, на величину $T^*_{г\,w}$ оказывают влияние: коэффициент радиальной неравномерности температурного поля $K_э$, который представляет собой отношение пиковой и среднемассовой температур газа и для выполненных двигателей изменяется в диапазоне 1,03...1,08 [19];

температура торможения газа $T^*_г$ в осевом зазоре между первым сопловым аппаратом и рабочим колесом;

сумма второго и третьего слагаемых, которая всегда отрицательна и по величине тем больше, чем больше работа газа в ступени. В самом деле, поскольку работа $L_т$, например при осевом выходе потока, равна u_1c_{u1}, а c_{u1} существенно превышает u_1, разность (u^2_1 - u_1c_{u1}) всегда отрицательна (увеличение работы турбины при некотором значении окружной скорости рабочего колеса u_1 сопровождается ростом скорости c_{u1}).

Остаточная закрутка потока на выходе из ступени, характеризуемая коэффициентом χ_u, на выполненных турбинах изменяется в пределах 0...0,15. Максимальную величину работы на колесе турбины $L_т$ лимитируют допустимые напряжения в рабочей лопатке.

Установим связь между напряжениями и работой. Известно [1], что напряжения в рабочих лопатках можно определить из выражения

$$\sigma_{л\Sigma} = \sigma_п\left(1+\frac{\sigma_{б\,п}}{\sigma_п}\right) = \sigma_п\left(1+К_{б\,п}\right) = 2\rho\rho_{\,ф}\frac{h_л}{D_{ср}}u_{ср}^2\left(1+К_{б\,п}\right), \qquad (2.4.12)$$

где $\sigma_п$ $\sigma_{б\,п}$ – напряжения, вызываемые соответственно пером лопатки и бандажной полкой в поле центробежных сил;

$К_{б\,п} = \frac{\sigma_{б\,п}}{\sigma_п}$ – малоизменяющаяся величина, которая по статистике может быть принята равной 0,2; $К_ф$ – коэффициент формы лопатки; ρ – плотность материала лопатки; $h_л$ – высота лопатки;

$D_{ср} = \frac{D_{пер}+d}{2}$ – средний диаметр турбины; $u_{ср}$ – окружная скорость на диаметре $D_{ср}$.

Из уравнения (2.4.12) можно выделить величину

$$u_{ср}^2 = \beta\frac{D_{ср}}{h_л}, \qquad (2.4.13)$$

где $\beta = \frac{\sigma_{л\Sigma}}{2\rho\cdot К_ф\left(1+К_{бп}\right)}$.

С другой стороны, связь между средней скоростью потока $u_{ср}$ и работой $L_т$ в многоступенчатой турбине может быть определена при использовании параметра нагрузки Парсонса $Y^* = \frac{u_{ср}}{c_{ад}^*}$:

$$\frac{u_{ср}}{c_{ад}^*} = u_{ср}\sqrt{\frac{z_{ст}\eta_т}{2L_т}} = u_{ср}\sqrt{\frac{\eta_т}{2L_{ст}}}. \qquad (2.4.14)$$

Здесь $L_{ст}$ – работа на лопатках одной ступени; $z_{ст}$ – число ступеней турбины в каскаде (на выполненных двигателях $z_{вд}$ равно 1...2); $\eta_т$ – кпд каскада турбины, например ВД, изменяющийся в пределах 0,875...0,91.

Раскрывая уравнение (2.4.14), получаем

$$L_{ст} = \frac{u_{ср}^2}{2}\eta_т\frac{1}{Y^{*2}}. \qquad (2.4.15)$$

Диапазон изменения параметра Y^* по статистике изменяется в узких пределах. Для современных одноступенчатых турбин он равен 0,45...0,55.

Подставив в уравнение (2.4.15) значение $u^*_{ср}$ из выражения (2.4.13), получим интересующую нас формулу, связывающую работу с напряжением в лопатках:

$$L_{ст} = \frac{1}{2}\beta\frac{D_{ср}}{h_л}\eta_т\frac{1}{Y^{*2}} = \frac{\sigma_{л\Sigma}}{2\rho\cdot K_ф(1+K_{б\,п})}\frac{D_{ср}}{h_л}\frac{\eta_т}{2Y^{*2}}. \qquad (2.4.16)$$

Проанализируем факторы, определяющие максимально возможную величину работы в ступени турбины. Как видно из уравнения (2.4.16), работа $L_{ст}$ определяется допустимой величиной действующих напряжений в рабочей лопатке $\sigma_{л\Sigma}$, уровень которых зависит от характеристик применяемых материалов, технологии изготовления и, соответственно, от требуемого запаса прочности, а также ресурса работы и допустимой температуры лопатки под заданный ресурс.

Допустимые действующие напряжения рассчитываются на основе диаграмм длительной прочности и зависят от применяемого материала. На рис. 2.4.1 приведены соответствующие зависимости $\sigma^t_{в,т}=f(\tau_р,T_л)$ для одного из современных жаропрочных сплавов ЖС6Ф, используемого для изготовления литых рабочих лопаток турбин, где $\tau_р$ – ресурс работы турбины; $T_л$ – температура лопатки.

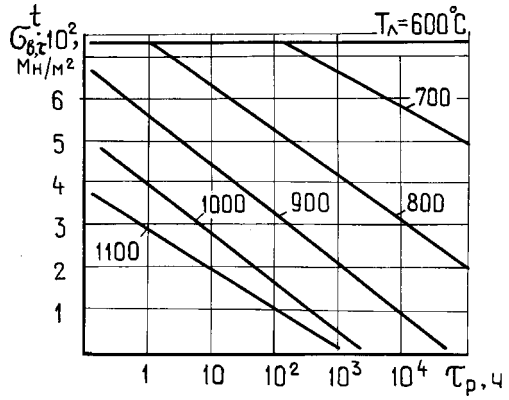


Рис.2.4.1. Пределы длительной прочности жаропрочного сплава ЖС6Ф

Расчет производится в следующем порядке.

Назначается ряд температур лопатки (три - четыре значения $T_л$); далее при заданном ресурсе работы турбины $\tau_р$ с помощью диаграммы $\sigma^t_{в,т}=f(\tau_р, T_л)$ определяются соответствующие им значения разрушающих напряжений $\sigma^t_{в,т}$.

Зная требуемые нормированные коэффициенты запаса прочности рабочей лопатки K_τ, можно найти допустимые действующие напряжения при выбранных температурах лопатки:

$$[\sigma_{л\Sigma}] = \frac{\sigma^t_{в.\tau}}{K_\tau}.$$

Для двигателей дозвуковых пассажирских самолетов K_τ может быть принят равным 1,8...2,0, для двигателей боевого назначения эти значения уменьшаются до 1,3...1,5.

Следующей задачей является конструкторское обеспечение напряжений в лопатке, равных допустимым (см. уравнение (2.4.12)). Эту цель конструктор может достигнуть, изменяя:

коэффициент формы лопатки $K_ф = f(\bar{d}, \bar{f})$ ($K_ф$ в основном зависит от закона изменения площади поперечного сечения лопатки по высоте $\bar{f}$, определяемой технологией изготовления; влияние геометрических параметров лопатки $\bar{d}$ и $\bar{f}$ на $K_ф$ приведено на рис. 2.4.2);

тип лопатки (с бандажной полкой или без нее) - фактор $K_{б.ш}$;

геометрический фактор $\frac{D_{ср}}{h_л}$ (приемлемость выбираемых величин $\frac{D_{ср}}{h_л}$ уточняется по результатам эскизной компоновки газового тракта турбины и двигателя в целом).

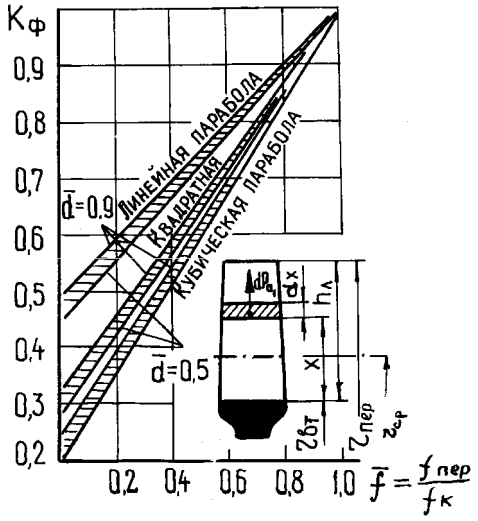


Рис. 2.4.2. Зависимость коэффициента формы лопатки $K_ф$ от $\bar{f}$ и $\bar{d}$ для различных законов изменения площади сечения по высоте лопатки:

$\bar{d} = \frac{D_{иср}}{D_{вт}}$, $f_{пер}$, $f_к$ – площади поперечного сечения у периферии и корня лопатки

Для предварительного выбора величин $D_{ср}/h_л$ и $u_{ср}$ можно воспользоваться статистическими корреляционными зависимостями $\frac{D_{ср}}{h_л} = f(T_г^*)$ и $u_{ср} = f(D_{ср}/h_л)$, представленными соответственно на рис. 2.4.3 и 2.4.4 и отражающими опыт конструирования турбины ВД ведущими моторостроительными фирмами.

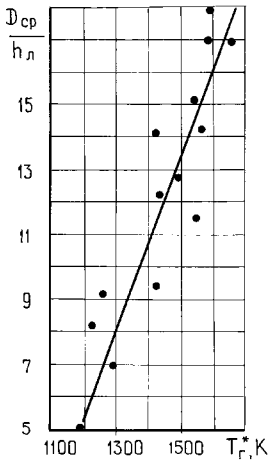


Рис.2.4.3. Влияние $T^*_г$ на величину $D_{ср}/h_л$: • – данные по различным ТРДД

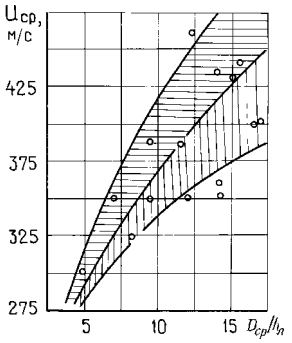


Рис.2.4.4. Зависимость окружной скорости рабочего колеса $u_{ср}$ от величины $D_{ср}/h_л$:

о – данные по раздичным ТРДД;

≡ – для рабочих лопаток ТВД без бандажной полки; ||| – для рабочих лопаток с бандажной полкой

Следующим этапом расчетов является проверка возможности обеспечения принятых температур лопатки $T_л$, которые определяются эффективностью охлаждения собственно лопатки $\Theta_л = f(\overline{g}_{охл\,л})$, пропускной способностью системы, включающей участок тракта от места отбора воздуха до выхода его из лопаток,

$$\frac{g_{охл}\sqrt{T_к^*}}{p_к^*} = f(\pi).$$

При этом необходимо учитывать влияние отбираемого для охлаждения расхода воздуха на термодинамическую эффективность цикла.

Из выражения (2.2.16) для $\Theta_л$ можно также определить температуру газа, натекающего на рабочие лопатки, $T^*_{г\,w}$. Решая уравнение (2.2.16) относительно $T^*_{г\,w}$, получим зависимость

$$T^*_{г\,w} = T_л \frac{1-\Theta_л \dfrac{T^*_{охл}}{T_л}}{1-\Theta_л}\,. \qquad (2.4.17)$$

Подставив выражение (2.4.16) и (2.4.17) для $L_{ст}$ и $T^*_{г\,w}$ в уравнение (2.4.11), после преобразования получим уравнение, характеризующее зависимость температуры газа в осевом зазоре от допустимой температуры лопатки, геометрических факторов, окружной скорости колеса и параметров нагрузки:

$$T^*_г = \frac{1}{K_э}\left[\frac{T_л\left(1-\Theta_л \dfrac{T^*_{охл}}{T_л}\right)}{1-\Theta_л} + \frac{\sigma_{л\Sigma}}{2\rho \cdot K_ф\left(1+K_{бп}\right)} \frac{D_{ср}}{h_л} \frac{\eta_т}{2Y^{*2}} \frac{1}{c_р\left(1+\chi_u\right)} - \frac{u^2_{ср}}{2c_р}\right]. \qquad (2.4.18)$$

Это уравнение позволяет определять необходимые значения глубины охлаждения лопатки $\Theta_л$, которые обеспечат ресурс турбины с учетом многочисленных факторов. Может оказаться, что достигнутый уровень конструирования рабочих лопаток при назначенных геометрических параметрах турбины $D_{ср}$, $h_л$ и выбранной окружной скорости $u_{ср}$ не позволит реализовать желаемое значение температуры газа перед турбиной, тогда необходим пересмотр параметров цикла ($T^*_г$, $\pi^*_к$).

Особо следует остановиться на назначении температуры охлаждающего воздуха $T^*_{охл}$. Значение этой температуры зависит от места отбора воздуха в компрессоре, подогрева воздуха при его транспортировке, наличия или отсутствия теплообменника на линии подачи, наличия системы впрыска дополнительного хладоагента и системы предварительной закрутки.

Рассмотрим задачу выбора места отбора воздуха от компрессора для турбины с перфорацией входных кромок рабочих лопаток, поскольку перфорация налагает дополнительные ограничения на параметры охлаждающего воздуха, давление которого в относительном движении должно превышать полное давление газового потока $p^*_{г\,w}$, набегающего на входную кромку рабочей лопатки (вопросы, связанные с влиянием теплообменника или впрыска и предварительной закрутки на параметры воздуха, рассмотрены в разделе 2.3).

Определим прежде всего величину статического давления газа в осевом зазоре:

$$\frac{p^*_{г\,w}}{p_{г\,оз}} = \left(\frac{T^*_{г\,w}}{T_{г\,оз}}\right)^{\frac{k_г}{k_г-1}}, \qquad (2.4.19)$$

статическую температуру газа, которую можно рассчитать из выражения

$$T_{г\,оз} = T^*_г - \frac{c_1^2}{2c_p}, \qquad (2.4.20)$$

где $\frac{c_1^2}{2} = \left(1 - \bar{\rho}\right)\cdot L_{ст}$, здесь $\bar{\rho}$ – степень реактивности, которая для коротких лопаток турбин ВД может быть принята равной 0,2...0,25.

Заменяя c_1 из уравнения (2.4.20) его значением из выражения

$$c_1 = \sqrt{2\left(1 - \bar{\rho}\right)\cdot L_{ст}}, \qquad (2.4.21)$$

окончательную формулу для определения температуры $T_{г\,оз}$ можно представить в виде

$$T_{г\,оз} \approx T^*_г - \frac{c_1^2}{2c_p} \approx T^*_г - \frac{L_{ст}}{c_p}\left(1 - \bar{\rho}\right). \qquad (2.4.22)$$

Зная $T^*_г$, $T^*_{г\,оз}$, с помощью таблиц основных газодинамических функций [1,20] определяем газодинамические функции температуры $\tau(\lambda_{c1}) = \frac{T_{г\,оз}}{T^*_г}$ и давления $\pi(\lambda_{c1})$ и далее находим значение величины $p_{г\,оз}$ по известным $p^*_к$, $\sigma_{кс}$ и $\sigma_{СА}$:

$$p_{г\,оз} = p^*_г\pi(\lambda_{c1}) = p^*_к\sigma_{кс}\sigma_{СА}\pi(\lambda_{c1}); \qquad (2.4.23)$$

$$T_{г\,оз} = T^*_г\tau(\lambda_{c1}). \qquad (2.4.24)$$

Здесь $\sigma_{кс}$ и $\sigma_{СА}$- коэффициенты восстановления полного давления соответственно в камере сгорания и сопловом аппарате турбины. При выполнении предварительных расчетов для нахождения $\sigma_{кс}$ следует воспользоваться зависимостью $1 - \sigma_{кс} = \delta = f\left(T^*_г\right)$ [19]; $\sigma_{СА}$ определяется с помощью графика $\sigma_{СА} = f\left(\lambda_{c1}, \varphi\right)$ [20].

Подставив уравнения (2.4.23), (2.4.24) и (2.4.11) в формулу (2.4.19), получим полное давление газа в осевом зазоре (в относительном движении):

$$p^*_{г\,w} = p^*_к\sigma_{кс}\sigma_{СА}\pi(\lambda_{c1})\left\{\left[K_э + \frac{u_1^2}{2c_pT^*_г} - \frac{L_{ст}}{c_pT^*_г\left(1+\chi_u\right)}\right]\frac{1}{\tau(\lambda_{c1})}\right\}^{\frac{k_г}{k_г - 1}}. \qquad (2.4.25)$$

Во избежание втекания горячего газа через перфорацию на входной кромке рабочей лопатки давление охлаждающего воздуха должно

несколько превышать величину $p^*_{г\,w}$, которая изменяется по радиусу в соответствии с изменением степени реактивности. Степень реактивности лопатки на любом радиусе

$$\bar{\rho} = \frac{H_л}{H_{ад}}$$

может быть выражена через степень реактивности на среднем радиусе $\bar{\rho}_{ср}$ и геометрические характеристики соплового аппарата $\alpha_1, D_{ср}/h_л$:

$$\bar{\rho} = \bar{\rho}_{1ср} + \cos^2\alpha_1 \left[1 - \left(\frac{D_{ср}}{D}\right)^2\right]\left(1 - \bar{\rho}_{1ср}\right)^2. \qquad (2.4.26)$$

Для упрощения расчетов параметров состояния газа вблизи периферии рабочей лопатки, где, как известно, величина $p^*_{г\,w}$ достигает максимума, найдем соответствующие оценочные зависимости для типичных значений углов выхода потока из первого соплового аппарата $\alpha_1 =$ 18...20°, степени реактивности на среднем радиусе $\bar{\rho}_{ср} = 0{,}25$ и

$$\left(\frac{D_{ср}}{h_л}\right)_{СА} = 13...18.$$

Значение второго слагаемого в (2.4.26)

$$\cos^2\alpha_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{ср}}{D}\right)^2\right] \cdot \left(1 - \bar{\rho}_{1ср}\right)^2 = \cos^2\alpha_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{a}{a+1}\right)^2\right] \cdot \left(1 - \bar{\rho}_{1ср}\right)^2$$

примерно равно 0,062. Здесь $a = \left(D_{ср}/h_л\right)_{СА}$.

Соответственно степень реактивности на периферии может быть представлена в виде

$$\bar{\rho}_{пер} = \bar{\rho}_{1ср} + 0{,}062,$$

а выражение (2.4.21) для скорости потока на выходе из соплового аппарата примет вид

$$\frac{c^2_{1пер}}{2} = \left(1 - \bar{\rho}_{пер}\right) \cdot L_{ст}. \qquad (2.4.27)$$

Температура газа в осевом зазоре на периферии при этом рассчитывается по зависимости

$$T_{г\,оз\ пер} = K_э T^*_г - \frac{c^2_{1пер}}{2c_р} = K_э T^*_г - \frac{\left(1 - \bar{\rho}_{пер}\right)}{c_р} L_{ст}. \qquad (2.4.28)$$

При известных температуре $T_{г\ оз\ пер}$ и скорости c_1 определим коэффициент скорости $\lambda_{оз}$ на периферии и далее – газодинамические функции температуры $\tau(\lambda_{c1})_{пер}$ и давления $\pi(\lambda_{c1})_{пер}$, $p_{г\ оз\ пер}$, $p^*_{г\ w\ пер}$ в предположении, что работа турбины по радиусу колеса постоянна, т.е. $L_{ст} = f(r) = \text{const}$. Выполнив расчеты по определению $p^*_{г\ w\ ср}$ для типичного диапазона изменения $u_{ср}$, $L_{ст}$, $T^*_г$, можно найти коэффициент корреляции $p^*_{г\ w\ пер}$ и $p^*_{г\ w\ ср}$, представив $p^*_{г\ w\ пер} \sim \text{const}\ p^*_{г\ w\ ср}$. На выполненных турбинах высокого давления с повышенными параметрами цикла коэффициент корреляции изменяется в диапазоне 1,05...1,1.

Обычно давление в характерных сечениях газовоздушного тракта турбины относят к давлению воздуха за компрессором $p^*_к$, благодаря чему достигается определенная универсальность результатов вследствие неизменности полученных величин в широком диапазоне работы турбины. Например, вместо $p^*_{г\ w\ пер}$ записывают

$$\overline{p}^*_{г\ w\ пер} = \frac{p^*_{г\ w\ пер}}{p^*_к}.$$

Итак, параметры $T^*_{г\ w}$, $p^*_{г\ w}$ газа, натекающего на рабочие лопатки, в относительном движении определены. Перейдем к рассмотрению параметров воздуха и определению места отбора его от компрессора.

Параметры воздуха на выходе из отверстий перфорации на периферии рабочей лопатки определим, например, для системы подвода охлаждающего воздуха с его предварительной закруткой по направлению вращения ротора, как наиболее экономичной. Для этого воспользуемся уравнением (2.3.29):

$$p^*_{в\ w\ пер} = p^*_{в_1}\rho\eta\left(u_2c_{u2} - u_1c_{u1}\right) + \rho u^2_{пер}\left(1 + \frac{1}{\frac{D_{ср}}{h_л}}\right)^2 \eta_л \times$$

$$\times\left[1 - \left(\frac{\frac{D_{ср}}{h_л} - 1}{\frac{D_{ср}}{h_л} + 1}\right)^2\left(1 + \frac{0{,}5}{\eta_л}\right)\right]. \qquad (2.4.29)$$

Для расчета температуры воздуха $T^*_{в\ w\ пер}$ применимо уравнение (2.3.30).

Граничным условием отсутствия затекания газа через перфорацию во внутреннюю полость лопатки является равенство полного давления газа и воздуха на периферии:

$$p^*_{\text{в}\,w\,\text{пер}} = p^*_{\text{г}\,w\,\text{пер}}\,. \qquad (2.4.30)$$

Напомним, что при расчете $p^*_{\text{в}\,w\,\text{пер}}$ должны быть учтены потери в тракте транспортировки воздуха, а при расчете $p^*_{\text{г}\,w\,\text{пер}}$ – потери в камере сгорания и сопловом аппарате турбины.

Граничное условие (2.4.30) устанавливает связь, которая позволяет определить место отбора воздуха в компрессоре, обеспечивающее невтекание горячего газа через перфорированную входную кромку рабочей лопатки. Это условие может быть описано уравнением

$$p^*_{\text{в}_1} = p^*_{\text{к}}\sigma_{\text{кс}}\tau_{\text{СА}}\pi(\lambda_{\text{c1}})\left[\left(\text{К}_\text{э} + \frac{\text{u}_1^2}{2\text{c}_\text{p}\text{T}^*_\text{г}} - \frac{\text{L}_\text{ст}}{\text{c}_\text{p}\text{T}^*_\text{г}(1+\chi_\text{u})}\right)\frac{1}{\tau(\lambda_{\text{c1}})}\right]^{\frac{\text{k}_\text{г}}{\text{k}_\text{г}-1}} -$$

$$-\rho\eta(\text{u}_2\text{c}_{\text{u2}} - \text{u}_1\text{c}_{\text{u1}}) - \rho\text{u}^2_{\text{пер}}\left(1+\frac{1}{\frac{\text{D}_\text{ср}}{\text{h}_\text{л}}}\right)^2\eta_\text{л}\left[1-\left(\frac{\frac{\text{D}_\text{ср}}{\text{h}_\text{л}}-1}{\frac{\text{D}_\text{ср}}{\text{h}_\text{л}}+1}\right)^2\left(1+\frac{0{,}5}{\eta_\text{л}}\right)\right]. \qquad (2.4.31)$$

Величина $p^*_{\text{в}_1}$ сравнивается со значениями давления в воздушном тракте компрессора и позволяет назвать номер ступени, за которой может быть осуществлен отбор.

Температура воздуха в месте отбора приближенно оценивается по формуле

$$\frac{\text{T}^*_{\text{в}_1}}{\text{T}^*_\text{к}} = \left(\frac{p^*_{\text{в}_1}}{p^*_\text{к}}\right)^{\frac{\text{n}-1}{\text{n}}}, \qquad (2.4.32)$$

где $\frac{\text{n}-1}{\text{n}} = \frac{\text{k}-1}{\text{k}}\frac{1}{\eta_{\text{ад}}}$, здесь $\eta_{\text{ад}}$ – адиабатический кпд группы ступеней компрессора, условно принимается равным адиабатическому кпд компрессора $\eta_{\text{ад к}}$; n -– показатель политропы компрессора.

Располагая величинами $p^*_{\text{в}_1}$ и $\text{T}^*_{\text{в}_1}$, при известной характеристике пропускной способности системы

$$\frac{\text{g}_{\text{охл л}}\sqrt{\text{T}^*_\text{в}}}{p^*_\text{в}} = \text{f}(\pi)$$

можно определить расход воздуха $g_{охл\ л}$ в рабочую лопатку, а по зависимости $\Theta_л = f(g_{охл\ л})$ найти значение глубины охлаждения лопатки и выполнить поверочный расчет турбины. На основании поверочного расчета можно изменить пропускную способность системы или повысить номер ступени, за которой осуществляется отбор воздуха на охлаждение.

Возможный порядок расчета по изложенной методике приведен в конце настоящей главы.

Расход воздуха $g_{охл\ л}$, используемого для охлаждения только рабочих лопаток турбины ВД, очевидно, не равен суммарному расходу на охлаждение турбины в целом из-за неизбежных утечек воздуха через элементы тракта и вследствие дополнительной подачи его на другие горячие детали турбины.

Рассмотрим порядок расчета полного расхода воздуха на охлаждение турбины.

В высокотемпературных двигателях, как правило, охлаждению подвергаются не менее 3...4 лопаточных венцов, диски и замки лопаток, а также трактовые элементы. Примерная раскладка расхода воздуха на охлаждение различных элементов многоступенчатой турбины приведена на рис. 2.2.15…2.2.17 и в табл. 2.2.2.

Как отмечалось, физическая температура газа, натекающего на сопловые лопатки, существенно превышает среднемассовую термодинамическую. Приближенно температура газового потока перед сопловым аппаратом может быть определена по уравнению

$$T^*_{г\ макс} = T^*_г + K\left(T^*_г - T^*_к\right) + \Delta T_{г\ охл}, \qquad (2.4.33)$$

где K = 0,25...0,3 – коэффициент, отражающий влияние окружной и радиальной неравномерности температурного поля газа за камерой; $\Delta T_{г\ охл}$ – увеличение температуры газа из-за отборов воздуха на охлаждение. Для уровня температур газа $T^*_г$ = 1500...1700 К $\Delta T_{г\ охл}$ составляет 50...100 К.

Допустимая температура сопловых лопаток турбины определяется в основном местной термостойкостью материала в районе входной и выходной кромок и реже – снижением прочности лопаток в целом как элемента конструкции, передающего значительную долю крутящего момента и осевую силу. Для современных материалов эта температура находится в диапазоне $t_{л\ СА}$ = 1050...1150°С, поэтому для проектных рас-

четов можно принять в качестве допустимой $t_{л\ СА}$=1100°С. Потребная глубина охлаждения лопаток первого соплового аппарата

$$\Delta T_{л\,СА} = T^*_{г\,макс} - T_{л\,СА},$$

потребный безразмерный параметр охлаждения $\Theta_{СА}$ определяется из выражения

$$\Theta_{СА} = \frac{\Delta T_{л\,СА}}{T^*_{г\,макс} - T^*_{к}}. \qquad (2.4.34)$$

Расход воздуха на охлаждение первого соплового аппарата может быть определен с помощью графика $\Theta_{\Sigma\,СА} = f(\bar{g}_{охл\,СА})$ или $\Theta_{конв} = f(\bar{g}_{охл\,СА})$ (рис. 2.4.5). На выполненных конструкциях расход воздуха для охлаждения первого соплового аппарата высокотемпературных турбин составляет 4...7%.

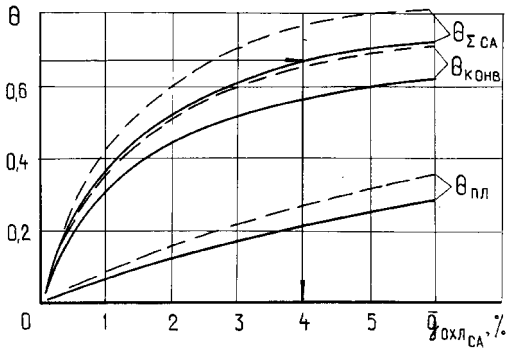


Рис.2.4.5. К определению расхода воздуха на охлаждение сопловой лопатки:
——— – соответствует схеме охлаждения для $T^*_г$ до 1600 К (рис. 2.2.12);
— — — – конвективная схема охлаждения с внутренним дефлектором и оребрением; пленочное охлаждение с отверстиями малого диаметра и фильтрами для воздуха

При определении полного расхода воздуха на охлаждение турбины с учетом утечек через лабиринтные уплотнения и стыки между блоками сопловых аппаратов, а также на охлаждение бандажных полок рабочих лопаток, дисков, замков лопаток, трактовых колец и т.п., следует привлекать статистический материал (см. рис. 2.2.15...2.2.17 и табл. 2.2.2). Представленные данные по расходам воздуха относятся лишь к одно- и двухступенчатым охлаждаемым турбинам. При достижении температуры газа выше статистической может возникнуть необходимость увеличения числа охлаждаемых венцов, при этом увеличение расхода должно учитываться в соответствии с температурой на входе в рассматриваемые венцы. Суммарный расход на охлаждение турбины может быть определен в общем случае по следующей зависимости:

$$\bar{g}_{\text{охл }\Sigma} = \left(\bar{g}_{\text{охл СА}} + \bar{g}_{\text{охлбп}} + \bar{g}_{\text{охлл}} + \bar{g}_{\text{ут}} + \bar{g}_{\text{охлд}}\right)_{\text{ТВД}} + \\ + \left(\bar{g}_{\text{охл СА}} + \bar{g}_{\text{охлд}} + \bar{g}_{\text{охлл}} + \bar{g}_{\text{ут}}\right)_{\text{ТСД}} + \left(\bar{g}_{\text{охлд}} + \bar{g}_{\text{охлопоры}} + \bar{g}_{\text{ут}}\right)_{\text{ТНД}} + \\ + \bar{g}_{\text{охлтрак}} + \bar{g}_{\text{охлст}} \qquad (2.4.35)$$

(здесь ТВД – турбина высокого давления, ТСД – среднего давления, ТНД – низкого давления).

Для снижения отрицательного влияния отбора воздуха на характеристики двигателя место отбора должно выбираться с учетом параметров газа, натекающего на данный лопаточный венец.

Расчетные величины расхода воздуха для различных турбин (ВД, СД, НД) должны быть приведены (по затрачиваемой на сжатие работе) к параметрам воздуха за компрессором высокого давления, что позволяет оперативно определить влияние суммарного расхода воздуха на величину удельного расхода топлива в двигатель.

2.4.2. Расчетная оценка влияния воздуха, охлаждающего турбину, на ее кпд и экономичность ГТД

Как отмечалось, применение охлаждения сопряжено с потерями энергии и снижением кпд цикла ГТД. Рассмотрим влияние отборов воздуха на термический кпд цикла. Предполагается, что воздух, используемый для охлаждения некоторого венца турбины, не совершает работу в этом венце, а в последующий венец поступает со значительно меньшей температурой, чем температура газа. Кроме того, будем считать, что работа охлаждающего воздуха на последующих ступенях может быть определена по зависимости

$$H'_{т} = \frac{T^{*}_{в}}{T^{*}_{гi}} \frac{z_{ст} - z'_{ст}}{z_{ст}} H_{т},$$

где $T^{*}_{гi}$ – температура газа перед ступенью, расположенной за охлаждаемым венцом; $z_{ст}$ – общее число ступеней турбины; $z'_{ст}$ – число охлаждаемых ступеней; $H_{т}$ – работа адиабатического расширения, отдаваемая турбиной при полном расширении газа в ней.

Оценим кпд двигателя с охлаждаемой турбиной, считая $\eta_{к}$, $\eta_{т}$ и $\eta_{кс}$ неизменными в сравнении с неохлаждаемой турбиной при той же начальной температуре газа $T^{*}_{г}$ и том же расходе воздуха через камеру сгорания и турбину.

Кпд двигателя при отсутствии охлаждения

$$\eta_{\text{неохл}} = \frac{H_{т}\eta_{т} - H_{к}/\eta_{к}}{q}.$$

Здесь $H_к/\eta_к$ – работа, затрачиваемая на привод компрессора; q – количество удельного подведенного тепла.

Полезная (свободная) мощность ГТД может быть определена по следующим зависимостям:

для ГТД с неохлаждаемой турбиной

$$G_в H_т \eta_т - G_в \frac{H_к}{\eta_к} = N_{св\,неохл}; \qquad (2.4.36)$$

для ГТД с охлаждаемой турбиной

$$(G_в - G_{охл}) H_т \eta_т + G_{охл} H'_т \eta_т - G_в \frac{H_к}{\eta_к} = N_{св\,охл}. \qquad (2.4.37)$$

Вычитая уравнение (2.4.37) из (2.4.36), можно получить выражение для оценки снижения полезной мощности вследствие охлаждения турбины:

$$\Delta N_{св} = -G_{охл} \eta_т H_т \left[1 - \frac{T^*_в}{T^*_{г\,i}} \cdot \frac{z_{ст} - z'_{ст}}{z_{ст}} \right].$$

Таким образом, кпд двигателя с охлаждаемой турбиной

$$\eta_{охл} = \eta_{неохл} - \frac{G_{охл}}{G_в} \left[\frac{\eta_т H_г \left(1 - \frac{T^*_в}{T^*_{г\,i}} \right) \cdot \frac{z_{ст} - z'_{ст}}{z_{ст}}}{q} \right]. \qquad (2.4.38)$$

Он тем меньше, чем больше расход охлаждающего воздуха. Однако действительное снижение кпд цикла будет больше кпд $\eta_{охл}$, определяемого по уравнению (2.4.38), поскольку кпд охлаждаемых турбин $\eta_т$ всегда ниже, чем неохлаждаемых. Поэтому при проектировании двигателей с высокой температурой газа перед турбиной возникает задача оценки влияния охлаждения на кпд турбины и удельный расход топлива. На начальной стадии проектирования точная оценка этих влияний затруднена.

Рассмотрим метод приближенного определения влияния дополнительных потерь энергии от охлаждения на кпд турбины.

Дополнительные потери энергии в охлаждаемых турбинах складываются: из профильных потерь, снижающих кинетическую энергию движущегося газа; термодинамических потерь, уменьшающих располагаемый адиабатный теплоперепад; дополнительных потерь энергии, возникающих при смешении охладителя с газом в проточной части турби-

ны; затрат мощности на подготовку и прокачку охладителя через систему охлаждения; дополнительных потерь энергии в решетке, связанных с повышенной нестационарностью потока, выходящего из впереди стоящей охлаждаемой решетки.

Очевидно, что величина дополнительных потерь энергии в первую очередь будет зависеть от глубины охлаждения и от расхода охлаждающего воздуха.

Как показали исследования ЦИАМ, *профильные потери* от охлаждения и отклонений от оптимальной геометрии лопаток вызваны отводом тепла от пограничного слоя сопловых лопаток и приводят к некоторому увеличению потерь на трение. Однако величина этих потерь даже при сравнительно глубоком охлаждении ($T_{ст}/T^*_г$ = 0,7...0,8) мала и обычно не учитывается. В рабочих лопатках эти потери существенно возрастают. Объясняется это изменением плотности пограничного слоя, что в поле центробежных сил приводит к интенсификации вторичных течений. Детальное опытное исследование этого явления на одноступенчатой газовой турбине выполнено в МВТУ имени Н.Э. Баумана Э.Л. Манушиным. Им установлено, что при глубоком охлаждении в диапазоне окружных скоростей, характерном для современных турбин,

$$\overline{\eta}_{\text{охл пс}} = \left(\frac{\eta_{\text{т охл}}}{\eta_{\text{т неохл}}} \right)_{\text{ПС}} = 0{,}995...0{,}985$$

(меньшие значения характерны для жидкостного охлаждения). На основании этих исследований построена зависимость

$\overline{\eta}_{\text{охл пс}} = f\left(\overline{g}_{\text{охл л}}\right)$ (рис. 2.4.6).

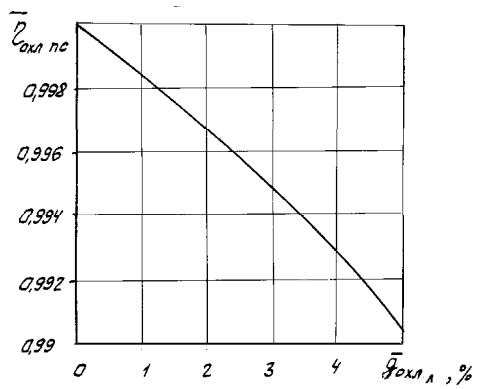


Рис. 2.4.6. Влияние на кпд турбины охлаждения пограничного слоя на рабочих лопатках

Возрастание профильных потерь в охлаждаемых решетках объясняется также вынужденным отступлением от оптимальной геометрии профиля и лопаточных решеток. В первую очередь это касается радиусов входной и выходной кромок ($r_{\text{охл}} \approx 1{,}4...1{,}5\ r_{\text{неохл}}$), шага ($t_{\text{охл}} \approx 1{,}1...1{,}15 t_{\text{неохл}}$), ширины и максимальной толщины профиля и др. В результате коэффициенты скорости φ сопловых и рабочих решеток уменьшаются. Для рационально спроектированных охлаждаемых воздухом решеток рекомендуется принимать

$$\Delta\varphi_{\text{охл СА}} = \varphi_{\text{СА}} - \varphi_{\text{охл СА}} = (5...7)\cdot 10^{-3}$$

и $\Delta\varphi_{\text{охл рк}} = \varphi_{\text{рк}} - \varphi_{\text{охл рк}} = (6...8)\cdot 10^{-3}$[21].

В дозвуковых реактивных турбинах увеличение радиуса входной кромки в большом диапазоне не вызывает заметного изменения эффективности турбины. Утолщение выходной кромки приводит к сравнительно большому росту сопротивления сопловых лопаток и несколько меньшему – рабочих. Снижение кпд турбины из-за неоптимальности геометрии профиля лопаток, связанное с наличием охлаждения $\overline{\eta}_{\text{геом}} = f(\overline{g}_{\text{охл}})$, показано на рис. 2.4.7.

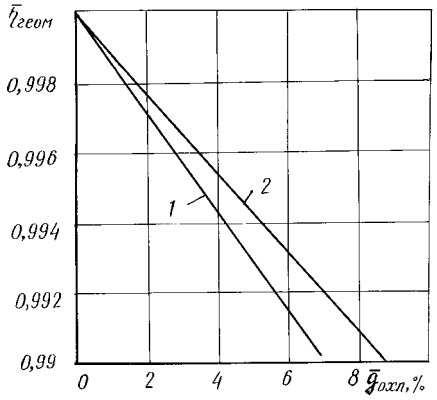


Рис.2.4.7. Снижение кпд турбины из-за неоптимальности геометрии охлаждаемых лопаток:
1 – рабочая лопатка;
2 – сопловой аппарат

Высокотемпературная ступень турбины ВД ввиду малого объемного расхода, определяемого высоким давлением, обычно имеет короткие лопатки. Выполнить эти лопатки с малой хордой, обеспечивающей большие удлинения лопаток (что позволяет снизить концевые потери), не удается по нескольким причинам. Во-первых, лопатки соплового аппарата обычно крепятся консольно по периферии и уменьшение хорды

лимитируется изгибными напряжениями, определяемыми газовыми силами. Во-вторых, невозможно уменьшить радиус выходной кромки пропорционально хорде. Поэтому при малой хорде растут кромочные потери и снижается кпд турбины. Серьезное влияние на величину хорды лопаток оказывают расход охлаждающего воздуха и способ организации внутреннего охлаждения лопаток.

Относительная длина неохлаждаемых сопловых и рабочих лопаток $\left(\frac{h_л}{s}\right)_{неохл}$ может быть оценена по статистической зависимости [22], представленной на рис. 2.4.8.

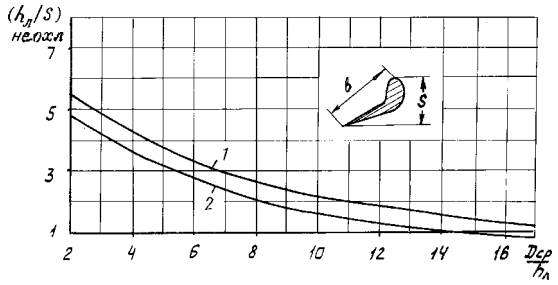


Рис. 2.4.8. Зависимость относительной длины неохлаждаемых лопаток от $D_{ср}/h_л$:
1 – рабочая лопатка;
2 – сопловая лопатка

Относительная длина охлаждаемых лопаток $\left(\frac{h_л}{s}\right)_{охл}$ может быть рассчитана по эмпирической формуле

$$\left(\frac{h_л}{s}\right)_{охл} = \frac{(h_л/s)_{неохл}}{1+a\bar{g}_{охл}},$$

где s – ширина лопатки; a – эмпирический коэффициент, равный 1,12...1,15.

Переход от относительной длины лопатки $\left(\frac{h_л}{s}\right)_{охл}$ к удлинению лопатки $\left(\frac{h_л}{b}\right)_{охл}$ – отношение длины лопатки к хорде – можно осуществить по зависимости

$$\left(\frac{h_л}{b}\right)_{охл} = K\left(\frac{h}{s}\right)_{охл}.$$

Здесь K – коэффициент, равный 0,7...0,8 для сопловых и 0,82...0,84 – для рабочих лопаток.

Влияние удлинения лопаток на кпд турбины показано на рис. 2.4.9.

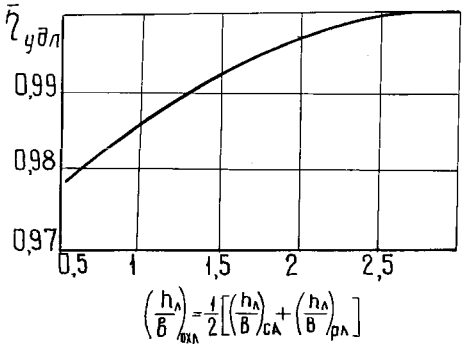


Рис.2.4.9. Влияние на кпд турбины удлинения лопаток

Термодинамические потери в охлаждаемых решетках связаны с отводом тепловой энергии от газа в процессе его расширения в сопловых и рабочих решетках. Отвод тепла вызывает снижение располагаемой работы и уменьшает скорость истечения при заданном перепаде на них, а значит, и удельную окружную работу газа. Как показано в [21], дополнительные термодинамические потери в системах воздушного охлаждения, используемых в настоящее время в авиационных ГТД, весьма малы (скорость газа уменьшается на 0,2...0,3%). Однако, как показывают расчеты, с увеличением глубины охлаждения эти потери могут возрасти в 3...4 раза. Дополнительные термодинамические потери обычно учитываются в процессе газодинамического расчета турбины. На начальной стадии проектирования двигателя эти потери могут быть оценены по зависимости (рис. 2.4.10), построенной по методу расчета расширения газа в охлаждаемых решетках [21].

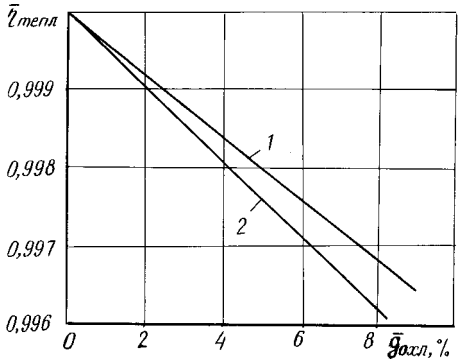


Рис.2.4.10. Влияние на кпд турбины отвода тепла лопатками от газового потока:
1 – лопатка рабочего колеса;
2 – сопловой аппарат

Потери энергии от смешения газа с выпускаемым в проточную часть охладителем зависят от места выдува, направления и энергии выдуваемого воздуха. Значительные потери давления наблюдаются при

подаче охладителя на спинку профиля и в районе входной кромки, где выдув осуществляется навстречу газовому потоку. Подача охладителя на корытце лопатки (в область повышения давления) сопровождается сравнительно малыми гидравлическими потерями. Выдув в торец выходной кромки приводит даже к уменьшению кромочных потерь, связано это с тем, что воздух добавляет количество движения газовому потоку в закромочном следе. Влияние выдува воздуха в различных местах профиля лопатки на кпд турбины показано на рис. 2.4.11.

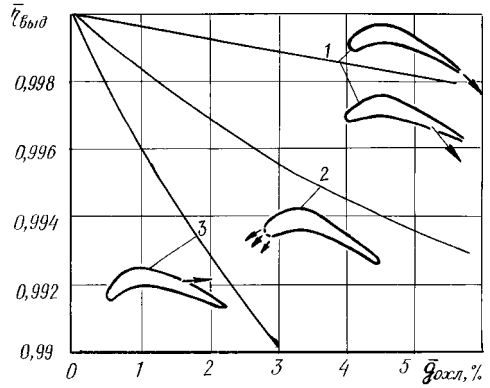


Рис.2.4.11. Влияние на кпд турбины выдува воздуха на поверхность пера лопатки:
1 – выдув в выходную кромку;
2 – во входную кромку;
3 – на спинку

Кроме воздуха, охлаждающего перо лопатки, в газовый тракт турбины поступает также воздух, охлаждающий диски, бандажные полки и другие элементы. Смешение втекающего воздуха с основным потоком также приводит к снижению кпд. На рис. 2.4.12 и 2.4.13 представлены расчетные зависимости снижения кпд турбины от относительного расхода воздуха, втекающего в осевой зазор между сопловым аппаратом и рабочим колесом и идущего на охлаждение бандажных полок рабочего колеса.

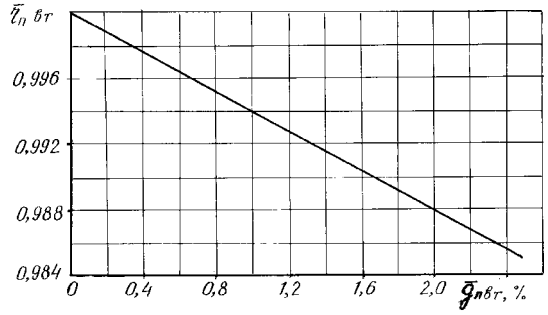


Рис.2.4.12. Влияние на кпд турбины поперечных втеканий газового потока

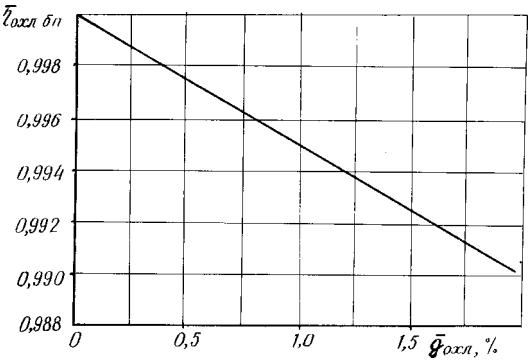


Рис.2.4.13. Влияние на кпд турбины расхода воздуха на охлаждение бандажной полки рабочей лопатки

Затраты энергии на подготовку и прокачку воздуха $H_{вр}$ через систему охлаждения имеют место только при охлаждении рабочих лопаток и объясняются увеличением энергии вращательного движения воздуха по мере перемещения его от радиуса подачи к периферии лопаток («насосный эффект»). В расчете на 1 кг охладителя

$$H_{вр} \approx \xi\left(u^2_{вых} - u_{вх} c_{u\,вх}\right),$$

где ξ – коэффициент, учитывающий компенсацию потерь: при выпуске воздуха в радиальный зазор ξ=0,75...0,8, что объясняется уменьшением потерь на утечку; при выпуске его из кромок ξ = 0,6...0,7 из-за реакции струи, увеличивающей окружное усилие на лопатках; в первом случае $u_{вых} = u_{пер}$, во втором $u_i = u_{ср}$; $c_{u\,вх}$ – окружная составляющая скорости воздуха на входе.

Коэффициент ξ зависит также от потерь энергии охлаждающего воздуха в системе подвода. Зависимость $\xi = f\ (\Delta\bar{p}^*_{подв})$ приведена на рис. 2.4.14. Для системы подвода охлаждающего воздуха с предварительной закруткой ориентировочно можно принять

$$\Delta\bar{p}^*_{подв} = \frac{\Delta p^*_{подв}}{p^*_к} = 0{,}1,$$

в случае ее отсутствия

$$\Delta\bar{p}^*_{подв} = 0{,}2...0{,}25.$$

Относительный кпд турбины, учитывающий «насосный эффект», может быть определен по формуле

$$\bar{\eta}_{нас} = 1 - \bar{g}_{рк+замок}\frac{\xi H_{вр}}{H_т \eta_т}.$$

Если предварительная закрутка воздуха отсутствует, то $c_{u\,вх} = 0$ и

$$\overline{\eta}_{нас} = 1 - \overline{g}_{рк+замок} \frac{\xi u_{ср}^2}{c_{ад}^2 \eta_т} 2 \ . \qquad (2.4.39)$$

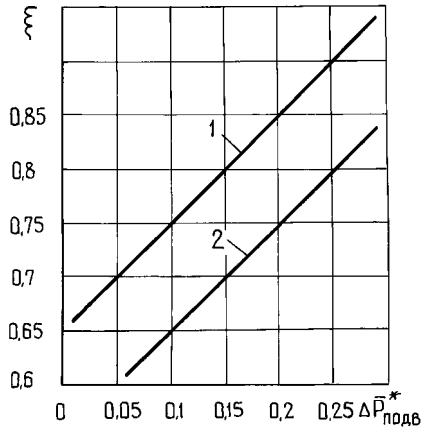


Рис.2.4.14. Зависимость коэффициента ξ от относительных потерь давления в системе охлаждения:
1 – выпуск охладителя из торца лопаток в радиальный зазор;
2 – выпуск охладителя из задней кромки

Для случая с предварительной закруткой охлаждающего воздуха, если принять $u_{вх} = c_{u\,вх} = 0{,}5u_{ср}$, то

$$\overline{\eta}_{нас} = 1 - \overline{g}_{рк+замок} \xi \left(\frac{u_{ср}}{c_{ад}} \right)^2 \frac{1}{\eta_т} \ . \qquad (2.4.40)$$

На рис. 2.4.15 приведены зависимости $\overline{\eta}_{нас} = f(\overline{g}_{рк+замок})$ для случаев с предварительной закруткой и без нее для

$$\xi = 0{,}7 \quad \text{и} \quad \frac{u_{ср}}{c^*_{ад}} = 0{,}5.$$

Дополнительные потери энергии из-за повышенной нестабильности потока в охлаждаемых турбинах обусловлены периодической нестационарностью потока, натекающего на лопатки. Эти потери зависят от различия средних скоростей в закромочных следах и в основном потоке.

Следы от лопаток предыдущих венцов приводят к возникновению потерь энергии в процессе выравнивания полей скоростей и вследствие изменения углов натекания газового потока на рабочие лопатки при прохождении зоны следа.

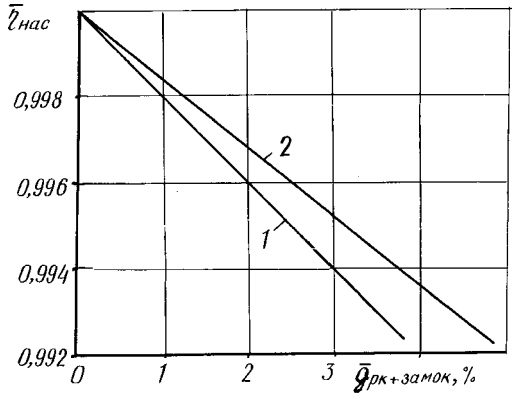


Рис.2.4.15. Влияние на кпд турбины насосного эффекта каналов системы охлаждения:
1 – подвод воздуха без предварительной закрутки;
2 – с предварительной закруткой

Возникающие при этом удары в спинку лопатки и отрывные течения являются причиной появления дополнительных потерь энергии [23]. Очевидно, что ширина следа от предыдущего венца тем больше, чем большее количество воздуха используется для его охлаждения.

В работе [23] дана экспериментальная зависимость дополнительных потерь энергии в решетке рабочего колеса от параметра нестационарности $\Delta\xi_{нест} = f(I)$. Эта зависимость приведена на рис. 2.4.16.

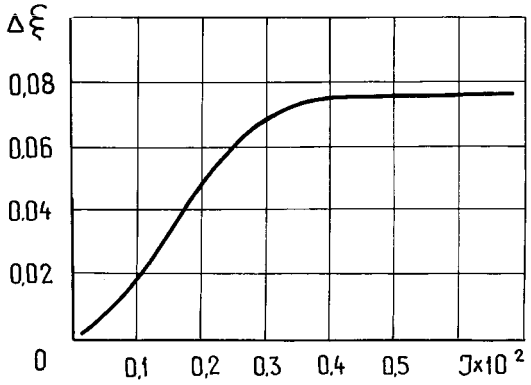


Рис.2.4.16. Влияние коэффициента нестационарности I на потери $\Delta\xi$ в рабочей решетке

Параметр нестационарности представляет собой следующее выражение:

$$I = \frac{1}{4}\xi_{СА}\frac{1 - u_{ср}/c^*_{ад}\cos\alpha_1}{\left(\frac{u_{ср}}{c^*_{ад}}\right)^2 - 2\left(\frac{u_{ср}}{c^*_{ад}}\right)\cos\alpha_1 - \bar{\rho}\left(1-\bar{\rho}\right)}.$$

Здесь $\xi_{СА}$ отражает влияние потери энергии в предыдущем венце на параметр нестационарности.

Можно отметить, что дополнительные потери в рабочих решетках для достаточно широкого класса турбинных ступеней лежат в пределах $\Delta\xi_{мест} = f(l) = 0{,}05...0{,}08$. Для высокотемпературных турбин авиационных ГТД могут быть приняты следующие значения параметров, входящих в формулу параметра нестационарности:

$$\left(\frac{u_{ср}}{c^*_{ад}}\right) = 0{,}48...0{,}52; \quad \alpha_1 = 16...20^\circ; \quad \bar{\rho} = 0{,}25...0{,}35.$$

На рис. 2.4.17 представлена зависимость влияния на кпд турбины нестационарности газового потока, вызванной охлаждением сопловых лопаток, рассчитанная при значении параметров

$$\frac{u_{ср}}{c^*_{ад}} = 0{,}5; \quad \alpha_1 = 18^\circ; \quad \bar{\rho}_{ср} = 0{,}3.$$

Таким образом, кпд охлаждаемой турбины определяется по уравнению

$$\eta_{т\,охл} = \eta_{т\,неохл} \cdot \bar{\eta}_{охл\,пс} \cdot \bar{\eta}_{геом\,СА} \cdot \bar{\eta}_{геом\,л} \cdot \bar{\eta}_{удл} \cdot \bar{\eta}_{тепл\,л} \cdot \bar{\eta}_{тепл\,СА} \cdot \bar{\eta}_{выд} \times$$
$$\times \bar{\eta}_{п\,вт} \cdot \bar{\eta}_{бп} \cdot \bar{\eta}_{нас} \cdot \bar{\eta}_{нест} \cdot \qquad (2.4.41)$$

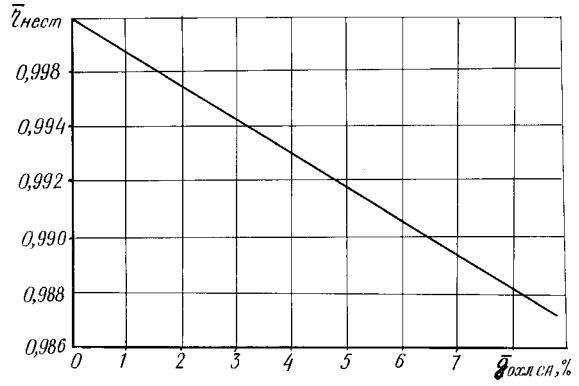


Рис.2.4.17. Влияние на кпд турбины нестационарности газового потока, вызванной охлаждением сопловых лопаток

Кпд неохлаждаемой турбины может быть определен с помощью графической зависимости

$$\eta_{т\,неохл} = f\left(\frac{u_{ср}}{c^*_{ад}}\right),$$

представленной на рис. 2.4.18. Параметр $u_{ср}/c^*_{ад}$ определяется по формуле

$$\frac{u_{ср}}{c^*_{ад}} = 5{,}72\cdot 10^{-4} D_{ср} n \frac{1}{\sqrt{\frac{\Delta H_{эф}}{z_{ст}\eta_т}}},$$

где $\Delta H_{эф}$ – эффективный теплоперепад на турбине.

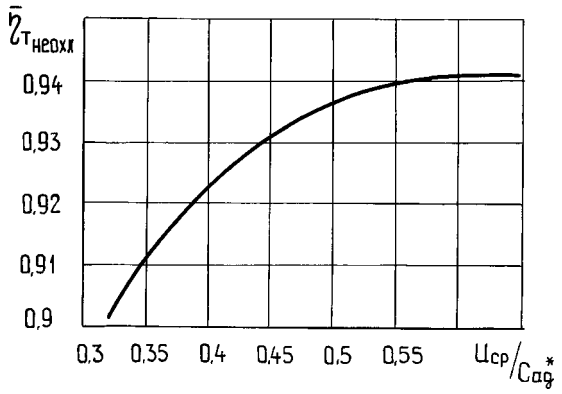


Рис.2.4.18. Влияние на кпд неохлаждаемой турбины параметра нагрузки $u_{ср}/c^*_{ад}$

Рассмотрим пример расчета кпд турбины высокого давления для одного из ТРДД $\eta_{т\,охл}$ по приведенной методике.

2.4.3. Порядок проектного расчета охлаждаемой высокотемпературной турбины

Температуру газа, натекающего на рабочие лопатки ТВД, можно рассчитать по уравнению (2.4.11) и результаты расчета занести в табл. 2.4.1. При этом значения величин, входящих в уравнение (2.4.11), могут быть приняты: $\eta_т$ = 0,875...0,91; χ = 0...0,15; Y^* = 0,45...0,55; $K_э$ = 1,03...1,08; $c_р$=1 + 0,000125 ($T^*_г$ – 273).

1. Задаются несколькими (тремя) значениями окружной скорости колеса $u_{ср}$ и температуры газа на выходе из соплового аппарата (в осевом зазоре) $T^*_г$.

2. Для выбранных величин $u_{ср}$ и $T^*_г$ определяется значение комплекса β: $\beta = \frac{u^2_{ср}}{D_{ср}/h_л}$, результаты расчета заносятся в табл. 2.4.2.

Таблица 2.4.1

$T_г^*{}_w = f(u_{ср}, T_г^*)$

$u_{ср}$, м/с	$T_г^*$, К		
	1300	1500	1700
400			
450			
500			

Таблица 2.4.2

$\beta = f(u_{ср}, D_{ср}/h_л)$

$u_{ср}$, м/с	$D_{ср}/h_л$		
	12	15	18
400	13220	10650	8880
450	16790	13420	11200
500	20850	16650	13900

3. Определяется допустимое напряжение в корне рабочей лопатки, например, с бандажной полкой $\sigma_{л\Sigma}$ по уравнению

$$\sigma_{л\Sigma} = \beta 2 \rho K_ф \left(1 + K_{б\,п}\right) \cdot 10^{-6}.$$

Значения величин $K_ф$, $K_{б\,п}$, ρ соответственно могут быть приняты равными 0,75; ~ 0,2; 8650 кг/м^3.

На основании результатов расчета β (табл. 2.4.2) определяются значения $\sigma_{л\Sigma}$ и заносятся в табл. 2.4.3.

Таблица 2.4.3

$\sigma_{л\Sigma} = f(u_{ср}, D_{ср}/h_л)$

$u_{ср}$, м/с	$D_{ср}/h_л$		
	12	15	18
400	21 (210)	17 (170)	14,1 (141)
450	26,6 (266)	21,3 (213)	17,8 (178)
500	33,1 (3311)	26,4 (264)	21,9 (219)

4. Рассчитывается время работы лопатки турбины на взлетном и крейсерском режимах:

$$\tau_{р\,взл} = \frac{V_п}{L_п} \cdot \frac{\tau_{взл\ ц}}{60}, \quad \%\ от\ \ \tau_{\Sigma р}; \qquad \tau_{р\,кр} = \tau_{\Sigma р},$$

где $V_п$ – средняя скорость полета (для дозвуковых самолетов она может быть принята равной 850км/ч); $L_п$ – длина трассы полета самолета, км; $\tau_{взл\ ц}$ – время одного взлетного цикла, которое в соответствии с нормами ИКАО может быть принято равным 5,5 мин; $\tau_{\Sigma р} = 5000, 10000$ ч – ресурс работы турбины.

5. Определяется допустимая температура лопатки турбины при вычисленных значениях действующих напряжений $\sigma_{л\ \Sigma}$, ресурсах $\tau_р$ и принятом запасе прочности $K_\tau = \dfrac{\sigma^t_{в,\tau}}{\sigma_{л\Sigma}}$ с помощью диаграммы длительной прочности применяемого материала $\sigma^t_{в,\tau} = f(T_л, \tau_р)$.

Расчет производится отдельно для взлетного и крейсерского режимов, результаты заносятся в табл. 2.4.4, в которой приведены данные для крейсерского режима ($\tau_р = 5000$ч, $K_\tau = 2{,}0$).

Таблица 2.4.4

$T_л = f(u_{ср}, D_{ср}/h_л)$

$u_{ср}$, м/с	$D_{ср}/h_л$		
	12	15	18
400	1041	1070	1098
450	1000	1038	1068
500	938	1000	1035

6. Рассчитываются потребные значения глубины охлаждения рабочей лопатки $\Theta_{л\ потр}$ для различных степеней сжатия в компрессоре $\pi^*_к$, для чего в первом приближении можно воспользоваться зависимостью, характеризующей температуру воздуха за компрессором высокого давления (рис. 2.4.19). В данном примере температура воздуха, охлаждающего турбину, принята равной температуре за компрессором ВД – $T^*_{охл} \approx T^*_к$, хотя в общем случае они могут различаться. Результаты расчета $\Theta_{л\ потр}$, выполненные при $D_{ср}/h_л = 12$; 15 и 18, заносятся в табл. 2.4.5, в которой приведены данные $T^*_к$ для крейсерского режима.

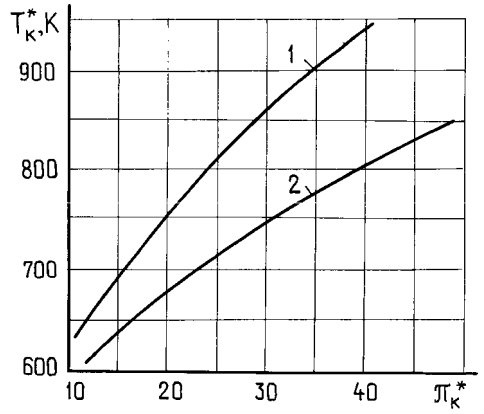


Рис.2.4.19. Изменение температуры воздуха за компрессором $T^*_к$ по $\pi^*_к$ на взлетном (H=0, M=0, $T_н$=288 K) и крейсерском режимах (H=11км, M=0,8, $T_н$=298 K) при политропическом кпд компрессора $\eta_п$=0,89:
1 – взлетный режим;
2 – крейсерский режим

По результатам расчета (табл. 2.4.5) строятся графики зависимости

$$\Theta_{л\,потр} = f\left(\frac{D_{ср}}{h_л}, \pi^*_к, \bar{g}_{охл\,л}\right)$$

по типу графиков, представленных на рис. 2.4.20.

Таблица 2.4.5

$\pi^*_к$	25	35	45
$T^*_к = T^*_{охл}$, K	710	750	830
$T^*_{г\,ж} - T_л$			
$T^*_{г\,ж} - T^*_{охл}$			
$\Theta_{л\,потр} = \frac{T^*_{г\,ж} - T_л}{T^*_{г\,ж} - T^*_{охл}}$			

На рис. 2.4.20 приведены зависимости глубины охлаждения для двух конструкций охлаждаемых турбинных лопаток (1,2). Кривая 1 отражает современный уровень организации охлаждения, например дефлекторной лопатки (см. рис. 2.2.8), кривая 2 - уровень близкой перспективы (см. рис. 2.3.6,б).

7. Результаты определения расхода воздуха в рабочую лопатку турбины ВД (СД или НД) при варьировании параметров $D_{ср}/h_л$, $u_{ср}$ на

взлетном (и крейсерском) режиме работы при (современном или перспективном) принятом уровне глубины охлаждения лопатки могут быть представлены в виде графиков $\overline{g}_{\text{охл л}} = f\left(\pi_к^*, T_г^*\right)$ (рис. 2.4.21, 2.4.22).

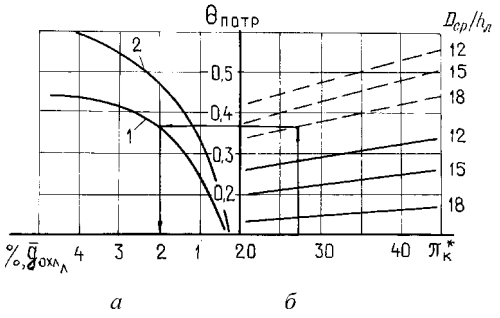


Рис. 2.4.20. К определению влияния $\pi_к^*$ $D_{ср}/h_л$ и системы охлаждения на расход охлаждающего воздуха в рабочую лопатку ТВД при $T^*_{г\ взл}$ = 1500 К, $\tau_р$ = 5000 ч, $u_{ср}$ = 400 м/с:
1 – современный уровень организации системы охлаждения;
2 – перспективный;
——— – крейсерский режим;
— — — – взлетный режим

8. Определяется температура газа, натекающего на сопловые лопатки, по формуле

$$T^*_{г\,макс} = T^*_г + K\left(T^*_г - T^*_к\right) + \Delta T_{г\,охл},$$

где $\Delta T_{г\ охл}$ = 50...100 К для уровня температур газа $T^*_г$ = 1500...1700 К, К = 0,25...0,3.

Потребная глубина охлаждения сопловых лопаток

$$\Delta T_{СА} = T^*_{г\,макс} - T_{л\,СА}.$$

Здесь $T_{л\,СА}$ = 1050...1150°С.

Безразмерная глубина охлаждения лопаток соплового аппарата оценивается по уравнению

$$\Theta_{СА} = \frac{\Delta T_{л\,СА}}{T^*_{г\,макс} - T^*_к}.$$

Затем с помощью графиков $\Theta_{\Sigma\,СА} = f(\overline{g}_{\text{охл СА}})$, $\Theta_{КОНВ} = f(\overline{g}_{\text{охл СА}})$ (см. рис. 2.4.5) определяется расход воздуха на охлаждение первого соплового аппарата.

9. Рассчитывается суммарный расход воздуха на охлаждение всех горячих элементов турбины $\overline{g}_{\text{охл}\,\Sigma}$ (рабочих и сопловых лопаток, дисков и замков, опоры турбины, бандажных полок, статора, трактовых поверхностей), а также расход, связанный с утечками через лабиринтные уплотнения и в стыки между блоками сопловых аппаратов, с привлечением формулы (2.4.35).

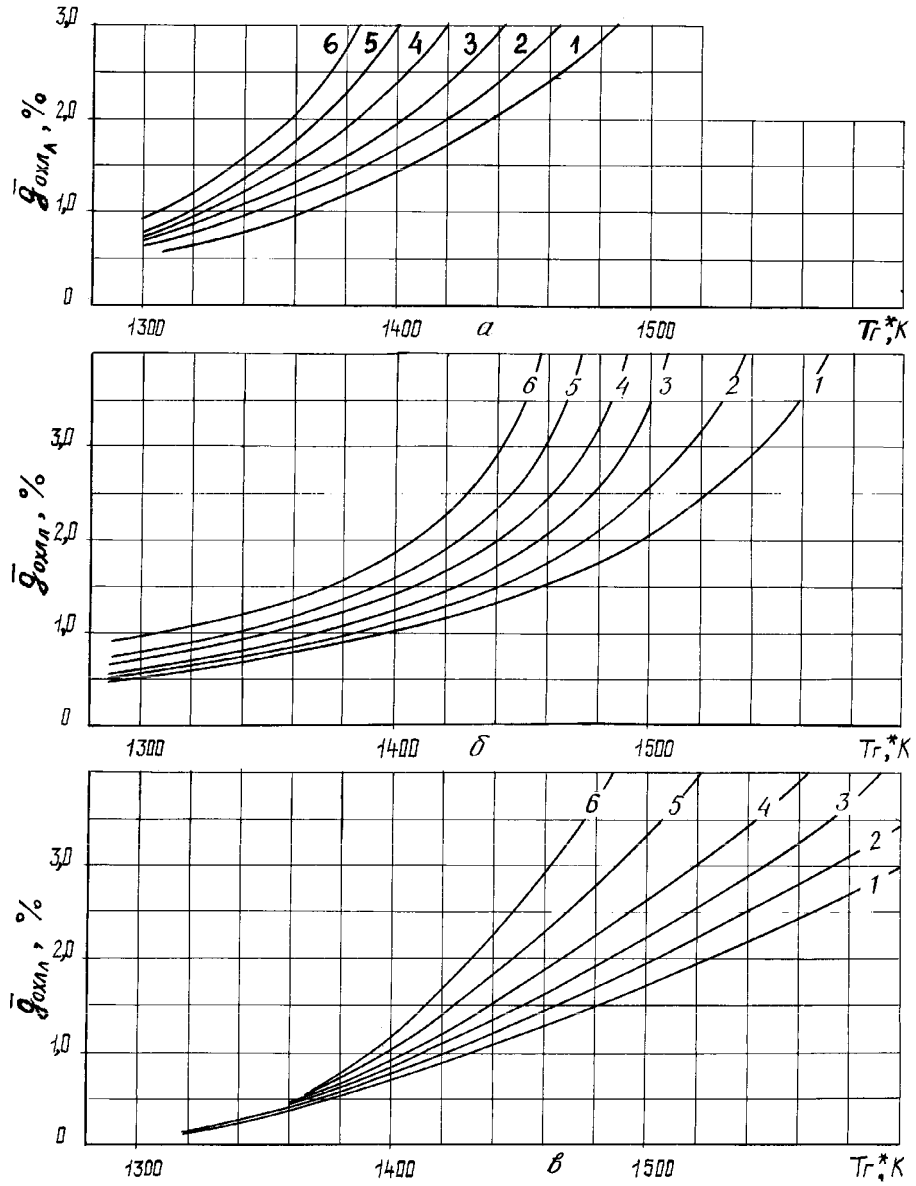


Рис.2.4.21. Влияние параметров двигателя $\pi^*_к$, $T^*_г$ и турбины $D_{ср}/h_л$ на потребный расход охлаждающего воздуха в рабочую лопатку ТВД $\overline{g}_{охл\ л}$:

а,б,в – соответственно $D_{ср}/h_л$=12, 15, 18; крейсерский режим, ресурс двигателя τ=5000 ч, система охлаждения с современным уровнем организации;
1,2,3,4,5,6 – соответственно $\pi^*_к$=20, 25, 30, 35, 40, 45

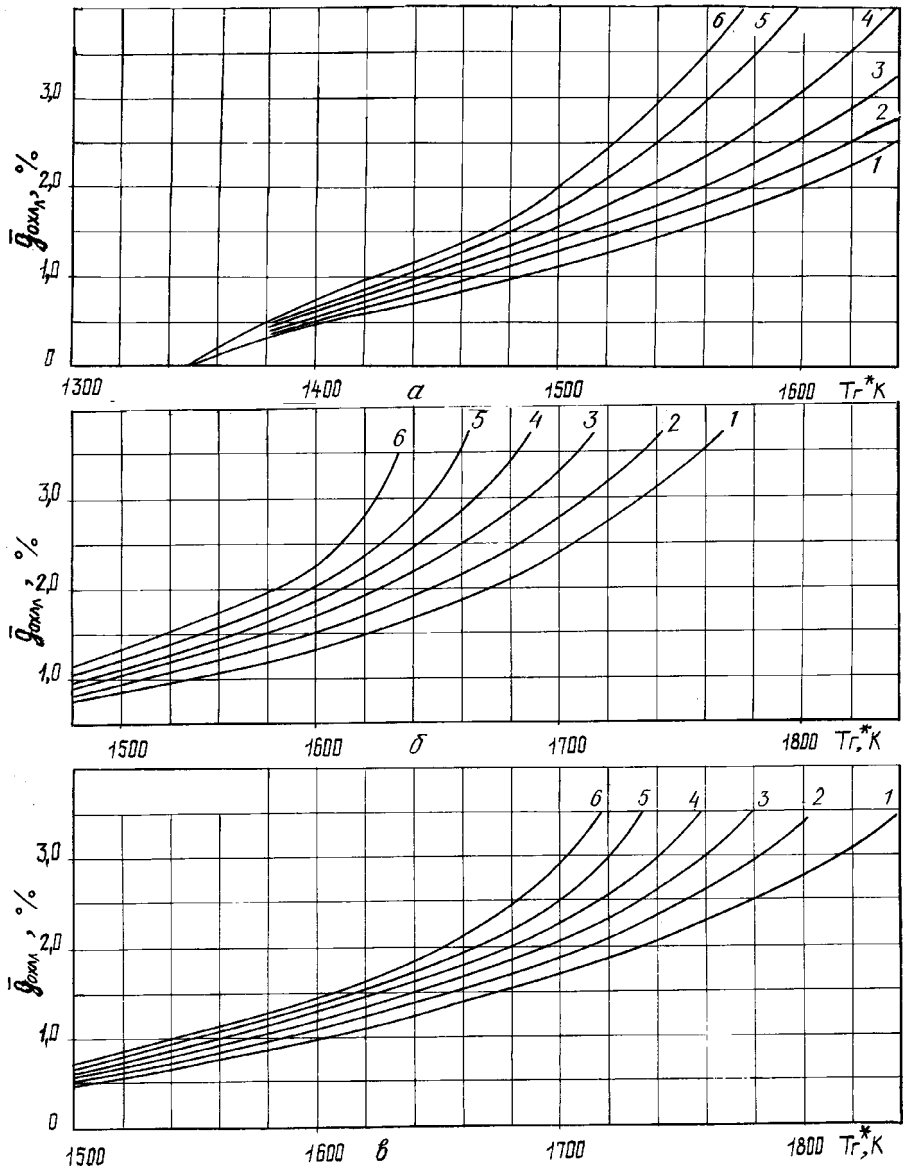


Рис.2.4.22. Влияние параметров двигателя $\pi^*_к$, $T^*_г$ и турбины $D_{ср}/h_л$ на потребный расход охлаждающего воздуха в рабочую лопатку ТВД $\overline{g}_{охл\,л}$:

а,б,в – соответственно $D_{ср}/h_л$=12, 15, 18; взлетный режим, ресурс двигателя τ = 40 ч, система охлаждения с современным уровнем организации;

1,2,3,4,5,6 – соответственно $\pi^*_к$ = 20, 25, 30, 35, 40, 45

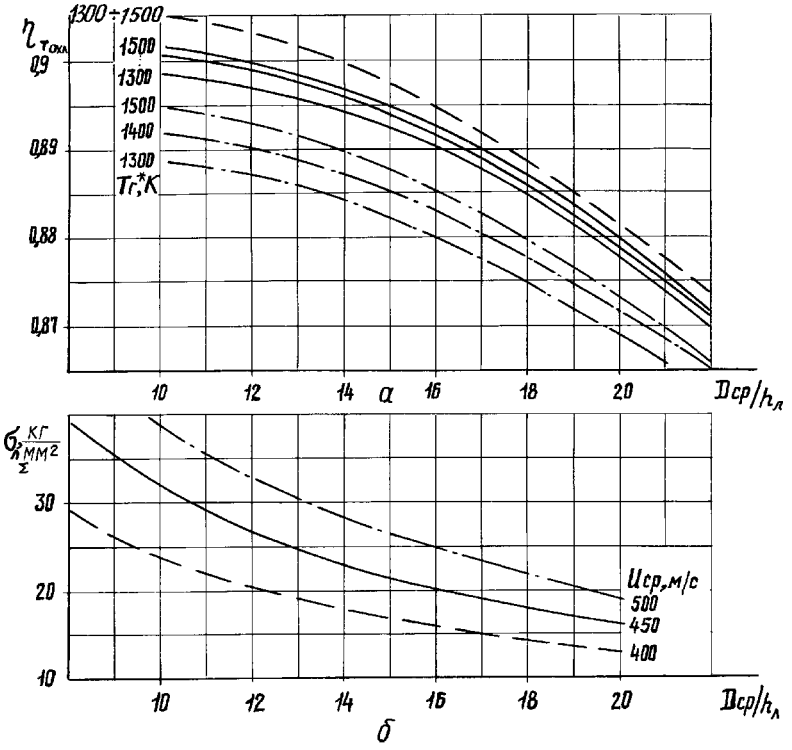


Рис.2.4.23. Влияние на протекание кпд $\eta_{т\ охл}$ и $\sigma_{л\ \Sigma}$ параметров $D_{ср}/h_л$, $u_{ср}$, $T^*_г$ на крейсерском режиме при $\bar{g}_{охл\ л}$=1%, $\pi^*_к$=25: *а* – $\eta_{т\ охл}$; б - $\sigma_{л\ \Sigma}$; —·— – $u_{ср}$= 500 м/с; —— – $u_{ср}$= 450 м/с; ——— – $u_{ср}$= 400 м/с

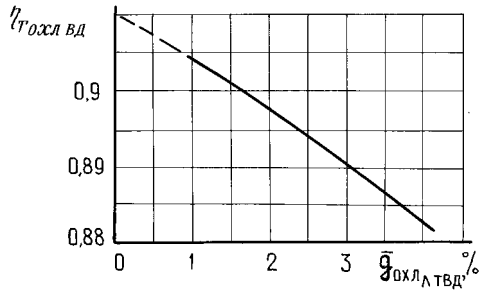


Рис.2.4.24. Пример изменения кпд охлаждаемой высокотемпературной турбины ВД для одного из современных ТРДД по расходу воздуха на рабочие лопатки при $D_{ср}/h_л$ = 12; $u_{ср}$ = 400 м/с; $\pi^*_к$ = 30; $T^*_г$ = 1600 К, система охлаждения с современным уровнем

10. Зная суммарный расход воздуха на охлаждение турбины и раскладку его по ступеням, можно перейти к уточненному газодинамическому расчету турбины [22] и оценке удельного расхода топлива C_R.

11. Основываясь на проектных расчетах системы охлаждения и уточненном газодинамическом расчете турбины, оцениваем кпд охлаждаемой турбины по методике, построенной на статистических материалах по влиянию различных видов охлаждения (см. настоящую главу).

Таблица 2.4.6

Виды потерь КПД / Режим		$\bar{\eta}_{охл\ пс}$	Неоптимальность геометрии		Отвод тепла		$\bar{\eta}_{выд}$	$\bar{\eta}_{пвт}$	$\bar{\eta}_{охл\ бп}$	$\bar{\eta}_{нас}$	$\bar{\eta}_{нест}$	$\bar{\eta}_{твд}$
			$\bar{\eta}_{геом_л}$	$\bar{\eta}_{геом_{СА}}$	$\bar{\eta}_{тепл_л}$	$\bar{\eta}_{тепл_{СА}}$						
Взл. режим		0,995	0,995	0,991	0,999	0,996	0,99	0,992	0,995	0,993	0,99	0,9379
Кр. режим	$\bar{g}_{охл}$, % 1,0	0,9985	0,995	0,991	0,997	0,996	0,993	0,999	0,998	0,998	0,9941	0,966
	1,5	0,9975	0,995	0,991	0,995	0,994	0,992	0,999	0,9975	0,9967	0,9935	0,9617
	2,0	0,997	0,995	0,991	0,972	0,999	0,9915	0,995	0,996	0,997	0,993	0,9586

На рис. 2.4.23 представлены результаты расчета кпд охлаждаемой высокотемпературной турбины высокого давления в зависимости от параметров:

$$\frac{D_{ср}}{h_л}, u_{ср}, T_г^*, \sigma_{л\Sigma},$$

которые позволяют проследить влияние их на кпд. На рис. 2.4.24 и в табл. 2.4.6 показано влияние расхода воздуха, охлаждающего турбину ВД, на ее кпд для одного из современных ТРДД.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жирицкий, Г.С. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Г.С. Жирицкий, В.И. Локай, М.К. Максутова [и др.]. – М.: Машиностроение, 1971.- 620с.

2. Копелев, С.З. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей / С.З. Копелев, С.В. Гуров. – М.: Машиностроение, 1978.–204с.

3. Швец, И.Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан. – Киев: Наукова думка, 1974.

4. Walker L.A. and Markland E. Heat Transfer to Tirbine Blading in the Presence of secondary Flow, Heat Transfer, London, 1965, vo1. 8.

5. Газовые турбины авиационных двигателей / [Г.С. Жирицкий и др.]. – М.: Оборонгиз, 1963.

6. Локай, В.И. Влияние вращения на теплообмен между газом и элементами проточной части газовой турбины / В.И. Локай, В.А. Трушин // Изв. вузов. Авиационная техника. 1968, №3.

7. Гуров, С.В. Исследование интенсивности охлаждения дефлекторной лопатки / С.В. Гуров // Теплоэнергетика, 1967, № 10.

8. Керн, Д. Развитые поверхности теплообмена: пер. с англ. / Д. Керн, А. Краус. – М.: Энергия, 1977. – 464с.

9. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев. – М.- Л.: Госэнергоиздат, 1956.

10. Зикеев, В.В. Конвективно-пленочное охлаждение сопловых лопаток турбин / В.В. Зикеев // Изв. АН СССР. Теплофизика высоких температур, 1979, №6. Т. 17. – С. 1319 –1327.

11. Фаворский, О.Н. Охлаждаемые воздухом лопатки газовых турбин / О.Н. Фаворский, С.З. Копелев // Теплоэнергетика, 1981. №8. – С. 7 - 11.

12. Sellers R., Dahlberg D.E., Co1vert G.S. New Approasches to Turbine Airfoil Cooling and Manufacturing. AIAA Paper, 1977, № 948.

13. Interavia Air letter, 1979, № 9397, p. 7 - 9.

14. Кейс, В.М. Компактные теплообменники / В.М. Кейс, А.Л. Лондон. – М. - Л.: Госэнергоиздат, 1962. - 159с.

15. Горелов, Г.М. Улучшение параметров ГТД при впрыске воды в воздух, охлаждающий турбину / Г.М. Горелов, В.П. Данильченко, В.Е. Резник // Изв. вузов. Авиационная техника, 1983, № 3.

16. Шустров, Ю.М. Авиационные системы кондиционирования воздуха / Ю.М. Шустров, М.М. Булаевский. – М.: Машиностроение, 1978. – 159 с.

17. Болотин, Н.Б. Об эффективности использования закрученного потока в системе охлаждения авиационных газовых турбин / Н.Б. Болотин,

В.П. Данильченко, В.Е. Резник. // Вихревой эффект и его промышленное применение: сб. – Куйбышев: КуАИ, 1981. – Вып. 3.

18. Ловинский, С.И. Конструкция и основы проектирования авиационных ГТД / С.И. Ловинский, Г.И. Линко, Г.П. Анучкин. – М.: Машиностроение, 1977. – 313с.

19. Резник, В.Е. Инженерные основы проектирования камер сгорания авиационных ГТД / В.Е. Резник, В.П. Данильченко, Н.Б. Болотин [и др.]; под ред. д-ра техн. наук Лукачева В.П. – Куйбышев: КуАИ, 1981. –75 с.

20. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1969. – 824с.

21. Локай, В.И. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / В.И. Локай, М.К. Максутова, В.А. Струнки. – М.: Машиностроение, 1979.

22. Мамаев, Б.И. Газодинамический расчет осевой турбины / Б.И. Мамаев. – Куйбышев: КуАИ, 1969. – 103 с.

23. Самойлович, Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин / Г.С. Самойлович. – М.: Машиностроение, 1975.

24. Лукачев, В.П. Выбор параметров и инженерные основы проектирования систем охлаждения элементов турбины авиационных ГТД: учеб. пособие / В.П. Лукачев, В.П. Данильченко, В.Е. Резник. – Куйбышев: КуАИ, 1983. – 120 с.

25. Лукачев, В.П. Анализ тенденций развития систем охлаждения рабочих лопаток высокотемпературных турбин некоторых иностранных авиационных ГТД / В.П. Лукачев, В.П. Данильченко, В.Е. Резник // Промышленная теплотехника. АН УССР. – Киев: Наукова думка. № 6; 4. 1984. – С.68 – 75.

26. Александров, А.А. Исследование теплоотдачи в трубках с пристенными осевыми вихрями / А.А. Александров, В.П. Данильченко, Г.М. Горелов [и др.] // Вихревой эффект и его промышленное применение: сб. – Куйбышев: КуАИ, 1984. С. 326 – 331.

27. Александров, А.А. Потери давления при течении газа в цилиндрическом канале с трением и подогревом / А.А. Александров, В.П. Данильченко, Г.М. Горелов [и др.] // Изв. вузов. Энергетика, 1984, №7. – С. 97 - 100.

28. Данильченко, В.П. Исследование теплообмена при впрыске воды в воздух, охлаждающий турбинную лопатку / В.П. Данильченко, В.Е. Резник, Ю.Г. Тимаев // Изв. вузов. Авиационная техника, 1984, № 3. – С. 38 - 41.

29. Александров, А.А. Метод расчета потерь напора при течении газа в канале с пережатием при наличии подогрева / А.А. Александров, В.П. Данильченко, Г.М. Горелов [и др.] // Изв. вузов. Энергетика, 1989, №9. – С. 120 -124.

30. Александров, А.А. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при обтекании поверхности с развитой шероховатостью в виде сфериче-

ских углублений / А.А. Александров, В.П. Данильченко, Г.М. Горелов [и др.] // Промышленная теплотехника. АН УССР. – Киев, 1989, т. II, № 6. – С. 57 - 61.

31. Данильченко, В.П. О повышении эффективности системы отключения подачи воздуха на турбину на крейсерском режиме / В.П. Данильченко, Г.М. Горелов, В.Е. Резник // ЦИАМ. Авиационные двигатели, 1981,№4. – С. 16 - 22.

32. Данильченко, В.П. Влияние впрыска воды в воздух, охлаждающий турбину, на экономичность ГТД при работе на форсажных режимах / В.П. Данильченко, Г.М. Горелов, В.Е. Резник // Изв. вузов. Авиационная техника, 1984. №1. – С. 81 - 83.

33. Данильченко, В.П. вопросу об улучшении параметров ТРДД и ТРДДФ при впрыске испаряющихся жидкостей в воздух, охлаждающий турбину / В.П. Данильченко, Г.М. Горелов, В.Е. Резник // ЦИАМ. Авиационные двигатели, 1983, №3. – С. 9 - 12.

34. Александров, А.А. Влияние жесткости воды, впрыскиваемой в воздух, охлаждающий турбину, на теплообменные и гидравлические характеристики лопаток / А.А. Александров, В.П. Данильченко, Г.М. Горелов [и др.] // Изв. вузов. Авиационная техника, 1990, №3. – С. 68 - 71.

35. Кузнецов, Н.Д. Использование хладоресурса форсажного топлива для улучшения экономичности ГТД / Н.Д. Кузнецов, В.П. Данильченко, Г.М. Горелов [и др.] // Изв. вузов. Авиационная техника, 1993, №3. – С. 67 - 72.

36. Данильченко, В.П. Влияние впрыска воды в охлаждающий турбину воздух на параметры газотурбинного двигателя / В.П. Данильченко, Г.М. Горелов, В.Е. Резник // Изв. вузов. Авиационная техника, 1996, №2. – С. 57 - 62.

37. Данильченко, В.П. Повышение эффективности ГТУ НК-37 авиационного типа путем впрыска воды в охлаждающий воздух и подачи пара в турбины / В.П. Данильченко, Г.М. Горелов, В.Е. Резник [и др.] // XLII науч.-техн. сессия: тез. докл. РАН, Москва, 26 - 28 сент., 1995.– С. 67 - 68.

38. Гриценко, Е.А. Система впрыска воды в воздух, охлаждающий турбину двигателя, с одновременным охлаждением статора как метод создания высокотемпературного и экономичного авиационного ГТД с повышенной сохраняемостью параметров в процессе эксплуатации / Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, Г.М. Горелов [и др.] // XX науч. чтения по космонавтике: тез. докл., Москва, 1996. – С. 135.

39. Гриценко, Е.А. Проблемы создания авиационного двигателя НК-44 тягой 44 т / Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, Г.М. Горелов [и др.] // Междунар. науч.-техн. конф.: тез. докл. – Самара: СГАУ, 1997. – С. 54 - 56.

ГЛАВА 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РАДИАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ В ТУРБОКОМПРЕССОРАХ

Основными параметрами цикла, влияющими на изменение удельного расхода топлива, удельной мощности и удельного веса в авиационных ГТД, являются, как известно, температура газа перед турбиной, степень повышения давления в компрессоре, кпд узлов, входящих в состав ГТД.

Кроме аэродинамического совершенства, на уровень кпд влияют факторы, обеспечивающие нормальное функционирование узлов двигателя: отборы на охлаждение, необходимые радиальные зазоры и т.д.

Для достижения минимального удельного расхода топлива одновременно с повышением температуры газа перед турбиной $T_г^*$ необходимо увеличивать и степень повышения давления в компрессоре $\pi_к^*$. Однако повышение $T_г^*$ и $\pi_к^*$ сопровождается, как правило, падением кпд узлов и увеличением расхода охлаждающего воздуха, что может свести на нет потенциальный выигрыш от форсирования цикла. Поэтому необходимо стремиться к повышению кпд узлов, например, путем уменьшения радиальных зазоров в турбокомпрессоре. В этом случае решение проблемы обеспечения минимальных радиальных зазоров рассматривается не только как путь совершенствования турбокомпрессора, но и как метод создания высокоэкономичного двигателя с повышенной сохраняемостью параметров.

В данной главе систематизирован материал, необходимый для проектирования энергетически наиболее эффективных саморегулируемых систем и конструкций турбокомпрессоров, ориентированных на обеспечение оптимальных радиальных зазоров по всему профилю полета самолета и обеспечивающих сохраняемость характеристик ГТД при эксплуатации.

В разделе 3.1 приведены краткий обзор состояния проблемы и опытные данные о влиянии радиальных зазоров на эффективность турбокомпрессора.

В разделе 3.2 теоретически рассмотрены вопросы согласования радиальных расширений статора и ротора турбокомпрессора при работе на установившихся и переходных тепловых режимах конструкции.

С помощью уравнений, описывающих изменение зазоров, полученных авторами, показана возможность прогнозирования изменения радиальных зазоров в турбомашинах и обеспечения их постоянства по

условиям полета средствами, вводимыми в конструкцию на стадии проектирования. Изложена приближенная методика расчета величины радиальных зазоров, проведено сравнение результатов расчета и измерений в натурных турбомашинах.

В разделе 3.3 рассмотрены основные тенденции развития систем теплового воздействия на статор и ротор в турбокомпрессорах, разрабатываемых и находящихся в эксплуатации авиационных ГТД. Особое внимание в работе обращено на создание саморегулируемых, энергетически наиболее выгодных систем управления радиальными зазорами и конструкций турбокомпрессоров ГТД, ориентированных на обеспечение минимальных зазоров с целью повышения экономичности и сохраняемости экономичности и других характеристик при эксплуатации.

При подготовке книги кроме отечественных материалов и разработок авторов [37…41] были широко использованы работы зарубежных ученых и конструкторов, опубликованные в научно-технических журналах. При работе над рукописью авторы учли замечания, высказанные кафедрой турбомашин ГТД КАИ, руководимой проф. В.И. Локаем.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

T, t – температура потока газа, воздуха, статора, ротора, К(°С)

$T_н$, $t_н$ – температура окружающей среды, К (°С)

P – тяга, Н

Θ – степень подогрева, разность температур

G – расход газа, воздуха, топлива, кг/с

m – степень двухконтурности; масса, кг

$\overline{G}_{охл}$ – расход воздуха на охлаждение, отнесенный к расходу воздуха через компрессор

M – масса, кг; число Маха

V – скорость, объем, $м^3$ (л)

C_P, C_R – удельный расход топлива, кг/Н·ч

c – скорость потока газа (воздуха) в абсолютном движении, м/с

U, u – окружная скорость, м/с; упругая деформация детали, мм

n – частота вращения, $мин^{-1}$, $с^{-1}$

ρ – плотность потока (или материала), $кг/м^3$

Q, q – количество тепла, Дж

α – коэффициент теплового линейного расширения; коэффициент теплоотдачи, $Вт/м^2 \cdot К$

k – коэффициент теплопередачи, $Вт/м^2 \cdot К$; показатель адиабаты

K – фактор тепловой инерционности, коэффициент формы

Nu – критерий Нуссельта

Pr – критерий Прандтля

Re – критерий Рейнольдса

δ – зазор, толщина

ΔK_y – запас газодинамической устойчивости

F – площадь

π – степень повышения (понижения) давления

σ – нормальное напряжение в материале, Па

p – давление потока газа, воздуха, Па

η – коэффициент полезного действия

τ – время, с (мин, ч)

Δ – приращение величины.

ИНДЕКСЫ

Надстрочный

* – заторможенные параметры

Подстрочные

I – значение параметра на выходе из внутреннего контура

II – то же на выходе из вентилятора

г – газ, продукты сгорания, горячий

в – воздух

т – турбина, топливо

д – диск

охл – охлаждаемый

са – сопловой аппарат

л – лопатка

u – окружной

р – ребро, ротор, расчетный

взл – взлетный режим

кр – крейсерский режим

э – эпюра температуры, экспериментальный

max – максимальный

изм – измеренный

$\sum$ – суммарный

вт – втулка

р з – радиальный зазор

min – минимальный

пр – приведенный

к – компрессор, контур, корпус

конт – контактирующие поверхности

кс – камера сгорания

жт – жаровая труба

н – наружный

вн – внутренний

потр – потребный

ф – форма

исх – исходный

мг – малый газ

вх – вход

вых – выход

ср – средний

ад – адиабатический

мз – монтажный зазор

гг – газогенератор

на – направляющий аппарат

рл – рабочая лопатка

рк – рабочее колесо, рабочее кольцо

ст – ступень, стенка, статор, ступица

покр – покрытие

вкл – включено

откл – отключено

ВД – высокое давление

СД – среднее давление

НД – низкое давление

РУД – рычаг управления двигателем.

3.1. ПРОБЛЕМА СТАБИЛИЗАЦИИ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ В ОСЕВЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРАХ

3.1.1. Опытные данные о влиянии величины радиальных зазоров на кпд компрессора и турбины и сохраняемость характеристик

Термический кпд газотурбинного двигателя определяется температурой газа перед турбиной $T_г^*$, степенью сжатия воздуха в компрессоре $\pi_к^*$, а также кпд узлов турбокомпрессора (ТК), причем повышение значений $T_г^*$ и $\pi_к^*$ сопровождается снижением кпд процессов в турбокомпрессоре (из-за снижения $\eta_{ад}^*$ при возрастании $\pi_к^*$, увеличения утечек и расхода воздуха на охлаждение горячих узлов и др.).

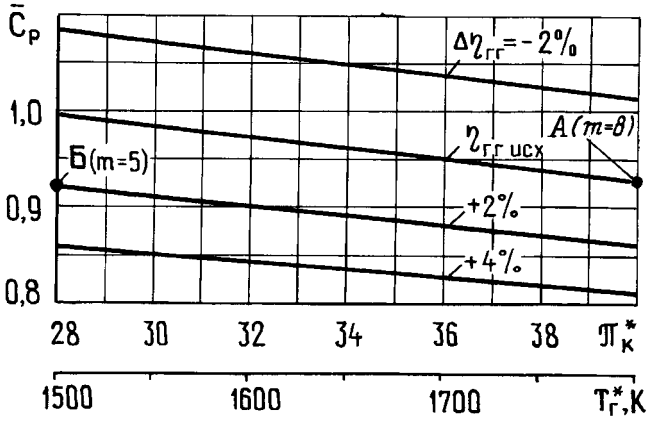


Рис. 3.1.1. Зависимость относительного удельного расхода топлива $\bar{C}_р$ от степени повышения давления $\pi_к^*$, температуры газа $T_г^*$, степени двухконтурности m и кпд газогенераторной части $\eta_{гг}$

Расчеты показывают, что даже сравнительно малое ухудшение кпд турбокомпрессора может обесценить улучшения, связанные с форсированием цикла двигателя (рис. 3.1.1). Из рис. 3.1.1 видно, что для улучшения эффективности двигателя, например на 7% (точка А), при неизменном кпд турбокомпрессора требуется увеличить значение $\pi_к^*$ с 28 до 38...40, $T_г^*$ с 1500 до 1750...1800 К и степень двухконтурности m – до 8. Если при этом кпд узлов ухудшится на 2%, то улучшения удельного расхода топлива $\bar{C}_р$ не произойдет. Повышение кпд узлов на 2% позволит

снизить удельный расход топлива на 7%, сохранив исходные значения $\pi_к^*$, $T_г^*$, m (точка Б на рис. 3.1.1).

Существенно влияет на кпд турбокомпрессора и запасы его устойчивости величина радиальных зазоров (рис. 3.1.2, 3.1.3). Видно, что 1% изменения величины радиального зазора $\delta_{р\ з}$ по концам лопаток КВД приводит к снижению кпд компрессора примерно на 1…2% и уменьшению запаса газодинамической устойчивости $\Delta К_у$ ~ на 3% [1].

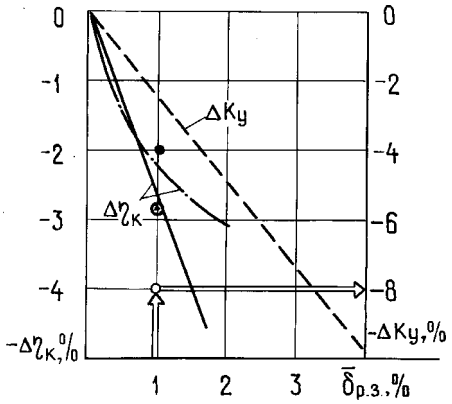


Рис. 3.1.2. Влияние относительного зазора по концам лопаток компрессора $\overline{\delta}_{р.з}$ на изменение его кпд $\Delta\eta_к$ и запасов газодинамической устойчивости $\Delta К_у$: —·— – $\Delta\eta_к$; ——— $\Delta К_у$ [26]; ○ – данные по ГТД RB.199 [1]; ⊙ – КВД ГТД №2; ● – ГТД E^3

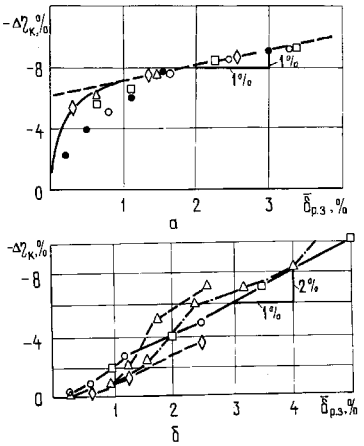


Рис. 3.1.3. Влияние относительного радиального зазора $\overline{\delta}_{р.з}$ на изменение кпд компрессора $\Delta\eta_к$ при постоянной мощности на валу ротора (*а*) и при постоянном расходе воздуха (*б*):
●, Δ, ○, ◊, □ – опыты различных авторов

Следует отметить, что по опыту доводки КВД двигателя RB.199 с малыми размерами проточной части (высота лопаток на выходе из КВД $h_л$ = 19 мм) увеличение периферийного радиального зазора на 1% приводило к снижению $\Delta К_у$ на 8% (см. рис. 3.1.2) [1]. В литературе имеются данные о нелинейной зависимости кпд компрессора от радиального зазора в области малых значений $\delta_{р\ з}$ (см. условия сравнения в случае *а* на рис. 3.1.3) [27]. На рис. 3.1.4 показано влияние радиальных зазоров на кпд турбины. Видно, что 1% изменения величины зазора по концам лопаток турбины ВД может приводить к уменьшению кпд примерно на 1,5…2,8 %.

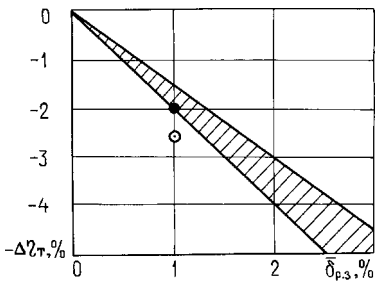


Рис. 3.1.4. Влияние относительного зазора $\bar{\delta}_{р.з}$ на изменение кпд турбины $\Delta\eta_T$: //// – [26]; ⊙ – ТВД ГТД №3 (расчет при $n_{пр}$ = const); ● – [2]

Для пассажирских и транспортных самолетов перспективными являются ТРДД с повышенной степенью двухконтурности (m>10) и турбовинтовентиляторные двигатели - ТВВД. Для существующего и перспективного парка самолетов подобные двигатели создаются с тягой Р=120…200 кН в условиях взлета, что порождает проблему, связанную с малыми приведенными расходами воздуха через газогенератор. Так, например, за компрессором высокого давления (КВД) ГТД № 1 приведенный расход воздуха $G_{в\ пр}$=15 кг/с, в ГТД №2 $G_{в\ пр}$=7 кг/с, в ГТД №3 $G_{в\ пр}$=3,0 кг/с. Здесь

$$G_{в\,пр} = G_{в\,вд}\sqrt{\frac{T_2^*}{288}}\frac{1{,}033}{p_{2\,вд}^*}.$$

Уменьшение приведенного расхода воздуха приводит к снижению кпд турбины и компрессора в связи с проявлением масштабного фактора.

На рис. 3.1.5 показано влияние 1 мм радиального зазора на потери кпд турбины и кпд компрессора в ГТД различной размерности.

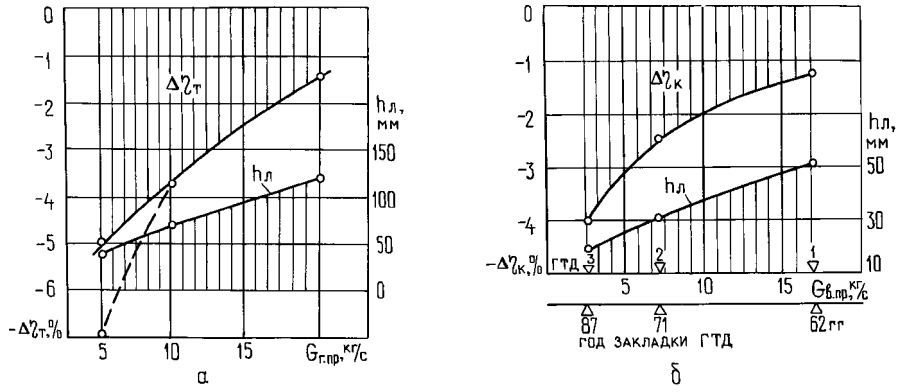


Рис.3.1.5. Влияние изменения радиального зазора в 1 мм на потери кпд турбины ВД (*а*) и кпд компрессора ВД $\Delta\eta_к$ (*б*) в ГТД различной размерности

Видно, что 1 мм радиального зазора в КВД (рис. 3.1.5, *б)* приводит к более существенному снижению кпд компрессора в двигателях малой размерности. В ГТД № 3 при высоте лопатки на выходе $h_л$ = 20 мм снижение кпд составляет 4%, тогда как в ГТД № 1 ($h_л$ = 48 мм) снижение кпд равно 1,3%. В турбинах 1 мм радиального зазора также приводит к более значительному уменьшению кпд турбины в двигателях меньшей размерности, т.е. с малым приведенным расходом газа

$$G_{г\,пр} = G_г \sqrt{\frac{T_г^*}{288}} \cdot \frac{1{,}033}{p_г^*}$$ (рис. 3.1.5, *а*).

В табл. 3.1.1 приведены данные по влиянию 1 мм радиального зазора КВД и ТВД на удельный расход топлива.

Таблица 3.1.1

Параметры ГТД на взлетном режиме (H=0, M=0)	$C_р$, %	
	КВД	ТВД
ГТД №1 ($\pi_к^*$ = 12, $T_г^*$ = 1300 К, m = 1,3)	+0,68	+0,7
ГТД №2 ($\pi_к^*$ = 27, $T_г^*$ = 1620 К, m = 1,3)	+1,4	+1,83
ГТД №3 ($\pi_к^*$ = 40, $T_г^*$ = 1650 К, m = 15)	+1,3	+2,95

3.1.2. Краткий обзор состояния вопроса

При увеличении ресурса работы ГТД характеристики газогенератора, как правило, ухудшаются (рис. 3.1.6 и 3.1.7). Величина ухудшения расхода топлива $C_р$ может составлять 1,5…5%. Хотя трехкаскадные ТРДД существенно отличаются лучшей сохраняемостью $C_р$ по сравнению с двухкаскадными двигателями при одинаковой наработке в эксплуатации, однако ухудшение удельного расхода топлива остается достаточно значительным.

Удельный расход топлива двигателя повышается (см. рис. 3.1.7) в результате изменения радиальных зазоров и проходных сечений тракта двигателя, в том числе и вентилятора, под влиянием полетных нагрузок [35]. Вырабатывание корпуса статора может составлять значительную величину (рис. 3.1.8) [28]. С целью обеспечения минимальных радиальных зазоров усилия конструкторов и специалистов в области теплообмена направлены: на подбор материалов и масс ротора и корпуса статора турбокомпрессора для установления необходимого темпа их прогрева, а следовательно, и необходимых радиальных перемещений на всех режи-

мах работы двигателя; на повышение жесткости корпуса статора; на разгрузку корпуса при передаче тяговых усилий и крутящих моментов на подвеску; на обеспечение концентричности ротора и статора.

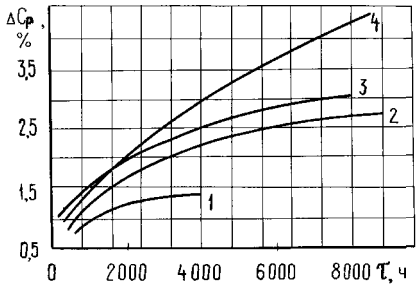


Рис.3.1.6. Зависимости увеличения удельного расхода топлива от наработки в эксплуатации для 3-каскадного и 2-каскадных ГТД:

1 – 3-каскадный ГТД RB.211;

2, 3, 4 – 2-каскадные ГТД (2 – JT9D,

3 – JT8D, 4 – JT3D [3])

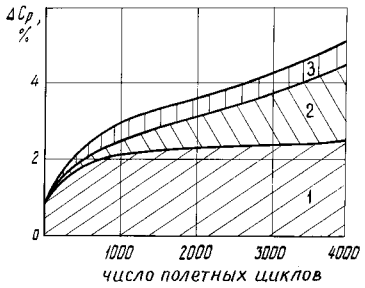


Рис. 3.1.7. Влияние некоторых эксплуатационных и технологических факторов на увеличение удельного расхода топлива (для ГТД JT9D[36]):

1– изменение радиальных зазоров и проходных сечений газового тракта под влиянием полетных нагрузок; 2 – эрозия в вентиляторе и контурах низкого и высокого давлений; 3 – термическая деформация деталей; один полетный цикл равен 3 часам

В современных авиационных ГТД наблюдаются тенденции к увеличению степени повышения давления в компрессорах до $\pi_к^* = 40$ и более (что сопровождается повышением температуры воздуха на выходе до 850...900 К); к увеличению частоты вращения ротора; к снижению массы элементов турбокомпрессора и возрастанию аэродинамической эффективности. Это приводит к необходимости более тщательного анализа всех теплофизических проблем турбомашин.

В задачу специалистов по теплообмену входит получение точных экспериментальных и расчетных данных о стационарных и нестационарных распределениях температуры в корпусах и дисках не только турбины, но и компрессора в течение всего цикла полета - от запуска двигателя до останова его после приземления самолета.

При этом преследуются следующие цели:

определение величин рабочих радиальных зазоров между ротором и статором с целью воздействия на элементы конструкции турбокомпрессора, для обеспечения оптимального теплового согласования элементов на всех режимах (стационарных и нестационарных), т.е. минимальных зазоров во время всего полета;

обеспечение долговечности корпуса статора и дисков, создание на этой основе надежной конструкции минимальной массы. Большое влияние на величину радиального зазора оказывает характер изменения во времени температуры корпуса статора и ротора.

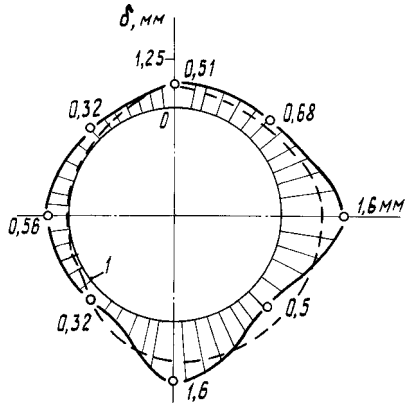


Рис.3.1.8. Характер вырабатывания корпуса вентилятора в процессе эксплуатации двигателя JT9D на самолете Боинг-747 [8]:

1 – исходная форма корпуса: — — — - измерения при испытаниях перед получением сертификата о летной годности (150 полетов на Боинг-747);

○ – измерения на двигателе Р.695743 (в процессе 141 полета)

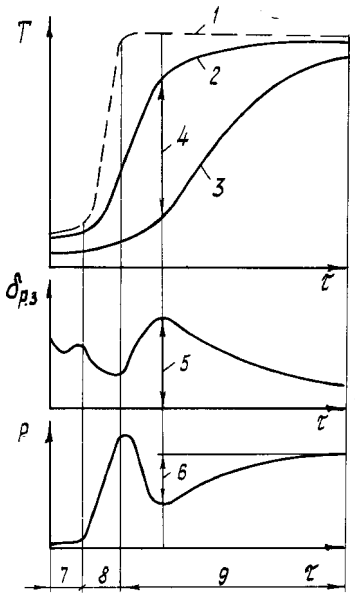


Рис. 3.1.9. Изменение параметров основного потока (1), температур статора (2), диска (3), радиального зазора (5) и тяги двигателя (6) во время запуска и приемистости двигателя; 4 – момент максимального рассогласования температур статора и ротора; 5 – максимальный радиальный зазор; 6 – недобор тяги; 7 – запуск и выход на режим малого газа; 8 – выход на взлетный режим; 9 – взлетный режим

На рис. 3.1.9 схематически показано типичное изменение температуры статора, диска компрессора, турбины и тяги двигателя при запуске. Следует отметить, что становление давления и температуры воздуха в компрессоре (кривая 1, рис. 3.1.9) происходит так же быстро, как и частоты вращения ротора двигателя, т.е. обычно за 5…10 с от режима малого газа до взлетного. Температура корпуса статора (кривая 2), обтекае-

мого потоком воздуха (газа), также относительно быстро изменяется и отслеживает изменение режима работы двигателя. Очевидно, что радиальное перемещение корпуса происходит тоже быстро.

Напротив, радиальное перемещение ротора происходит с отставанием, при этом температура периферийной части диска изменяется гораздо быстрее, чем температура полотна и более массивной втулочной части, не взаимодействующей с основным потоком (кривая 3). Это приводит к возникновению большой по величине и нарастающей во времени рассогласованности температур статора и ротора (участок 4) и сопровождается повышением термических напряжений в диске и увеличением радиального зазора.

Изменение радиального зазора между лопатками ротора и корпуса статора в зависимости от времени также показано на рис. 3.1.9. Из рисунка видно, что вначале происходит кратковременное уменьшение величины зазора в результате повышения частоты вращения ротора и радиальной вытяжки его деталей под действием центробежных сил, затем под влиянием нестационарных тепловых процессов происходит увеличение зазоров (участок 5), что вызывает снижение кпд турбокомпрессора и может приводить к срывным явлениям в нем. Через некоторое время работы двигателя при неизменном $\alpha_{руд}$ радиальные зазоры принимают желаемые значения.

Нестационарное изменение величины радиального зазора приводит к изменению основных параметров двигателя, например тяги. Следует отметить, что тяга двигателя может возрастать от величины, соответствующей режиму малого газа, до максимальной очень быстро (участок 8, рис. 3.1.9). Далее наблюдается провал тяги (участок 6), а затем тяга медленно возрастает, достигая проектной максимальной величины (по мере восстановления радиального зазора). Этот процесс может длиться несколько минут. Как показал опыт эксплуатации, провал тяги по сравнению с максимальной на 3,5...15% наблюдается через 20...60 с, когда самолет может оказаться в конце взлетной полосы и должен взлетать, т.е. в момент, когда требуется наибольшая тяга. Поскольку провал тяги двигателя на взлетном режиме (см. рис. 3.1.9) недопустим, то в современных ГТД используется метод кратковременного увеличения режима работы двигателя (например по температуре газа перед турбиной) на взлетном режиме в течение 5 мин, что отрицательно сказывается на ресурсе.

При конструировании компрессоров и турбин опытных и перспективных двигателей необходимо добиваться более благоприятного изменения температур деталей, а следовательно, перемещений статорных и роторных элементов. Применительно к компрессору и турбине усилия направлены в конечном итоге на увеличение тепловой инерционности статора и уменьшение этого фактора у ротора (см. рис. 3.1.10). На рис. 3.1.10 показано, как увеличение тепловой инерционности статора позволяет сблизить радиальные перемещения статора и ротора, а следовательно, уменьшить радиальные зазоры и провал тяги на взлетном режиме работы двигателя.

При снижении частоты вращения ротора на останове двигателя и при повторной приемистости, очевидно, можно и нужно избежать уменьшения радиальных зазоров до отрицательных значений, т.е. избежать явлений «врезания», имеющих место в современных турбокомпрессорах, когда лопатки ротора внедряются в истираемое покрытие статора. В результате такого «врезания» зазоры увеличиваются, и это приводит в конечном счете к снижению кпд турбокомпрессора и запасов газодинамической устойчивости ГТД.

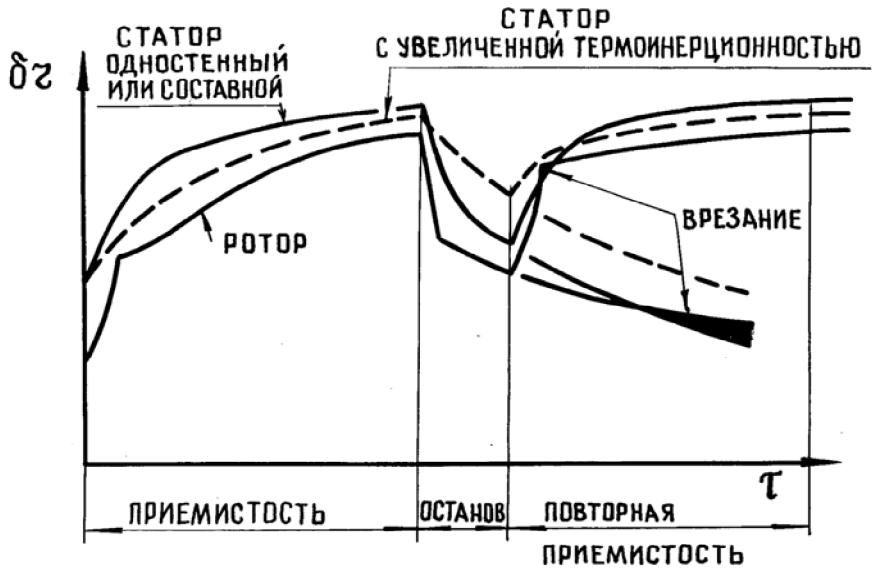


Рис. 3.1.10. Изменение радиальных перемещений диска и статора компрессора на переходных режимах работы двигателя

Чтобы повысить термоинерционность корпуса статора, можно просто увеличить его массу, что неприемлемо для авиационных ГТД. Увеличению тепловой инерционности статора способствует снижение интенсивности взаимодействия основного потока со стенками корпуса. Это достигается, например, путем введения различного рода тепловых сопротивлений между силовым корпусом и внутренними стенками статора, образующими воздушный тракт компрессора, а также путем дозированного охлаждения конструкции корпуса холодным воздухом. Весьма эффективной, очевидно, является конструкция корпуса, имеющего внешнюю силовую оболочку с подвешенными к ее внутренней стороне отдельными сегментами, образующими трактовую стенку кольцевого канала турбокомпрессора (по типу статоров турбин). В таком статоре радиальное перемещение определяется только тепловым состоянием силового корпуса, который не подвергается непосредственному воздействию основного потока и поэтому относительно медленно реагирует на изменение режима работы двигателя.

Тепловую инерционность роторных деталей можно уменьшить, например, вентиляцией полостей между дисками с помощью небольшого количества воздуха, отбираемого от основного потока.

Рассмотренный метод регулирования и оптимизации зазоров в уже созданных или находящихся в доводке турбомашинах, как правило, неосуществим, так как он требует проведения глубоких и фундаментальных конструкторско-технологических изменений. Простым же подбором материала деталей статора при современных методах конструирования решить проблему согласования перемещений ротора и статора пока не удается. В этих случаях прибегают к активному способу управления радиальными зазорами. Эта цель может достигаться, например, с помощью систем, обеспечивающих струйный выдув холодного воздуха, отбираемого из-за ступеней низкого давления, на корпус статора. Следствием этого является уменьшение его размера. Наличие систем обдува позволит не только уменьшать или увеличивать зазоры на некоторых режимах работы двигателя путем выключения охлаждающего воздуха, но и избегать истирания трактовых поверхностей, происходящего в результате высоких полетных нагрузок при маневрах или термических перемещениях.

На крейсерском режиме полета, при котором расходуется большая часть топлива, система охлаждения может быть включена с целью активного уменьшения радиальных зазоров и повышения кпд турбоком-

прессора. Большой практический интерес может представлять система управления радиальными зазорами в охлаждаемой турбине, где системе охлаждения горячих элементов ротора, кроме основной функции – обеспечения необходимого уровня температур, придана вторая функция – дозированного уменьшения расхода воздуха на крейсерском режиме. При уменьшении расхода воздуха происходит подогрев диска и лопаток, радиальные размеры их увеличиваются, а радиальные зазоры уменьшаются. Очень важно, чтобы при применении любых способов интенсификации охлаждения, в том числе и вспомогательных систем, не были утрачены обе функции системы охлаждения деталей ротора (рис. 3.1.11). Решению этой проблемы уделено определенное внимание в работах [4, 5,6].

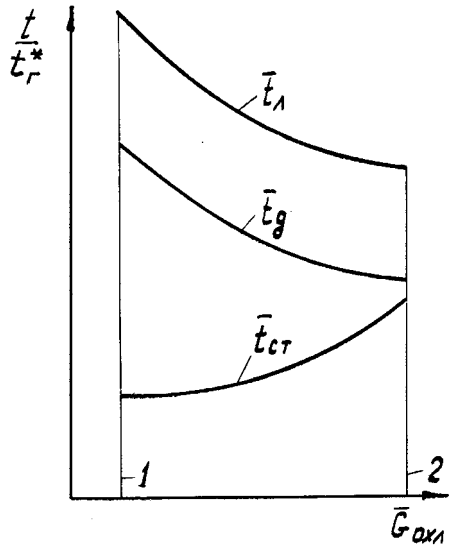


Рис. 3.1.11. Изменение температур деталей диска $\bar{t}_д$, лопаток $\bar{t}_л$ и статора $\bar{t}_{ст}$ для обеспечения встречных перемещений роторных и статорных деталей в зависимости от расхода охлаждающего воздуха $\overline{G}_{охл}$:
1 – крейсерский режим полета;
2 – взлетный режим

Для уменьшения расхода воздуха повышенной энергии, используемого при обдуве статоров турбокомпрессора, рационально вести разработку систем управления радиальными зазорами не в доработочном исполнении турбокомпрессоров существующих ГТД, а созданием конструкций, ориентируемых на применение саморегулируемых, энергетически наиболее экономичных систем без затрат воздуха на длительных режимах работы ГТД (систем с пассивным саморегулированием зазоров).

В связи с тем, что основными факторами, определяющими минимальную величину радиальных зазоров, являются согласованность термических расширений деталей ротора и статора, их деформации под воздействием различных нагрузок, а также конструкторско-технологические и режимные особенности двигателя, проанализируем их влияние на величину зазоров.

3.2. АНАЛИЗ УСЛОВИЙ СОГЛАСОВАНИЯ РАДИАЛЬНЫХ РАСШИРЕНИЙ СТАТОРА И РОТОРА НА УСТАНОВИВШИХСЯ И ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ГТД

3.2.1. Установившиеся режимы

При изменении температуры воздуха на входе в двигатель $T^*_{в\ вх}$, высоты H, скорости V полета самолета и частоты вращения ротора турбокомпрессора геометрические размеры газодинамического тракта не сохраняются постоянными. И даже при работе ГТД с неизменной приведенной частотой вращения ротора ($n_{пр} = n/\sqrt{T^*_{в\ вх}} = \text{const}$) с фактором геометрического неподобия необходимо считаться. Для этого простейшего случая эксплуатации двигателя полное изменение радиального зазора «пакета» деталей, состоящего из диска, лопаток и статора, от термических расширений можно записать в виде

$$\delta^t_{рз} = \alpha_{ст} r_{ст} \delta t_{ст} - \alpha_л h_л \delta t_л - \alpha_д r_д \delta t_д , \qquad (3.2.1)$$

где $\alpha_{ст}$, $\alpha_л$ и $\alpha_д$ – коэффициенты линейного расширения статора, лопаток и диска соответственно.

Допустим что на режимах $n_{пр} = n/\sqrt{T^*_{в\ вх}} = \text{const}$ температура i-го венца изменяется по закону

$$T_{i\,T^*_{в\ вх}} = T_{i\,288} \frac{T^*_{в\ вх}}{288} . \qquad (3.2.2)$$

Тогда

$$\delta^t_{рз} = \alpha_{ст} r_{ст} T_{ст\,288} \left(\frac{T^*_{в\ вх}}{288} - 1 \right) - \alpha_л h_л T_{л\,288} \left(\frac{T^*_{в\ вх}}{288} - 1 \right) - \alpha_д r_д T_{д\,288} \left(\frac{T^*_{в\ вх}}{288} - 1 \right). \qquad (3.2.3)$$

Разделив это равенство на высоту лопатки $h_л$, получим зависимость изменения относительного зазора от параметров «пакета» и внешних условий:

$$\frac{\delta^t_{р\,з}}{h_л} = \overline{\delta}^t_{р\,з} = \alpha_д T_{д\,288}\left(\frac{T^*_{в\,вх}}{288} - 1\right)\left[\frac{1}{2}\left(\frac{D_{ср}}{h_л} + 1\right)\frac{\alpha_{ст}}{\alpha_д}\frac{T_{ст\,288}}{T_{д\,288}} - \right.$$

$$\left. - \frac{\alpha_л}{\alpha_д}\frac{T_{л\,288}}{T_{д\,288}} - \frac{1}{2}\left(\frac{D_л}{h_л} - 1\right)\right]. \qquad (3.2.4)$$

При поддержании приведенных оборотов постоянными $n_{пр}$ = const физические обороты ротора (при изменении $T^*_{в\,вх}$) будут изменяться в соответствии с $n^2 \sim T^*_{в\,вх}$, и поэтому величина упругой деформации диска и лопаток будет переменной.

Поскольку $\overline{U}^c_д \sim n^2$, то

$$\overline{U}^c_д = \text{const}\left(n_1^2 - n_2^2\right) = \text{const}\cdot n^2_{пр}\left(\frac{n_1^2}{n^2_{пр}} - \frac{n_2^2}{n^2_{пр}}\right) =$$

$$= \text{const}\cdot n^2_{пр}\left(-\frac{\Delta T}{288}\right) = \text{const}\cdot n^2_{288}\left(\frac{T^*_{в\,вх}}{288} - 1\right). \qquad (3.2.5)$$

Таким образом, полное изменение зазора можно представить в виде

$$\Delta\delta_{р\,з_\Sigma} = \alpha_д T_{д\,288}\left(\frac{T^*_{в\,вх}}{288} - 1\right)\cdot\left\{\left[\frac{1}{2}\left(\frac{D_{ср}}{h_л} + 1\right)\cdot\frac{\alpha_{ст}}{\alpha_д}\frac{T_{ст\,288}}{T_{л\,288}} - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \frac{1}{2}\left(\frac{D_{ср}}{h_л} - 1\right) - \frac{\alpha_л}{\alpha_д}\frac{T_{л\,288}}{T_{д\,288}}\right] - \left(\frac{C_д + C_л}{h_л}\right)n^2_{288}\frac{1}{\alpha_д T_{д\,288}}\right\}. \qquad (3.2.6)$$

Здесь $C_д$, $C_л$ — постоянные величины, характеризующие податливость диска и лопатки соответственно.

Из уравнения (3.2.6) видно, что чем шире диапазон эксплуатации двигателя по числу М полета и высоте, т. е. в больших пределах изменяется $T^*_{в\,вх}$, тем значительнее изменяется радиальный зазор на установившихся режимах полета любого венца турбомашины. Значение монтажного радиального зазора назначается из условия предупреждения износа периферийных участков лопаток двигателя, который на установившихся режимах наиболее вероятен при максимальном значении тем-

пературы воздуха на входе и максимальной частоте вращения ротора. Определенный таким образом зазор, как будет показано ниже, должен быть увеличен для исключения износов сопрягаемых деталей при работе двигателя на переходных режимах. Кроме того, должно быть учтено действие эксплуатационных и технологических факторов (перегрузки, дисбалансы и др.).

В других стационарных условиях эксплуатации двигателя (при понижении режима работы) радиальный зазор $\delta_{р\ з}$ возрастает. Типичное изменение $\delta_{р\ з}$ на установившихся режимах в зависимости от изменения температуры воздуха на входе в двигатель приведено на рис. 3.2.1.

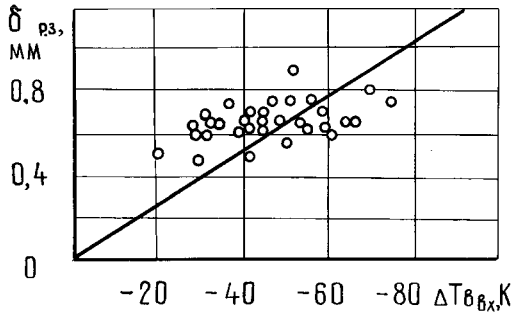


Рис.3.2.1.Изменение радиального зазора в зависимости от температуры воздуха на входе в двигатель на установившихся режимах:
——— - опыты ЦИАМ [2],
О - опыты ОАО «СНТК им. Н.Д.Кузнецова»

Как видно из графика, снижение температуры воздуха, например, на 40 К, что соответствует переходу со взлетного режима на крейсерский, приводит для ТРДДФ к изменению радиального зазора на 25…30% от величины монтажных зазоров. Важно подчеркнуть, что в общем случае чем больше максимальное значение числа М полета, при котором монтажный радиальный зазор предполагается полностью выбранным, тем большим оказывается значение радиального зазора в крейсерских условиях полета и соответственно ниже кпд турбокомпрессора. При значении зазора порядка 1...1,2 мм потери кпд турбины и компрессора высокого давления современных ГТД могут достигать 2,5...4,0% [26, 27, 7, 8].

3.2.1.1. Уравнение неизменности радиальных зазоров в ГТД с нерегулируемой геометрией на установившихся режимах

Из выражения (3.2.6) получено условие сохранения постоянного и равного нулю радиального зазора при изменении температуры воздуха на входе в двигатель:

$$\frac{T_{ст\,288}}{T_{д\,288}} = \frac{0{,}5\left(\frac{D_{ср}}{h_л} - 1\right) + \frac{\alpha_л}{\alpha_д}\frac{T_{л\,288}}{T_{д\,288}} + \frac{C_д + C_л}{h_л} n^2_{288}\frac{1}{\alpha_д T_{д\,288}}}{0{,}5\left(\frac{D_{ср}}{h_л} + 1\right)\frac{\alpha_{ст}}{\alpha_д}}. \qquad (3.2.7)$$

Зависимость (3.2.7) имеет четкий физический смысл, заключающийся в том, что в двигателе с нерегулируемой геометрией для сохранения нулевой величины радиального зазора в различных условиях полета (такой же, как и при H = 0, V = 0, $T^*_{в\,вх}$ = 288 К) необходимо в стандартных атмосферных условиях обеспечить температуру статора близкую к температуре, определяемой из уравнения (3.2.7). При выполнении этого требования и поддержании $n_{пр}$ = const значение радиального зазора в полетных условиях работы двигателя будет поддерживаться неизменным автоматически.

3.2.2. Переходные режимы

Наличие переходных режимов работы турбокомпрессора (сброс оборотов, повторная приемистость прогретого двигателя) вызывает значительное изменение радиального зазора, вследствие чего монтажные радиальные зазоры в современных турбомашинах назначаются увеличенными.

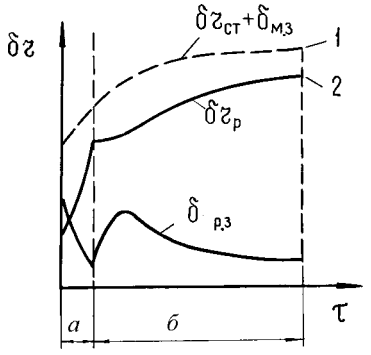


Рис. 3.2.2. Радиальные перемещения ротора $\delta r_р$, статора $\delta r_{ст}$ и получающаяся при этом величина радиального зазора $\delta_{рз}$ на переходных режимах:

а – выхода ротора двигателя на максимальную частоту вращения (время приемистости);

б – регулярный режим прогрева деталей ротора

Рассогласование зазоров обусловливается:

резким (в течение 5…12с) изменением деформации лопаток и диска от центробежных сил и термическим удлинением лопаток (кривая 2, участок *а* на рис. 3.2.2);

различным темпом нагревания (или охлаждения) во времени деталей ротора и статора (см. кривые 1 и 2, участок *б* на рис. 3.2.2). На участке *а* даже тонкостенные корпуса турбокомпрессоров не отслеживают во времени изменение размеров ротора, обусловленное ростом оборотов, что сопровождается кратковременным уменьшением радиальных зазоров. На этом участке влияния тепловых рассогласований ротора и статора практически нет.

Это обстоятельство необходимо учитывать при назначении монтажных зазоров. Различие тепловой инерционности статора (кривая 1) и ротора (кривая 2) проявляется только на участке *б*. Идеи согласования темпов расширения массивных дисков и статорных деталей рассмотрены ниже.

3.2.2.1. Уравнение неизменности радиальных зазоров на переходных режимах

Изменение во времени температур неподвижных и вращающихся деталей на участке *б* (см. рис. 3.2.2) может быть приближенно оценено с помощью соотношений теории регулярного режима [9]. Температуры неподвижных и вращающихся деталей для регулярного режима определяются по уравнениям

$$T_1(\tau) = T_1 - \Delta T_1 e^{-K_1\tau}; \qquad (3.2.8)$$

$$T_2(\tau) = T_2 - \Delta T_2 e^{-K_2\tau}, \qquad (3.2.9)$$

где $\Delta T_1 = T_1 - T_{10}$; $\Delta T_2 = T_2 - T_{20}$ – разности температур на новом установившемся режиме и в начальный момент переходного процесса; K_1 и K_2 – факторы тепловой инерционности; e – основание натурального логарифма.

Соответственно разность температур сопрягаемых элементов на переходных режимах, определяющая рассогласование радиальных зазоров, устанавливается из выражения

$$\Delta T(\tau) = T_1 - T_2 - \Delta T_1 e^{-K_1\tau} + \Delta T_2 e^{-K_2\tau}. \qquad (3.2.10)$$

Очевидно, что неизменность радиального зазора во времени возможна лишь при условии $T_1(\tau) - T_2(\tau) = T_1 - T_2 - T_{10} - T_{20}$, т.е. когда

$$\Delta T_1 e^{-K_1\tau} = \Delta T_2 e^{-K_2\tau}. \qquad (3.2.11)$$

Это условие реализуется автоматически при $K_1 = K_2$, т.е. при равенстве тепловой инерционности сопрягаемых деталей. Простейший способ сближения инерционности за счет масс ротора и статора в авиационных ГТД распространения не получил, так как при этом увеличивается вес конструкции.

Следует отметить, что конструирование турбокомпрессора с управляемой термоинерционностью, которая обеспечит оптимальные изменения зазоров в полетном цикле и желаемую циклическую долговечность деталей ротора, сопряжено с необходимостью расчета радиальных расширений статора и ротора на переходных и стационарных режимах.

3.2.3. Расчет радиальных расширений статора и ротора

3.2.3.1. Общие сведения

Для расчета радиальных расширений элементов конструкции необходимо уметь определять температуру этих элементов в любой момент времени.

Рассмотрим более подробно решение задачи теплопроводности применительно к телам произвольной формы на нестационарных режимах.

Для решения привлекаются:

уравнение Фурье $dt/d\tau = a\,\Delta^2 t$ (3.2.12)

и краевые условия $t(\tau = 0) = f(x, y, z)$, (3.2.13)

$\lambda(dt/dn) + \alpha(t_{ст} - t_г) = 0$, (3.2.14)

где $t = \varphi\,(x, y, z, \tau)$ – температура тела, являющаяся функцией координат x, y, z и времени τ; a – коэффициент температуропроводности; n – нормаль к поверхности тела; α – коэффициент теплоотдачи среды; $t_{ст}$ – температура поверхности тела.

Предположим, что изменение температуры среды $t_г$ произошло мгновенно, а новый уровень температуры поддерживается постоянным в течение всего времени переходного процесса.

Решение уравнения (3.2.12) для случая $t_г$ = const представляется в виде ряда и имеет вид [10]

$$\Theta = \sum_{i=1}^{\infty} A_i U_i e^{-K_i \tau}, \qquad (3.2.15)$$

где $\Theta = t_{ст} - t_г$; A_i – константы, зависящие от начального распределения температур и формы тела; U_i – функции от координат, характеризующие пространственное распределение температур и содержащие в качестве параметра физконстанты $U_i = f(x, y, z, c_p, \lambda)$; K_i – константы, зависящие от геометрических размеров и формы тела, а также от физических

свойств и условий теплообмена с окружающей средой α и не зависящие от начального распределения температур, координат и времени.

Особенностью решения в виде ряда является то, что с ростом времени он быстро сходится, каждый последующий член становится малым по сравнению с предыдущим. При некотором значении τ, превышающем τ_1, сумма членов ряда мало отличается от первого члена, поэтому при $\tau > \tau_1$ можно записать приближенное равенство:

$$\Theta \approx A_1 U_1 e^{-K_1 \tau}, \qquad (3.2.16)$$

из которого следует, что при достаточно долгом времени теплового выравнивания Θ стремится к нулю (рис. 3.2.3).

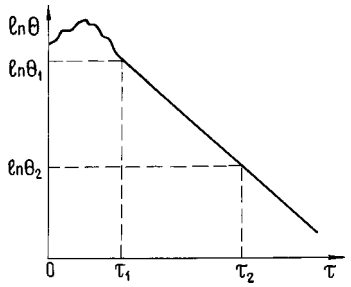


Рис. 3.2.3. Изменение температуры во времени в условиях регулярного режима

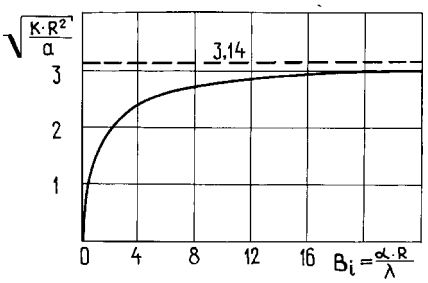


Рис. 3.2.4. Зависимость параметра $\sqrt{K \cdot R^2/a}$ от Bi для шара

Для экспериментального определения величины K часто используется метод регулярного режима, суть которого вытекает из следующих соображений. Из уравнения (3.2.16) путем дифференцирования можно получить выражение для нахождения константы K в следующей форме:

$$-K = (1/\Theta)(d\Theta/d\tau). \qquad (3.2.17)$$

Отсюда следует очень важный вывод: относительное изменение температуры в любой точке тела не зависит от координат. Разделяя переменные и интегрируя, получим

$$\ln\Theta = -K\tau + \ln A_1 U_1, \qquad (3.2.18)$$

где $\ln A_1 U_1$ – константа.

Выражение (3.2.18) подсказывает способ экспериментального определения константы K.

Если произвести измерение нескольких значений температуры Θ во времени и представить эти результаты в виде зависимости $\ln\Theta = f(\tau)$, то обычно обнаруживается наличие двух участков изменения температуры, а именно: нелинейного и линейного. Линейный участок, как видно из формулы (3.2.18), соответствует регулярному режиму теплообмена (см. рис. 3.2.3).

Величина К определяется с помощью зависимости

$$K = \frac{\ln\Theta_1 - \ln\Theta_2}{\tau_2 - \tau_1}, \qquad (3.2.19)$$

которая вытекает из уравнения (3.2.18).

Константу К для тел простейшей формы можно определить и методом аналитической теории теплопроводности. Для этого привлекается теоретически обоснованное положение о том, что величина $K\tau$ может быть представлена в виде произведения некоторой функции от критерия Био и характерных размеров тела на величину критерия Фурье [10], т.е.

$$K\tau = Fo\ f(Bi, L_1/R_1, L_2/R_2, \ldots, L_n/R_n), \qquad (3.2.20)$$

из которого получаем

$$K = \left(a/R^2\right) f\left(Bi, L_i\right), \qquad (3.2.21)$$

где $Bi = \alpha R/\lambda$ – критерий Био; $Fo = a\tau/R^2$ – критерий Фурье; R, L – характерные размеры тела. Например, для шара вид функции $f(Bi, L_i)$ задается трансцендентным уравнением [10]:

$$1 - \sqrt{KR^2/a}\ \mathrm{ctg}\sqrt{KR^2/a} = \alpha R/\lambda, \qquad (3.2.22)$$

где R – радиус шара.

Графическое решение уравнения (3.2.22) приведено на рис. 3.2.4, заимствованном из [10].

Как видно из графика, при больших числах Bi величина $\sqrt{KR^2/a}$ мало отличается от π, т. е. $\sqrt{KR^2/a}$ стремится к π.

Обозначив К при $Bi \to \infty$ через K_∞, получим

$$K_\infty = (\pi^2/R^2)a. \qquad (3.2.23)$$

Величина K_∞ зависит от геометрических размеров тела $K_\phi = (\pi/R)^2$ и его физических свойств a, о чем было сказано выше.

Для тел любой формы связь между a и К имеет общий характер, однако коэффициент формы K_ϕ для различных тел выражается разными формулами. Например, для круглого цилиндра

$$К_{ф} = \frac{1}{(2{,}4/R)^2 + (\pi/L)^2}, \qquad (3.2.24)$$

где R, L — радиус и длина цилиндра. Соответственно для параллелепипеда со сторонами L_1, L_2, L_3

$$К_{ф} = \frac{1}{(\pi/L_1)^2 + (\pi/L_2)^2 + (\pi/L_3)^2}. \qquad (3.2.25)$$

Приведенные значения коэффициента К, найденные в экспериментах и аналитически, описывают процесс теплопередачи для $\tau > \tau_1$. При $\tau < \tau_1$ еще сказывается начальное распределение температур на характер его распределения в теле.

Таким образом, общее время переходного процесса теплообмена является суммой $\tau_1 + \tau_2$. При $\tau_1 << \tau$ время переходного режима может быть принято равным τ, а режим рассматривается как регулярный.

3.2.3.2. Расчетные соотношения

Статор

Прежде чем перейти к изложению расчетных соотношений для оценки температур в статорных и роторных деталях, попытаемся в уравнения, записанные в общем виде, внести упрощения, построенные на анализе физических явлений теплопередачи в элементах турбокомпрессора и учета их геометрических особенностей.

Так, для тонких тел с большим относительным радиусом кривизны (статоры компрессоров и турбин) начальное распределение температур не оказывает заметного влияния на время и характер окончательного формирования поля температур, которое, как будет показано ниже, в основном зависит от величины коэффициента теплоотдачи, значения площади поверхности теплообмена, массы элемента и физических свойств материала элемента.

При оценке тепловой инерционности статора будет использоваться метод эквивалентной математической модели. Разберем методологию схематизации конструкции на примере двухстенного статора, оснащенного фланцами. Типичными элементами, представляющими эту конструкцию, являются: тонкостенная оболочка, омываемая средой проточной части (воздух, газ), как правило, с высокими значениями коэффициентов

теплоотдачи; внешняя оболочка, тепловое состояние которой, изменяется в результате контактного теплообмена и, в общем случае, теплообмена с внешней средой; ребро, тепло к которому подводится (или отводится) методом теплопроводности (рис. 3.2.5).

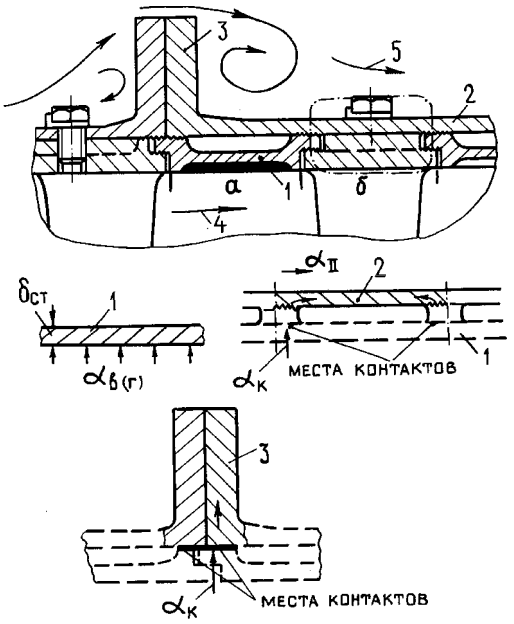


Рис. 3.2.5. Пример схематизации конструкции двухстенного статора: 1 – внутренняя тонкостенная оболочка; 2 – наружная оболочка (корпус); 3 – ребро (фланец); 4 – среда проточной части; 5 – внешняя среда

Рассматривается задача в плане становления теплового равновесия при быстрой смене температуры среды, омывающей внутреннюю оболочку.

Применительно к тонким оболочкам уравнение теплопроводности может быть существенно упрощено, что следует из приведенных ниже рассуждений.

Критерий $Bi = \alpha/\lambda/\delta_{ст}$, характеризующий соотношение проводимостей тепла от внешней среды к телу и внутри тела, оказывается при $\delta_{ст} \to 0$ малой величиной, существенно меньшей 1,0, так как в этом случае $\lambda/\delta_{ст} \to \infty$. Это указывает на то, что процессы распространения тепла внутри тела не лимитируют восприятия им тепла, которое определяется в этом случае внешними (по отношению к телу) условиями: α и Θ, т. е. процесс распространения тепла протекает, как при бесконечной проводимости $\lambda/\delta_{ст} \to \infty$ (одновременно во всем объеме).

В этом случае уравнение теплового баланса тела можно записать следующим образом:

$$(dt/d\tau)\, m\, c_p = (t_г - t_{ст})\,\alpha\, F\,. \qquad (3.2.26)$$

Решение его имеет вид

$$t_{ст} = t_г - \frac{t_г - t_{ст\,нач}}{e^{\alpha F \tau_{ст}/m\, c_p}}. \qquad (3.2.27)$$

Как видно из решения задачи, температура стенки во времени приближается к температуре газа (воздуха), обдувающего ее, а время ее достижения определяется отношением коэффициента теплоотдачи α к толщине оболочки $\delta_{ст}$, что следует из формулы (3.2.27)

$$t_{ст} = t_г - \frac{t_г - t_{ст\,нач}}{e^{\alpha F \tau_{ст}/F\, \delta_{ст}\, \rho\, c_p}}. \qquad (3.2.28)$$

Время становления теплового равновесия можно определить с помощью следующей зависимости, полученной преобразованием формулы (3.2.28)

$$\tau_{ст} = \frac{-\ln \dfrac{t_г - t_{ст}}{t_г - t_{нач}}}{\alpha\, F/m\, c_p}. \qquad (3.2.29)$$

Это уравнение можно применить для одностенных статоров реальных и перспективных турбокомпрессоров, выполненных из применяемых материалов, при толщинах и коэффициентах теплоотдачи, обеспечивающих получение критерия Bi <<1,0. Из формулы (3.2.29) видно, что для увеличения термоинерционности статоров современных ГТД необходимо обеспечивать снижение коэффициента теплоотдачи от среды к статору, уменьшение поверхности теплообмена F и увеличение массы статора m .

При практическом использовании зависимости (3.2.29) можно принять, что процесс теплового равновесия наступает при температуре стенки, равной 0,97...0,98 от температуры омывающей среды. Время прогрева, получаемое из решения, становится конечной величиной одного порядка с реальным временем, определяемым опытным путем или при точном решении уравнения теплопроводности.

Характеристическая величина $mc_p/\alpha F$ имеет размерность времени и носит название постоянной данной системы $\tau_{ст}$. Таким образом, выражение (3.2.29) может быть представлено в виде

$$\frac{t_г - t_{ст}}{t_г - t_{ст\,нач}} = -e^{-\frac{1}{\tau_{ст}}\tau}. \qquad (3.2.30)$$

Сопоставляя эту форму записи с уравнением (3.2.8), видим, что $\tau_{ст}=1/К$ и является фактором, отражающим тепловую инерционность системы.

Экспериментально определенное значение $\tau^{э}_{ст}$, как правило, не совпадает с $\tau^{р}_{ст}$, вычисленным по формулам (за исключением случаев, когда надежно определены начальные и граничные условия, например, для тел классической формы, таких как шар, цилиндр, параллелепипед).

Даже расчет температурного поля для внутренней оболочки является задачей большой сложности в связи с трудностью надежного определения коэффициента теплоотдачи. Например, на участке *а* (рис. 3.2.5) проточной части течение вблизи стенки имеет сложный характер, определяемый предысторией работы венцов, их аэродинамической нагруженностью, согласованностью геометрии венцов с характером реальных полей (температуры, скорости, давления), зависящих, в свою очередь, от углов притекания к венцам на периферии, от радиальных зазоров, интенсивности парных вихрей, турбулентности потока и т.д.

На участке *б* (рис. 3.2.5) проточной части формирование пограничного слоя дополнительно усложняется наличием лопаток направляющего аппарата, выполняющих функции ребер.

Для приближенной оценки среднего коэффициента теплоотдачи от потока в проточной части к внутренним поверхностям статора можно использовать полуэмпирические зависимости, полученные в КАИ-КГТУ В.И. Локаем:

для участка поверхности *а* над рабочим колесом компрессора

$$\alpha_{рк\,ср} = 0{,}0576\,Re_1^{0,8}\left[1-\left(\overline{\delta}_{р\,з}\right)^{0,5}\right]\cdot\left(\lambda_в/b_{р\,л}\right); \qquad (3.2.31)$$

для аналогичного участка турбины

$$\alpha_{рк\,ср} = 0{,}052\,Re_1^{0,8}\left[1-2\left(\overline{\delta}_{р\,з}\right)^{0,8}\right]\cdot\left(\lambda_г/b_{р\,л}\right), \qquad (3.2.32)$$

где Re_1 - число Рейнольдса, подсчитанное по среднеарифметическим параметрам потока, между входом в рабочее колесо и выходом из него в абсолютном движении на периферийном сечении; $\overline{\delta}_{р\,з} = \delta_{р\,з}/h_{р\,л}$ – относительный радиальный зазор; $b_{р\,л}$ – хорда рабочей лопатки;

для участка поверхности *б* на торцевой поверхности межлопаточного канала аппарата **компрессора**

$$\alpha_{\text{мк ср}} = 0{,}032\,\mathrm{Re}^{0{,}8}_{\text{мк ср}}\left(\lambda_{\text{в}}/b_{\text{н а}}\right), \qquad (3.2.33)$$

где $\mathrm{Re}_{\text{мк ср}}$ – число Рейнольдса, рассчитанное по средней абсолютной скорости и среднеарифметическим параметрам потока между входом в решетку направляющего аппарата (НА) и выходом из него в периферийном сечении; $b_{\text{н а}}$ – длина хорды НА;

для аналогичного **участка турбины**

$$\alpha_{\text{мк ср}} = 0{,}065\mathrm{Re}^{0{,}8}_{\text{мк ср}}S_{\text{г}}^{-0{,}54}\left(\lambda_{\text{г}}/b_{ca}\right)\cdot f(i), \qquad (3.2.34)$$

где $\mathrm{Re}_{\text{мк ср}} = (\mathrm{Re}_1 + \mathrm{Re}_2)/2$. Расчет ведется по параметрам потока в периферийном сечении. В качестве характерного размера принята хорда профиля. $S_{\text{г}}$ - критерий подобия, зависящий от геометрических параметров решетки профилей [11],

$$S_{\text{г}} = \frac{\sin\beta_{1\text{р}}}{\sin\beta_2}\sqrt{\frac{2\bar{S}}{\bar{t}\cdot\sin\left(\beta_{1\text{р}}+\beta_2\right)\cos^2\dfrac{\beta_{1\text{р}}-\beta_2}{2}}-1}\,.$$

Здесь $\bar{S} = S/b$; S – ширина лопатки в меридиональном сечении; b – хорда; $\bar{t} = t/b$ – относительный шаг решетки; $\beta_{1\text{р}}$, β_2 – соответственно угол натекания (при угле атаки $i = 0$) и угол выхода потока из решетки; $f(i)$ – фактор, учитывающий изменение коэффициента теплоотдачи при углах атаки i, отличных от нуля, вследствие перераспределения скоростей по обводу профиля,

$f(i) = 0{,}97 + 0{,}78\left(\bar{i} - 0{,}2\right)^2$, где $\bar{i} = i/\beta_{1\text{р}}$.

Формула (3.2.34) справедлива для параметра $S_{\text{г}} = 1{,}3\ldots5{,}5$.

Как сказано выше, расчет по приведенным формулам выполняется с использованием параметров потока в периферийном сечении, достоверность знания которых низка.

Низка также достоверность и при оценке интенсивности теплоотдачи в местах соприкосновения колец проточной части с наружной оболочкой. Проводимость в зоне контакта является сложной функцией, зависящей от качества поверхностей, физических свойств материалов элементов сопряжения, а также от отношения действующих напряжений в зоне контакта к пределу длительной прочности материалов.

Для оценки термической (контактной) проводимости можно использовать эмпирическую зависимость [12]

$$\alpha_{\text{конт}} = \frac{\lambda}{\delta_{\text{ср}}} + 2{,}1\frac{p_{\text{конт}}\lambda_{\text{ст}}}{3\sigma_{\text{в}}}10^{4}, \qquad (3.2.35)$$

где $\delta_{\text{ср}} = \frac{\delta_{\text{ср1}} + \delta_{\text{ср2}}}{2}$ – средняя шероховатость контактирующих поверхностей; λ – коэффициент теплопроводности среды; $p_{\text{конт}}$ – давление в месте контакта, определяемое натягом сопрягаемых деталей; $\lambda_{\text{ст}}$ – средний коэффициент теплопроводности материалов контактирующих поверхностей, равный $\frac{2\lambda_{\text{ст}1}\cdot\lambda_{\text{ст}2}}{\lambda_{\text{ст}1}+\lambda_{\text{ст}2}}$; $\sigma_{\text{в}}$ – предел длительной прочности наименее пластичного материала.

В данной формуле радиус контактного пятна принят равным $r = 3\cdot10^{-5}$, м [12].

Однако, как отмечалось выше, в связи с низкой достоверностью определения параметров, входящих в расчетные комплексы для вычисления $\tau_{\text{ст}}$, представляется оправданным метод оценки этой величины пересчетом с известного прототипа с привлечением надежно определенных параметров, влияющих на $\tau_{\text{ст}}$ (окружная скорость, характерный размер элемента, его масса, плотность и теплоемкость материала и др.).

При отсутствии прототипа допустимо применение зависимостей (3.2.29 … 3.2.34) для выявления критического звена в системе элементов, формирующих конструкцию и влияющих на $\tau_{\text{ст}}$.

Для нахождения значения времени прогрева по известному прототипу предлагается использовать следующую формулу:

$$\frac{\tau_{\text{ст иск}}}{\tau_{\text{ст прот}}} = \frac{\left(-\ln\frac{t_{\text{г}}-t_{\text{ст}}}{t_{\text{г}}-t_{\text{ст нач}}}\right)_{\text{иск}}}{\left(-\ln\frac{t_{\text{г}}-t_{\text{ст}}}{t_{\text{г}}-t_{\text{ст нач}}}\right)_{\text{прот}}}\frac{\alpha_{\text{прот}}F_{\text{прот}}}{\alpha_{\text{иск}}F_{\text{иск}}}\frac{m_{\text{иск}}c_{\text{р иск}}}{m_{\text{прот}}c_{\text{р прот}}}. \qquad (3.2.36)$$

Поскольку в формуле (3.2.36) отношение логарифмов равно единице, то она принимает вид

$$\tau_{\text{ст иск}} = \tau_{\text{ст прот}}\frac{\alpha_{\text{прот}}F_{\text{прот}}}{\alpha_{\text{иск}}F_{\text{иск}}}\frac{m_{\text{иск}}c_{\text{р иск}}}{m_{\text{прот}}c_{\text{р прот}}}. \qquad (3.2.37)$$

Для составных конструкций статоров под α понимается величина, определяемая проводимостью от газа к стенке $\alpha_г$ и в зоне контакта сопрягаемых оболочек $\alpha_{конт}$:

$$\alpha = \frac{1}{1/\alpha_г + 1/\alpha_{конт}}. \qquad (3.2.38)$$

Анализ уравнений (3.2.37) и (3.2.38) позволяет выявить, что для увеличения термоинерционности статоров требуется:

применение разного рода термических барьеров (теплозащитные покрытия, разделение тепловых и силовых элементов оболочки, двух- и трехслойные конструкции с малой площадью контакта между слоями, экраны на фланцевых соединениях и т.д.);

внедрение массивных элементов;

уменьшение поверхности теплообмена в массивных элементах при применении управляемого обдува.

В табл. 3.2.1 приведены основные геометрические параметры статоров, которые термометрировались в составе полноразмерных ГТД, время прогрева $\tau_{ст}$ и величины факторов тепловой инерционности $К_{ст}$, которые были получены по итогам обработки результатов термометрирования.

Видно, что одностенные статоры наиболее быстро реагируют на смену режима работы ГТД и порядок времени их прогрева составляет примерно 1...1,5 мин. Двухстенные статоры выходят на стационарный режим в 1,5...2 раза медленнее.

Изменение радиального зазора статора при его свободном расширении из-за нагрева можно определить по известной зависимости

$$U^t_{ст} = \alpha_{ст} R_{ст} \left(t_{ст} - 20^\circ C\right), \qquad (3.2.39)$$

а под действием сил давления – по формуле

$$U^c_{ст} = \left(p R_{ст}/\delta_{ст}\right) \cdot \left(R_{ст} \cdot 10^{-2}/E\right), \qquad (3.2.40)$$

где $U^t_{ст}$ – тепловое расширение статора; $U^c_{ст}$ – упругая деформация статора; $\alpha_{ст}$ – коэффициент линейного расширения материала корпуса статора; $R_{ст}$ – радиус корпуса статора; p – рабочее давление на внутреннюю часть корпуса статора; $\delta_{ст}$ – толщина корпуса статора; E – модуль упругости материала при рабочей температуре.

Таблица 3.2.1

Параметры конструкции и потока	Компрессор ВД		Турбина ВД	
	Статор			
	одностенный	двухстенный	одностенный	двухстенный
Схема конструкций	рис. 3.2.15	рис. 3.2.16	рис 3.2.19	рис 3.2.20
Толщина, мм:				
корпуса	2,5	2	3,03	5,5
статорных колец	2,5	3,5	2,43	
рабочих колец	–	3	–	2,5
Фланцевое соединение:				
высота, мм	20…40	15…25	18…24	15…20
ширина, мм	7…12	8…12	10…12	10…15
число	5	5	4	5
Материал:				
корпуса	ВТ-20 (4–6 ст)	ЭП-718ВД	ЭИ-437Б	ВЖЛ-14
статорных колец	ЭИ-437А (7–8 ст)	ЭП-718ВД	ЖС6-УВИСА	ЖС6-УВИ
рабочих колец	НА – ВТ9 (4–6 ст) ЭИ-598 (7–8 ст)	ЭИ-698ВД	ЭИ-437Б	ЭП-693
Расход воздуха через компрессор $G_в$, кг/с	128	100	128	100
Давление и температура воздуха на выходе из КВД (взл.реж)				
p_2, кг/см^2, T_2^*, К	13; 650	27; 860	13; 650	27; 860
Температура газа перед турбиной $T_г^*$, К	1260	1600	1260	1600
Время прогрева статора $\tau_{ст}$ от $t_{ст\,нач}$ до $t_{ст}$= 0,98 $t_г$, мин	1…1,33	1,66…2	1,33…1,66	2…2,5
Фактор тепловой инерционности $K_{ст}$, 1/мин	2,53…1,905	1,525…1,265	1,905…1,525	1,265…1,013

О механизмах нагрева роторных деталей компрессора

В литературе иногда высказывается предположение о том, что теплоподвод к роторным деталям, в том числе и дискам, осуществляется в основном из тракта. Предположение справедливо для барабанных конструкций роторов, уступивших место в современных турбокомпрессорах дисковым схемам, в которых толщина полотен дисков соизмерима с толщиной барабанов. Последнее обстоятельство привело к тому, что все мероприятия, которые влияют на скорость прогрева обода, точно так же влияют и на скорость прогрева полотен диска. Даже если не предусмотрены мероприятия по интенсификации теплообмена на полотнах дисков, то и в этих случаях влияние гидротормозного эффекта оказывается более существенным, чем распространение тепла по радиусу дисков. Этот вывод был сделан на основе расчетных оценок и их сопоставления с экспериментальными данными.

Рассмотрим более подробно результаты такой суперпозиционной оценки. Допустим, что основными механизмами распределения тепла в роторе являются:

теплопередача из проточной части по радиусу диска;

теплоподвод за счет дискового трения.

Подогрев диска за счет теплопроводности вдоль полотна

На рис. 3.2.6 представлена схема ступени ГТД №3 с непроточными полостями. При решении задачи о прогреве определялось время прохождения тепловой волны по полотну от наружной поверхности к центру – τ_1 и повышение температуры диска до стационарного уровня.

Расчетное время прогрева оказалось существенно превышающим измеренное в эксперименте.

При расчете теплопередачи от воздуха к трактовой поверхности межлопаточного канала рабочего колеса использовалась зависимость [13]

$$\mathrm{Nu}_{\text{хм рк}} = 0{,}0283\,\mathrm{Re}_{\text{x}}^{0{,}8}\,\mathrm{Pr}^{0{,}6}, \qquad (3.2.41)$$

в которой число Re_{x} вычисляется по средней относительной скорости потока в межлопаточном канале рабочего колеса.

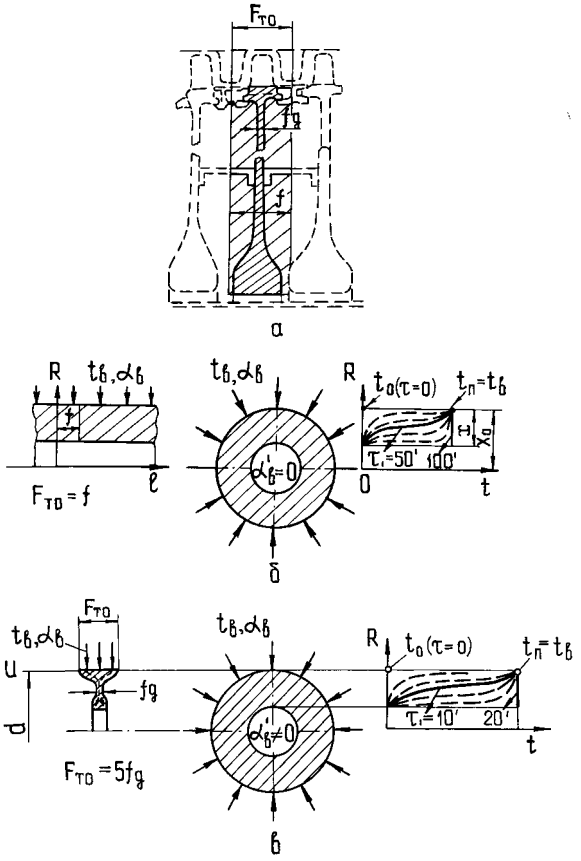


Рис.3.2.6. Расчетная схема нагрева деталей ротора компрессора:
а – схема ротора; *б* – $l_р = \infty$, $\alpha_в' = 0$; *в* – $l_р \neq \infty$, $\alpha_в' \neq 0$

Прогрев диска компрессора за счет его трения о воздух

Для оценки нагрева диска в результате его трения о воздух при вращении использовалась эмпирическая зависимость [14]:

$$N_{д\,тр} = (\beta d_2/g)\cdot(U/100)^3\gamma_в \ , \qquad (3.2.42)$$

где коэффициент β принимался равным 2; $N_{д\,тр}$ – мощность одного диска, затрачиваемая на преодоление трения о воздух, л.с.; d_2 – наружный диаметр диска, м; U – окружная скорость по периферии диска, м/с; $\gamma_в$ – удельный вес воздуха, окружающего диск, кг/см^3.

Мощность, затрачиваемая на трение, превращается в тепло, которое определяется по формуле

$$Q = 75N_{д\,тр} / 427. \qquad (3.2.43)$$

Рассмотрен разогрев полотна диска для случая его постоянной толщины. В начальный момент (при $\tau = 0$) температура полотна равна t_0. Удельный тепловой поток, поступающий в диск, постоянен и равен $q = Q/F_{лоб\,д}$ (граничное условие второго рода).

Получено, что время прохождения тепловой волны по толщине диска для случая, когда все выделившееся тепло усваивается диском, весьма мало и составляет $\tau_1 \approx 1{,}5$ с.

Оценки показывают, что до температуры воздуха в проточной части диск рассматриваемого рабочего колеса компрессора прогревается за время, равное примерно 7 мин.

Несмотря на схематичность оценки времени прогрева, можно полагать, что механизм нагрева диска за счет трения является определяющим, поскольку найденное время достаточно близко к реальному (5...5,5 мин). А наблюдаемое расхождение расчетного (7 мин) и экспериментального (5 мин) времени связано со схематизацией расчетного процесса прогрева, в котором подвод тепла из проточной части к диску не учтен. Полученный результат справедлив при незначительной вентиляции полостей.

После установления механизма нагрева дисков можно выполнить оценку температуры ротора на стационарном режиме. На рис. 3.2.7 приведены результаты расчета температуры диска ступени компрессора ВД одного из ГТД при слабой продувке ступичной части диска, полученные методом сеток с учетом дискового трения и теплопроводности материала.

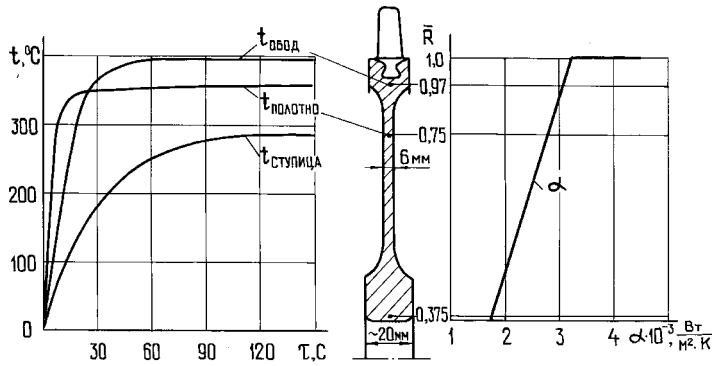


Рис.3.2.7. Расчетное изменение температуры по радиусу диска в процессе переходного режима прогрева компрессора

Расчет теплоотдачи к боковым поверхностям диска проведен по уравнению [15]

$$Nu = 0{,}196 \cdot Re_i^{0{,}8}, \qquad (3.2.44)$$

где $Re_i = \omega r_i^2 / \nu$ – местное число Рейнольдса; ω – угловая частота вращения ротора; r_i – текущее значение радиуса диска; ν – кинематический коэффициент вязкости воздуха.

Из рис. 3.2.7 видно, что даже при слабой вентиляции полостей температура ступицы ниже, чем обода. К аналогичному выводу приводят результаты некоторых экспериментальных исследований, проведенных на установках и полноразмерных ГТД (рис. 3.2.8, 3.2.9).

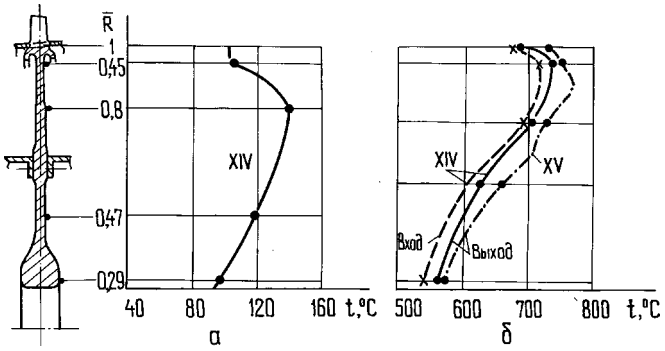


Рис. 3.2.8. Изменение температуры дисков XIV и XV ступеней КВД ГТД № 2 с $\pi_{к\,\Sigma}^{*} = 27$: *а* – при испытании компрессора в составе установки; *б* – в составе полноразмерного ГТД (измерения выполнены измерителями максимальной температуры кристаллическими ИМТК)

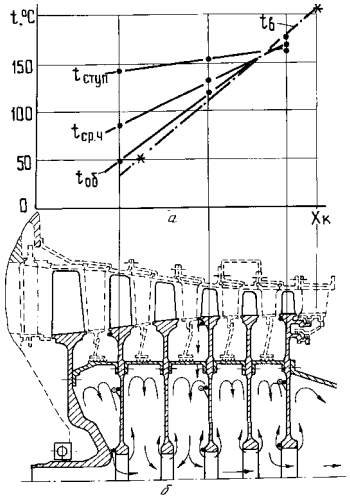


Рис. 3.2.9. Конструктивная схема ротора КВД ГТД №1 (*б*) и результаты измерений температур его элементов в составе газогенератора (*а*):
•, ✱ – места установки термопар;
— · — · — – $t_в$,
ступ – ступица;
ср. ч – срединная часть диска – полотно;
об – обод

Однако если внутренняя полость ротора интенсивно продувается воздухом, отбираемым от какой-то ступени, то распределение температур по радиусу диска может измениться (см. рис. 3.2.9): на ступенях, расположенных до точки отбора воздуха на продувку полости ротора, могут наблюдаться температуры ступиц выше, чем у обода, а за ступенью отбора – наоборот.

$$N_{g.тр} = \beta d_{ср}^2 \left(\frac{U_{ср}}{100}\right)^3 \frac{\gamma_в^*}{g}, (л.с), /32/$$

Параметр	ГТД	№1	№2	№3	МБД-1	КВД-2
n	мин$^{-1}$	7300	9700	16500	6500	7800
$U_{ср}$	м/с	292	354	378	258	286
$Z_{ст}$	шт	6	7	9	6	7
$N_{g.тр}$	л.с	93,3	238	45,5	24,5	38,6
$q = N_{g.тр}$	кВт	68,5	175	35,4	18	28,4
$t_{ср.вд} - t$	°С	230	392	469	94	110
$C_{рв}G_в + C_м M_{мр}$	кДж/град	61,2	108	45,8 | 33,5	59,5	107
Q	МДж	14,1	44,5	21,4 | 15,7	5,6	11,8
$\tau_р = Q/q$	мин	3,8	4,6	11,8 | 8,7	5,8	7,8
$\tau_э$	мин	4-5	5-7	—	6-7	8-10
$M(t_{ср.вд} - t_0)/N_{g.тр}$	кг·град/л.с	650	780	2070 | 1500	1010	1350
	кг·град/кВт	880	1060	2840 | 2020	1370	1820

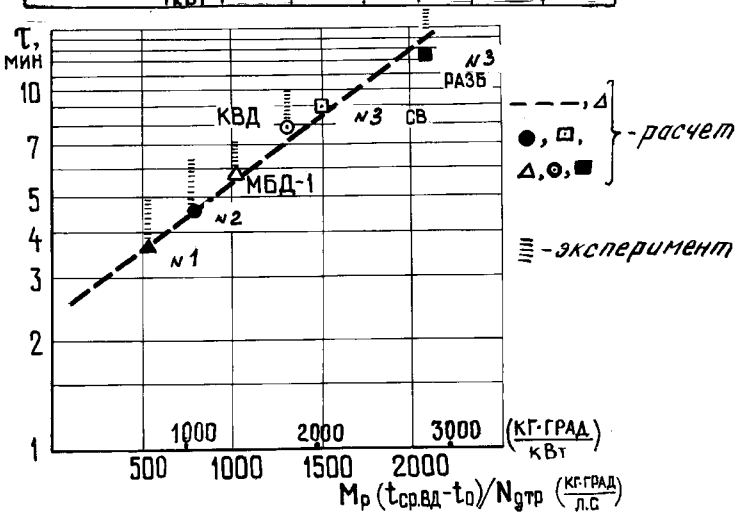


Рис. 3.2.10. Сравнение результатов эксперимента и расчета времени прогрева ротора КВД двигателей различных поколений

В приближенной методике оценки радиальных зазоров на стационарном режиме, которая будет изложена ниже (при отсутствии вентиляции полостей), температуры дисков соответствующих ступеней были приняты равными температурам воздуха в проточной части компрессора данной ступени, например, $T_{4д} = T_{в4}$.

Выявленный механизм нагрева диска позволяет также выполнить оценку времени нагрева полотна и таким образом установить влияние различных факторов на время переходных тепловых процессов. Однако строгий расчет нестационарного нагрева диска требует знания действительного характера течения в междисковых полостях и параметров хладоагента, которые являются наиболее неопределенными факторами при расчетах.

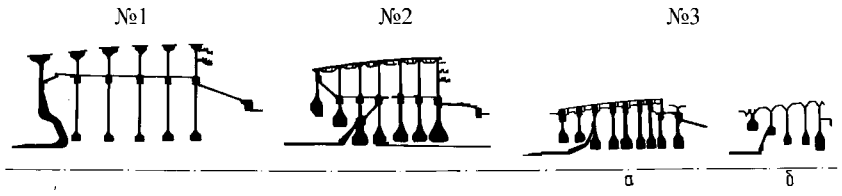
На рис. 3.2.10 приведено расчетное и экспериментальное время прогрева полотен дисков. Расчетные значения получены при определенной схематизации процесса нагрева, конструкции элементов и, несмотря на сложность расчета, дают ориентировочное представление о времени переходного процесса. Тем не менее качественная сходимость расчетных и экспериментальных данных позволяет наметить направления тепловых воздействий с целью сокращения или увеличения времени прогрева дисков. В общем случае это достигается созданием силовых схем, в которых отсутствуют массивные детали, удаленные от проточной части и не обдуваемые воздухом; утонением полотен дисков и организацией охлаждения (нагрева) полотен путем продувки внутренних полостей ротора.

Эти тенденции конструирования роторов компрессоров с регулируемыми радиальными зазорами прослеживаются при анализе схем, представленных на рис. 3.2.11.

Разработанные конструкции с регулированием зазоров характеризуются: малыми отношениями массы ротора $M_р$ к ометаемому объему $V_р$, массы ротора $M_р$ к площади поверхности дисков S и продувкой внутренних полостей ротора.

В значительной степени улучшению регулирования зазоров способствует также отказ от разборных конструкций роторов и переход к сварным схемам, приводящим к существенному уменьшению их массы.

Один из возможных методов оценки времени прогрева ротора базируется на идее пересчета при наличии прототипа. Этот способ рассмотрен подробнее в разделе, посвященном расчетам турбины.



Параметр		№1	№2	№3		PW-4000	CF6-80C2
		Р	О	Т	О	Р	
обозн.	разм.	разборн.	разборн.	разборн.	сварной	сварной	сварной
$M_р$	кг	142,2	256	108,5	79,5	200	226
$V_р^{**}$	л	218,9	145	45,84		206,2	179
$M_р/V_р$	кг/л	0,651	1,765	2,37	1,735	0,97	1,26
$M_р/S$	кг/м²	33,9	83,6 (43,5)*	54,2	39,7	36,1	42,3
$N/M_р$	л.с./кг	373	176	154	210	—	—
$M_р/u^2h$	$\frac{кг}{(м/с)^2 \cdot м}$	$2,58 \cdot 10^{-2}$	$6,75 \cdot 10^{-2}$	$4,18 \cdot 10^{-2}$		—	—
$G_р/G_{бр}$	%/%/%	140/0,1	84/0,07/1200/1	0		продувка $t_{см} \sim Var$	продувка
		С	Т	А	Т	О	Р
$M_{ст}$	кг	169	154	83			
$N/M_{ст}$	л.с./кг	314	292	200			
$M_{ст}/V$	кг/л		8,75	2,55			

Рис. 3.2.11. Сравнительные безразмерные величины, характеризующие термоинерционность ротора и статора КВД двигателей различных поколений: *а* – разборный ротор; б – сварной ротор; * – вентилируемая часть поверхности; ** – объем, ометаемый ротором

Ротор турбины

Детали ротора турбины современных и перспективных ГТД, как правило, охлаждаются воздухом, отбираемым из компрессора. В настоящее время существует ряд методик расчета температур горячих деталей турбины. Однако точность расчета по этим методикам зависит от достоверности задания граничных условий, которые зачастую проектировщикам не известны из-за сложности гидродинамики течений, а также сложности геометрических форм охлаждаемых деталей. Поэтому при проектировании предлагается выполнять оценку времени прогрева дисков пересчетом, опираясь на экспериментальные данные, полученные при испытаниях натурных роторов ГТД с близкими схемами охлаждения. В этом случае трудности расчета, связанные с учетом формы и ха-

рактера обтекания, удается обойти. В качестве исходной зависимости для расчета времени используется (3.2.27), в которую введен коэффициент формы $К_ф$, определенный по прототипу.

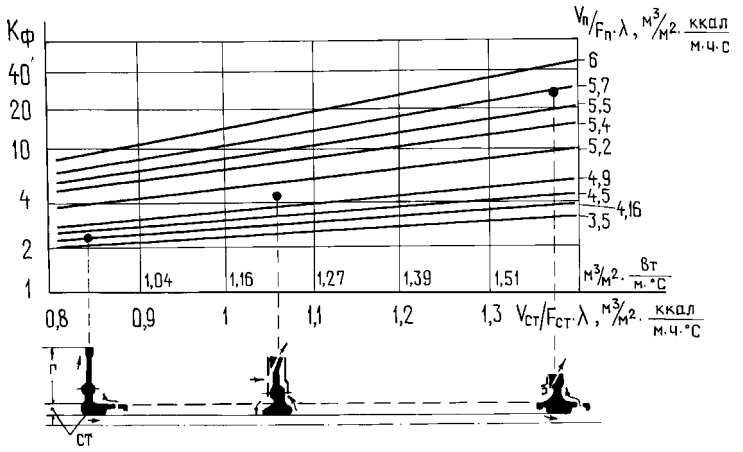


Рис. 3.2.12. Коэффициент формы дисков турбины:
V – объем; п – полотно; ст – ступица

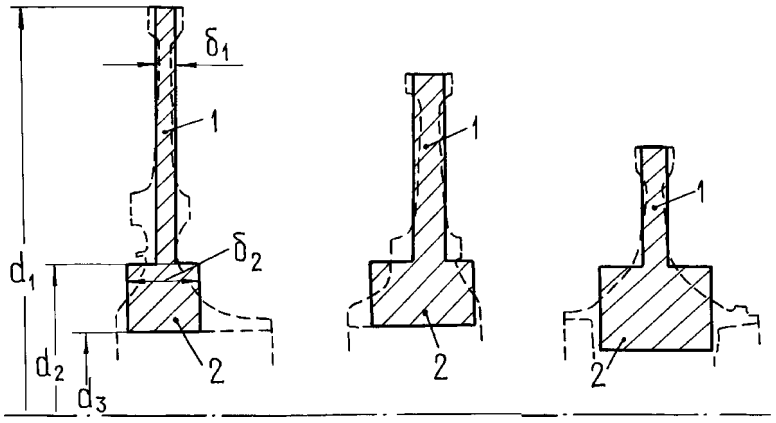


Рис.3.2.13. Пример схематизации конструкции дисков турбины ВД:
1 – полотно; 2 – ступица

На рис. 3.2.12 представлены зависимости коэффициентов формы, позволяющие при известной геометрии, материале и граничных условиях определить время прогрева проектируемых роторов.

При расчетах коэффициента формы $К_ф$ осуществлялась схематизация конструкций с сохранением характерных соотношений объемов и поверхностей. Примеры схематизации даны на рис. 3.2.13.

В табл. 3.2.2 представлены величины времени прогрева роторов ГТД, которые были получены в результате обработки результатов термометрирования и использованы для расчета $К_ф$. Видно, что с повышением параметров цикла (от ГТД № 1 до ГТД №2 и №3, см. табл. 3.1.1) время прогрева ротора существенно увеличилось в связи с изменением характерных соотношений (см. рис. 3.2.13).

Таблица 3.2.2

Параметр ГТД	Компрессор ГТД			Турбина ГТД		
	№1	№2	№3	№1	№2	№3
$\tau_р$, мин, – время прогрева ротора от $t_{р\,нач}$ до $t_р = 0{,}98\ t_в$	4…5	5…7	14…15	4…5	7…8	20…25

Время прогрева ротора с использованием данных, представленных на рис. 3.2.12, может быть определено по формуле

$$\tau_р = \left(\frac{t_в - t_{р\,кон}}{t_в - t_{р\,нач}} \cdot \frac{M_д c_д}{F_{то}} \cdot \frac{t_в D_д}{U_{об} p_в} \right) \cdot K_ф , \qquad (3.2.45)$$

где $t_в$, $p_в$ – температура и давление воздуха, охлаждающего диски; $t_р$ – температура диска; $M_д$ - масса диска; $c_д$ - теплоемкость материала диска; $F_{то}$ – площадь поверхности теплообмена диска; $D_д$ – диаметр обода диска; $U_{об}$ – окружная скорость на ободе диска. Найденное по зависимостям (3.2.37) и (3.2.45) время прогрева статора и ротора может быть использовано при расчетах мгновенных радиальных размеров на переходных тепловых режимах, т. е. для определения текущих радиальных зазоров.

Изменение радиального размера диска (при его свободном расширении из-за нагрева) можно найти по известной зависимости

$$U^t_д = \alpha_д r_д \left(t_д - 20^\circ C \right), \qquad (3.2.46)$$

где $U^t_д$ – тепловое расширение диска; $\alpha_д$ – коэффициент линейного расширения материала диска; $r_д$ – радиус обода диска.

Знание радиальных размеров статора и ротора при проектировании лопаточных машин необходимо не только на переходных, но и установившихся режимах работы ГТД, таких как режим продолжительного крейсерского полета, номинальный и др. Ниже приведена приближенная методика расчета радиальных размеров турбокомпрессора.

3.2.3.3. *Основные положения приближенной методики расчета радиальных зазоров*

Между величинами монтажного и рабочего радиальных зазоров существует следующая связь:

$$\delta_{р\,з} = \delta_{м\,з} - \Delta\delta_{р\,з}, \qquad (3.2.47)$$

где $\delta_{р\,з}$ – рабочий радиальный зазор; $\delta_{м\,з}$ – монтажный радиальный зазор; $\Delta\delta_{р\,з}$ – изменение радиального зазора.

Изменение радиального зазора в турбокомпрессоре определяется как алгебраическая сумма отдельных составляющих изменений зазора, связанных со следующими эффектами:

1) упругой деформацией диска

$$U^{c}_{д} = \left(r_{н}/E_{д}\right)\cdot\left(\sigma_{\varphi} - \mu\sigma_{r}\right); \qquad (3.2.48)$$

2) тепловым расширением диска

$$U^{t}_{д} = \alpha_{д} r_{н}\left(t_{д} - 20^{\circ}C\right), \qquad (3.2.49)$$

где $t_{д\,i} = t_{в\,i}$;

3) упругой вытяжкой лопатки

$$U^{c}_{л} = \sigma_{ср}\, l_{л}/E_{л}\,; \qquad (3.2.50)$$

4) тепловым удлинением лопатки

$$U^{t}_{л} = \alpha_{л} l_{л}\left(t_{л} - 20^{\circ}C\right), \qquad (3.2.51)$$

где $t_{л\,i} = t_{в\,i}$;

5) упругой вытяжкой лопатки из замка, например, «ласточкин хвост»:

$$U^{c}_{з} = \frac{600C_{л}\cdot\cos\gamma\cdot\sin\alpha_{э}}{b l_{ср}E^{t}_{ср}\cdot\sin\alpha}\,, \qquad (3.2.52)$$

где $E^{t}_{ср} = \left(E_{л} + E_{д}\right)/2$ – средний модуль упругости материалов замкового соединения при $t_{раб}$;

6) прогибом трактовых колец ротора от центробежных сил $U_{тр}$;

7) прогибом ротора от действия его массы;

8) радиальным зазором в подшипниках $U_{п}$;

9) радиальным ходом в демпферах $U_{дем}$;

10) производственными отклонениями, включающими биения по рабочим лопаткам и кольцам, $U_{пп}$;

11) тепловым расширением корпуса турбокомпрессора

$$U^{t}_{к\,i} = \alpha_{к\,i} R_{к\,i}\left(t_{к\,i} - 20^{\circ}C\right), \qquad (3.2.53)$$

где $t_{к\,i} = 0{,}96\, t_{в\,i}$;

12) упругим расширением статора, связанным с силовым воздействием рабочего тела на внутреннюю часть корпуса статора, для бесконечного цилиндра, подкрепленного фланцами и ребрами жесткости:

$$U_к^c = \left(p R_к / \delta_к\right) \cdot \left(R_к 10^{-2} / E\right). \qquad (3.2.54)$$

Значения величин напряжений $\sigma_ф$, $\sigma_{ср}$, $\sigma_г$, $C_л$ определяются по работе [24] и пересчитываются на заданный режим по зависимости

$$\sigma' = \sigma_0 \left(n'/n_0\right)^2, \qquad (3.2.55)$$

где σ', σ_0 – значения величин напряжения на интересующем и исходном режимах; n', n_0 – частоты вращения ротора.

Суммарное изменение радиальных зазоров по концам рабочих лопаток определяется по уравнению

$$\Delta\delta_{р\,з} = U_д^c + U_д^t + U_л^c + U_л^t + U_з^c + U_в^G + \\ + U_п + U_{дем} + U_{пп} + U_{тр} - U_к^t - U_к^c. \qquad (3.2.56)$$

Аналогичная зависимость изменения величин радиального зазора, записанная по лопаткам консольного направляющего аппарата компрессора, имеет вид

$$\Delta\delta_{р\,з\,на} = U_д^c + U_д^t + U_{л\,на}^t + U_п + U_{дем} + U_{пп} + \\ + U_{тр} - U_к^t - U_к^c. \qquad (3.2.57)$$

Обозначения, принятые в методике: U^c – упругая деформация детали, мм; U^G – прогиб ротора под действием его массы, мм; U^t – тепловое расширение детали, мм; $r_н$ – наружный радиус обода дисков, мм; $R_к$ – радиус корпуса статора, мм; E – модуль упругости материала при рабочей температуре, МПа; σ – тангенциальное напряжение в ободе, МПа; μ – коэффициент Пуассона; $\sigma_г$ – радиальное напряжение в ободе, МПа; b – ширина обода, мм; *l* – высота лопатки, мм; t – температура детали, °С; γ – угол установки замка, град; С – центробежная сила, Н; α – половина угла клина замка «ласточкин хвост», град; δ – толщина, мм; р – давление рабочей среды, МПа.

Индексы: д – диск; н – наружный; к – корпус статора; з – замок; л – лопатка; ср – средний; э – экспериментальный; тр – трактовый; п – подшипник; дем – демпфер; пп – производственно-технологические погрешности; i – ступень компрессора; в – вал ротора, воздух.

Как видно из приведенной системы уравнений, для расчета радиальных зазоров необходимо располагать сведениями: о температурах статора, дисков, лопаток ротора и статора, о величинах действующих напряжений, определяемых частотой вращения на рассматриваемых режимах, а также о физических свойствах материалов применяемых конструкций.

В разд. 3.2.6 даны рекомендации по назначению температур в характерных элементах конструкции, а в приложении 2 приведена методика оценки деформаций диска и лопатки.

Для расчета величин радиальных зазоров разработана программа на ЭВМ [36].

3.2.4. Примеры выполненных конструкций статоров и роторов

Статоры

Анализируя конструкции статоров двигателей, находящихся в эксплуатации и принадлежащих к ГТД различных поколений, можно обнаружить, что по мере роста параметров цикла и повышения требований сохраняемости характеристик двигателей происходит усложнение конструкции статора. Одностенные статоры, характерные для ГТД с умеренными параметрами, трансформируются в двухстенные по мере роста $T_г^*$ и $\pi_к^*$ и в трехстенные - по мере понимания причин, приводящих к сохраняемости характеристик двигателей в процессе их эксплуатации.

Однако в связи с тем, что спектр циклов для двигателей разного назначения (от вертолетных до гражданских ГТД с высокой и сверхвысокой степенями двухконтурности) будет оставаться широким по $T_г^*$ и $\pi_к^*$, соответственно и подходы к оптимизации конструкций статоров этих ГТД должны быть разными с учетом накопленного опыта.

Поэтому целесообразно более подробно проанализировать ранее выполненные конструкции статоров с позиций их соответствия требованиям минимизации радиальных зазоров и осуществить схематизацию конструкций для проведения приближенных расчетных оценок их радиальных расширений под воздействием различных факторов.

Конструктивные схемы статоров компрессоров

На рис. 3.2.14…3.2.18 представлены схемы статоров компрессоров ГТД различных поколений.

Типичные варианты конструкций одностенных статоров представлены на рис. 3.2.14, 3.2.15. Принципиально они могут быть разделены на статоры с продольным (рис. 3.2.14, *а*) или поперечными (рис. 3.2.14, *б*) разъемами корпусов.

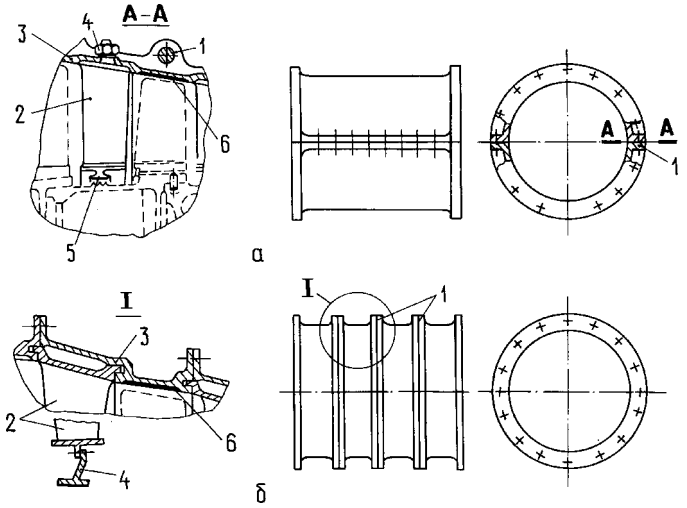


Рис.3.2.14. Конструктивные схемы одностенных статоров компрессоров: *а* – статор с продольным разъемом корпуса; *б* – статор с поперечными разъемами корпуса; 1 – фланцы; 2 – лопатки направляющего аппарата; 3 – корпус статора; 4 – диафрагма; 5 – внутреннее кольцо; 6 – спецслой

Корпуса с поперечными разъемами оказываются существенно более жесткими, что связано с наличием множества фланцевых соединений 1, которые играют определяющую роль при организации управления радиальными зазорами путем обдува наружных поверхностей. Достоинством таких корпусов являются жесткость и радиальная симметрия распределения массы, что создает предпосылки к получению равномерного радиального зазора по окружности на переходных режимах работы ГТД. Лопатки направляющих аппаратов 2 таких статоров монтируются буртами в кольцевые проточки корпуса 3, а внутренние концы лопаток, как правило, крепятся к диафрагме, оснащенной кольцом с истираемым покрытием, они образуют неподвижную часть лабиринтных уплотнений (рис. 3.2.14, *б*).

Конструкции статоров с продольными разъемами (рис. 3.2.14, *а*) имеют более простой рельеф наружной поверхности (меньше геометрических особенностей), а необходимое радиальное перемещение статоров обеспечивается, как правило, при меньших затратах охлаждающего воздуха. Однако существенным недостатком таких статоров, с точки зрения минимизации радиальных зазоров, является тенденция к повышению овализации на переходных режимах работы ГТД в связи с наличием массивных фланцев 1 вдоль образующих корпуса.

Крепление лопаток направляющих аппаратов 2 к корпусу 3 осуществляется либо индивидуально с помощью штифтов с резьбой и гайками, либо лопатки, предварительно собранные в полукольца, монтируются в корпус. Внутреннее кольцо 5 используется для организации лабиринтного уплотнения (рис. 3.2.14, *а*).

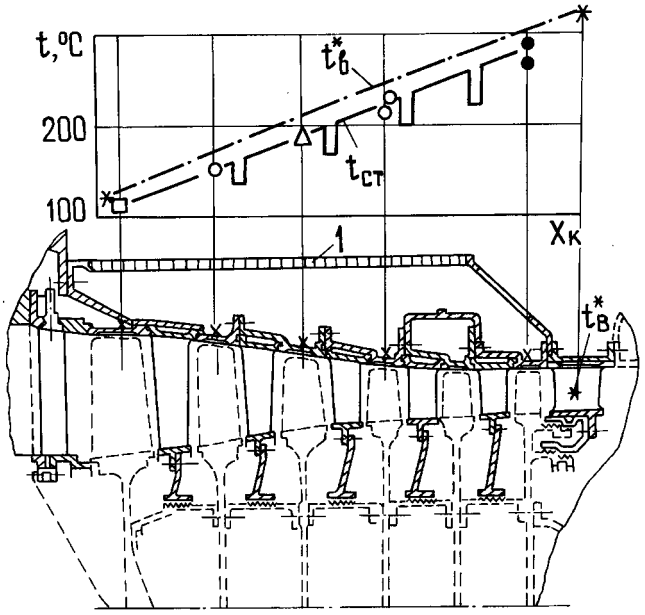


Рис. 3.2.15. Конструктивная схема одностенного статора компрессора ВД ГТД НК-86 и результаты измерений температур его корпуса над различными ступенями: $t_в^*$ – температура воздуха в проточной части; $X_к$ – линейный размер; ст – статор; 1 – оболочка

Для уменьшения радиального зазора по концам рабочих лопаток в конструкциях с одностенными статорами монтируются вставки с истираемым спецслоем. Спецслой 6 может также наноситься и непосредственно на корпус статора (рабочее кольцо, см. рис. 3.2.14, 3.2.15).

Типичные варианты конструкций двухстенных статоров представлены на рис. 3.2.16. В ранних конструкциях двухстенных статоров (см. рис. 3.2.16,*а*) появились кольца 1 со спецслоем над рабочими лопатками, что обеспечило улучшенную ремонтопригодность в связи с возможностью простой замены колец в случае выработки спецслоя.

Касание лопаток о спецслой, нанесенный непосредственно на корпус одностенного статора, зачастую сопровождалось недопустимо большими его выработками и необходимостью замены.

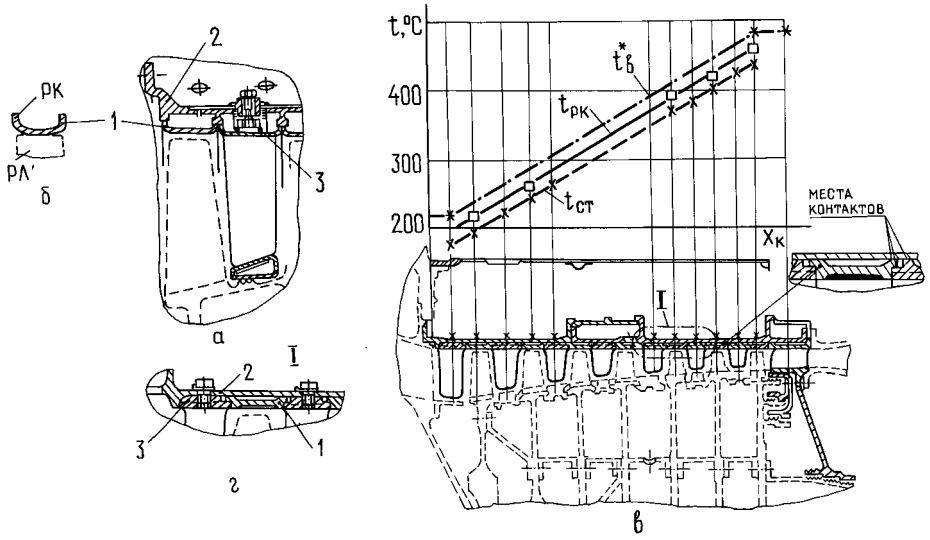


Рис.3.2.16. Конструктивные схемы двухстенных статоров компрессоров и результаты измерений температур корпуса: *а*, *б* – статоры ГТД ранних поколений; *в,г* – статоры ГТД, находящихся в эксплуатации; 1 – рабочее кольцо; 2 – корпус статора; 3 – статорное кольцо

Недостатком конструкции статоров с тонкостенными рабочими кольцами 1 (см. рис. 3.2.16, *а*) с точки зрения минимизации радиальных зазоров является сложность согласования радиальных перемещений кольца и диска с лопатками из-за их существенно разной тепловой инерционности. В результате этого принципиально возникает необходимость увеличения монтажных радиальных зазоров даже по сравнению с одностенными конструкциями статоров.

Кроме того, в связи с существенным различием температур корпуса и рабочих колец на режимах приемистости (разогретое кольцо 1 в «холодном» корпусе 2) кольцо предрасположено к деформированию в

направлении периферии рабочих лопаток (рис. 3.2.16, *б*), что также требует увеличения монтажного радиального зазора. И наконец, в приведенном варианте конструкции рабочее колесо не включено в силовую схему корпуса, в результате чего увеличивается масса статора.

На рис. 3.2.16,*в* и *г* представлена более совершенная конструкция двухстенного статора, которая устраняет ряд недостатков предыдущей конструкции. Ее особенностями являются: крепление направляющих лопаток в замках типа «ласточкин хвост», прорезанных в кольце 3, которое, в свою очередь, прикреплено к корпусу 2, и выполнение рабочих колец 1, расположенных над рабочими лопатками, с буртами. Фиксация рабочих колец осуществляется с помощью буртов в кольцевых проточках смежных колец аппаратов. При сборке рабочих колец и направляющих аппаратов используются уплотнения, исключающие выравнивание давлений в проточной части компрессора и над рабочими кольцами и устраняющие перетекания воздуха из области повышенного давления на вход. Герметизация соединений колец с корпусом позволяет включить их в силовую схему статора. Это свойство является ценным для двигателей с повышенными параметрами цикла $T_г^*$ и $\pi_к^*$.

Объединение масс корпуса и колец обеспечивает более медленное изменение радиальных размеров статора при сбросе режима работы ГТД, а также меньшее рассогласование радиальных зазоров на режиме приемистости. Конструкция такого статора обеспечивает также существенное уменьшение деформации рабочих колец в направлении рабочих лопаток.

Недостатком рассматриваемой конструкции является необходимость значительных затрат воздуха для обеспечения заданных радиальных перемещений при внешнем обдуве. Использование разрезных трактовых колец с применением особых способов их крепления, обеспечивающих свободное расширение в тангенциальном направлении, позволяет улучшить эффективность теплового воздействия. Однако в этом случае требуется увеличение толщины стенок корпуса.

Для синхронизации радиальных расширений статора и ротора во времени можно воздействовать на величину площади поверхности контакта колец и корпуса и тепловую проводимость в зоне контакта.

Дальнейший этап совершенствования конструкции статора характеризуется разделением функций элементов конструкции на силовые и

аэродинамические (рис. 3.2.17 и 3.2.18). С этой целью передача внутренних (газовых и массовых) сил и сил, возникающих при эволюциях планера, осуществляется через оболочки 1, вынесенные на относительно большие диаметры за предел проточной части, а на оболочки 2, формирующие тракт, возлагается более ограниченный круг функций. Конфигурация элементов, связывающих внешние силовые и внутренние трактовые оболочки, обеспечивает необходимую податливость системы и позволяет более совершенно согласовать тепловую инерционность ротора и корпусов такой конструкции. При этом трактовая часть статора сохраняет достоинства ранее подробно описанной двухстенной конструкции. Во многих реально выполненных статорах полости между оболочками используются в качестве ресиверов для отбора воздуха разного назначения.

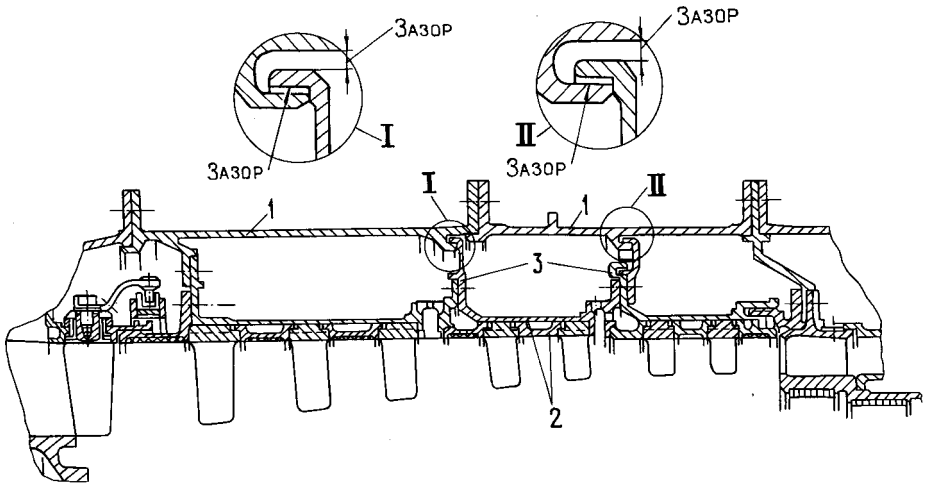


Рис. 3.2.17. Конструктивная схема и геометрические особенности трехстенного статора компрессора ВД

В такой схеме изменение радиальных зазоров определяется расширением как наружной, так и внутренней оболочек, что позволяет в наибольшей степени реализовать идею самосогласования расширений статора и ротора. Следует обратить внимание на то обстоятельство, что разделение функций оболочек на трактовые и силовые принципиально не приводит к повышению веса конструкции в целом, поскольку каждая из них нагружена уменьшенным перепадом давления.

В самом деле, необходимая толщина оболочки $\delta_{ст}$ определяется в основном с помощью зависимости

$$\delta_{ст} = \Delta p\, D/2[\sigma], \qquad (3.2.58)$$

где Δp – перепад давления; D – диаметр оболочки; σ – допустимое напряжение.

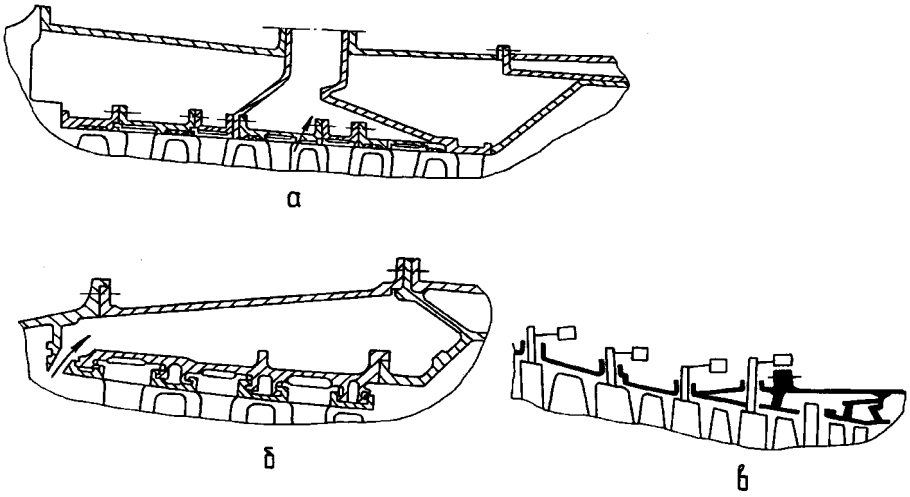


Рис.3.2.18. Конструктивные схемы трехстенных статоров КВД различных ГТД: *а* – RB.211, RB.199; *б* – F-101, CFM-56; *в* – PW-4000

Для трехстенного статора Δp может быть представлен в виде суммы перепадов: Δp_1 - между проточной частью и ресивером и Δp_2 - между ресивером и полостью вентиляторного контура. То есть изменение толщины стенок в трехстенном статоре равно

$$\delta^{\Sigma}_{ст} \approx \delta_{ст1} + \delta_{ст2} \approx \frac{\Delta p_1 D}{2[\sigma]} + \frac{\Delta p_2 D}{2[\sigma]} \approx \frac{\Delta p D}{2[\sigma]}. \qquad (3.2.59)$$

На самом же деле разделение функций оболочек статора может привести даже к снижению веса в связи с более благоприятными условиями работы внешней оболочки по температуре, что допускает либо утонение последней, либо использование материала с меньшим удельным весом, но высокими прочностными свойствами (титан вместо стали).

Что же касается жесткости статора, то связанная двухстенная конструкция обеспечивает ее повышение.

Конструктивные схемы статоров турбин

Одностенные статоры турбин, как и одностенные статоры компрессоров, применялись в конструкциях двигателей предыдущих поколений. На рис. 3.2.19, *а*, *б* показаны типичные конструкции статоров с поперечными разъемами.

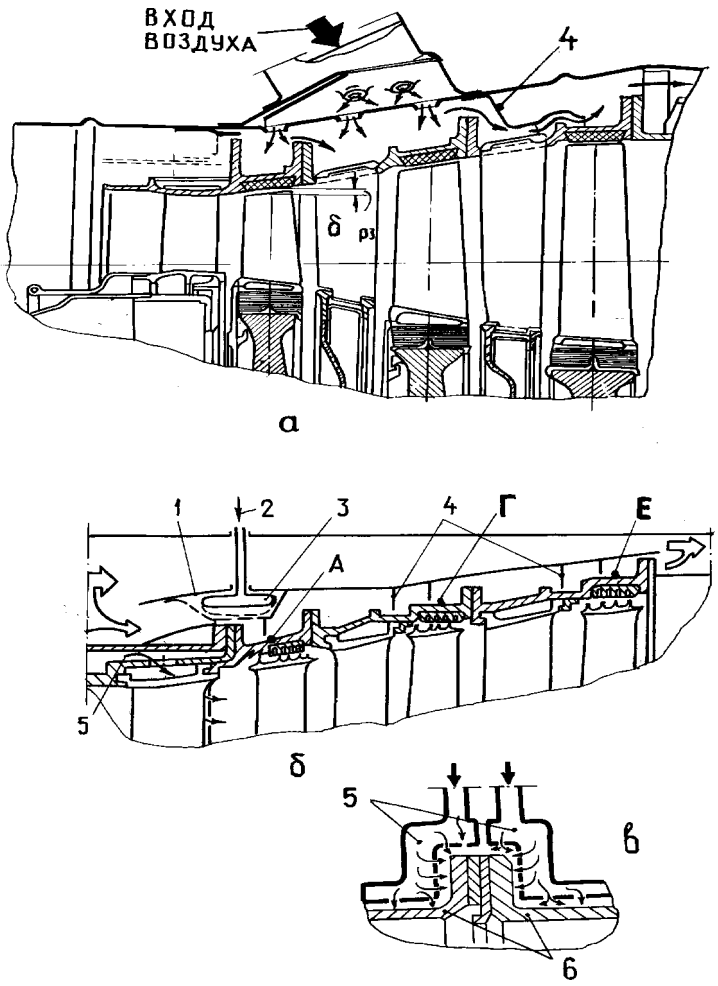


Рис. 3.2.19. Конструктивные схемы одностенных статоров турбин: 1 – капот; 2 – управляющий воздух; 3 – клапан; 4 – радиальные перегородки-вытеснители; 5 – воздух из-за компрессора; 6 – фланцы

Тепловые свойства такого статора и приемы организации его радиальных перемещений могут быть приняты аналогичными одностенным статорам компрессоров. Системы охлаждения статоров, представленных на рис. 3.2.19, *а, б*, недостаточно полно учитывают влияние фланцев на реализуемые при обдуве радиальные перемещения. При недостаточной эффективности обдува фланцев снижение температуры статора приводит к возникновению повышенных напряжений при малых радиальных перемещениях. Поэтому в современных конструкциях фланцы 6 оказываются объектами усиленного охлаждения с помощью сложных коллекторов, охватывающих их (рис. 3.2.19, *в*).

Рост температур газа в цикле привел к необходимости интенсивного охлаждения силовых корпусов и функционального их отделения от элементов, формирующих проточную часть турбины, поскольку уровень температуры газа в современных двигателях достигает значений, близких к температуре плавления материалов. Пространство между трактовыми и силовыми элементами статора продувается воздухом, отбираемым из компрессора и используемым для целей охлаждения конструкции.

На рис. 3.2.20 показан типичный пример выполнения статора высокотемпературной турбины. Характерной особенностью такого статора является применение сегментных рабочих колец 5 с сотовыми элементами 9, допускающими касание и даже врезание в них концов рабочих лопаток. Такое конструктивное исполнение колец позволяет превратить их радиальные расширения при нагреве в тангенциальные. При этом радиальные перемещения корпуса статора 4 турбины, например, при его обдуве, в точности отслеживается трактовыми сегментными элементами. Однако для достижения удовлетворительной чувствительности корпуса статора на тепловое воздействие требуется согласование интенсивности обдува его снаружи и изнутри. В противном случае радиальные перемещения реализуются лишь частично и сопровождаются возникновением значительных температурных напряжений.

Статоры турбины высокого давления английских ГТД имеют конструктивные отличия, которые связаны с попыткой реализации идеи саморегулирования радиального зазора по концам рабочих лопаток.

На рис. 3.2.21 приведена одна из рассмотренных фирмой Роллс-Ройс конструктивных схем статора, отвечающая идее саморегулирования. Отличительной особенностью конструкции является наличие относительно массивного кольца 3, снабженного буртами, по которым центрируется трактовое тонкостенное кольцо 4, несущее на себе сегменты с истираемым покрытием и формирующее проточную часть турбины.

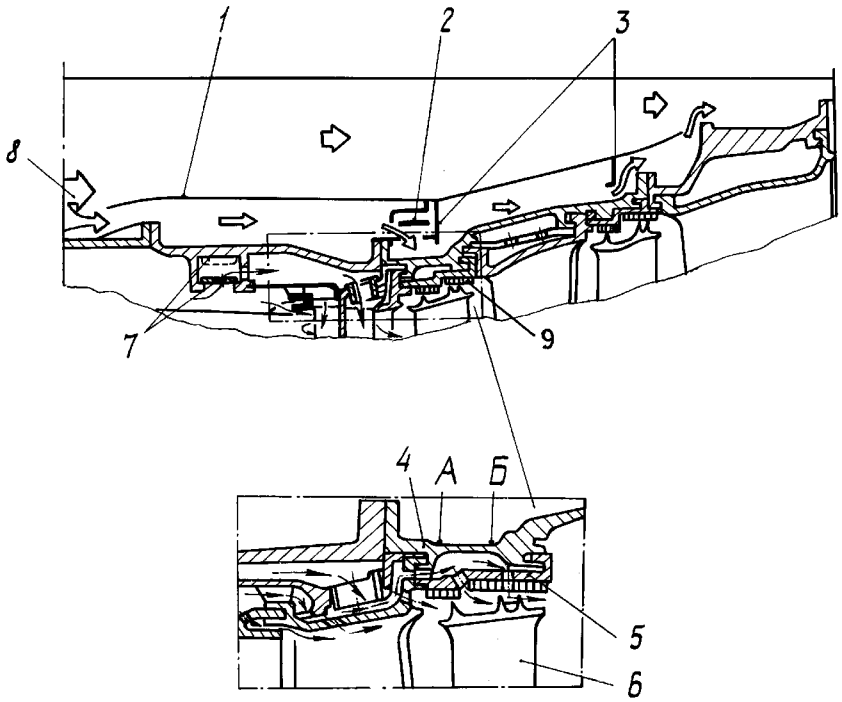


Рис. 3.2.20. Конструктивная схема двухстенного статора: 1 – капот; 2 – клапан системы охлаждения статора; 3 – радиальные перегородки-вытеснители; 4 – корпус статора; 5 – сегментные проставки; 6 – охлаждаемая рабочая лопатка; 7 – дросселирующий расходный клапан системы охлаждения ротора; 8 – воздух наружного контура; 9 – сотовые элементы; А, Б – места установки термопар

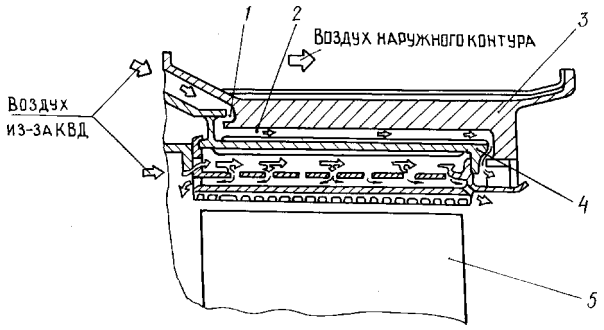


Рис. 3.2.21. Схема радиального уплотнения турбины способом тепловой согласованности статорных и роторных деталей: 1 – зазор; 2 – полость воздушная; 3 – элемент большой массы; 4 – элемент малой массы; 5 – рабочая лопатка

При приемистости тонкостенное кольцо 4 быстро расширяется, увеличивая радиальный зазор, благодаря чему происходит компенсация радиальной вытяжки диска и лопаток под действием центробежных сил, а также последующего их температурного расширения. При этом создаются условия для разогрева массивного кольца 3 воздухом, который поступает через зазор 1. Этот процесс завершается после того, как бурт массивного кольца 3 перекроет зазор 1 по завершении разогрева этого кольца. Рассогласование величин радиальных перемещений тонкостенного кольца 4 (с трактовыми элементами) и диска с лопатками 5 на переходном режиме приводит к увеличению радиального зазора (которое устраняется по мере прогрева диска), вследствие чего наблюдаются снижение кпд турбины и недобор тяги двигателя на взлетном режиме (см. рис. 3.1.9). Для компенсации недобора тяги приходится увеличивать температуру газа перед турбиной, что отрицательно сказывается на ее ресурсе.

При сбросе газа тонкостенное кольцо 4 стремится отследить снижение температуры газа перед турбиной и температуру воздуха за компрессором, который обеспечивает охлаждение этого кольца. Однако массивное кольцо 3 препятствует радиальному перемещению трактового кольца и исключает тем самым возможность его касания за концы рабочих лопаток.

Масса кольца 3 и степень его термостатирования обеспечивают согласованное изменение размеров не только в процессе остывания деталей ротора и статора, но и при повторной приемистости разогретого двигателя. Таким образом, удержание трактового кольца на максимальном диаметре при сбросе оборотов позволяет решать проблему малого радиального зазора в крейсерском полете без затрат воздуха высокого потенциала на обдув для обеспечения приемлемого (малого) радиального зазора на этом режиме. Идея «насильственного» удержания трактового кольца на максимальном диаметре при сбросе режима может быть поразному воплощена в конструкции. Пример реализации этой идеи показан на рис. 3.2.22.

Основным недостатком рассмотренных систем является их неспособность предупредить провал (недобор) тяги непрогретого двигателя.

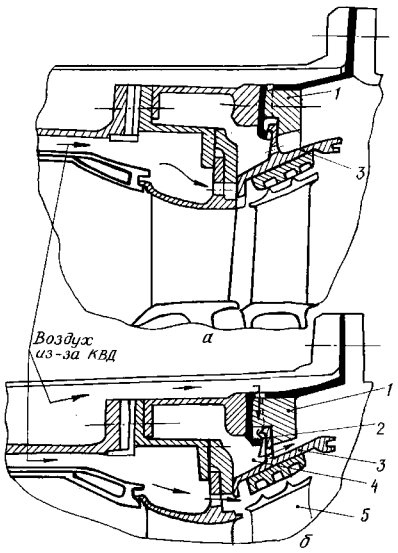


Рис. 3.2.22. Конструкция радиального уплотнения турбины ВД двигателя способом тепловой согласованности: *а* – взаимоположение деталей 1 и 3 в момент запуска и сброса оборотов; *б* – в процессе набора оборотов; 1 – элемент большой массы; 2 – зазор; 3 – элемент малой массы; 4 – полость воздушная; 5 – рабочая лопатка

В связи с важностью устранения этого недостатка, возникающего из-за рассогласования расширений ротора и статора на взлете, предпринимались попытки обеспечить минимальные радиальные зазоры по концам рабочих лопаток и на непрогретом двигателе. Одно из решений, позволяющее удержать трактовое кольцо в промежуточном положении при приемистости двигателя и компенсирующее увеличение радиального зазора из-за медленного прогрева диска, связано с кратковременным охлаждением несущего кольца воздухом, подаваемым на его наружную поверхность из промежуточной ступени компрессора 1 (рис. 3.2.23). По мере прогрева диска подача «холодного» воздуха уменьшается, благодаря чему обеспечивается поддержание оптимального радиального зазора на установившихся по тепловому состоянию конструкции режимах. По завершении процесса прогрева диска схема трансформируется в схемы, описанные ранее (см. рис. 3.2.21, 3.2.22). Режимы сброса оборотов и изменения геометрии при этом аналогичны: массивное кольцо 3 удерживает тонкостенное 4.

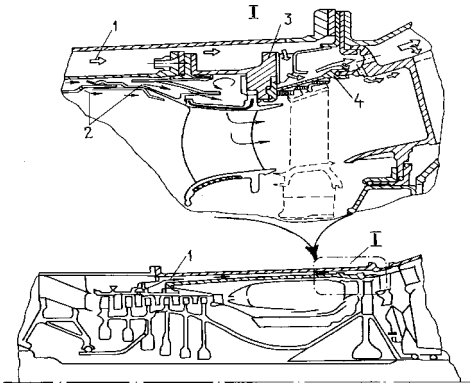


Рис. 3.2.23. Конструктивная схема системы управления радиальными зазорами турбин ВД ГТД RB.211, 535-E4: 1 – воздух из промежуточной ступени КВД; 2 – вторичный воздух из КС; 3 – элемент большой массы; 4 – элемент малой массы

Роторы

Анализ конструкций роторов двигателей различных поколений показывает, что рост параметров цикла, повышение окружных скоростей рабочих колес и требований к сохраняемости характеристик двигателей привел к изменению числа и конструкции роторов. Однороторные (однокаскадные) компрессоры и турбины, характерные для ГТД с умеренными параметрами, трансформировались в двухроторные (двухкаскадные) и даже трехроторные (трехкаскадные) по мере повышения параметров цикла и окружных скоростей. В двух последних случаях роторы располагаются последовательно и приводятся от двух или трех турбин соответственно.

По мере роста окружных скоростей рабочих элементов ротора происходит увеличение их массы, приходящейся на единицу объема, что приводит к увеличению времени теплового согласования роторов и статоров на режиме работы двигателя с непрогретыми деталями и росту величины недобора тяги.

Существенное изменение конструкции роторов связывается с пониманием причин, приводящих к недобору тяги непрогретого двигателя, и причин ухудшения характеристик ГТД в процессе эксплуатации.

В связи с тем, что для решения проблемы оптимизации радиальных зазоров в турбомашинах потребовалось изменить не только принципы конструирования статоров, но и роторов, целесообразно подробно проанализировать ранее выполненные конструкции роторов с позиций их соответствия требованиям решения проблемы радиальных зазоров и

выполнить схематизацию конструкций для проведения приближенных расчетных оценок их радиальных расширений под воздействием различных факторов.

Конструктивные схемы роторов компрессоров

На рис. 3.2.24 представлены принципиальные схемы роторов осевых компрессоров ГТД различных поколений. Видно, что роторы выполнялись барабанного, дискового и смешанного типов. На рис. 3.2.25 и 3.2.26 показаны конструкции роторов смешанного типа ГТД различных поколений.

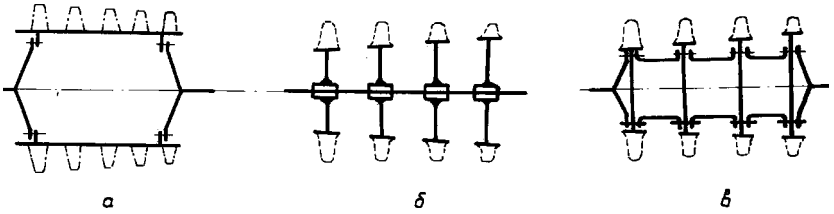


Рис. 3.2.24. Принципиальные схемы роторов осевых компрессоров: *а* – барабанный; *б* – дисковый; *в* – смешанный

Следует отметить, что в приведенных типах конструкций роторов вопросам тепловой инерционности роторных деталей не уделялось должного внимания, а их внутренние полости выполнялись непроточными или слабопроточными. Как отмечалось ранее, диски и барабаны ротора любой схемы подвержены тепловому воздействию со стороны воздуха, проточной части и воздуха, находящегося во внутренних полостях ротора, в результате чего при изменении режима изменяются радиальные размеры и как следствие – радиальные зазоры.

Поэтому важным моментом при анализе любой конструкции ротора является установление механизма нагрева его деталей, формирование решений, направленных на сокращение времени прогрева ротора до стационарных значений температур.

Конструктивные схемы роторов турбин

В авиационных двигателях широкое применение получили многоступенчатые осевые турбины, которые по числу валов можно разделить на турбины для одновальных, двухвальных (рис. 3.2.27) и трехвальных ГТД (рис. 3.2.28, 3.2.29).

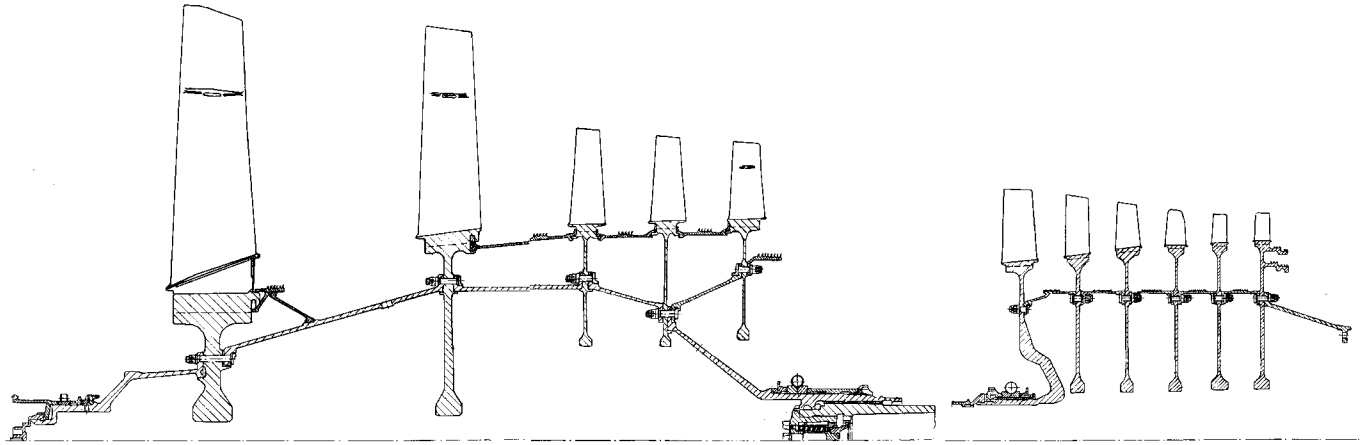


Рис. 3.2.25. Конструктивная схема ротора кмпрессора двухкаскадного ГТД

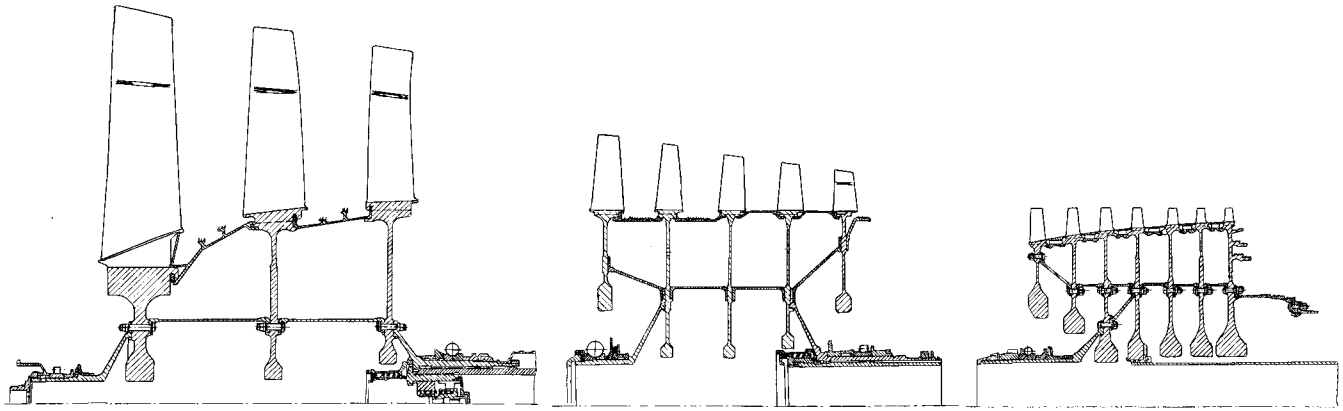


Рис. 3.2.26. Конструктивная схема ротора компрессора трехкаскадного ГТД

Повышение температуры газа перед турбиной, сопутствующее смене поколений двигателей, привело к появлению и постоянному совершенствованию воздушной системы охлаждения роторных деталей (рабочих лопаток, дисков).

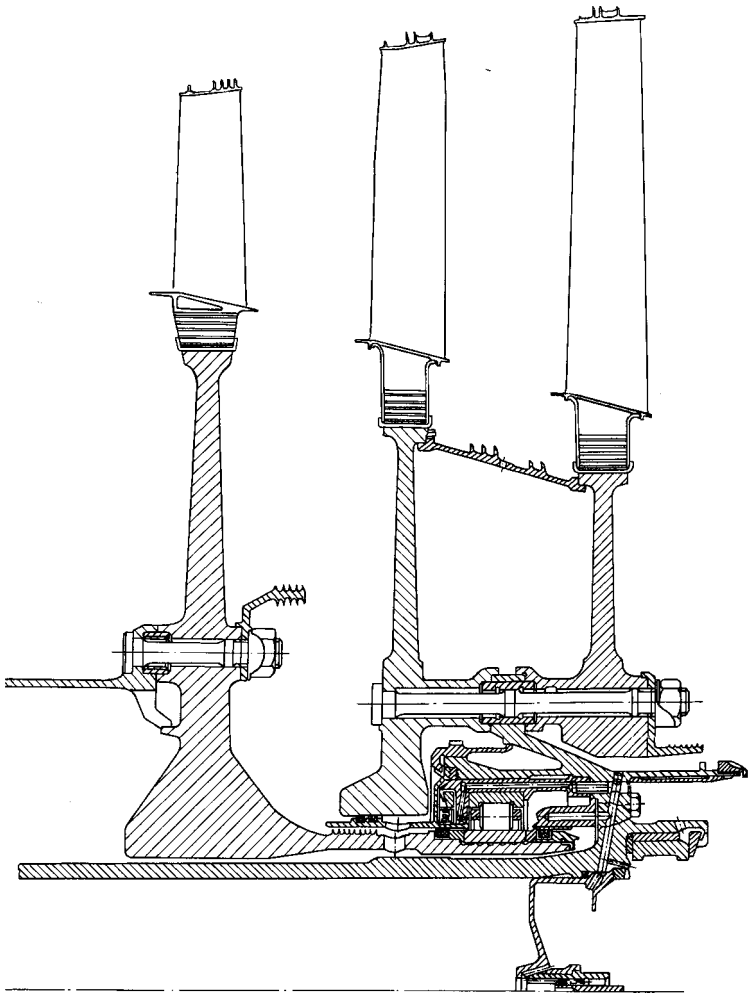


Рис. 3.2.27. Конструктивная схема ротора турбины двухкаскадного ГТД

В связи с тем, что большой вклад в изменение радиального зазора ротора дают диски (тепловое расширение и деформация их под действием центробежных сил), то необходимо прежде всего рассмотреть эволюцию развития систем охлаждения и конструкции дисков. Например, на двигателях ранних поколений (рис. 3.2.27) диски ступеней обдувались воздухом из-за компрессора, воздух поступал от центра диска к его периферии.

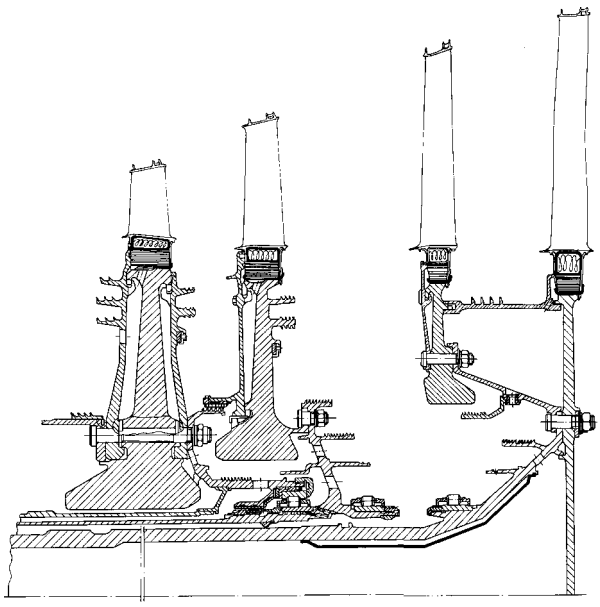


Рис. 3.2.28. Конструктивная схема ротора турбины трехкаскадного ГТД

В двигателях с повышенными параметрами цикла (например, см. рис. 3.2.28) на дисках устанавливались покрывные дефлекторы (от ступицы и до обода), которые позволяли организовать более совершенное и экономичное охлаждение дисков. Однако с переходом на более высокие параметры цикла и повышением частоты вращения ротора, например, в двигателях 6-го поколения (см. рис.3.2.29), наличие покрывных дефлекторов приводит к недопустимым напряжениям в дисках. В этих двигателях были применены покрывные дефлекторы - кольца ограниченных размеров. Существенное изменение произошло в конструкции и форме дисков. Последний стал выполняться без отверстий для соеди-

нения его с валом, увеличилась ширина ступицы при уменьшении диаметра диска, т. е. произошло увеличение массы при снижении объема диска.

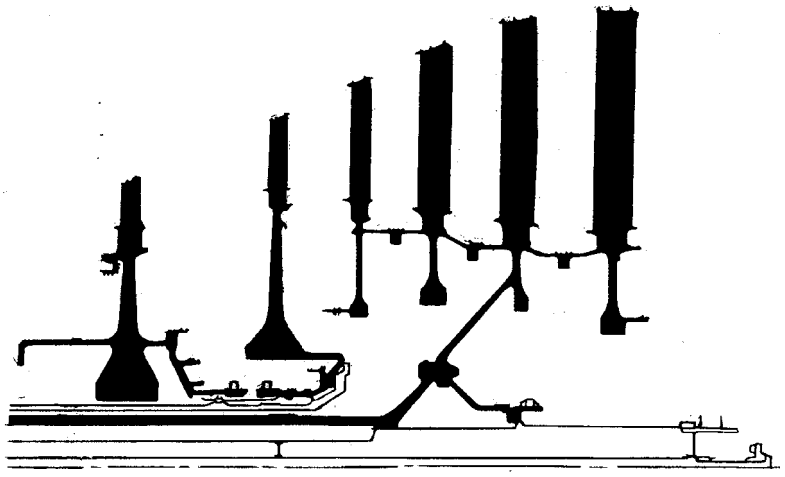


Рис. 3.2.29. Конструктивная схема ротора турбины турбовентиляторного ГТД

Пример трансформации дисков турбины ВД двигателей разных поколений представлен на рис. 3.2.30.

В приложении 3.1 приведены схемы выполненных конструкций турбокомпрессоров, составленные из описанных в данном разделе конструкций статоров и роторов.

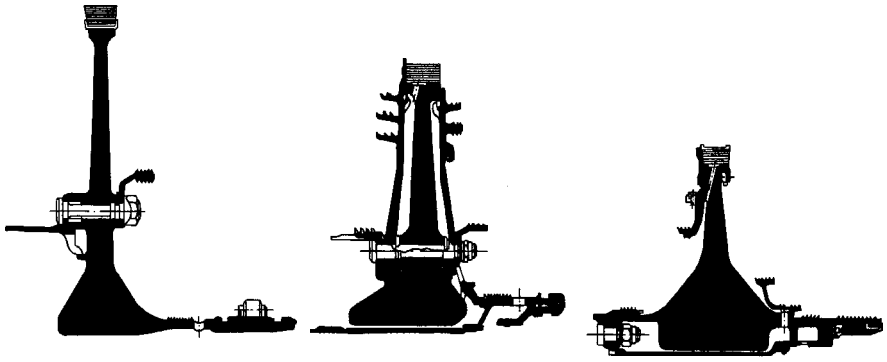


Рис. 3.2.30. Конструктивные схемы дисков турбин высокого давления ГТД различных поколений

3.2.5. Влияние реальных конструкторско-технологических и эксплуатационных факторов на величину радиальных зазоров

Действительная величина радиального зазора зависит не только от умения осуществлять тепловое согласование расширений деталей ротора и статора, но и от конструктивных особенностей, влияющих на податливость опор и валов, технологических тонкостей изготовления и сборки сопрягаемых элементов, точности балансировки, а также от факторов эксплуатационного характера.

В табл. 3.2.3 и на рис. 3.2.31 представлены данные, которые иллюстрируют влияние перечисленных в них факторов на изменение радиального зазора по концам рабочих лопаток компрессоров ВД ГТД № 1, №2 и №3. Анализ этих данных указывает на то, что потребное увеличение монтажного зазора, определяемое конструкторско-технологическими и эксплуатационными факторами в КВД названных ГТД, может составлять соответственно 0,32...0,47 мм; 0,3...0,4 мм; 0,3...0,35 мм.

Таблица 3.2.3

Факторы влияния	Изменение зазора, мм	
	в вертикальной плоскости	в горизонтальной плоскости
Перегрузка	– 0,125	–0,125
Биение ротора	–0,025	–0,025
Маневрирование в полете	–0,075	–0,1
Отклонение при изготовлении	±0,1	±0,1
Допустимый износ	+0,1	+0,1
Овализация статора на режимах:		
крейсерском	–0,04	–0,06
взлетном	+0,175	–0,23
Изменение зазора на режимах:		
крейсерском	–0,21–0,19	–0,11–0,31
взлетном	+0,15–0,5	–0,28–0,48
Необходимый минимальный рабочий зазор на режимах:		
крейсерском	—	+0,31
взлетном	—	+0,48

В табл. 3.2.3 приведены данные, характеризующие влияние конструкторско-технологических и эксплуатационных факторов на изменение радиального зазора по концам рабочих лопаток турбины одного из перспективных зарубежных двигателей [30].

Из табл. 3.2.3 видно, что потребное значение радиального зазора, формируемое перечисленными факторами, может составить 0,3…0,5 мм и оказать существенное влияние на кпд турбокомпрессора каскада высокого давления. Так, в ГТД большой двухконтурности с высокими параметрами цикла ($T_г^*$, $\pi_к^*$, m) можно ожидать в связи с этим снижения кпд компрессора и турбины высокого давления на 1,5…2%.

Опыт эксплуатации зарубежных двигателей показывает, что за счет изменения радиальных зазоров и проходных сечений газового тракта ГТД повышение удельного расхода топлива $C_р$ при увеличении наработки может составить 2% из 5% за 3500…4000 полетных циклов.

Итак, увеличение радиальных зазоров при учете всех рассмотренных факторов, в том числе конструкторско-технологических и эксплуатационных, может составлять величину $\Delta\delta_{р\,з} = 0{,}95...1{,}2$ мм.

Сопоставление потребных значений радиального зазора для компенсации тепловых расширений ротора и статора на переходных режимах и влияния конструкторско-технологических факторов указывает на их равноценность.

Поэтому задача минимизации радиальных зазоров должна решаться комплексно, т.е. необходимо внедрить мероприятия, обеспечивающие согласование тепловых расширений ротора и статора, прогрессивные схемы ГТД, способы передачи нагрузок на подвеску двигателя, на технологию, повышающую культуру изготовления, балансировки и сборки.

В настоящее время влияние всех изложенных выше факторов на величину радиальных зазоров учесть с помощью расчетных методов пока невозможно.

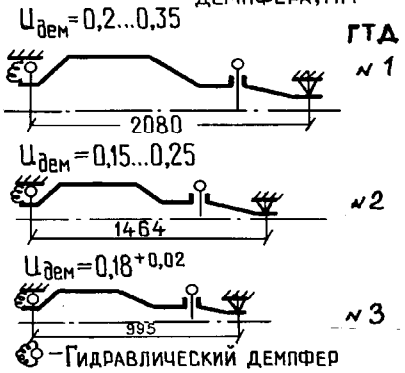
Попытки создания метода расчета радиальных зазоров имеются [7,8] .

1. Биение, мм *)

	ГТД №1	№2	№3
по рабочим лопаткам	0,1	0,1	0,1
по рабочим кольцам (Р.К.)	0,15	0,2	0,1
Необходимый Р.З по РЛ из-за биения ротора, мм	+0,125	+0,15	+0,1
по трактовым роторным кольцам	0,15	0,15	0,15
по направляющим лопаткам	0,15	0,2	0,1
Необходимый Р.З по НА из-за биения НА	+0,15	+0,15	+0,125

*) данные конструкторской документации

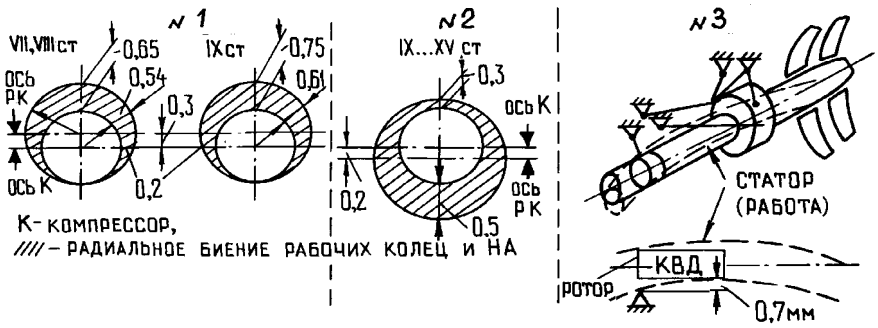
2. Радиальный ход демпфера, мм



3. Радиальный зазор в шарикоподшипниках, мм

сборка	0,1...0,12
при осевой нагрузке	0...0,01

4. Смещение оси статора и рабочих колец от оси изделия для компенсации деформации корпуса статора, мм



Радиальный зазор, необходимый для компенсации конструкторско-технологических и эксплуатационных факторов

Изделие	№1		№2		№3	
Составляющ.	расчет	факт	расчет	факт	расчет	
$\Delta Ц_{биение}$, мм	0,125		0,15		0,1 (0,15)	—
$\Delta U_{дем}$, мм	0,2...0,35	—	0,15...0,25	—	0,2	—
$\Delta\delta_{р.з}$, мм	0,32...0,47	0,77...0,87	0,3...0,4	0,65	0,3...0,35	—

Рис. 3.2.31. Влияние конструкторско-технологических факторов на величину радиальных зазоров

3.2.6. Сравнение результатов измерений и расчета радиальных зазоров на натурных турбомашинах

Анализ выполненных конструкций статоров и роторов показывает, что их характерной особенностью является наличие быстронагревающихся статоров и массивных медленно прогревающихся роторов. Для конструкций с такими особенностями могут быть проведены упрощения ранее изложенной методики расчета величин радиальных зазоров. Упрощения базируются на полученных в экспериментах представлениях о быстродействии механических и тепловых процессов в турбокомпрессорах. Обнаружено, что если время прогрева ротора существенно выше, чем у статора, то фактор времени при расчете радиальных зазоров может не приниматься во внимание.

При экспериментальных исследованиях влияния режимов работы двигателя на величины радиальных зазоров производились также измерения температур статора, дисков и частот вращения роторов, что позволило выполнить сопоставление расчетных и экспериментальных значений зазоров.

На рис. 3.2.32, 3.2.33, 3.2.34 приведены рассчитанные по уравнениям разд. 3.2.3.3 и измеренным температурам дисков и статора величины радиальных перемещений деталей, формирующих радиальный зазор.

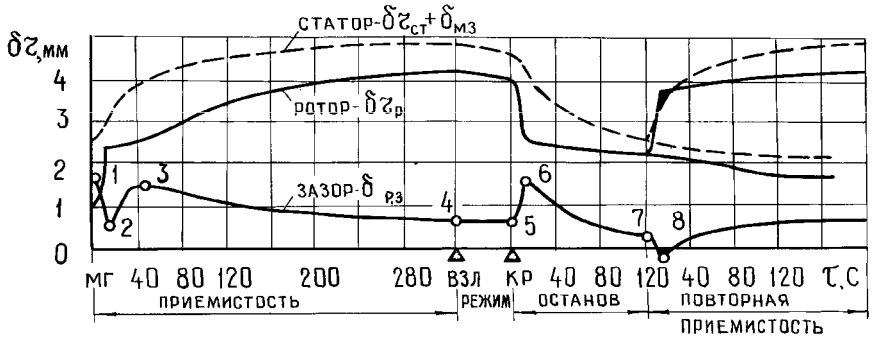


Рис. 3.2.32. Изменение радиальных размеров ротора и статора, а также радиального зазора в турбине НД двигателя НК-8-2У на переходных режимах: 1...8 – характерные точки; 8 – врезание ротора в статор

Как видно из рис. 3.2.32, при приемистости непрогретого двигателя с режима малого газа до взлетного наблюдается весьма интенсивный рост диаметра статора и относительно медленная стабилизация радиального зазора вследствие отставания прогрева ротора. Характерной является точка 2, которая соответствует значению радиального зазора в мо-

мент выхода двигателя на максимальную частоту вращения ротора в начальной стадии прогрева статора и диска. Точка 3 соответствует моменту времени наибольшего рассогласования перемещений сопрягаемых деталей и определяет величину провала тяги двигателя при установлении взлетного режима. Точка 4 соответствует работе двигателя на взлетном режиме после завершения прогрева двигателя в конце переходного процесса. В этой точке заканчивается процесс формирования взлетной тяги двигателя. Взаимное расположение точек 4 и 5 характеризует степень тепловой согласованности расширения ротора и статора, т.е. степень соответствия измеренных перемещений уравнению (3.2.7) на существенно разных режимах работы двигателя (взлетном и крейсерском). Точка 5 соответствует моменту ухода двигателя на режим малого газа и характеризует влияние снижения динамических нагрузок на ротор и отчасти охлаждение статора. Точки 7 и 8 характеризуют состояние радиального зазора перед повторной приемистостью прогретого двигателя и во время нее. Как видно из графика, в последнем случае имеет место «врезание» на 0,25…0,35 мм гребешков на бандажных полках рабочих лопаток в срабатываемые уплотнительные покрытия статора.

Поскольку значение зазора в крейсерском полете зависит от монтажного зазора, то последний может быть выбран так, чтобы исключалась возможность «врезания» концов лопаток в статор (точка 8 на рис. 3.2.32). Увеличение монтажных радиальных зазоров $\delta_{м\ з}$ за счет нестационарных режимов может достигнуть 30…40% и сопровождаться заметным снижением кпд турбокомпрессора (на 1,2...2%) в крейсерских условиях полета.

Закономерности изменения во времени величины радиального зазора $\delta_{р\ з} = f(\tau)$ на переходных режимах в компрессорах двигателей разных поколений и размерностей, полученные авторами при специальных экспериментальных исследованиях, представлены на рис. 3.2.33, 3.2.34. Особенностью работы на установке было относительно медленное осуществление регулирования режимов, но и эти измерения подтверждают наличие характерных зон, хотя время становления режимов не соответствует реальному.

На рис. 3.2.33 и 3.2.34 приведены основные результаты измерений радиальных зазоров $\delta_{р\ з}$, полученные на компрессорной установке и представленные в виде графиков $\delta_{р\ з} = f(\tau)$, отражающих типичную картину изменения зазоров по времени работы непрогретого, а затем прогретого компрессора на стационарных и переходных режимах.

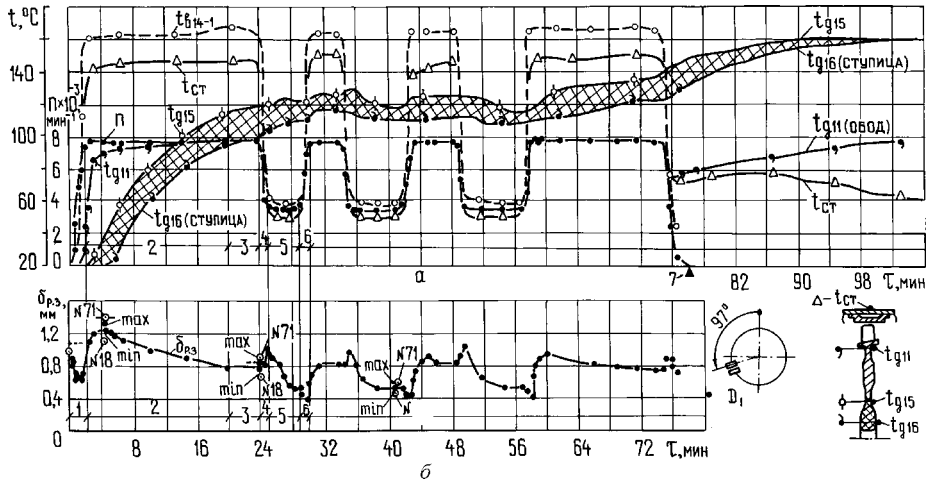


Рис. 3.2.33. Изменение термоинерционных характеристик элементов ступени компрессора (*а*) и радиального зазора над XIV рабочим колесом (*б*) на переходных режимах работы установки КВДР: ——— измерения; – – – – расчет; 1 - приемистость; 2 - режим прогрева; 3 - стационарный режим; 4 - сброс оборотов; 5 - малый газ; 6 - повторная приемистость; 7 - останов ротора; $\delta_{р\,з}$ - средний радиальный зазор по 10 первым рабочим лопаткам; max, min - $\delta_{р\,з}$ по 10 первым рабочим лопаткам; №18, 71 - $\delta_{р\,з}$ max или min из всех рабочих лопаток венца

Картина изменения $\delta_{р\,з} = f(\tau)$ (рис. 3.2.33,*б*) соответствует описанному выше физическому пониманию явлений, протекающих в компрессорах исследованных ГТД. Подтверждено наличие характерных зон изменения величины радиальных зазоров, выявленных расчетно-экспериментальным путем (см. рис. 3.2.32):

зона 1 характеризует увеличение радиальных размеров деталей ротора (дисков, рабочих лопаток, лопаток в замках) при резком увеличении оборотов ротора; изменение радиальных зазоров под действием механических нагрузок происходит практически мгновенно;

зона 2 характеризует быстрый прогрев статора, приводящий к тепловому рассогласованию радиальных размеров статора и ротора, причем изменение размеров статора опережает изменения размеров ротора, что сопровождается существенным увеличением радиальных зазоров ($\delta_{р\,з} \approx 1{,}25$ мм), и, как следствие, уменьшением кпд, запасов устойчивости компрессора и недобором тяги двигателем;

зона 3 отражает стабилизацию радиального зазора (до $\delta_{р\,з} \approx 0{,}76$ мм) на режиме прогретого компрессора;

зона 4 отражает увеличение радиального зазора ($\Delta\delta_{р\ з} \approx 0{,}2$ мм) из-за уменьшения радиальных размеров роторных деталей при сбросе оборотов с $n_{вд\ max}$ до $n_{вд\ min}$;

зона 5 демонстрирует, что радиальные зазоры на режиме $n_{вд\ min}$ меньше, чем на $n_{вд\ max}$. Это связано с тем, что температура полотна диска практически не уменьшилась при сбросе оборотов, а следовательно, тепловые радиальные перемещения диска остались большими, а радиальные перемещения статора уменьшились из-за его малой тепловой инерционности;

зона 6 демонстрирует изменение радиальных зазоров при встречной приемистости, приводящее к минимальным зазорам в КВД ($\delta_{р\ з} \approx 0{,}38 \ldots 0{,}4$ мм).

Далее при работе на прогретом компрессоре при $n_{вд} = n_{вд\ max}$ величина радиальных зазоров становится такой же, какой она была в конце режима прогрева. При повторных приемистостях картина изменения радиальных зазоров хорошо воспроизводится.

Из кривой $\delta_{р\ з} = f(\tau)$ видно, что разность между максимальной (зона 2, режим прогрева компрессора) и минимальной (зона 6 – встречная приемистость) величинами радиальных зазоров составляет 0,87 мм. Эта величина является значительной, и требуются воздействия на ротор или статор с целью ее уменьшения и для снижения потери кпд. Следует отметить, что вклад переходных режимов (при снижении оборотов) в величину монтажных радиальных зазоров составляет примерно 40% (0,4мм).

Автоматизированная система измерения зазоров позволяла фиксировать величину радиального зазора между спецслоем, нанесенным на рабочее кольцо статора, и концом каждой рабочей лопатки. Методика измерений радиальных зазоров приведена в приложении 3.3.

В проведенных экспериментах разность между максимальным и минимальным радиальным зазором над XIV рабочим колесом в один и тот же момент времени составляет при выборке из всех рабочих лопаток 0,3 мм; при выборке по первым десяти рабочим лопаткам 0,15 мм (см.рис. 3.2.33).

Разность между $\delta_{р\ з\ max}$ и $\delta_{р\ з\ min}$ объясняется наличием биения по рабочим лопаткам и рабочим кольцам, которое в соответствии с чертежами может составлять 0,15 мм.

В экспериментах получена удовлетворительная воспроизводимость результатов измерений величин радиальных зазоров в процессе одного испытания и от испытания к испытанию. Показано достаточно

хорошее (с точностью до 0,03...0,05 мм) согласование величин зазоров, зафиксированных с помощью автоматизированной системы (токовихревыми и электроконтактными датчиками).

С помощью датчиков, установленных в вертикальной и горизонтальной плоскостях окружности XIV рабочего колеса, получено, что на переходных режимах (приемистость, сброс оборотов) вступает в работу гидравлический демпфер подшипников. Измерения показали, что радиальный ход демпфера на режиме приемистости составляет примерно 0,1 мм. (Это разность между показаниями двух датчиков радиальных зазоров $\delta_{р\ з\ D1}$ - $\delta_{р\ з\ D2}$). На стационарных режимах показания датчиков выравниваются, и радиальный зазор стабилизируется. Из этого следует, что радиальный ход демпфера также необходимо учитывать при расчете и назначении монтажных радиальных зазоров.

Помимо перемещений на рис. 3.2.33 и 3.2.34 представлены результаты измерений температур сопрягаемых элементов компрессора. Как видно из рис. 3.2.33 и 3.2.34, изменение температуры статорных деталей (корпус $t_{ст-7}$, рабочих колец $t_{р\ к\ 14-1}$) так же, как и температуры воздуха в тракте $t_{в14-14-1}$ на всех режимах (приемистость, сброс газа, встречная приемистость), практически следует за изменением частоты вращения ротора $n_{вд}$.

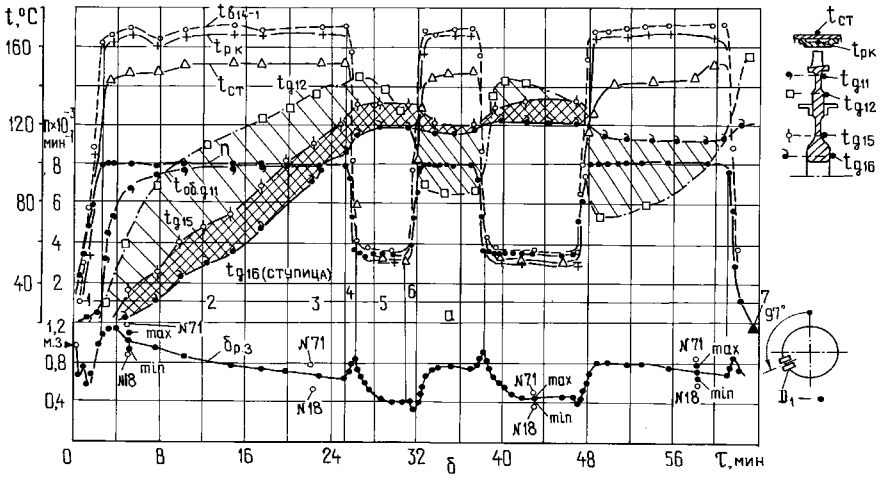


Рис. 3.2.34. Изменение термоинерционных характеристик элементов ступени компрессора (*а*) и радиального зазора над рабочим колесом (*б*) на переходных и стационарных режимах работы установки КВД: – – – – измерения; обозначения см. на рис. 3.2.33. Испытания проведены в другое календарное время в отличие от испытания на рис.3.2.33

Скорость нагрева корпуса статора составляет 65…70°С/мин, а абсолютный уровень температуры статорных деталей составил около 96% $t_в$.

Изменение температур различных участков диска (обода $t_{д11}$, срединной части полотна $t_{д12}$, ступицы $t_{д15}$, $t_{д16}$), как видно из рис. 3.2.33 и 3.2.34, осуществляется за весьма различное время. Так, тонкостенная ободная часть, обтекаемая снаружи воздухом проточной части, прогревается быстрее, чем другие участки диска. Причем протекание $t_{д11} = f(\tau)$ идентично изменению средней температуры воздуха в проточной части компрессора $t_{в14\text{-}14\text{-}2} = f(\tau)$.

Абсолютный уровень $t_{д11}$ составляет 85% от температуры воздуха в тракте.

Медленный прогрев срединной части и ступиц диска на режиме прогрева компрессора является причиной длительной стабилизации радиальных зазоров на этом режиме (20...24 мин). Термоинерционность срединной части диска и его ступицы на режиме приемистости составила примерно 5…6°С/мин, что в 11…14 раз больше термоинерционности статора.

Следует отметить, что внутренние полости ротора компрессора были слабо вентилируемыми, поэтому наблюдается характерная особенность в изменении температур диска не только на режиме приемистости, но и на режимах сброса газа и встречных приемистостей. Например, из кривых $t_{д11} = f(\tau)$ видно, что температура ободной части отслеживает изменение параметров компрессора, частоты вращения ротора и температуры воздуха в проточной части. Температура срединной части диска $t_{д12}$ также отзывается на изменение режима работы установки, при этом абсолютный уровень $t_{д12}$ остается высоким и близким к максимальной температуре воздуха в проточной части. Температура ступицы диска $t_{д15}$ и $t_{д16}$ очень слабо реагирует на изменение режима работы установки: уровни $t_{д15}$ и $t_{д16}$ остаются практически неизменными. В результате этого диск (срединная часть и ступица) оставался прогретым при уменьшении оборотов ротора до $n_{вд\,min} = 3500$ мин$^{-1}$ и работе на этих оборотах в течение различных промежутков времени $\Delta\tau$ = 3; 8; 10 мин. Из этого следует, что указанного времени было достаточно, чтобы установился температурный режим роторных деталей, соответствующий длительной стационарной работе установки на этих оборотах. Поэтому и величины радиальных зазоров на $n_{вд\,min}$ были отмечены меньшими, чем на $n_{вд\,max}$.

На рис. 3.2.35 приведены графики $\delta_{р\,з} = f(\tau)$ изменения радиальных зазоров каскадов НД, СД, ВД компрессоров по времени работы трехвального двигателя № 2 на установившихся и переходных режимах, а

также графики изменения температур статора, ротора и частот вращения роторов. Общими закономерностями изменения радиальных зазоров по всем исследуемым ступеням являются: 1 - увеличение радиальных зазоров из–за разной тепловой инерционности статора и ротора на режимах работы непрогретого двигателя; 2 – минимальные значения зазоров соответствуют режиму встречной приемистости; 3 - стабилизация величин зазоров через 5…7 минут после перевода рычага управления двигателем ($\alpha_{руд}$) на максимальный угол.

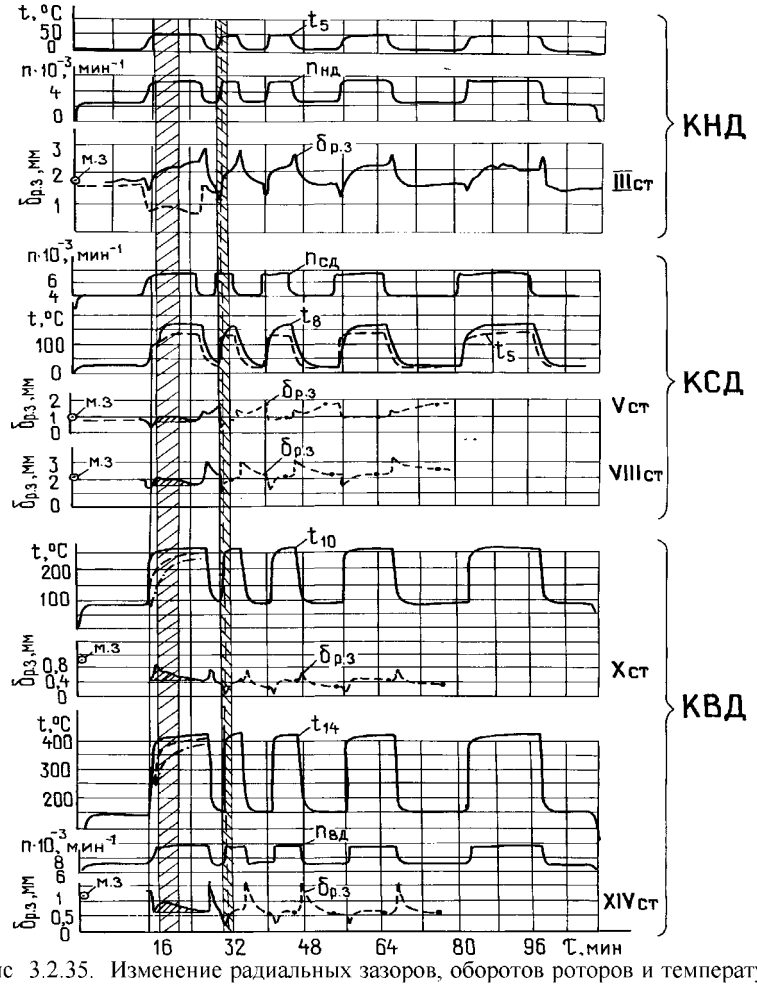


Рис 3.2.35. Изменение радиальных зазоров, оборотов роторов и температур статора и ротора на переходных режимах работы ГТД №2: – – – - $t_{обода\ диска}$; — · — · — - $t_{ступицы\ диска}$; //// - зона увеличения зазоров из-за прогрева деталей компрессора; \\\\ - зона минимальных зазоров

Проведенные эксперименты позволили существенно упростить решение системы уравнений, описывающих перемещения. Например, для компрессоров с типичным сочетанием времени прогрева статорных и роторных деталей можно принять следующие значения температур элементов на различных режимах работы двигателя (табл. 3.2.4).

Таблица 3.2.4

Наименование режима работы ГТД	Условия для расчета		
	Температура		Обороты ротора
	статора	диска	
Приемистость	$t_к = (0{,}96…0{,}98)t_{в\ мг}$	$t_д = t_{нач}$	$n = n_{взл\ max}$
Переход на взлетный режим (ГТД не прогрет)	$t_к = (0{,}96…0{,}98)t_{в\ взл}$	$t_д = t_{в\ мг}$	$n = n_{взл\ max}$
Взлет (установившийся режим)	$t_к = (0{,}96…0{,}98)t_{в\ взл}$	$t_д = t_{в\ взл}$	$n = n_{взл}$
Крейсерский	$t_к = (0{,}96…0{,}98)t_{в\ кр}$	$t_д = t_{в\ кр}$	$n = n_{кр}$
Переход со взлетного режима на «малый газ» (сброс оборотов)	$t_к = (0{,}96…0{,}98)t_{в\ мг}$	$t_д = t_{в\ взл}$	$n = n_{мг\ min}$
Переход с режима «малого газа» на останов	$t_к = t_н$	$t_д = t_{в\ мг}$	$n = 0$
Повторная (встречная приемистость)	$t_к = t_{в\ мг}$	$t_д = t_{в\ взл}$	$n = n_{взл}$

С учетом принятых значений температуры в деталях конструкции на квазистационарных режимах проведены расчеты радиальных перемещений статора и ротора КВД. Полученные величины радиальных зазоров над рабочими лопатками колес на характерных режимах работы установки сопоставлены с экспериментальными значениями (рис. 3.2.33). Как видно, на режиме приемистости (см. поз. 1 на рис. 3.2.33) расчетная величина радиального зазора оказалась равной $\delta^{р}_{р\,з} = 0{,}725$мм, а измеренная при испытаниях в различные дни и приведенная к САУ $\delta^{э}_{р\,з} = 0{,}6;\ 0{,}64;\ 0{,}68…0{,}9$мм. При переходе на взлетный режим (см. поз. 2 на рис. 3.2.33), когда наблюдается максимальное тепловое рассогласование статорных и роторных деталей $\delta^{р}_{р\,з} = 1{,}41$мм, измеренная $\delta^{э}_{р\,з} = 1{,}25;\ 1{,}1;\ 1{,}2…1{,}65$ мм. На взлетном режиме (см. поз. 3 на рис. 3.2.33) с установившимися температурами статора и ротора $\delta^{р}_{р\,з} = 0{,}85$мм, измеренная величина $\delta^{э}_{р\,з} = 0{,}76;\ 0{,}6;\ 0{,}75…0{,}78$ мм. На режиме перехода со взлетно-

го на «малый газ» (см. поз. 4 на рис. 3.2.33), когда «мгновенно» (за 2…3с) снижается частота вращения ротора с максимальной величины до минимальной, $\delta^{р}_{р з} = 0{,}52$ мм, измеренная величина $\delta^{э}_{р з} = 0{,}5$; 0,4; 0,5мм. На режиме повторной приемистости (см. поз. 5 на рис. 3.2.33), когда «быстро» (за 5…10 с) повышается частота вращения ротора с $n_{мг}$ до n_{max}, $\delta^{р}_{р з} = 0{,}35$ мм, измеренная величина $\delta^{э}_{р з} = 0{,}38$ мм; 0,35 мм.

Из проведенного анализа можно сделать вывод, что принятые модели механического и теплового (квазистационарного) состояния корпуса, лопаток, диска компрессора и составленная на их основе упрощенная методика инженерного расчета изменения радиальных зазоров в компрессорах при различных сочетаниях режимов в основном отражают действительный абсолютный уровень их величин в КВД без мероприятий по интенсификации теплообмена в статорах и роторах (с точностью 15...20%). Причем получаемые расчетные величины больше замеренных. Для снижения погрешности между расчетными и экспериментальными данными при назначении монтажных радиальных зазоров расчетные величины можно уменьшить на 0,15 мм по всем ступеням. Причиной завышения расчетных радиальных зазоров, вероятно, является неучет того, что температура срединной части диска и его ступицы на установившихся режимах в действительности ниже, чем принимается в расчетах, где $t_д = t_в$ для данной ступени.

Для подтверждения этого предложения проводились сравнительные расчеты изменения радиальных размеров дисков как для постоянного по радиусу поля температур $t_д = t_в = f(r_д) = const$, так и для переменного $t_д = f(r_д) = var$. Расчеты показывают, что учет переменной температуры по радиусу диска дает, например, на XIV рабочем колесе уменьшение радиального размера диска на 0,14…0,25 мм (15...20%). Эти результаты дают основание считать, что при назначении радиальных зазоров необходимо более строго учитывать реальные температурные поля на диске.

В заключение раздела необходимо еще раз отметить, что основанием для составления упрощенной инженерной методики расчета изменения радиальных зазоров в современных турбокомпрессорах были результаты анализа измерений температур статора и ротора, выполненных на натурных ГТД. Проведенные измерения и их последующий анализ помогли раскрыть физическую суть тепловых процессов и открыли возможность приближенного задания температурных полей в деталях турбокомпрессора.

3.3. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКТИВНОГО ВЫПОЛНЕНИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РАДИАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ

Анализ условий работы ГТД на различных режимах показывает, что увеличение радиальных зазоров в турбокомпрессорах имеет место в крейсерских условиях полета, а также на режимах работы с непрогретыми узлами. В связи с тем, что наибольшие потери топлива от увеличения радиальных зазоров происходят в крейсерском полете, то проблема минимизации зазоров оказалась наиболее актуальной на этом режиме. При этом решение проблемы потребовалось даже уже на созданных и находящихся в эксплуатации двигателях.

Рассмотрим особенности согласования термических расширений ротора и статора в турбокомпрессорах, доработанных системами управления радиальными зазорами.

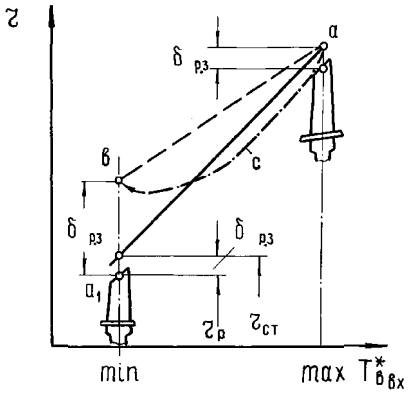


Рис. 3.3.1. Схема изменения радиального зазора: aa_1 - при согласовании температур «пакета» по уравнению (3.2.7); *ав* - общий случай; *асв* - разогрев ротора

На рис. 3.3.1 показаны возможные схемы взаимного расположения деталей статора и ротора в зависимости от температуры воздуха на входе. Отметим, что обеспечение минимального зазора в точке *а* при $T^*_{в\ вх}$ = max может быть осуществлено путем выбора необходимой величины монтажного зазора. Однако при этом зазор в крейсерском полете (точка *в)* будет изменяться тем значительнее, чем больше различие между $T^*_{в\ вх}$ на крейсерском и максимальном режимах. Изменение радиального зазора, условно представленное линиями aa_1 и *ав* на рис. 3.3.1, соответствует монотонному изменению геометрических размеров ротора и статора в зависимости от температуры $T^*_{в\ вх}$. При релейных воздействиях на температуры статора и ротора, связанные с включением или отключением системы охлаждения, картина изменяется (см., например, линию *асв* на рис. 3.3.1).

В подобных случаях для обеспечения максимальной топливной экономичности и предотвращения «врезания» рабочих лопаток в детали статора необходимо более пологое протекание характеристики температуры статора, чем согласно линии *асв*.

Способы изменения радиального зазора (воздействием на ротор или статор) определяются зачастую конкретными особенностями конструкции.

3.3.1. Системы воздействия на статор

На подавляющем большинстве выполненных конструкций для регулирования радиальных зазоров применяются системы, воздействующие на температуру статорных деталей путем управления количеством воздуха, используемого для их обдува, реже осуществляется смена источника обдува. Выбор статора в качестве объекта воздействия обусловлен следующими причинами:

относительной простотой осуществления тепловых воздействий в доработочном исполнении;

легкостью проведения доводочных испытаний.

Наибольшие успехи достигнуты в турбинах низкого давления (ТНД), статоры которых выполняются без локальных геометрических особенностей, вызывающих коробление и потерю концентричности на переходных режимах при обдуве [16]. В значительной степени положительные результаты достигнуты благодаря применению разрезных трактовых колец, теплоизолирующих внешний корпус от газового потока и отслеживающих изменение радиальных размеров корпуса при изменении его температуры.

В зарубежных двигателях с большой степенью двухконтурности в последние годы получили распространение системы обдува статоров компрессора и турбины (рис. 3.3.2, 3.3.3). В двигателях с раздельным истечением потоков из сопел эффективность обдува стенок статора турбины вентиляторным воздухом может обеспечить регулирование радиального зазора до значительных величин (~ 1…1,5 мм) при сбросе охлаждающего воздуха на срез сопла внутреннего контура двигателя (см. рис. 3.3.2).

Логика управления зазорами такова, что обдув включается на крейсерском режиме. При приемистости система регулирования «пропускает» команды, и набор оборотов происходит с отключенным обдувом статора. Эта система регулирования срабатывает на высотах, превышающих высоту ограничения по баростату.

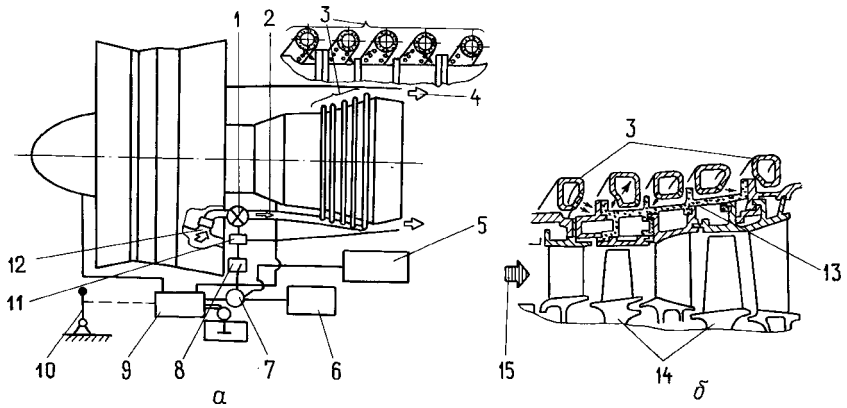


Рис. 3.3.2. Схема системы обдува турбины низкого давления двигателя CF6 (*а*) и статора турбины высокого давления двигателя ЈТ9Д-59/70 *(б)*; 1 - клапан; 2 - трубопровод; 3 - система струйного охлаждения; 4 - выход воздуха после струйного охлаждения; 5 - ограничитель высоты включения; 6 - ограничитель частоты вращения ротора; 7 - интегратор; 8 - усилитель; 9 - топливный регулятор; 10 - рычаг ручного управления двигателем; 11 - привод клапана; 12 - заборник воздуха из наружного контура; 13 - корпус статора; 14 - рабочие лопатки ТВД; 15 - газовый поток; ⇒ - направление движения воздуха

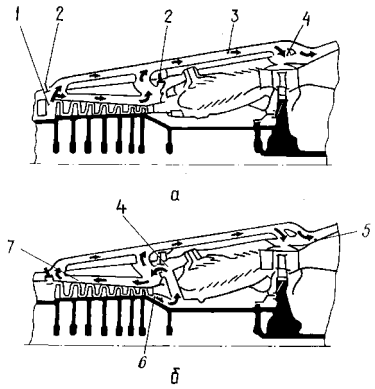


Рис. 3.3.3. Схема системы регулирования радиального зазора в компрессоре ВД двигателя E^3 фирмы Пратт-Уитни методом продувки воздуха через статорные детали с двойными стенками: *а* - охлаждение статора на крейсерском режиме; *б* - нагрев статора на переходных режимах (приемистость и сброс оборотов); 1 - место отбора воздуха на охлаждение; 2 – клапаны; 3 - трубопровод; 4 - коллектор; 5, 7 - двойные стенки корпусов компрессора и турбины; 6 - место отбора воздуха на нагрев

Логика работы системы по числу $M = f(T^*_{в\ вх})$ на переходных режимах достоверно не известна, однако, судя по составу системы, корректировка по $T^*_{в\ вх}$ при приемистости не производится. Из работы [30] известно, что системы охлаждения корпусов статора могут использоваться также и на переходных режимах работы двигателя для уменьшения радиального зазора и провала тяги.

Эффективность такого приема регулирования зазорами снижается по мере перехода от ТНД к ТСД (турбина среднего давления) и от ТСД к

ТВД (турбина высокого давления). Это связано как с повышением жесткости внутренних ребер, используемых для крепления трактовых колец, из-за больших нагрузок, так и с увеличением расхода воздуха с высоким потенциалом давления, необходимым для охлаждения элементов тракта, контактирующих с высокотемпературным газовым потоком.

Попытки организовать подобного рода регулирование радиальными зазорами в компрессорах оказались малоэффективными по следующим причинам:

сложность внешнего рельефа статора, особенно при наличии регулируемых направляющих аппаратов и ресиверов для отбора воздуха на самолетные нужды и для охлаждения горячих элементов двигателя (см. рис. 3.2.16, 3.2.18);

использование преимущественно двухстенных конструкций статоров с неразрезными трактовыми кольцами (см. рис. 3.2.16).

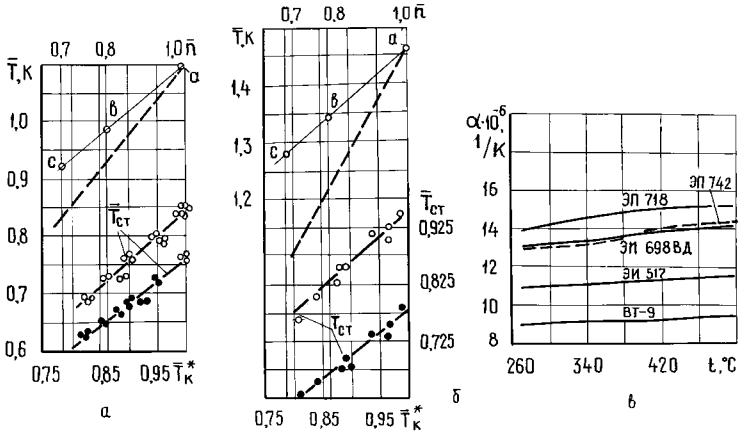


Рис. 3.3.4. Измеренные и расчетные из условия теплового согласования значения температуры корпуса составного статора над рабочим колесом для роторов, выполненных из различных сплавов: *а* - диски из сплава ЭИ 698ВД; *б* - диски из сплава ЭП-742; *в* - коэффициенты линейного расширения сплавов; – – – - расчет; —— - измерения; О – охлаждение статора выключено; ● – охлаждение статора включено

Как видно из рис. 3.3.4,*а*, система обдува позволяет снизить температуру корпуса статора примерно на 70 К, что обеспечивает увеличение кпд компрессора высокого давления приблизительно на 0,5% и уменьшение удельного расхода топлива на 0,2% Следует отметить, что обдув корпуса статора оказывает слабое влияние на температурный уровень трактовых колец, о чем свидетельствует незначительное улуч-

шение параметров компрессора и двигателя ($\Delta C_p \approx 0{,}2\%$). Последнее связано с тем, что температурный потенциал расходуется преимущественно не на радиальное смещение, а на наведение термических напряжений в конструкции.

Обращает на себя внимание тот факт, что создание перспективных ГТД с высокой степенью сжатия в компрессоре приводит к необходимости применения вместо титановых жаропрочных сплавов для роторных деталей компрессора, имеющих, как правило, высокие значения коэффициентов линейного расширения. Последнее приводит к еще большему рассогласованию по режимам радиальных зазоров и, как следствие, к необходимости более глубокого охлаждения статора в крейсерском полете.

Следует отметить, что применение сплавов с малыми значениями коэффициента линейного расширения α для роторных деталей (например, титановых сплавов типа ВТ-9, ВТ-25), а для корпусов статора - хромоникелевых сплавов с повышенными значениями α (например, сплав типа ЭП718) приведет к обратной картине, а именно: на переходных режимах будет наблюдаться увеличение радиального зазора, на крейсерских (пониженных) - его уменьшение. При назначении монтажных радиальных зазоров необходимо учитывать несогласованность расширений ротора и статора.

Исследования и практика создания компрессоров показывают, что подбором материалов для роторных и статорных деталей пока не удается выполнить условие полного теплового согласования температур сопрягаемого «пакета» и решить проблему равенства радиального зазора на взлетном и крейсерском установившихся режимах.

На рис. 3.3.4 представлены рассчитанные зависимости изменения температуры статора от режима работы двигателя, характеризуемого значением температуры воздуха за компрессором $\overline{T}^*_к$. Видно, что сопоставляемые температуры статора не совпадают, причем измеренные значения намного ниже, чем требуемые по уравнению (3.2.7). Видно также, что градиент изменения действительной температуры статора меньше, чем градиент температуры, определенный из условия теплового согласования (штриховые линии). Следствием этого является увеличение рабочих радиальных зазоров в крейсерском полете по сравнению со взлетным режимом (n=1,0), на котором должно обеспечиваться минимальное значение радиального зазора за счет выбора необходимого монтажного зазора. Действительно, из графиков на рис. 3.3.4,*а* и *б* следует, что чем ниже режим работы двигателя (уменьшение $\overline{T}^*_к$), тем больше рассогла-

сование между рассчитанной (штриховые линии) и действительной температурами статора и тем больше величина радиального зазора, а следовательно, требуется большая интенсивность охлаждения статора для его уменьшения.

Для охлаждения статора турбины в двигателях со смешением потоков контуров (ГТД №2) используется воздух наружного контура, который поступает под капот 1, проходит клапан 2, открываемый на крейсерском режиме, движется вдоль охлаждаемой поверхности статора и возвращается в основное русло – канал наружного контура (рис. 3.3.5).

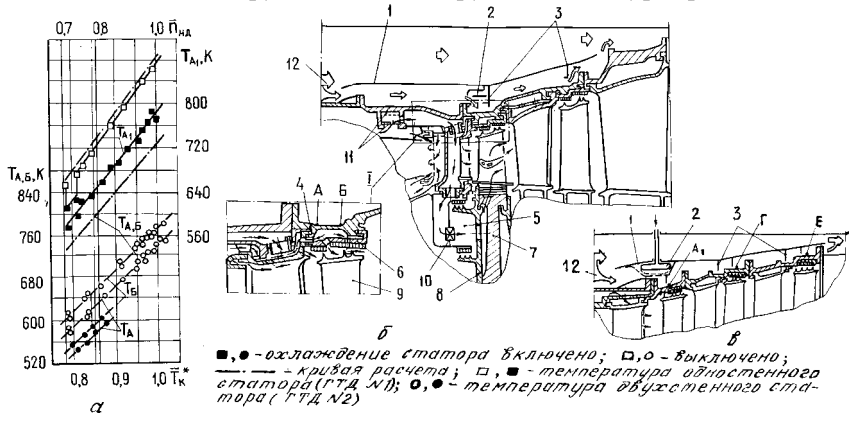


Рис. 3.3.5. Сравнение действительных и рассчитанных из условий теплового согласования температур (*а*) одностенного (*в*) и двухстенного (*б*) статоров турбины высокого давления ГТД № 1 и № 2 в зависимости от температуры воздуха за компрессором высокого давления $\bar{T}_к^*$: 1 - капот; 2, 11 - клапаны системы охлаждения статора и ротора; 3 - радиальные перегородки-вытеснители; 4 – корпус статора; 5 - воздушная полость за подкручивающей решеткой; 6 - сегментные проставки; 7 - диск; 8 - дефлектор; 9 - охлаждаемая лопатка; 10 - подкручивающая решетка; 12 – воздух наружного контура; А, $А_1$, Б, Г, Е - места термометрирования статора

В двигателях серии ГТД № 1 с умеренными параметрами цикла ($T^*_г$, $\pi^*_к$, m*)* статор выполнен одностенным (рис. 3.3.5,*в*), что облегчает возможность ощутимого изменения его радиальных размеров в зависимости от интенсивности обдува.

Повышение параметров цикла ($T^*_г$, $\pi^*_к$) привело, как отмечалось, к созданию конструкции двухстенных статоров. На рис. 3.3.5,*б* показана схема турбины двигателя №2. В таких конструкциях поддерживаются умеренные температуры высоконагруженных давлением внешних корпусов турбины, благодаря чему обеспечиваются необходимые запасы их прочности при относительно малой массе.

Трактовые горячие детали в рассматриваемой конструкции статора турбины выполняются в силовом отношении разгруженными. Однако при внешнем обдуве двухстенный статор ГТД № 2 оказался менее податливым в радиальном направлении, чем одностенный. Это связано с наличием массивных внутренних неохлаждаемых кольцевых фланцев для крепления сегментов сопловых лопаток и трактовых элементов.

Результаты измерений температур одностенного и двухстенного статоров турбины приведены на рис. 3.3.5,*а*. Там же представлены рассчитанные по уравнению теплового согласования зависимости изменения температуры. Видно, что для двигателя № 1 измеренная и рассчитанная температуры статора без обдува совпадают.

Однако в связи с тем, что на переходных режимах темпы прогрева ротора и статора, как было показано выше, не согласованы, приходится увеличивать монтажные зазоры и компенсировать соответствующее увеличение зазора в крейсерских условиях полета путем принудительного охлаждения статора. При включении системы обдува удается снизить температуру примерно на 70 К, что обеспечивает уменьшение удельного расхода топлива на 0,65…0,7 %.

Сравним результаты измерений и расчетов температуры двухстенного статора двигателя № 2 на разных режимах работы. Из рис. 3.3.5,*в* видно, что сопоставляемые температуры не совпадают, причем измеренные значения намного ниже, чем требуется из условия согласования. Это, как отмечалось выше, позволяет обеспечить необходимые запасы прочности при относительно малой массе. Видно также, что температура статора меньше изменяется в двигателе № 2, чем в двигателе ГТД № 1 (160 К вместо 240 К) при регулировании режимов его работы в одних и тех же пределах ($\overline{T}^{*}_{к}$ изменяется от 0,8 до 1,0). Следствием этого является больший потребный монтажный зазор (для исключения выработки сопрягаемых деталей на взлетном режиме), что приводит также к увеличению рабочего зазора в крейсерском полете. Соответственно для обеспечения заявленной топливной экономичности в крейсерских условиях полета требуется также более сильное воздействие на температуры сопрягаемых деталей, чем в двигателе № 1. В двигателе ГТД №2 эта задача решается путем объединения двух систем: обдува статора и частичного отключения воздуха, используемого для охлаждения турбины ВД, которые вступают в работу по одному управляющему сигналу (рис. 3.3.6,*а, б*).

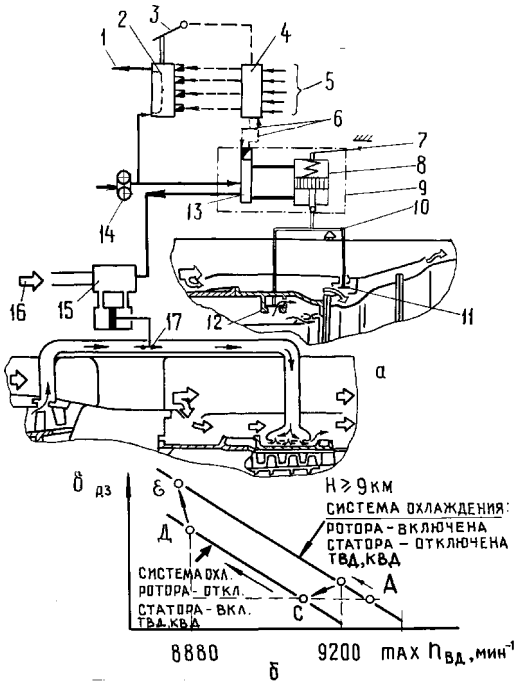


Рис.3.3.6. Схема управления (*а*) и логика работы (*б*) системы регулирования радиального зазора в компрессоре ГТД № 2: 1 - подача топлива в основную камеру сгорания; 2 - агрегат дозировки топлива; 3 - рычаг управления двигателем (РУД); 4 - электронная система управления двигателем (ЭСУД); 5 - аргументы управления ($n_{вд}$, $T^*_{в\ вх}$, $p_н$, «форсирование», «помпаж»); 6 - команды на привод ленты охлаждения турбины (ПЛОТ); 7 - микровыключатель и обратная связь с ЭСУД; 8 - гидропривод; 9 - ПЛОТ; 10 - система исполнительных рычагов от привода к ленточным клапанам (сблокирована); 11, 12 - ленточные клапаны статора и ротора ТВД соответственно; 13 – распределительный золотник; 14 - топливный насос; 15 - выключатель заслонки; 16 - рабочий воздух из-за VIII ступени КВД; 17 - заслонка

Из графика на рис. 3.3.6,*б* видно, что охлаждение статора включается, а ротора - отключается при частоте вращения каскада высокого давления, равной $n_{вд} = 9200$ мин$^{-1}$, и продолжается до $n_{вд} = 8800$ мин$^{-1}$. На переходных режимах работы двигателя работа сдвоенной системы охлаждения турбины высокого давления ГТД № 2 так же, как и на ГТД № 1, не контролируется системой регулирования. Система управления радиальными зазорами включается на высотах, превышающих высоту ограничения по баростату (Н≥9 км), и находится под контролем электронной системы управления двигателем.

Отключение воздуха, охлаждающего турбину, улучшает кпд цикла двигателя и целесообразно в связи со значительным снижением температуры газа и лопаток турбины на крейсерском режиме по сравнению со взлетным.

Объединенные системы обеспечивают встречное радиальное перемещение статора и ротора, что позволяет уменьшить радиальный зазор до желаемой величины при снижении расхода охлаждающего воздуха до уровня, обеспечивающего проектный ресурс работы турбины.

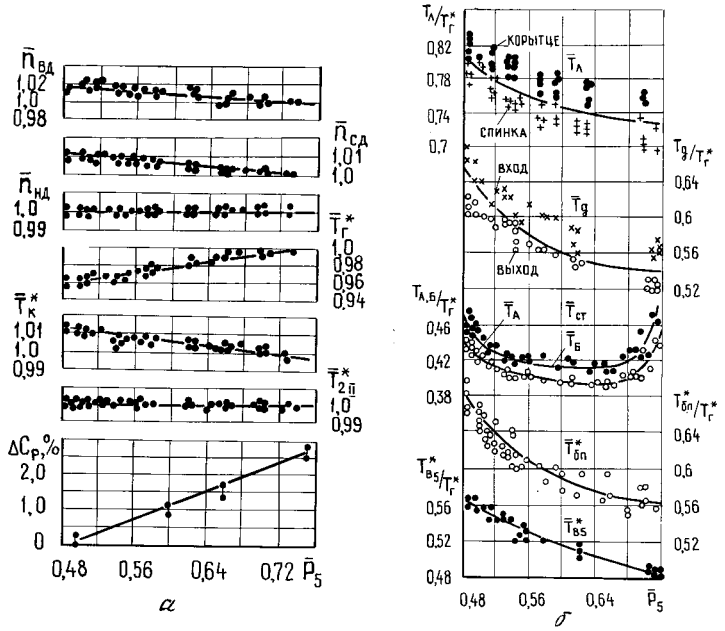


Рис. 3.3.7. Изменение основных параметров цикла (*а*) и температур горячих элементов и воздуха в полостях турбины ВД (*б*) ГТД № 2 в зависимости от давления в системе охлаждения ротора

На рис. 3.3.7,*а,б* показано протекание цикловых и теплотехнических параметров двигателя №2 в зависимости от относительного давления воздуха на входе в систему охлаждения ротора $\overline{p}_5$ ($\overline{p}_5 = p_5 / p_к^*$ в основном определяет расход охлаждающего воздуха). Как видно из рис. 3.3.7,*а*, с уменьшением значения $\overline{p}_5$ снижаются удельный расход топлива $\Delta C_р$ (выше топливная экономичность) и относительная температура газа $\overline{T}_г^*$ в цикле и увеличиваются частоты вращения роторов

среднего $n_{сд}$ и высокого $n_{вд}$ давлений. Последнее связано с увеличением расхода воздуха, проходящего через турбины, с высокими значениями температуры газов и степени сжатия в компрессоре.

Рис. 3.3.7,*б* иллюстрирует изменение относительных температур рабочей лопатки $\overline{T}_{л}$, диска $\overline{T}_{д}$ и статора $\overline{T}_{ст}$ в зависимости от относительного давления $\overline{p}_5$, определенных при термометрировании специально препарированного узла турбины. Как видно, в процессе отключения охлаждения (уменьшения $\overline{p}_5$) наблюдается увеличение относительных температур тела лопатки и диска, тогда как температура статора вначале резко снижается, а затем сохраняется примерно постоянной в диапазоне $\overline{p}_5$ от 0,68 до 0,52. Такой характер изменения температуры сопрягаемых деталей свидетельствует о термическом расширении диска и лопаток, в том числе вследствие втекания в полости охлаждения этих элементов некоторого количества газа, расход которого увеличивается по мере снижения $\overline{p}_5$. Что касается особенностей изменения температур статора, то они объясняются противоположными влияниями интенсификации охлаждения при включении системы внешнего обдува и повышением температуры среды у стенок со стороны газового тракта из-за втекания (см. зависимость $T_{в\,б\,п} / T^{*}_{г} = f(\overline{p}_5)$. Характерно также, что при уменьшении $\overline{p}_5$ до значений, которые меньше 0,53, фактор повышения температуры газа вблизи стенок начинает преобладать над фактором внешнего обдува статора вследствие увеличения расхода горячего газа из проточной части турбины в полость над сегментными проставками, расположенными в статоре. При значениях $\overline{p}_5 \le 0{,}53$ давление в воздушной полости статора над сегментными проставками становится меньше, чем давление газа в проточной части турбины. При величине $\overline{p}_5 \le 0{,}49$ втекание газа в систему охлаждения наблюдается и через выходную кромку первого соплового аппарата.

3.3.2. Системы воздействия на ротор

В проектах двигателей E^3 фирмы «Дженерал Электрик» и «Пратт-Уитни» регулирование радиальных зазоров предполагалось осуществлять воздействием на статоры воздухом, отбираемым из различных ступеней компрессора (см. рис. 3.3.3). Однако в последующем эти фирмы в качестве способа управления радиальными зазорами в компрессорах

стали рассматривать тепловое воздействие на элементы ротора. В России тоже появились работы по исследованию влияния тепловых воздействий на размеры элементов ротора с целью управления радиальными зазорами. Представляет интерес определение влияния геометрических особенностей роторов и интенсивности их обдува на время переходных тепловых процессов.

Расчетный анализ конструкций компрессоров показывает, что принудительный обдув полотен дисков малым расходом воздуха (≤ 2% от $G_{в1}$) позволяет существенно сблизить темпы прогрева ротора и статора. При этом обнаружено определяющее влияние толщин полотен дисков на скорость их прогрева. Малые потребные значения расхода воздуха позволяют рассматривать утилизацию утечек за КВД в качестве способа для обеспечения необходимых радиальных зазоров в крейсерском полете. Зазоры на переходных режимах обеспечиваются путем кратковременного подмешивания более холодных порций воздуха, отбираемых из промежуточных ступеней компрессора.

На рис. 3.3.8 в качестве примера представлены расчетные и экспериментальные кривые времени прогрева корпуса статора и полотна дисков КВД ГТД №2 при расходе воздуха, обдувающего их, около 1% от $G_{в1}$, ($G_{в1}$ - расход воздуха через внутренний контур двигателя). Как видно, время прогрева статора и дисков может быть согласовано.

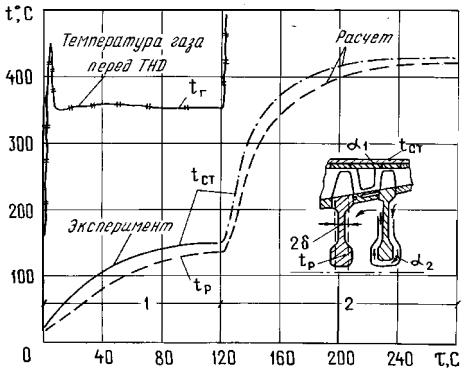


Рис. 3.3.8. Изменение температур статора $t_{ст}$ и ротора $t_р$ на переходных режимах работы двигателя: 1 – запуск и выход на режим малого газа; 2 – выход на взлетный режим;
— · — $t_{ст}$ при α_1 = 1740 Вт/(м^{2}К);
– – – $t_р$ при α_1= 700 Вт/(м^{2}К) на первом и α_2=1160 Вт/(м^{2}К) на втором режимах

Оценочные расчеты нестационарного прогрева дисков ротора проведены при условии радиального обдува диска с обеих сторон воздухом, отбираемым за КВД (рис. 3.3.8).

Серийными зарубежными двигателями, где реализован способ обдува дисков ротора воздухом, являются ГТД CF6-80 C2 и PW-4000 (рис. 3.3.9). Идея регулирования, заложенная в конструкцию КВД PW-4000, связывается со сменой температуры дисков, для чего на взлетном режи-

ме в полость ротора подается воздух от V ступени КВД 1 через пустотелые направляющие аппараты 2, а на крейсерском - от XI ступени 3 [18,31].

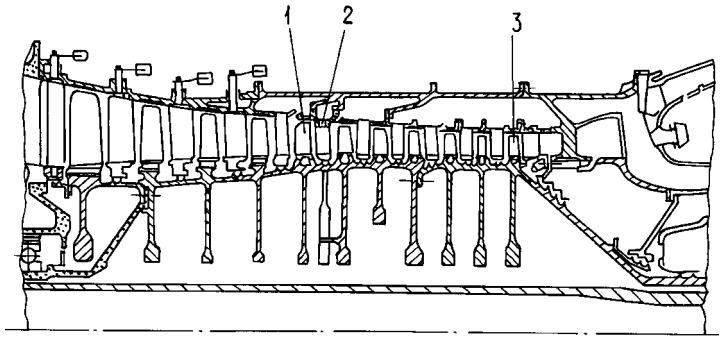


Рис. 3.3.9. Конструктивная схема компрессора ВД ГТД PW-4000 с управлением радиальными зазорами воздействием на температуру ротора: 1— рабочее колесо V ступени; 2—полый направляющий аппарат; 3 — рабочее колесо XI ступени

Обращают на себя внимание следующие особенности этих компрессоров:

полотна дисков выполнены тонкими или вовсе отсутствуют (первые ступени КВД CF 6-80 C2), что обеспечивает их ускоренный прогрев (или охлаждение);

подбор масс ротора и статора сближает их тепловую инерционность;

регулирование радиальных зазоров осуществляется во всех ступенях компрессора ВД;

силовые и трактовые кольца компрессора разделены, благодаря чему обеспечивается максимальная концентричность;

в соответствии с программой регулирования осуществлению переходных процессов предшествует смена номера ступени, от которой производится отбор воздуха для обдува.

Большой интерес представляет система управления радиальными зазорами в КВД, реализованная в двигателях CF6-80C2 и CFM-56-5, построенная на идее рационального использования охлаждающего воздуха, отбираемого за V ступенью КВД только на переходных режимах, и применения теплоизоляции в двухстенных статорах (рис. 3.3.10 и 3.3.11).

Однако можно себе представить энергетически более совершенную схему, в которой минимальный радиальный зазор в крейсерских условиях поддерживается без специального отвлечения воздуха из цикла, а лишь за счет утилизации утечек.

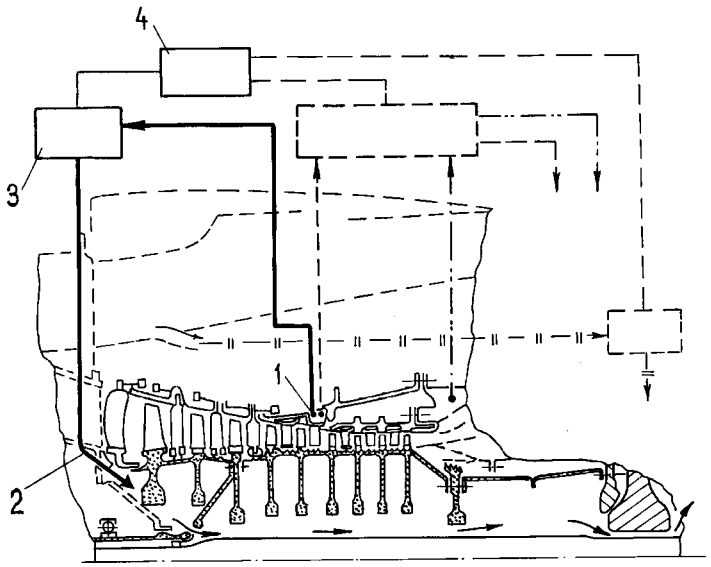


Рис. 3.3.10. Конструктивная схема компрессора ВД ГТД CFM-56-5 с управлением радиальными зазорами воздействием на температуру ротора: 1 – место отбора воздуха; 2 – подвод воздуха в полость ротора КВД и далее в полость ротора ТНД; 3 – клапан; 4 – электронная цифровая система управления двигателем; ———, — ·· —, — ‖ — – система обдува статора турбины воздухом от КВД и вентилятора

Схема подобного управления зазорами представлена на рис. 3.3.12. На крейсерском режиме утечки «горячего» воздуха 1 из-за компрессора ВД и из-под лабиринта аппарата закрутки системы охлаждения турбины 5 после дросселирования в уплотнениях 6 и 7 поступают на обогрев дисков компрессора ВД и ступицы диска турбины ВД 8.

При запуске непрогретого двигателя для ускорения процесса прогрева роторов к утечкам добавляется воздух с параметрами ВД, который подается через клапан 4 и полые направляющие аппараты 3 в полость А. Суммарный расход воздуха подбирается из условия согласования темпов расширения статора и ротора на этом режиме. Таким образом достигается частичное или полное устранение провала тяги при взлете и наборе высоты самолетом. На установившемся крейсерском режиме, как отмечалось, дополнительная подпитка воздухом отсутствует. Режиму сброса оборотов двигателя предшествует предварительная продувка междисковых полостей смесью, состоящей из утечек и воздуха, отбираемого из промежуточной ступени компрессора через клапан 2.

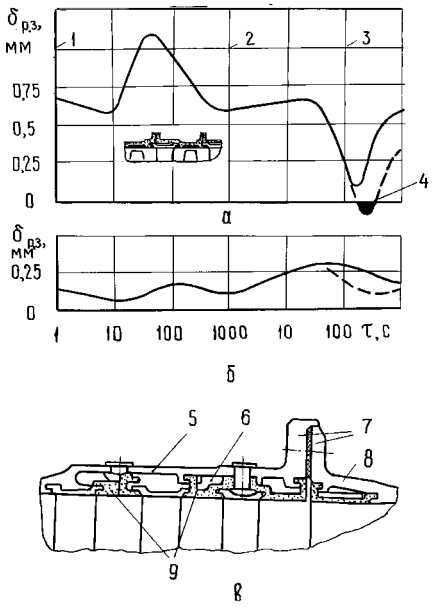


Рис. 3.3.11. Изменение радиального зазора в компрессоре высокого давления с одно- и двухстенным статором: *а* – одностенный статор; *б, в* – двухстенный статор с обдувом дисков [34]; 1 – запуск двигателя; 2 – режим малого газа; 3 – режим повторной приемистости; 4 – касание ротора о статор (врезание); 5, 8 – наружный силовой корпус; 6 – термическое сопротивление; 7 – термически защищенный фланец; 9 – разгруженная внутренняя стенка

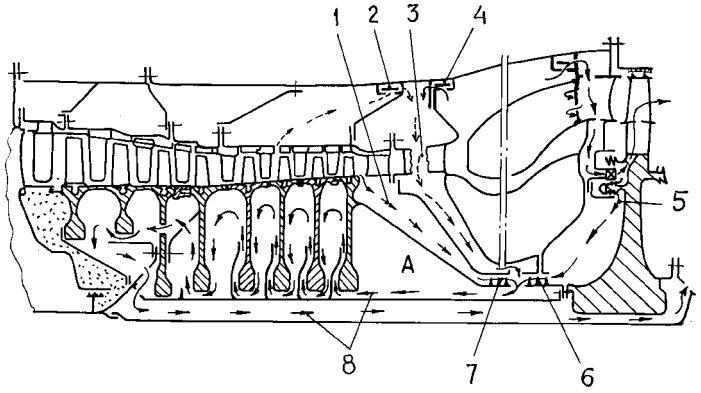


Рис. 3.3.12. Конструктивная схема турбокомпрессора с комплексным управлением радиальными размерами ротора КВД и ТВД при воздействии на их температуру: 1 - направление движения утечек горячего воздуха за КВД; 2,4 - клапаны; 3 - полый направляющий аппарат; 5 - утечки воздуха из системы охлаждения турбины; 6, 7 - лабиринтные уплотнения; 8 - направление движения воздуха в полости ротора КВД

Расход «холодного» воздуха определяется условиями согласования размеров статора и ротора, обеспечивающих отсутствие касания при остывании. Поскольку явления согласования зазоров в компрессоре и турбине аналогичны, то смесь, используемая для регулирования зазоров в компрессоре, подается также и для управления зазорами в турбине. При этом в целом обеспечивается высокая энергетическая экономичность системы управления зазорами.

Уменьшению утечек, как известно, способствует расположение лабиринтов, разделяющих компрессор и турбину, на минимально возможном диаметре. Такая возможность при традиционном значении степени реактивности турбины появляется при определенном соотношении диаметров дисков компрессора и турбины, выбранном из условия получения допустимой величины осевой силы, действующей на упорный подшипник каскада.

Именно такой подход к конструированию можно обнаружить при анализе некоторых выполненных высокоэкономичных газогенераторов.

В двигателях с высокой степенью повышения давления и малым объемным расходом воздуха лопатки компрессоров КВД стремятся располагать на малом диаметре с целью получения их максимально больших высот, а сами лопатки для уменьшения влияния радиального зазора выполняют узкохордными. При этом для сокращения числа ступеней в каскаде оказывается необходимым реализовать относительно высокие коэффициенты нагрузки.

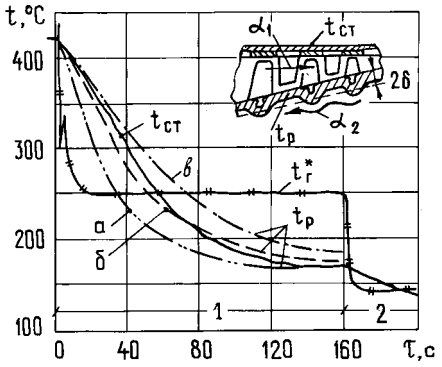


Рис. 3.3.13. Изменение температур статора $t_{ст}$ и ротора $t_р$ на переходных режимах: 1- переход от взлетного режима на малый газ; 2 - останов двигателя с режима малого газа (——— эксперимент для двухстенного статора КВД ГТД №2; $t_г$ - температура газа перед турбиной НД; – – –, — · —, — ·· - расчет $t_р$ для различных толщин барабана ротора: *а* - δ = 5 мм; *б* - 7 мм; *в* - 10 мм; $\alpha_1 = \alpha_2 = 500$ Вт/(м^2·К)

Малый диаметр обода и относительно низкие окружные скорости на нем создают идеальные условия для уменьшения металлоемкости дисков ротора и тем самым улучшения их тепловых динамических свойств. Конструкция ротора ВД перспективного малоразмерного двигателя РД.436-11 фирмы Аллисон [19] демонстрирует комплексный подход к проектированию турбокомпрессора ВД, обеспечивающий получение:

достаточных высот лопаток последних ступеней;

минимальной металлоемкости;

приспособленности к регулированию радиальными зазорами путем теплового воздействия на ротор.

Кроме того, массивные детали ротора приближены к источнику нагрева - проточной части компрессора.

В этом же двигателе осуществлен подбор диаметров турбины и компрессора, позволяющий получить минимальные утечки при допустимой осевой нагрузке. Кривые на рис. 3.3.13 иллюстрируют возможность получения одинакового времени охлаждения или прогрева статора и ротора при весьма малом времени переходных процессов.

Расчеты проведены по методике, изложенной в разд. 3.2.3.2.

3.3.3. Системы самосогласования расширений

В качестве одного из возможных вариантов согласования расширений ротора и статора турбины рассматривается деформация температурного поля за камерой сгорания.

Умение формировать эпюру температурного поля за камерой сгорания и управлять ею в зависимости от режима работы двигателя представляет определенный интерес, так как позволяет получить желаемую температуру газа у периферии лопаток - на внутренней стороне корпуса статора и у корня лопаток - на внешней поверхности обода диска и таким образом влиять на протекание температур и радиальных перемещений.

Деформация эпюры наиболее просто осуществляется в камерах с двухрядным расположением форсунок путем распределения топлива между рядами (рис. 3.3.14).

Пример такой перестройки эпюры приведен на рис. 3.3.15. Эпюры получены при испытании камеры сгорания двигателя №1 на лабораторном стенде (см. рис. 3.3.14). Кривая 1 соответствует исходному распределению давления в топливных контурах, а кривая 2 - полному переливу топлива из первого контура во второй $\Delta p_{1\,к} = 0$. (Здесь $\Delta p_{1\,к}$ - перепад

давления топлива в первом контуре камеры сгорания). Как видно из графиков, в периферийном и корневом сечениях удается получить ощутимые перекосы эпюры, которые по прогнозам должны приводить к значительному уменьшению радиального зазора на крейсерском режиме (кривая 2 на рис. 3.3.15).

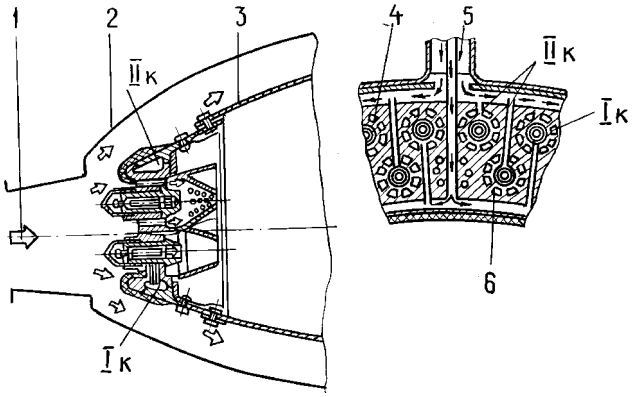


Рис. 3.3.14. Кольцевая камера сгорания с большим числом горелок, расположенных в два яруса, и двумя топливными контурами: 1 - поток воздуха; 2 - наружный корпус; 3 - жаровая труба; 4 - верхний ярус горелок; 5 - подвод топлива; 6 - нижний ярус горелок; Iк, IIк - топливные контуры

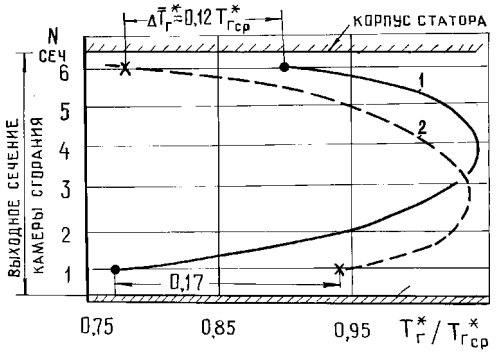


Рис. 3.3.15. Влияние перераспределения топлива между контурами на радиальную эпюру газа ГТД №1: • – исходная КС; × – $\Delta p_{1к}=0$

Однако заметное снижение удельного расхода топлива в двигателе получается лишь в тех случаях, если в результате перераспределения топлива коэффициент полноты процесса сгорания в камере $\eta_г$ сохраняется неизменным, поскольку влияние 1% $\eta_г$ эквивалентно примерно 3% кпд турбины высокого давления.

Изменение формы радиальной эпюры газа может быть получено также с помощью организации отрывного течения в диффузоре камеры сгорания, которое, однако, сопровождается повышением гидравлических потерь в ней.

На графиках рис. 3.3.16 и 3.3.17 представлено распределение эпюр газа на выходе из камер сгорания ГТД №1 и №2 соответственно, полученное путем введения изменяемых в зависимости от режима работы двигателя высот уступов на входе в диффузор камеры. Кривые 1 и 2 на рис. 3.3.16 и 3.3.17 характеризуют радиальные эпюры на взлетном и крейсерском режимах.

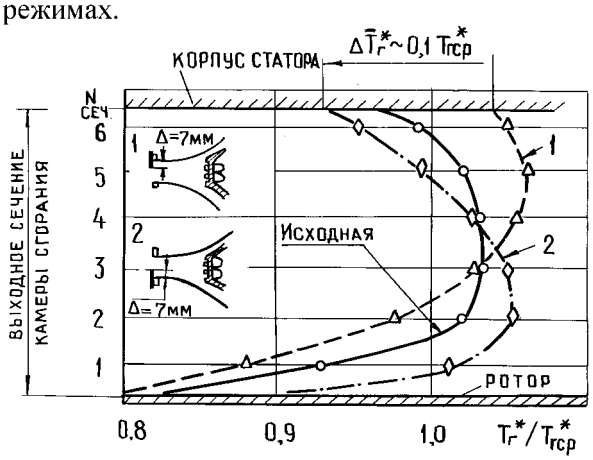


Рис. 3.3.16. Влияние отрыва потока в диффузоре на радиальную эпюру газа в камере сгорания ТРДД №1: $p_2^* \approx 0{,}1$ МПа, $T_2^* \approx 445$ К

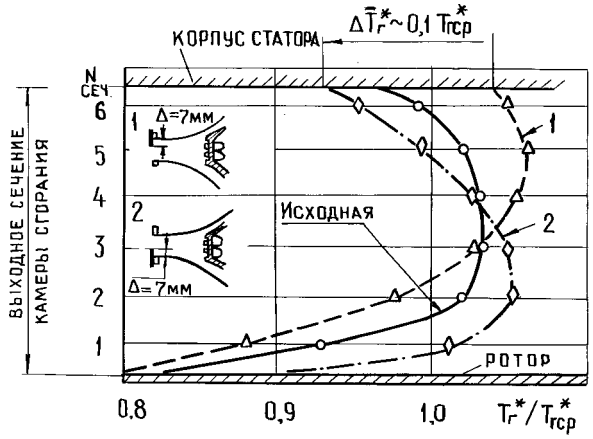


Рис. 3.3.17. Влияние отрыва потока в диффузоре на радиальную эпюру газа в камере сгорания ТРДД №2 при $\lambda_{вх} \approx 0{,}33$

Оба способа воздействия на тепловое состояние статора и ротора представляют интерес, так как выполняются без отвлечения воздуха из-за КВД. Один из недостатков способов заключается в том, что начальное рассогласование радиальных эпюр уменьшается в турбинных венцах. Эти способы могут оказаться эффективными только в одной или двух ступенях турбины.

На рис. 3.3.18 в качестве примера показано уменьшение начального рассогласования радиальной эпюры газа в последующем турбинном венце, полученное для ГТД № 2. Видно, что начальное рассогласование температуры газа за камерой сгорания, равное 6%, уменьшается перед вторым сопловым аппаратом турбины до 1%.

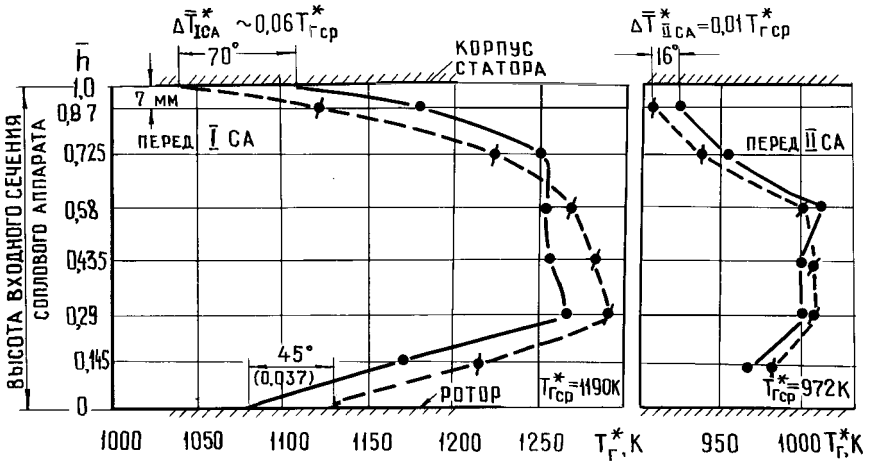


Рис.3.3.18. Пример уменьшения начального рассогласования радиальной эпюры газа $\Delta\bar{T}^*_{1CA}$ в последующем турбинном венце для ТРДД №2 при $n_{нд} = 3800$ мин$^{-1}$

Умение формировать (и регулировать в зависимости от режима работы двигателя) эпюру температурного поля за камерой сгорания позволяет, например, на переходных режимах работы получить повышенную температуру газа у периферии рабочих лопаток, а на крейсерских (постоянных) режимах - пониженную. Это может уменьшить радиальные зазоры и утечки через радиальные зазоры, но только в том случае, если статорные и роторные детали будут существенным образом реагировать на изменение температуры газа.

П р и л о ж е н и е 3.1

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ТРДД

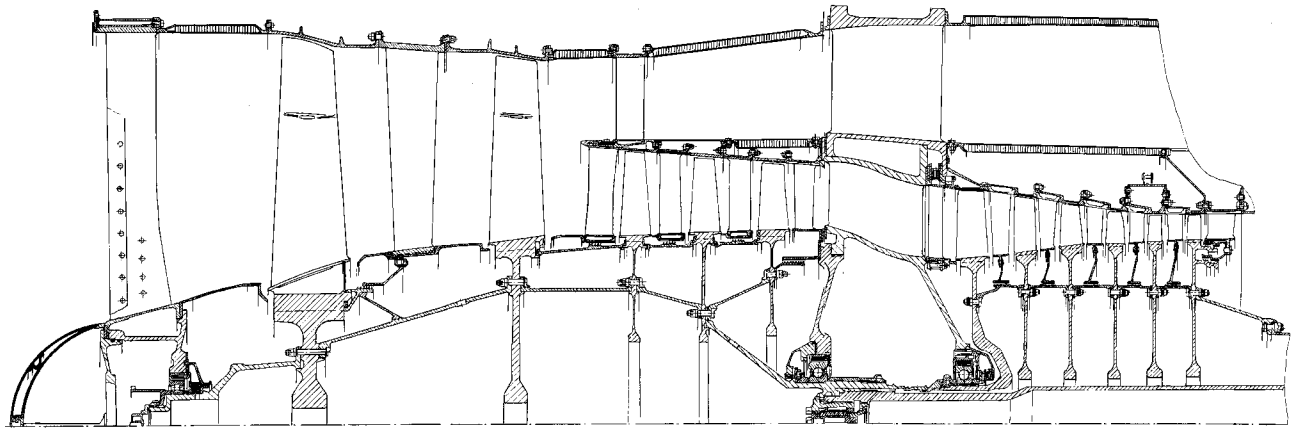


Рис. П.3.1.1. Конструктивная схема компрессоров двухкаскадного ТРДД

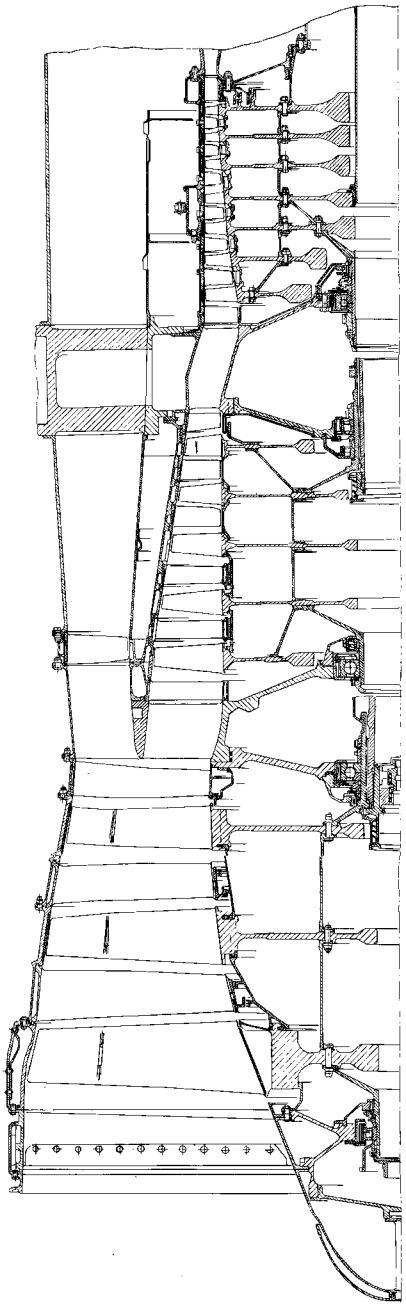


Рис. П.3.1.2. Конструктивная схема компрессоров трехкаскадного ТРДД

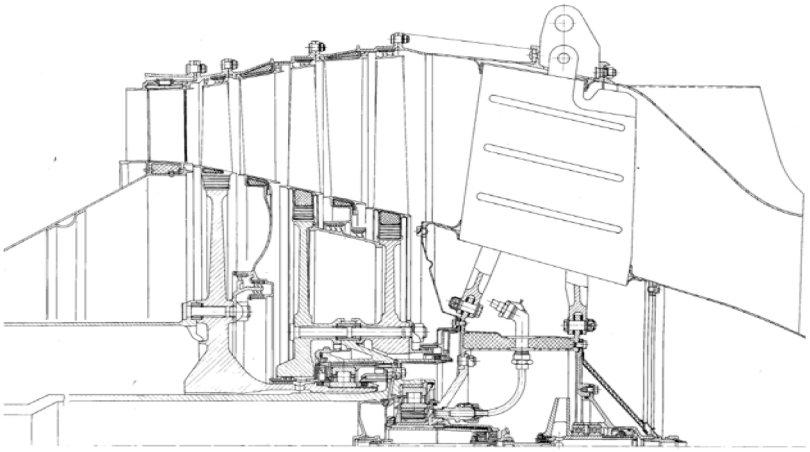


Рис. П.3.1.3. Конструктивная схема турбин двухкаскадного ТРДД

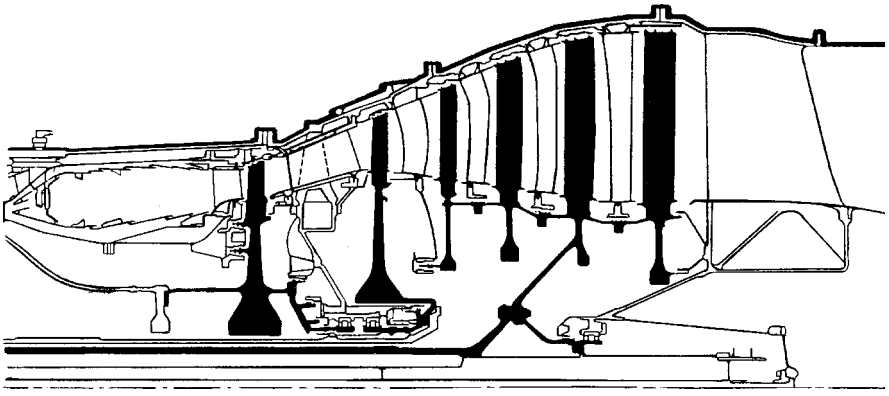


Рис.П.3.1.4. Конструктивная схема турбин трехкаскадного ТРДД

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ДЕФОРМАЦИЙ ДИСКА И ЛОПАТКИ НА УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ

Упругая вытяжка обода диска определяется с помощью зависимости

$$\Delta r_{дин} = \frac{D_{ср} - h_л}{2} \cdot \frac{1}{E} \cdot \left(\sigma_\varphi - \mu\sigma_R\right), \qquad (П.3.2.1)$$

где E – модуль упругости материала диска при рабочей температуре; σ_φ – окружное напряжение в ободе; σ_R – радиальное напряжение в ободе; μ – коэффициент Пуассона.

Величины радиальных и тангенциальных напряжений для сплошного диска и диска с центральным отверстием (рис. П.3.2.1) подсчитывают по уравнениям [20]

$$\left.\begin{aligned}\sigma_{R2} &= K_{R2}\sigma_{R3} + \left(K_\omega\right)_{R2}\rho\omega^2 R_3^2 + \left(K_т\right)_{R2} E\alpha\left(T_{R3} - T_{Rа}\right),\\ \sigma_{\varphi 2} &= K_{\varphi 2}\sigma_{R3} + \left(K_\omega\right)_{\varphi 2}\rho\omega^2 R_3^2 + \left(K_т\right)_{\varphi 2} E\alpha\left(T_{R3} - T_{Rа}\right),\end{aligned}\right\} \qquad (П.3.2.2)$$

где σ_{R3} – напряжение на внешнем контуре диска; ω – угловая скорость диска; ρ – плотность материала диска; T_{R3} и $T_{Rа}$ – температура диска на радиусах R_3 и $R_а$ (или в центре).

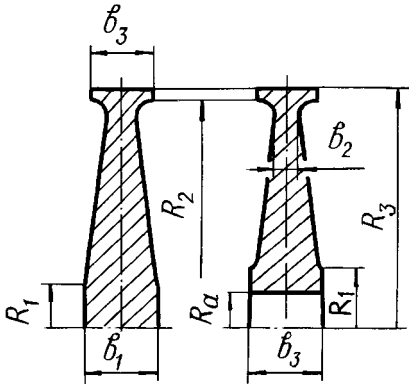


Рис.П.3.2.1. К расчету диска

Первое слагаемое уравнения (П.3.2.1) представляет собой напряжение от внешней нагрузки, обусловленной центробежными силами лопаток и замковых частей диска, второе – от центробежных сил самого диска, третье – от температурных напряжений из-за неравномерного нагрева по радиусу диска.

Коэффициенты К с различными индексами, входящие в уравнение (П.3.2.2), зависят от соотношения размеров диска. Значения коэффициентов определяются по табл. П.3.2.1.

Таблица П.3.2.1. Коэффициенты для расчета на прочность дисков при $R_1 / R_3 = 0{,}15 \ldots 0{,}35$

b_3/b_2	Коэффициент	$R_2/R_3 = 0{,}85$			$R_2/R_3 = 0{,}9$			$R_2/R_3 = 0{,}95$		
		b_1/b_2			b_1/b_2			b_1/b_2		
		1,5	2,0	3,0	1,5	2,0	3,0	1,5	2,0	3,0
1,2	K_{φ_2}	1,05	0,97	0,86	1,05	0,96	0,85	1,05	0,96	0,85
	$(K_\omega)_{\varphi_2}$	0,23	0,22	0,2	0,21	0,2	0,17	0,18	0,17	0,15
	$(K_T)_{\varphi_2}$	-0,29	-0,31	-0,32	-0,36	-0,37	-0,38	-0,43	-0,44	-0,45
	K_{z_2}	1,2	1,22	1,24	1,2	1,21	1,22	1,2	1,2	1,21
	$(K_\omega)_{z_2}$	0,14	0,14	0,15	0,096	0,097	0,1	0,05	0,05	0,05
	$(K_T)_{z_2}$	0,085	0,087	0,09	0,058	0,059	0,06	0,03	0,03	0,03
1,5	K_{φ_2}	1,28	1,18	1,05	1,29	1,19	1,05	1,3	1,2	1,06
	$(K_\omega)_{\varphi_2}$	0,26	0,25	0,22	0,23	0,22	0,18	0,19	0,18	0,16
	$(K_T)_{\varphi_2}$	-0,28	-0,29	-0,31	-0,35	-0,36	-0,38	-0,42	-0,44	-0,45
	K_{z_2}	1,46	1,49	1,53	1,48	1,49	1,53	1,49	1,5	1,51
	$(K_\omega)_{z_2}$	0,17	0,17	0,18	0,12	0,12	0,12	0,06	0,06	0,06
	$(K_T)_{z_2}$	0,1	0,1	0,11	0,07	0,07	0,07	0,01	0,04	0,04
2,0	K_{φ_2}	1,65	1,5	1,37	1,67	1,25	1,4	1,71	1,57	1,39
	$(K_\omega)_{\varphi_2}$	0,3	0,29	0,26	0,26	0,25	0,2	0,21	0,2	0,18
	$(K_T)_{\varphi_2}$	-0,26	-0,27	-0,28	-0,33	-0,34	-0,36	-0,41	-0,43	-0,44
	K_{z_2}	1,88	1,92	1,98	1,92	1,94	1,98	1,95	1,97	1,99
	$(K_\omega)_{z_2}$	0,22	0,22	0,23	0,15	0,15	0,16	0,08	0,08	0,08
	$(K_T)_{z_2}$	0,13	0,14	0,14	0,09	0,09	0,1	0,05	0,05	0,05

Напряжение на внешнем контуре диска σ_{R3} находится из выражения

$$\sigma_{R3} = \frac{m_л R_л \omega^2 + m_{об} R_{об} \omega^2}{2\pi \cdot R_3 b_3},$$

где $m_л$, $R_л$ - масса и радиус центра массы пера лопатки;

$m_{об}$, $R_{об}$ – масса и радиус центра массы обода диска.

Температура по радиусу диска изменяется в первом приближении по закону

$$\left(T_R - T_{Ra}\right)/\left(T_{R3} - T_{Ra}\right) = \left(R/R_a\right)^2 .$$

Для определения коэффициента $C_д$, находящегося в выражении (3.2.6) и (3.2.7), необходимо $\Delta r_{дин}$, найденное из (П.3.2.1), разделить на n^2, при которых производился расчет $\Delta r_{дин}$.

Упругая вытяжка лопаток находится по уравнению

$$\Delta r_л = \sigma_л h_л / E_л , \qquad (П.3.2.3)$$

где $\sigma_л$ - напряжение в лопатке, осредненное по ее длине.

Для лопаток современных двигателей типичная величина напряжений $\sigma_л$ составляет: при наличии бандажной полки $\sigma_л \cong 18\ldots22$ кг/мм^2; при отсутствии - $\sigma_л = 12...16$ кг/мм^2.

Коэффициент $C_л$, входящий в формулы (3.2.6) и (3.2.7), находится делением $\Delta r_л$ на n^2.

МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ

Методы измерения радиальных зазоров в турбокомпрессорных ГТД подразделяются на два класса: контактные и бесконтактные [21].

Контактные средства измерения [32] являются надежными и точными, так как не подвержены воздействию параметров среды (температуры, давления), не зависят от свойств материалов статора и ротора. Однако контактные средства не в состоянии обеспечить измерения на переходных режимах работы ГТД, т.е. дают ограниченную информацию о радиальном зазоре при рельефной картине его изменения. Контактные датчики подвержены износу и требуют восстановления.

Бесконтактные датчики измерения радиальных зазоров [22, 23, 33] лишены перечисленных недостатков, но они имеют пониженную точность измерения от действия таких факторов, как свойства рабочей среды в зазоре; электрические свойства материалов статора и ротора; характеристики датчиков и т. д.

В России разрабатывались и применялись следующие методы: истираемых штифтов, емкостный, оптический. Перспективными методами считаются фототелевизионный и лазерно-оптический.

На ведущих моторостроительных фирмах за рубежом широкое применение нашел метод рентгенодефектоскопии. Достоинством метода является возможность проведения измерений на работающем двигателе практически во всех интересующих конструкторов местах на любых режимах. Недостатки метода состоят в его дороговизне, невозможности измерения зазоров в полетных условиях.

В данной работе приведены результаты измерений радиальных зазоров, полученных с помощью следующих систем:

1. Компьютерная система измерения с токовихревым датчиком (разработчиками системы являются ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова», СФ ИПУСС РАН).

2. Инвариантная система измерения с емкостным датчиком (разработчик ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова»).

3. Электроконтактный датчик (разработчик ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова»).

КОМПЬЮТЕРНАЯ СИСТЕМА ИЗМЕРЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ С ТОКОВИХРЕВЫМИ ДАТЧИКАМИ

Автоматизированная система измерения радиальных зазоров состоит из датчиков, аппаратуры в стандарте КАМАК и микроЭВМ (ДВК-3) с видеотерминалом и устройством печати [41].

В состав датчиковой аппаратуры входят токовихревые датчики радиальных зазоров, датчики частоты вращения ротора ГТД, термопары, электроконтактные датчики радиальных зазоров.

Крейт КАМАК состоит из микропроцессорного КАМАК-модуля, обеспечивающего преобразование выходных сигналов токовихревых датчиков зазоров и датчиков оборотов ротора; КАМАК-модуля для преобразования сигналов термопар и регистра прерываний для ввода сигналов электроконтактных датчиков радиальных зазоров.

Токовихревой датчик выполнялся в двух вариантах: с неохлаждаемым корпусом в месте расположения катушки индуктивности и охлаждаемым. Выходным сигналом датчика является изменение индуктивности из-за влияния вихревых токов, возбуждаемых в рабочей лопатке переменным электромагнитным полем. Датчик имеет следующие технические характеристики: диапазон преобразуемых величин радиального зазора 0…30 мм; диаметр чувствительности элемента 10 мм. Датчики устанавливались в корпусе статора.

Термопары предназначены для контроля температуры корпуса датчика в месте расположения катушки индуктивности или среды в области чувствительного элемента. Информация о температуре используется для коррекции температурной погрешности датчика.

Датчик частоты вращения ротора (ДЧВ-2500) предназначен для формирования импульсов, синхронизирующих процесс измерения зазоров с моментами времени появления лопаток в зоне чувствительного элемента датчика. Канал синхронизации содержит формирователь кадровых импульсов, вырабатывающий короткие импульсы опроса через интервалы, равные одному периоду оборотов ротора, поэтому в последнем имеется однозубая метка.

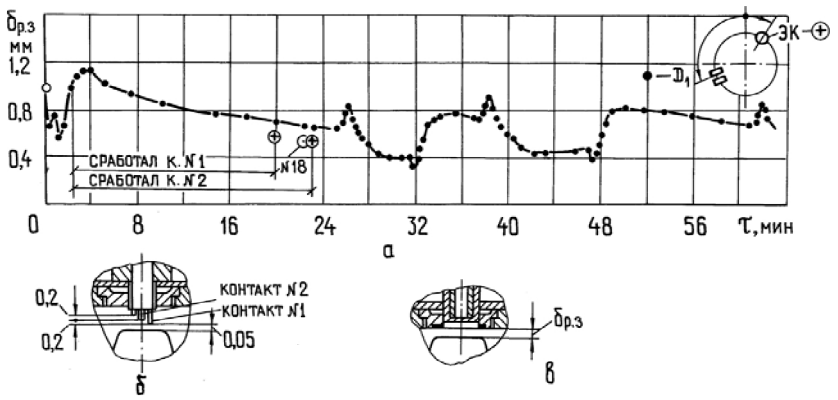


Рис. П.3.3.1. Сравнение результатов измерения радиального зазора над рабочим колесом компрессора (*а*) бесконтактным, электроконтактным (*б*) и токовихревым (*в*) датчиками: • – измерение токовихревым датчиком; ⊗ – электроконтактным датчиком

ДАТА: 24-MAY-88 ВРЕМЯ: 10:46:29 ЗАМЕР: 3

ОБОРОТЫ РОТОРА	3642,0	об/мин
НОМЕР ДАТЧИКА	1	
ТЕМПЕРАТУРА ДАТЧИКА	23,26	ГРАД.
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА	54,07	ГРАД.

	ЗАЗОР (мм)	НОМЕР ЛОПАТКИ
МИНИМУМ	0,58	12
МАКСИМУМ	0,72	71
СРЕДНИЙ	0,64	

ЗНАЧЕНИЯ ЗАЗОРА (мм)

ЛОПАТКА	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	СР
00	*****	0,70	0,64	0,61	0,66	0,66	0,66	0,61	0,68	0,59	0,64
10	0,63	0,58	0,59	0,61	0,62	0,61	0,60	0,59	0,60	0,59	
20	0,61	0,64	0,63	0,62	0,64	0,71	0,64	0,62	0,66	0,61	
30	0,61	0,63	0,62	0,62	0,65	0,67	0,65	0,66	0,63	0,71	
40	0,69	0,63	0,61	0,60	0,65	0,68	0,62	0,63	0,62	0,63	
50	0,60	0,61	0,67	0,69	0,69	0,66	0,68	0,65	0,64	0,67	
60	0,66	0,60	0,61	0,64	0,61	0,63	0,62	0,61	0,63	0,61	
70	0,72	0,60	0,62	0,65	0,68	0,66	0,64	0,64	0,69	0,70	
80	0,64	0,61	0,65	0,61	0,63	0,62	0,64	0,65	0,68	0,62	
90	*****										

Рис. П.3.3.2. Протокол измерений радиальных зазоров в XIV ступени КВД системой СИЗР-СК-4М при испытании компрессора в составе установки КВДР

Электроконтактный датчик обеспечивает выдачу сигнала в момент касания рабочей лопатки одного из его контактов. Этот момент может использоваться для запуска в работу автоматизированной системы измерения радиальных зазоров и сравнительной оценки результатов измерений контактным и бесконтактным методами. Результаты таких измерений, представленные на рис. П.3.3.1, иллюстрируют хорошее (с точностью 2…3%) согласование показателей электроконтактным и токовихревым датчиками. Образец протокола измерений радиального зазора токовихревым датчиком приведен на рис. П.3.3.2.

ИНВАРИАНТНАЯ СИСТЕМА ИЗМЕРЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ ЕМКОСТНЫМИ ДАТЧИКАМИ

Инвариантная ИСРЗ имеет три измерительных канала. Из них два канала предназначены для измерения радиального зазора, третий - для измерения частоты вращения той ступени турбокомпрессора, в которой устанавливались датчики радиального зазора.

Канал измерения радиального зазора работает по принципу динамического конденсатора. При прохождении лопаток рабочего колеса мимо датчика электрическая емкость между лопаткой и центральным электродом датчика изменяется. В результате в измерительной цепи протекает переменный ток, амплитудное значение которого несет информацию о значении радиального зазора.

В экспериментах была применена система с двумя датчиками радиальных зазоров, установленными с радиальным смещением и реализующими пространственное разделение каналов.

Применение системы измерения, включающей два датчика радиальных зазоров, обеспечивает инвариантность ИИСРЗ относительно влияющих величин.

Однако, как показал опыт работы с инвариантной ИСРЗ, запись одного из сигналов может оказаться некачественной.

Для реализации возможности применения информации, полученной только по одному из каналов ИИСРЗ, был разработан вариант системы с временным разделением каналов.

Применение временного разделения каналов определено однозначной связью между частотой вращения ротора и основными влияю-

щими на величину зазора факторами – температурой и давлением рабочего тела. Необходимыми условиями реализации способа являются:

знание величины радиального зазора, например, монтажного, или лучше при холодной прокрутке ротора или режиме малого газа;

двойной проход по одним и тем же частотам вращения ротора, что может быть обеспечено проходом вверх и вниз по оборотам.

Величины монтажных зазоров измерялись при сборке двигателя по технологии цеха (вертикальное положение оси двигателя), а также через гнезда, в которые затем устанавливались датчики радиального зазора (горизонтальное положение оси ГТД). Для выполнения второго условия программой испытаний всегда предусматривался проход по частотам вращения вверх и вниз в темпе приемистости двигателя.

МЕТОДИКА И ОЦЕНКА ДОСТОВЕРНОСТИ ИЗМЕРЕНИЙ

Система ИИРЗ позволяет подключать ко вторичной аппаратуре одновременно восемь датчиков радиального зазора. Используемый в качестве регистрирующего устройства многоканальный магнитограф Н-068 имеет 14 каналов. Оставшиеся каналы могут подключаться для записи информации с датчиков частоты вращения роторов и величины радиальных зазоров контактным датчиком. Информация с каналов ИИСРЗ записывалась на магнитную ленту непрерывно на переходном режиме (приемистость и сброс до оборотов малого газа) и кадрами на полках с n_{max} = const и $n_{мг}$ = const после переходных режимов. Получаются сигналы, которые позволяют определить рабочий радиальный зазор по каждой рабочей лопатке венца при наличии маркера на одной из них. Однако такая методика обработки оказалась трудоемкой, и была разработана методика, в которой запись с магнитной ленты длиной в 1000 м была с помощью самописца уровня сжата до длины в 1 м.

При этом может быть получена кривая, которая несет в себе информацию о среднеинтегральной величине радиального зазора по всем рабочим лопаткам венца. На рис. П.3.3.3 показан образец записи, из которого видна картина изменения величины радиального зазора на режиме приемистости двигателя от малого газа до взлетного. Следует отметить, что на рис. П.3.3.3 дана запись обратной величины, которая, по

сути дела, является значением радиального зазора. Погрешность измерений радиального зазора, выполненная этой системой, составляет примерно 5%.

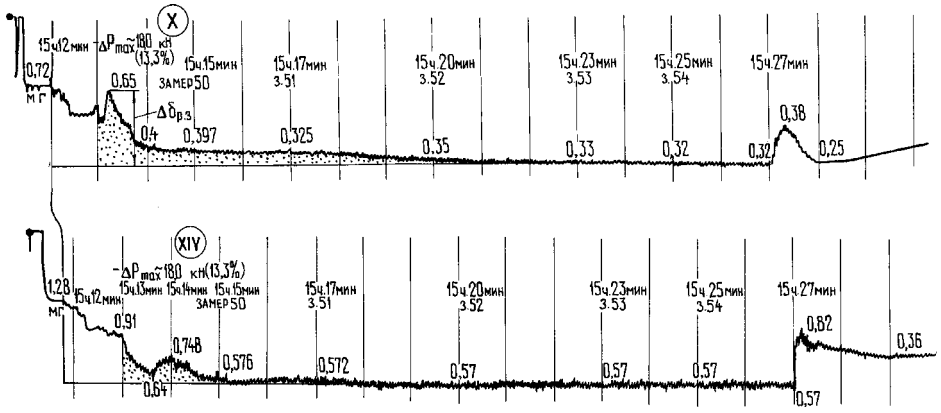


Рис. П.3.3.3. Образец записи показаний емкостного датчика, переписанной с магнитной ленты на бумагу с помощью анализатора РФТ: представлена величина, обратная электрическому сигналу и отражающая среднее значение радиального зазора по лопаточному венцу

Достоверность измерений, проведенных компьютерной системой, подтверждается сходимостью результатов с дискретными значениями зазоров, полученными электроконтактным датчиком. Погрешность измерений составляет приблизительно 3% на установившихся режимах работы двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ТРДДФ RB.199 фирм «Роллс-Ройс» и «Турбоюнион» // Тр. ЦИАМ. – М.; 1976. – №96.

2. Литвинов, Ю.А. Характеристики и эксплуатационные свойства авиационных турбореактивных двигателей / Ю.А. Литвинов, В.О. Боровик. – М.: Машиностроение, 1979. – 288 с.

3. Буточников, А.П. О влиянии износа газотурбинных двигателей в летной эксплуатации на ухудшение их экономичности / А.П. Буточников, В.О. Боровик // Тр. ЦИАМ. – М., 1982. – №1007.

4. Данильченко, В.П. Об управлении радиальными зазорами в турбокомпрессоре авиационного ГДТ / В.П. Данильченко, В.Е. Резник // Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов: сб. науч. тр. – Казань: КАИ, 1985. –С. 88 – 95.

5. Болотин, Н.Б. Об эффективности использования закрученного потока в системе охлаждения авиационных газовых турбин / Н.Б. Болотин, В.П. Данильченко, В.Е. Резник // Вихревой эффект и его промышленное применение. Матер. III науч.-техн. конф. – Куйбышев: КуАИ, 1981. – С. 275 – 282.

6. Мамаев, Б.И. Исследование управления радиальными зазорами в турбине высокотемпературного ТРДД / Б.И. Мамаев, Р.А. Киржнер // Тепловое состояние охлаждаемых деталей высокотемпературных газотурбинных двигателей: сб. – Казань: КАИ, 1984. – С. 8 – 12.

7. Почуев, В.П. Эффективность регулирования радиальных зазоров в ГТД / В.П. Почуев // Тр. ЦИАМ. – М., 1983. – № 161.

8. Холщевников, К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: учеб. для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели» / К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986.

9. Кондратьев, Г.М. Регулярный тепловой режим / Г.М. Кондратьев. – М.: Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1954.

10. Петухов, Б.С. Опытное изучение процессов теплопередачи / Б.С. Петухов. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1952. – 343 с.

11. Локай, В.И. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / В.И. Локай [и др.]. – М.: Машиностроение, 1979. – 447 с.

12. Шлыков, Ю.П. Контактный теплообмен / Ю.П. Шлыков, Е.А. Ганин. ГЭИ, 1963. – 142 с.

13. Копелев, С.З. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей / С.З. Копелев, С.В. Гуров. – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.

14. Жирицкий, Г.С. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Жирицкий Г.С. [и др.]. – М.: Машиностроение, 1971. – 620 с.

15. Капустин, Н.К. К исследованию влияния предварительной закрутки охладителя на эффективность охлаждения дисков турбины / Н.К. Капустин, А.В. Середа, Р.А. Акульшина // Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов: сб. – Казань: КАИ, 1985.

16. Лукачев, В.П. Выбор параметров и инженерные основы проектирования систем охлаждения элементов турбин авиационных ГТД / В.П. Лукачев, В.П. Данильченко, В.Е. Резник. – Куйбышев: КуАИ, 1983. – 120 с.

17. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1956.

18. О ТРДД Пратт-Уитни PW-4000: Экспресс-информация // ЦИАМ. Сер. Авиационное двигателестроение. – 1984. – №8 (по материалам иностранной печати).

19. ТВВД РД.436 фирмы Аллисон. Новости зарубежной науки и техники // ЦИАМ. Сер. Авиационное двигателестроение, 1985. – №11.

20. Лавинский, С.И. Конструкция и основы проектирования авиационных ГТД / С.И. Лавинский, Г.И. Линко, Г.П. Анучкин. – М.: Машиностроение, 1977. – 313 с.

21. Середенин, В.И. Контроль перемещений при высоких температурах / В.И. Середенин. – Л.: Энергия, 1967. (Библиотека по автоматике, вып. 241).

22. Шатерников, В.Е. Контроль эксцентриситета и радиальных зазоров рабочих лопаток роторов лопаточных машин / В.Е. Шатерников // Изв. вузов. Машиностроение. – 1975. – № 11. – С. 153 – 157.

23. Виноградов, А.Н. Измерение зазоров между лопатками и корпусом турбокомпрессора вихретоковым методом / А.Н. Виноградов [и др.] // Вест. машиностроения. – 1977. – № 1. – С. 48 – 50.

24. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.В. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702с.

25. Fuel Economy. – Flight, 1976, 31/1, № 34900, P. 229, 230.

26. Poger Bouillet. L′evolution de la technology des turboreactours de forte puissance. Aeronautique, № 107, 1984, p. 4 – 29.

27. Jan N. Moyll. Analysis of Efficienoy Sen sitivity Associated with Tip Clearance in Axial Flow Compressors Presented of the Gas Turbine and aeroengine Congress Amsterdam. – June 6 – 9, 1988.

28. By Donald L., Nord Lewis Research Center Clevland Ohio 44135. Fuel Conservative aircraft Engine technology (NASA). Lisabon, Portugal, September. 10 – 16, 1978.

29. Rolls-Royce Transparent Engines System || aircraft Eng. – 1986. – V58. - №1. – p. 10.

30. Beitler R.S., Saunders A.A., Wanger R.P. Fuel Conservation Jhrough active Control of Rotor Clearances. – AIAA Paper, 1980, №1087.

31. Leshner General Electric CF6 – 80A. – Aircraft, 1981, vol.60, №9, p. 30 – 31.

32. Joachim Eruböse. Schaufelspaltmessung an Strämungsmaschinen mittels einer Graphitshift-Sonde. Archiv fur technisches messen. 1972. V8224. 19. 107. 108.

33. Davier D.L., Smith P.H., Lintermga J.F., Discontinour registration of idustrial radiographs using profilanalysir and piecewise correlation techniquer. – Optical Engineering. 19(3), May – June, 1980.

34. Seiwert D.L. Design technology for improwed performance retention in turbofan engines. – SAE. Technical Paper, 1981, № 811055.

35. Сэлли, Дж.П. Расширенное исследование возможностей выполнения измерений нагрузок, летных характеристик, зазоров и термодинамических величин в полете для самолета «Боинг-747» с ГТД JT9Д / Дж.П. Сэлли, Р.Л. Мартин. Кливленд, Огайо, СГ-01123076.

36. Определение рабочих радиальных зазоров в лопаточных венцах осевых компрессоров: техн. справка. Отв. исполн. В.А. Грибов, А.А. Гусев. Программа № 1425. Инв. №001.6985. – Куйбышев: КМЗ, 1983.

37. Кузнецов, Н.Д. Улучшение характеристик авиационных ГТД воздействием на радиальные зазоры турбокомпрессора / Н.Д. Кузнецов, В.П. Данильченко, В.Е. Резник // ЦАГИ. ТВФ. – 1984. – № 4. – С. 39–47.

38. Данильченко, В.П. К вопросу об управлении радиальными зазорами в турбокомпрессорах авиационных ГТД / В.П. Данильченко, В.Е. Резник // Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов: сб. – Казань: КАИ, 1985. – С. 88–95.

39. Кузнецов, Н.Д. Управление радиальными зазорами в турбокомпрессорах авиационных ГТД: учеб. пособие / Н.Д. Кузнецов, В.П. Данильченко, В.Е. Резник. Самар. авиац. ин-т. – Самара, 1991. – 108 с.

40. Проблемы регулирования радиальных зазоров в осевых компрессорах авиационных ГТД / Н.Д. Кузнецов, В.П. Данильченко, С.С. Гасилин [и др.] // Проблемы газовой динамики двигателей и силовых установок: тез. докл. – ЦИАМ. XI научно-техн. конф. Москва, ноябрь, 1990.

41. Системы измерения радиальных зазоров в турбомашинах авиационных двигателей / В.П. Данильченко, В.М. Белкин, В.Е. Резник [и др.] // Авиационная промышленность. – М., 1999. – № 2. – С. 27 – 32.

42. Диагностика срывных и помпожных явлений в компрессорах газотурбинных установок / В.М. Белкин, С.Ю. Боровик, В.П. Данильченко [и др.]. Тез. докл. L научно-техн. сессии РАН по проблемам газовых турбин, С.-Петербург, 17-18 июня, 2002. – С. 70-71.

43. Средства мониторинга состояния радиальных зазоров в проточной части газотурбинных установок / В.М. Белкин, С.Ю. Боровик, В.П. Данильченко [и др.]. Тез. докл. LI научно-техн. сессии РАН по проблемам газовых турбин, Уфа, 21-23 сентября, 2004. – С. 101-102.

44. Интеллектуальные системы измерения параметра многомерного движения элементов конструкции ГТУ / В.М. Белкин, С.Ю. Боровик, В.П. Данильченко [и др.]. Тез. докл. LII научно-техн. сессии РАН по проблемам газовых турбин, Самара, 4-6 октября, 2005. – С. 71-72.

45. Перспективы создания систем измерения частоты вращения роторов компрессора на базе средств измерения радиальных зазоров ГТД / В.М. Белкин, С.Ю. Боровик, В.П. Данильченко [и др.]. Тез. докл. LIII научно-техн. сессии РАН по проблемам газовых турбин, Москва, 13-14 сентября, 2006. – С. 78-81.

46. Перспективы создания систем паспортизации радиальных зазоров на этапе сборки и производственных испытаний газовых турбин / В.М. Белкин, С.Ю. Боровик, В.П. Данильченко [и др.]. Тез. докл. LVI научно-техн. сессии РАН по проблемам газовых турбин, С.-Петербург, 26-27 июня, 2007. – С. 116-117.

ГЛАВА 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЫХОДНЫХ УСТРОЙСТВ

Создание высокоэффективных авиационных ГТД требует повышения коэффициента полезного действия всех комплектующих его узлов. Это требование распространяется, естественно, и на выхлопные устройства двигателей.

В настоящее время в мире наибольшее распространение в гражданской, военно-транспортной и боевой авиации получили двухконтурные двигатели (ТРДД) со смешением потоков за турбиной и общим реактивным соплом. В конструкцию таких двигателей широко внедряются реверсивные устройства, причем на боевых самолетах реверсы тяги используются не только для сокращения длины пробега при посадке, но и как средство улучшения маневренности в полете.

Расширение функции и диапазона применения по числу M выхлопных устройств выдвигает новые требования к их конструированию и эффективности. Течение потоков в выхлопных устройствах имеет сложный пространственный характер как из-за особенностей их геометрии, так и разнородности рабочих тел (в ТРДД — затурбинный газ и воздух).

Возможность дальнейшего совершенствования этих устройств с целью отыскания путей повышения тяги и снижения удельного расхода топлива требует знаний особенностей течения в выхлопных устройствах, умения оптимизировать их геометрию, наличия зависимостей, позволяющих рассчитать тяговые и расходные характеристики с учетом потерь давления и полноты смешения, умения определить действующие в разных условиях эксплуатации нагрузки и тепловое состояние деталей.

Отдельные вопросы расчета сопел, реверсов и смесителей рассмотрены рядом исследователей [1…8]. Однако в известной литературе отсутствуют работы, позволяющие осуществить проектные разработки под заданные технические условия с учетом комплекса ограничений, с которыми неизбежно встречается разработчик соответствующего узла.

В данной книге предпринята попытка восполнить этот пробел.

4.1. РЕВЕРСИВНЫЕ УСТРОЙСТВА

4.1.1. Функции реверсивных устройств

Потребность в реверсивных устройствах возникла в связи с ростом посадочных скоростей самолетов, исчерпанием возможностей средств механизации крыла, а также необходимостью в том, чтобы длина пробега самолета по взлетно-посадочной полосе (ВПП) не превышала длины имеющихся и строящихся ВПП при любом состоянии их покрытия (сухом, обледенелом).

Рассмотрим влияние основных факторов на длину пробега самолета по ВПП при посадке. На самолет при пробеге действуют силы, изображенные на рис. 4.1.1.

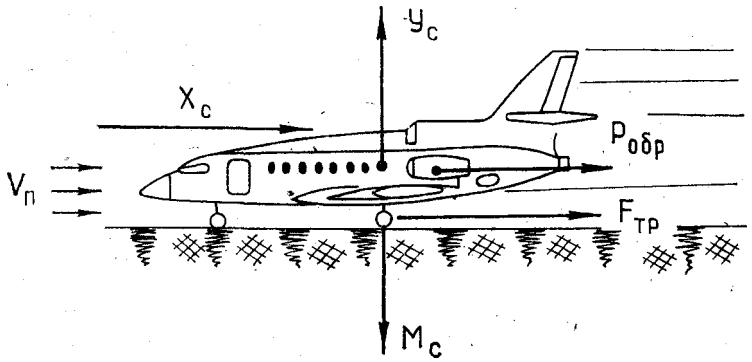


Рис. 4.1.1. Схема сил, действующих на самолет при пробеге его по ВПП после посадки

Сила аэродинамического сопротивления самолета[1]

$$X^1 = \frac{c_x \cdot \rho \cdot V_п^2 \cdot S}{2}. \qquad (4.1.1)$$

Сила трения

$$F_{тр} = \mu_{тр} \cdot \left(M_c - \frac{c_y \cdot \rho \cdot V_п^2 \cdot S}{2} \right), \qquad (4.1.2)$$

где c_x, c_y – аэродинамические коэффициенты сопротивления и подъемной силы; ρ – плотность воздуха; M_c – масса самолета; $\mu_{тр}$ – коэффициент трения между колесами самолета и покрытием ВПП; S – площадь крыла.

---

[1] Включает сопротивление собственно планера, средств механизации крыла, а также X может включать такие средства торможения, как парашюты.

Кроме того, на самолет может действовать реверсивная тяга (если установлено реверсивное устройство), которую можно выразить через коэффициент реверсирования, входной импульс воздуха и тягу двигателя:

$$P_{обр} = P \cdot \overline{P}_{обр} + G_в \cdot V_п, \qquad (4.1.3)$$

где P – тяга двигателя; $G_в$ – массовый расход воздуха через двигатель; $V_п$ – скорость движения самолета;

$\overline{P}_{обр} = \dfrac{P_{обр}}{P_с}$ – коэффициент реверсирования;

$P_с = P + G_в \cdot V_п$ – внутренняя тяга реактивного сопла.

Для типичного самолета ($\overline{P}_{обр}$ = 0,5; энерговооруженность 0,35; нагрузка на крыло 4,79 кН/м^2) в [22] выполнен анализ зависимости поглощения кинетической энергии самолета различными средствами торможения от времени пробега по ВПП. Установлено, что вклад в уменьшение длины пробега от аэродинамического сопротивления составляет 41%, от сопротивления тормозов колес – около 35% и от сопротивления сил, действующих на силовую установку, включая реверсирование тяги, около 24%.

Отмечены следующие особенности торможения самолета.

1. Относительно небольшой промежуток времени (~14 %), в течение которого используется полная тяга РУ.

2. Наибольший выигрыш в снижении длины пробега может быть получен за счет:

более раннего включения РУ;

устранения нежелательного воздействия реверсивной струи на аэродинамику самолета;

более позднего выключения РУ. (В случае посадки в сложных метеоусловиях огромное значение приобретает даже отказ от дросселирования и выключения РУ.)

Однако, несмотря на сравнительно небольшой вклад в общее сопротивление самолета, реверсирование тяги является основным средством торможения при послепосадочном пробеге по ВПП в сложных метеоусловиях (мокрая или обледенелая полоса) и в аварийной ситуации (отказ тормозов).

Уравнение движения самолета при пробеге можно представить в виде

$$\frac{d V_П}{d \tau} \cdot M_{со} = X + F_{тр} + P_{обр}, \qquad (4.1.4)$$

где $M_{со}$ – масса самолета при взлете.

Длина пробега самолета при посадке со скоростью $V_{пос}$ до полной остановки выразится следующим образом:

$$L_{проб} = \int_0^{V_{пос}} \frac{V_п \cdot d\,V_п}{d\,V_п/d\,\tau} \,. \qquad (4.1.5)$$

После подстановки выражений (4.1.1 – 4.1.4) в уравнение (4.1.5) и несложных преобразований получим

$$L_{проб} = \frac{1}{B} \cdot \ln\left(B \cdot V_{пос} \cdot \tau_1 + 1\right) + \frac{1}{2B} \cdot \ln \cdot \frac{B \cdot V_{пос}^2 \cdot M_c + A \cdot n \cdot V_{пос} \cdot C + n \cdot C^2 \cdot P_{обр\ V=0}}{C^2 \cdot n \cdot P_{обр\ V=0}} +$$

$$+ \frac{A \cdot n}{B\sqrt{\Delta}} \cdot \left(\operatorname{arctg} \frac{A \cdot n}{\sqrt{\Delta}} - \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot M_c \cdot B \cdot V_{пос} + A \cdot n \cdot C}{C\sqrt{\Delta}} \right), \qquad (4.1.6)$$

где первое слагаемое представляет собой участок пробега от момента касания ($V_{пос}$) до момента включения реверса; τ_1 — время задержки включения реверса; n — число двигателей на самолете, имеющих РУ;

$$B = \frac{c_x \cdot \rho \cdot S}{2 \cdot M_c}; \qquad \Delta = 4 \cdot M_c \cdot B \cdot n \cdot P_{обр\ V=0} - A^2 \cdot n^2;$$

$$C = B \cdot V_{пос} \cdot \tau_1 + 1; \qquad A = \left(P_{обр\ V=V_{пос}} - P_{обр\ V=0}\right) \Big/ V_{пос} \,.$$

Зная характеристики двигателя и самолета при посадке, располагая длиной и состоянием покрытия ВПП, можно найти потребную величину реверсивной тяги, обеспечивающей торможение самолета в пределах посадочной полосы. Результаты расчетов длины пробега самолета с удельной нагрузкой на крыло $\bar{q}$=6 кН /м^2 и $\bar{q}$=3 кН/м^2 при различной энерговооруженности самолета $\bar{P} = \frac{P}{M_c}$ = 0,4 и 0,8 приведены на рис. 4.1.2.

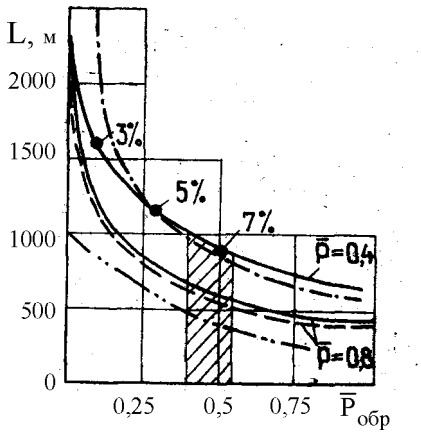


Рис. 4.1.2. Зависимость длины пробега самолета по ВПП от коэффициента реверсирования $P_{обр}$ при удельной нагрузке на крыло $\bar{q}$= 6 кН /м^2; 3 кН /м^2; энерговооруженности $\bar{P}$= 0,4; 0,8:
—— - качество самолета K=7; коэффициент трения $\mu_{тр}$=0,2; — — — - K =5; $\mu_{тр}$=0,2; —·· — - $\bar{q}$=3 кН /м^2; $\bar{P}$=0,4; —·— - K= 7; $\mu_{тр}$ = 0,02; • — процент механизации крыла самолета; ////— область $\bar{P}_{обр}$, реализованная на известных двигателях

Из рис. 4.1.2 видно, что реверсирование тяги приводит к резкому сокращению длины пробега, при этом для реализованных коэффициентов реверсирования на известных двигателях длина пробега может быть сокращена в 2…2,5 раза.

Наиболее сильное влияние на эффективность реверсирования тяги оказывает энерговооруженность самолета, с увеличением которой эффективность реверсирования возрастает. Изменение аэродинамического качества самолета ($K = \frac{c_x}{c_y}$) на длину пробега влияет незначительно. Видно также, что чем больше нагрузка на крыло $\overline{q}$, а следовательно, посадочная скорость самолета $V_{пос}$, размер крыла S и соответственно его аэродинамическое сопротивление X, тем больше потребная длина посадочной полосы.

Средства механизации крыла влияют существенно на длину пробега. Если площадь механизации составляет 6…7%, то такое крыло и реверсивное устройство становятся равноэффективными. Чрезмерное увеличение средств механизации крыла нежелательно в связи с ухудшением его аэродинамического качества на основном крейсерском режиме полета. Очень сильное влияние на длину пробега оказывает состояние покрытия ВПП и степень реверсирования двигательными средствами. На рис. 4.1.2 показано, что при отсутствии реверсивного устройства $\overline{P}_{обр}$ при посадке на обледеневшую полосу ($\mu_{тр}$ = 0,02…0,03) длина пробега оказывается недопустимо большой (примерно в 2 раза), а уже при $\overline{P}_{обр} = 0{,}1 \cdot L_{проб}$ не больше, чем при торможении самолета в нормальных условиях только колесными тормозами, т. е. при $\overline{P}_{обр}$=0.

В настоящее время известны разнообразные способы сокращения длины пробега самолетов: торможение колесами; парашюты; комбинация этих способов со средствами механизации крыла; реверсивные устройства (либо на входе в двигатель, либо на выходе).

Реверсирование на входе в двигатель выполняется флюгированием лопастей. Такая система реверсирования нашла применение пока только на двигателях семейства «Астазу» французской фирмы «Турбомека» и на разрабатываемом ТВВД сверхвысокой степени двухконтурности нового поколения НК-93.

Для проведения аварийно-спасательных работ гидросамолету требуется устройство, нейтрализующее действие прямой тяги работающего двигателя. Функцию такого нейтрализатора тяги может выполнить, по

существу, реверсивное устройство. Именно так была разработана в свое время конструкция нейтрализатора тяги двигателя НК-34 для самолета А-40, представляющего собой одноковшовое РУ, отвечающее «жесткому» требованию по направлению отвода выхлопной струи.

Реверсирование на выходе, меняя направление тяги основного двигателя на обратное, позволяет получить мощный эффект торможения без применения других средств торможения.

Система торможения (пневматическая или гидравлическая) колесами самолета ограничена размерами и весом пневматиков и неэффективна при обледенении ВПП.

Парашютные системы весьма эффективны, однако им присущ существенный недостаток: заносы самолета при сильном боковом ветре. Парашюты, как и средства механизации крыла, эффективны только при повышенных скоростях движения самолета, т.е. в начале посадки. Эти системы относятся к пассивным способам торможения, тогда как реверсивные устройства работают эффективно независимо от состояния покрытия ВПП, наличия бокового ветра и малых скоростей движения самолета.

Основными задачами, которые решаются реверсивными устройствами, являются: снижение длины пробега при нормальной посадке самолета на ВПП; снижение длины пробега в условиях прерванного взлета (в этом случае реверс оказывает максимальную услугу); улучшение маневренности самолета в полете. В последнем случае использование реверса облегчает выполнение эволюции. На истребителе Pan-Avia-200C с ТРДД RB.199 установлен реверс для применения его при числе $M_П$= 0,5…0,7.

Из приведенного перечня задач следует, что основное время полета самолета реверсивное устройство не используется и является паразитным. Значительные габариты РУ сами по себе приводят к непосредственному снижению полезной нагрузки и, кроме того, требуют затрат топлива на транспортировку его массы. Поэтому одним из важнейших требований к конструкции реверса является обеспечение минимальных габаритов и веса. Кроме того, введение в состав двигателя реверсивного устройства требует отработок двигателя, связанных с попаданием горячей реверсируемой струи на вход в воздухозаборник, сопровождающихся обычно помпажом турбокомпрессора, вплоть до разрушения двигателя. Однако, несмотря на отмеченные недостатки, необходимость обеспечения безопасной посадки самолета при любом состоянии покрытия на ВПП привела к массовому распространению реверсивных устройств в гражданской и транспортной авиации.

4.1.2. Схема течения при реверсировании тяги

На рис. 4.1.3, 4.1.4, 4.1.5, 4.1.6 приведены схемы и некоторые данные по реверсивным устройствам, установленным на известных самолетах.

Несмотря на кажущееся разнообразие применяемых конструктивных схем выполненных реверсивных устройств, все они функционально сводятся к двум основным типам:

1. РУ (см. рис. 4.1.3, 4.1.4, 4.1.5), в которых отклонение потока газа, проходящего через двигатель в заданном направлении, осуществляется в специальных конфузорных решетках (или без них), установленных до выходного сечения реактивного сопла, а направление газа на решетку осуществляется системой специальных створок, перекрывающих прямой путь газа. Такого типа РУ называются устройствами давления.

2. РУ (см. рис. 4.1.6), в которых осуществляется отклонение разогнанного в реактивном сопле потока створками, расположенными за срезом реактивного сопла.

Рассмотрим схемы течения при реверсировании тяги.

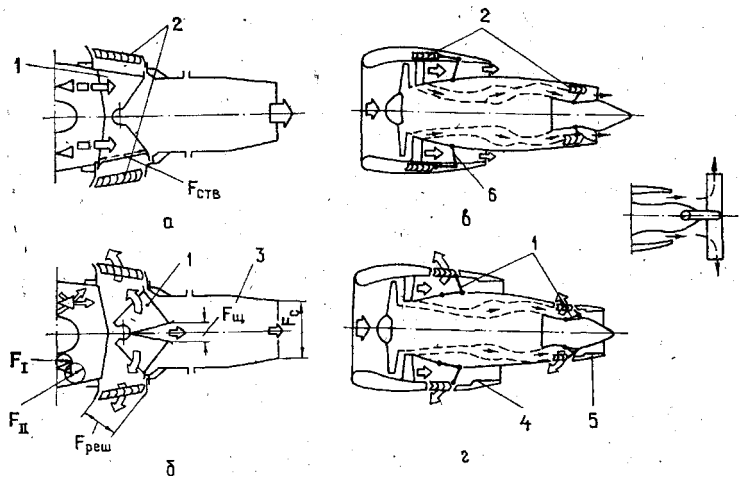


Рис. 4.1.3. Схема реверсивных устройств давления решетчатого типа: *а, в* – на режиме прямой тяги; *б, г* – на режиме реверсирования; *а, б* реверс общий (на весь газовый поток); *в, г* реверс в обоих контурах на ТРДД без смешения потоков внутреннего и наружного контуров; 1 – внутренние створки; 2 – отклоняющие решетки; 3 – реактивное сопло; 4, 5 –подвижный кожух; 6 – стойка; 7 нейтрализатор тяги

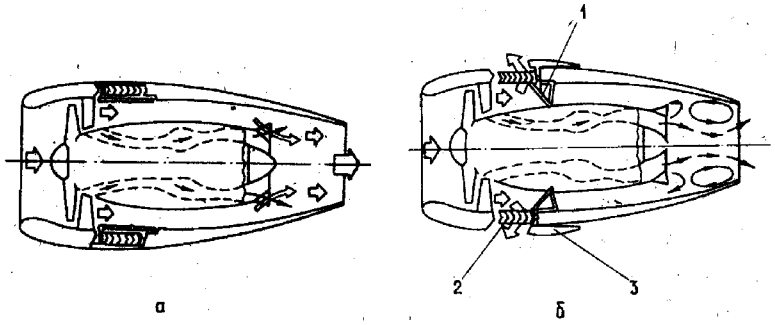


Рис. 4.1.4. Схема реверсивного устройства давления решетчатого типа в наружном контуре ТРДД со смешением и большой степенью двухконтурности на режиме прямой тяги *(а)* и на режиме реверсирования *(б)*: 1 – внутренние створки; 2 – отклоняющие решетки; 3 – кольцевой подвижный кожух наружного контура; ⇒ – направление течения воздуха наружного контура; → – внутреннего контура

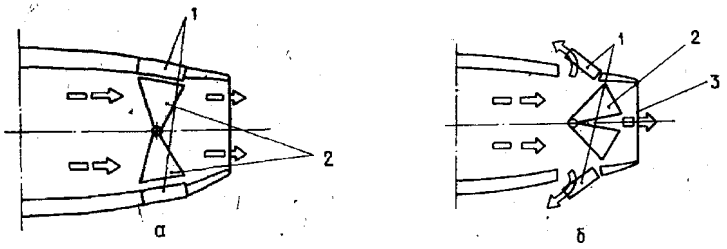


Рис. 4.1.5. Схема реверсивного устройства давления (без решеток) на режиме прямой тяги (*а*) и на режиме реверсирования *(б)*: 1, 2 – отклоняющие створки; 1 – наружные; 2 – внутренние; 3 – срез реактивного сопла

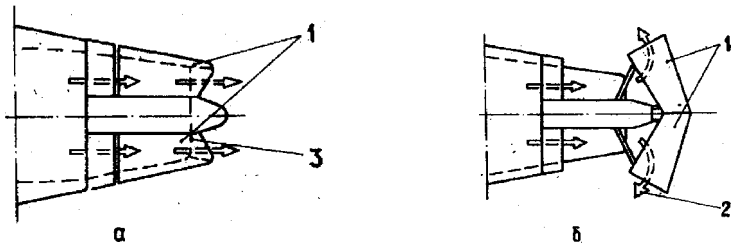


Рис. 4.1.6. Схема реверсивного устройства скорости ковшового типа на режиме прямой тяги (*а*) и на режиме реверсирования (*б*): 1 – отклоняющие створки ковша РУ; 2 – направление течения реверсируемого потока; 3 – срез реактивного сопла

При отсутствии внешнего обдува двигателя (число $M_П = 0$) схема течения при реверсировании тяги показана на рис. 4.1.7,а.

Реверсивная (обратная, отрицательная) тяга $P_{обр}$ возникает тогда, когда некоторая часть потока газа, проходящая через двигатель, отклоняется препятствием и истекает под углом $\beta_г$, меньшим $\frac{\pi}{2}$ к оси двигателя, со скоростью $c_{рев}$ согласно теореме сохранения количества движения

$$P_{обр} = G_{рев} c_{рев} \cos \beta_г . \qquad (4.1.7)$$

Как видно из уравнения (4.1.7), увеличение обратной тяги возможно за счет вовлечения в процесс реверсирования максимального количества воздуха (газа) $G_{рев}$, повышения скорости истечения газа реверсируемой струи $c_{рев}$ и уменьшения угла выхода потока. Максимальный расход реверсируемого потока равен расходу газа через двигатель, максимальная скорость $c_{рев}$ определяется параметрами цикла двигателя (p_c^*, T_c^*) и гидравлическими потерями на поворот потока. Что касается угла выхода потока $\beta_г$, то минимальная величина угла ограничивается эффектом прилипания реверсируемого потока к мотогондоле и последующим попаданием горячей выхлопной струи на вход в двигатель. Практически минимальная величина $\beta_г$ ограничена углом, равным 45°.

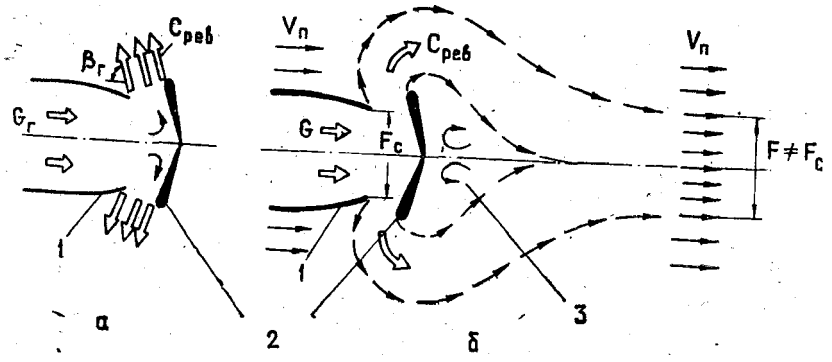


Рис. 4.1.7. Схема течения потока газа и воздуха при реверсировании тяги в условиях старта (*а*), при наличии внешнего потока ($M_П > 0$) (*б*): 1 – сопло; 2 – отклоняющее препятствие; 3 – зона отрыва потока (донная область); ⇦ – поток через двигатель; → – поток воздуха, обдувающего мотогондолу двигателя

При наличии внешнего потока (число $M_П \neq 0$) сила тяги силовой установки $P_{обр}$ определяется как разность количества движения на выходе $G_{рев} \cdot c_{рев}$ и на входе в двигатель $G_В \cdot V_П$:

$$P_{обр} = G_{рев} \cdot c_{рев} \cdot \cos\beta_г - G_В \cdot V_П + P_{вн}, \qquad (4.1.8)$$

где $P_{вн}$ – внешнее сопротивление, создаваемое разворотом струи.

Возможная схема течения при реверсировании тяги приведена на рис. 4.1.7, *б*. Наличие внешнего потока изменяет направление скорости $c_{рев}$, которая первоначально направлена против внешнего воздушного потока, а затем поворачивается в направлении течения $V_П$ и на бесконечности становится параллельной скорости набегающего потока.

Из рис. 4.1.7,*б* видно, что поток газа, проходящий через двигатель, отрывается за отклоняющим препятствием, и обратная тяга возникает, с одной стороны, вследствие повышения давления перед препятствием, как и в случае без набегающего потока, а с другой - вследствие разрежения в донной области (за препятствием).

Таким образом, механизмы получения тормозящей силы существенно различны при наличии и отсутствии внешнего потока.

4.1.2.1. Исследование течения в элементах реверсивного устройства

Отработка параметров и надежности РУ осуществляется по следующим направлениям:

испытания моделей и натурного РУ с целью определения пропускной способности, коэффициента реверсирования и величины обратной тяги, устойчивости течения и т.д.;

отработка схемы разводки реверсивных струй;

отладка механизма привода и управления.

Установлено, что на эффективность и пропускную способность РУ (включая выходную решетку) оказывает влияние величина и профиль уступа перед кромкой выхода реверсивной струи. Характерной особенностью течения в этом случае является отрыв потока с уступа, что приводит к неполному заполнению канала и, следовательно, к уменьшению гидравлической площади выхода (к незаполнению, например, решетки). Картина течения напоминает движение в канале с внезапным расширением потока.

На основании обобщения экспериментальных данных механизма взаимодействия возникающей за уступом циркуляционной зоны с тран-

зитным потоком получена, справедливая и для конструкции РУ, следующая зависимость для расчета границ струи:

$$\frac{В - У_{гр}}{В - в} = \sqrt{1 - \overline{X}},$$

где В – ширина канала за уступом; $У_{гр}$ – координата, характеризующая границу струи на участке растекания и отсчитываемая от плоскости симметрии канала; в – ширина входного участка канала; X – текущая координата, отсчитываемая от плоскости уступа; L – длина зоны растекания; $\overline{X} = X/L$ – относительная длина.

Приближение створки РУ на режиме обратной тяги к уступу существенно изменяет зону обратных токов в сторону уменьшения ее, что объясняется влиянием нарастания градиента давления по сечению канала из-за увеличения кривизны линий тока.

Фактическое распределение углов натекания в канал при реверсировании потока и особенно углов выхода из канала в присутствии решетки отличается от теоретического, полученного, например, Д.В.Маклаковым и А.Н.Угловым (отдел гидромеханики НИИ математики и механики им. Н.Г.Чеботарева КГУ). Такое отличие объясняется особенностями реального течения, характеризуемого тем, что в начале канала решетки образуется циркуляционная зона с пониженным давлением. Завышение теоретических углов на длине 0,2…0,9 от всей решетки объясняется наличием обширной вихревой зоны на оси симметрии РУ в районе стыка створок, перекрывающих канал на режиме реверсирования.

Фактический угол на выходе из решетки, оказывающий основное влияние на величину обратной тяги и зависящий от конструктивного угла установки лопаток решетки, отслеживает картину натекания потока.

Указанные особенности течения при реверсировании необходимо учитывать при проведении гидравлических расчетов РУ.

4.1.2.2. Оценка потерь тяги сопла ТРДД со смешением потоков на режиме реверсирования

Получение необходимой для торможения самолета величины обратной тяги с ТРДД большой степени двухконтурности (m > 4) возможно при расположении реверсивного устройства только в наружном контуре. Очевидно, что в этом случае на величину обратной тяги оказывает влияние прямая тяга внутреннего контура.

В случае ТРДД со смешением потоков наружного и внутреннего контуров поток внутреннего контура, проходя через смесительное устройство, истекает из общего сопла на оба контура, а при переходе с режима прямой тяги на режим обратной тяги изменяется газодинамическая схема выходного устройства (ВУ): если на режиме прямой тяги – это схема со смешением потоков, то на режиме обратной тяги – это схема с раздельным выхлопом, особенностью которых является тот факт, что площадь сопла, дросселирующего внутренний контур двигателя, оказывается «раскрытой». При этом, как показали проведенные исследования моделей выходного устройства ТРДД, в плоскости среза сопла смесителя устанавливается разрежение, так как работа ВУ соответствует работе эжектора с нулевым коэффициентом эжекции. Изменение давления в плоскости среза смесителя приводит к изменению совместной работы турбокомпрессора и к уменьшению прямой тяги внутреннего контура, так как снижение статического давления за турбиной НД (низкое давление) приводит к снижению температуры газа перед ней, а следовательно, к уменьшению скорости истечения из ВУ. Поэтому ВУ ТРДД большой степени двухконтурности со смешением потоков на режиме обратной тяги позволит реализовать повышенные потери прямой тяги внутреннего контура.

На рис. 4.1.8,*а* приведены результаты испытаний модели выходного устройства со смесителем. Видно, что статическое давление в плоскости среза затурбинного насадка уменьшается с ростом π_c. Относительное уменьшение тяги слабо изменяется с изменением π_c в исследованном диапазоне, и на режиме $\pi_c = 1{,}10$ ее величина составляет $\Delta\overline{P} \approx 0{,}22$.

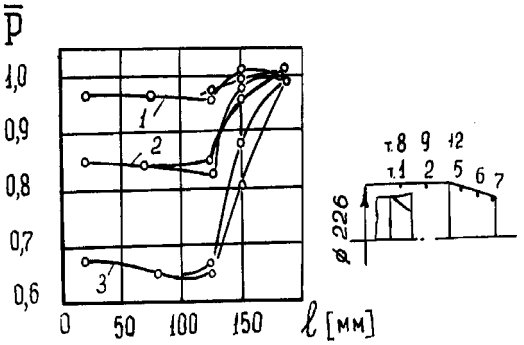


Рис.4.1.8,*а*. Изменение относительного давления по длине обечайки модели выходного устройства в зависимости от π_c:
1 – 1,1; 2 – 1,58; 3 – 2,37

Анализ полученных результатов с помощью безразмерных параметров, в качестве которых использованы относительная длина

$\bar{l} = l/D_к$ и относительная площадь камеры смешения $\bar{F}$, не позволил выявить какой-либо общей закономерности в изменении относительного давления $\bar{p}$ и относительных потерь тяги $\Delta\bar{P}$.

В связи с этим предпринята попытка объединить геометрические параметры выходного устройства в безразмерный комплекс, с помощью которого с достаточной степенью точности для практики можно описывать поведение относительной величины статического давления в плоскости среза затурбинного насадка и относительных потерь тяги $\Delta\bar{P}$.

В результате обобщения получен безразмерный геометрический комплекс в виде

$$\bar{C} = \frac{П}{\pi d_{экв}} \cdot \frac{D_к - D}{D - d_{экв}} \cdot \frac{1}{l_с},$$

который можно представить как $\bar{C} = \bar{П} \cdot \frac{tg\alpha}{tg\Theta}$,

где $\bar{П} = П/d_{экв}$ – относительный периметр струи, истекающей из смесителя; Θ – эквивалентный угол раскрытия участка смешения; tg α – величина, учитывающая наличие конического общего сопла на оба контура.

Результаты обобщения с помощью безразмерного геометрического комплекса $\bar{C}$ представлены на рис. 4.1.8,б.

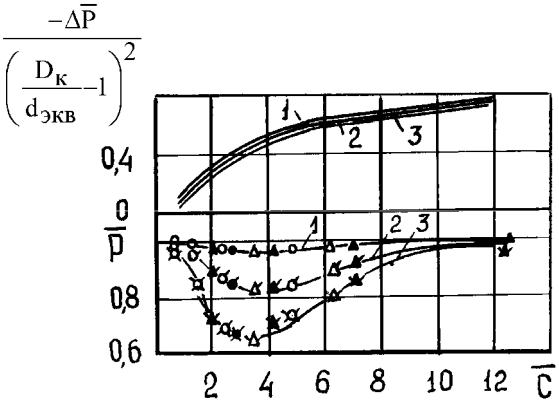


Рис.4.1.8,б. Изменение относительного давления на срезе затурбинного насадка и относительных потерь тяги от $\bar{C}$ и $\pi_с$: 1 – 1,1; 2 – 1,58; 3 – 2,37

Видно, что относительные потери тяги монотонно увеличиваются с ростом $\overline{C}$, а относительное давление в плоскости среза затурбинного насадка для всех π_c имеет минимум при $\overline{C}$=3,5. Различный характер протекания $\overline{P}$ и $\Delta\overline{P}/(D_к/d_{экв}-1)^2$ по $\overline{C}$ объясняется тем, что уменьшение тяги является результирующей от действия двух составляющих, одна из которых зависит от $\overline{P}$, вторая – от давления на общее сопло обоих контуров.

4.1.3. Тенденции развития реверсивных устройств

Реверсивное устройство (РУ) является одним из основных узлов силовой установки самолёта (СУ), обеспечивающим безопасность полета. Например, установлено, что при отсутствии РУ и посадке на обледенелую взлётно-посадочную полосу (ВПП) длина пробега самолёта увеличивается почти вдвое и становится недопустимо большой.

Последние годы выявили ряд тенденций в развитии реверсивных устройств. Выполненный в настоящем разделе анализ конструктивных, параметрических и других закономерностей РУ является необходимым при проектировании устройств.

Реверсивные устройства применяются на двигателях с расходом воздуха через них от 25 до 750 кгс/с и более при тяге от 1,36 до 22,5 тс и более и используются на современных самолётах со взлётной массой от 15 до 350 тс и дальностью полёта от 1000 до 14000 км.

Как следует из анализа статистических материалов, реверсы давления применены на большинстве двигателей (~73%, из них 63% - РУ с решётками и ~ 8% со створками перед реактивным соплом), а реверсы скорости на ~ 35% двигателей.

На реактивных двигателях 60-х гг. применялись в основном РУ решётчатого типа. Объясняется это стремлением получать высокие значения реверсивной тяги $P_{обр}$, так как эффективность таких устройств может быть доведена до 50…55%. Кроме того, в многодвигательных силовых установках решётчатые РУ позволяют относительно просто решить задачу по исключению попадания горячих струй во входные устройства соседних двигателей путем специальной ориентации решёток по окружности мотогондолы двигателя и подбора углов установки лопаток в решётках $\beta_л$ по её длине.

В отдельных случаях системы реверсирования упрощались за счёт изъятия из конструкции РУ отклоняющих решеток и замены их ковша-

ми–створками. Это допустимо при умеренных потребных значениях коэффициента реверсирования тяги и позволило снизить потери прямой тяги на крейсерских режимах полета из-за уменьшения гидравлических сопротивлений реверсивных устройств и снижения утечек воздуха.

Наряду с реверсами давления на двигателях низких тяг (расходов воздуха) нашли применение реверсы скорости (см. рис. 4.1.6). Конструкция таких устройств проще и масса их меньше.

На двигателях с повышенной степенью двухконтурности ($m = \frac{G_{вП}}{G_{вI}} > 5{,}0$) используются реверсивные устройства в основном только в наружном контуре, причем исключительно РУ давления с решётками (см. рис. 4.1.4, 4.1.3). Тяга внутреннего контура реверсируется отдельно либо нейтрализуется спойлерами (см. рис. 4.1.3).

Необходимость снижения уровня шума двигателей при взлете и посадке самолёта и размещение в некоторых случаях специальных устройств и усовершенствований в хвостовой части двигателя для шумоглушения также заставляют отказаться от использования отклоняющих створок за срезом реактивных сопел двигателей.

Система управления реверсивным устройством

Системы управления (СУ) РУ должны обеспечить необходимое для создания обратной тяги перемещение подвижных элементов РУ в заданное время, а также обеспечить необходимые блокировки для повышения эксплуатационной надежности РУ и двигателя.

В этой связи системы управления включают в себя: силовой привод, агрегаты управления, блокировочные устройства, элементы, обеспечивающие нормальную работу системы (насосы, фильтры, автоматы разгрузки, гидроаккумуляторы, обратные клапаны и т. д.).

В данной работе не ставилась цель разработать основы проектирования систем управления реверсивными устройствами. Поэтому ниже будут только перечислены основные тенденции в развитии СУ, выявленные при анализе статистических материалов. Из всех рассмотренных и реализованных на практике систем управления реверсивными устройствами примерно 55% имеют пневмопривод, 25% – гидропривод, 15% – пневмомеханический привод, одна система выполнена с электроприводом и одна – с механическим приводом.

Пневмопривод использован на подавляющем большинстве реверсов давления, что свидетельствует о сравнительно небольших переставочных усилиях, присущих этому типу реверсивного устройства.

Гидроприводы применены в основном в ковшовых РУ, т. е. в системах, требующих больших располагаемых усилий на передвижение и поворот створок. Этот тип привода обеспечивает меньший вес системы на 1 кгс располагаемого усилия.

Пневмомеханический привод (с пневмомотором) применен на сравнительно новых зарубежных двигателях (JT9D, Олимп-593, CF6, RB.211). Он обеспечивает высокие располагаемые усилия при относительно малом весе системы, а также удобен при больших перемещениях элементов реверсивного устройства. Пневмо- и пневмомеханические приводы пожаробезопасны.

4.1.3.1. Особенности реверсивного устройства решетчатого типа

Среди РУ решетчатого типа используются конструкции как с выдвигающимися решётками, так и с неподвижными решётками.

Основной особенностью РУ решётчатого типа является возможность размещения его в короткой и «тонкой» мотогондоле, что особенно важно для ТРДД с высокой степенью двухконтурности. К таким освоенным видам конструкций РУ, которые нашли широкое применение на ТРДД в эксплуатации, относятся:

TF-39 со степенью двухконтурности $m = 8$, используемый в качестве СУ на самолете С5-А «Гэлэкси»;

GE-90 ($m = 9$) для самолета «Боинг 777»;

JT9D ($m = 5$) для самолета «Боинг 747-100»;

ПС-90 ($m = 4{,}5$) для самолета Ил 96-300;

НК-86 (с небольшой степенью двухконтурности и РУ в канале смешения потоков наружного и внутреннего контуров) для самолёта Ил-86.

В настоящее время можно отметить следующие положительные тенденции традиционной конструкции РУ решётчатого типа по сравнению с конструкцией створчатых РУ:

1. Относительно простое решение задачи по разводке реверсивных струй с целью исключения влияния на элементы механизации крыла за счёт специальной ориентации лопаток решёток по окружности мотогондолы и выбором оптимального (переменного) угла установки лопаток.

2. Нагрузка от решетчатого РУ на корпус вентилятора распределённая, в то время как на РУ створчатого типа – неравномерно сосредоточенная.

Общим недостатком РУ решетчатого типа является повышенная масса и сравнительно большая номенклатура деталей, что обусловливает повышенную трудоёмкость изготовления и стоимость.

Примером традиционной конструкции РУ решётчатого типа, освоенного в серийном производстве и хорошо зарекомендовавшего в эксплуатации, является РУ двигателя НК-86 , разработанного в СНТК им. Н.Д.Кузнецова, РУ двигателя CFM-56-2, а также РУ опытного двигателя НК-56 (степень двухконтурности 5).

Основные элементы конструкции указанного РУ представлены на рис. 4.1.9...4.1.12. На рис. 4.1.9 представлена схема и состав конструкции, на рис. 4.1.10 показано положение сдвижного капота на режиме реверсирования, вид съёмных секций кольцевых решёток и ходовые винты системы управления. На рис. 4.1.10 и 4.1.11 – положение сдвижного капота на режиме обратной и прямой тяги соответственно. На рис. 4.1.12 показаны элементы конструкции блокирующих створок в положении «Прямая тяга».

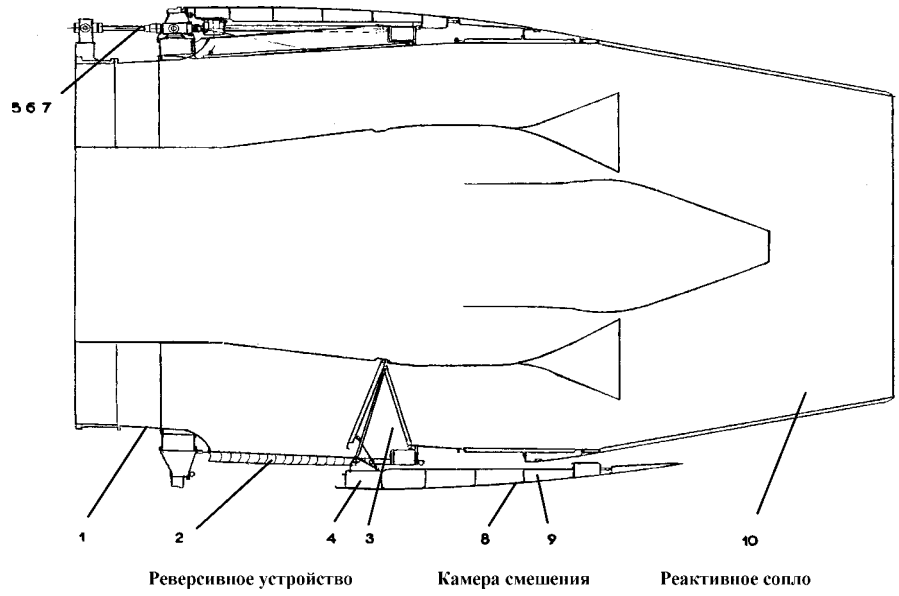


Рис. 4.1.9. Схема и состав конструкции РУ решётчатого типа двигателя НК-56: 1 – корпус; 2 – решётка; 3 – створчатая часть; 4 – капот сдвижной; 5 – замок; 6 – привод; 7 – система управления; 8 – оболочка цилиндрическая; 9 – кожух; 10 – насадок реактивный

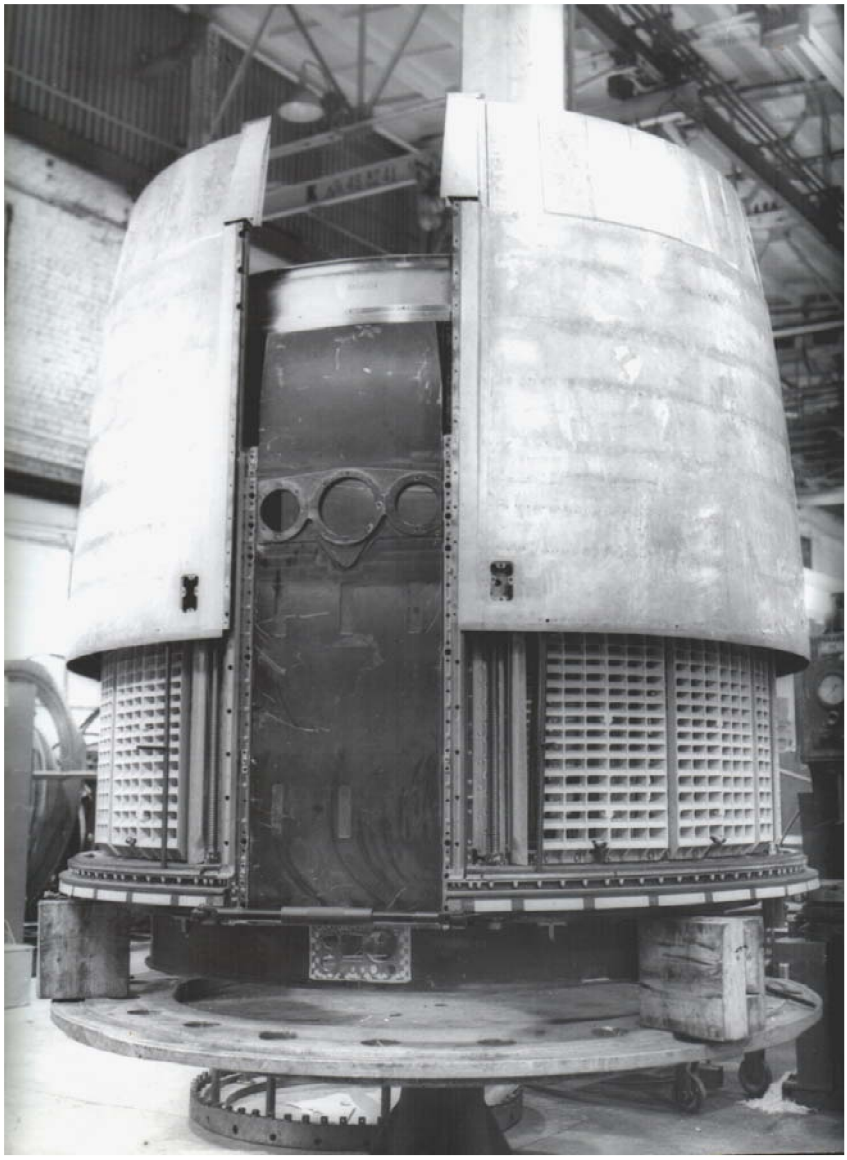


Рис. 4.1.10. РУ в положении «Реверс тяги»

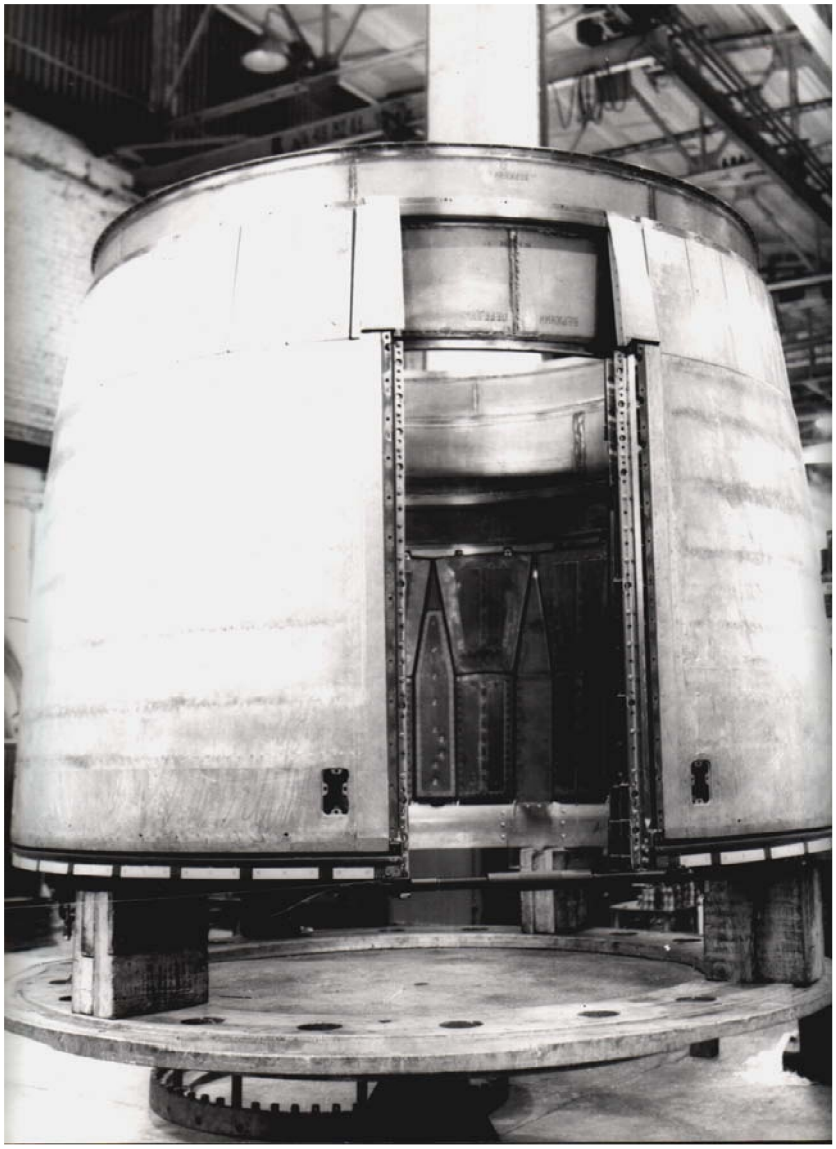


Рис. 4.1.11. РУ в положении «Прямая тяга»

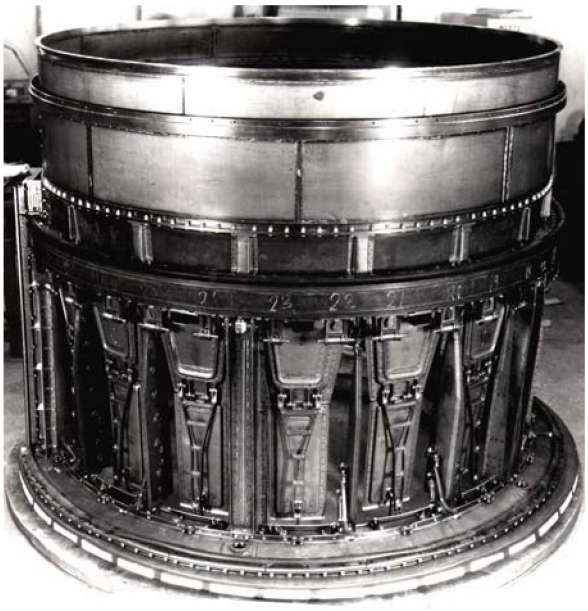


Рис. 4.1.12. Вид блокирующих створок РУ в положении «Прямая тяга»

Реверсивное устройство устанавливается в наружном контуре между средней опорой и задней подвеской двигателя и состоит из корпуса с отклоняющими решётками, двух венцов створок, перекрывающих наружный контур и отклоняющих воздушный поток в режиме реверсирования, а также выдвижного стекателя и механизмов управления.

К особенностям конструкции и технологии изготовления относятся следующие: конструкция кольцевой решётки – секционная; обеспечивается быстросъёмность секций с целью доступа в тракт наружного контура; внешние обводы РУ и выходного устройства являются продолжением мотогондолы объекта и обеспечивают минимальные аэродинамические потери; трактовые поверхности створок и проставок РУ имеют звукопоглощающие элементы.

Работа РУ осуществляется следующим образом.

Кольцевой корпус реверсивного устройства, набранный из отклоняющих решеток и створок, может перемещаться в осевом направлении и занимать положение «Прямая тяга» или положение «Реверс». В положении «Прямая тяга» створки, установленные в специальных нишах, образуют тракт наружного контура. При движении

корпуса в положение «Реверс» створки поворачиваются, блокируют поток наружного контура от осевого истечения и направляют его на отклоняющие решётки. Разворачиваясь на отклоняющих решётках, поток наружного контура создает импульс, противоположный импульсу прямой тяги.

Перемещение подвижного корпуса в осевом направлении осуществляется посредством шести ходовых винтов, синхронизированных гибкими проволочными валами. Привод системы управления осуществляется гидромотором с частотой вращения 20000…30000 об/мин. Управление реверсивным устройством осуществляется специальным агрегатом.

Программное управление обратной тягой предусматривает получение максимальной величины $P_{обр}$ в аварийных ситуациях независимо от скорости пробега самолета по ВПП.

С целью обеспечения удобства техобслуживания и эксплуатационной технологичности предусматриваются: разработка конструкции РУ в виде единого модуля (для обеспечения возможности демонтажа и монтажа РУ на самолёте без съёма двигателя); высокая ремонтопригодность и восстанавливаемость основных элементов конструкции путем замены съёмных секций решеток, створок и проставок, шариковинтовых механизмов, валов привода и гидромотора; возможность замены и ремонта любого узла в условиях завода-изготовителя и ремонтного завода.

Эффективность РУ

Статистический анализ условий торможения современного самолёта при послепосадочном пробеге его по взлётно-посадочной полосе (ВПП) путем использования различных средств торможения показывает, что поглощение кинетической энергии за счёт аэродинамического сопротивления самолета составляет около 40%, за счёт использования колесных тормозов 35% и лишь около 25% приходится на работу РУ силовой установки за время работы 30…40 с.

Однако при таком сравнительно небольшом вкладе в общую энергию торможения, РУ является единственным эффективным средством торможения самолёта при пробеге его по ВПП в сложных метеоусловиях (мокрая или обледенелая полоса), а также в случае аварийной ситуации – отказ тормозов.

При посадке самолёта со скоростью $V_{пос}$ работа всех сил торможения на длине пробега L равна его кинетической энергии

$$G_{пос}/g \cdot V_{пос}/2 = FL = G_{пос}/g \cdot \alpha L;\ \alpha = 1/2 \cdot V_{пос}/2, \qquad (4.1.9)$$

где F – сумма сил торможения; $G_{пос}/g$ – масса самолёта при посадке; g = 9,81м/с^2 – ускорение свободного падения; α – полное ускорение от всех средств торможения.

Из формулы (4.1.9) следует: полное ускорение от торможения самолёта равно сумме

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_р,$$

где α_1 и α_2 – ускорение от действия колесных тормозов и аэродинамического сопротивления; $\alpha_р$ – ускорение от реверсирования.

Составляющая тормозного ускорения от действия реверсирования потока определяется по формуле

$$\alpha_р = \frac{\left(P_{обр} + \frac{G_{в\ ру}}{g} V_{пос}\right) n}{G_{пос}/g}, \qquad (4.1.10)$$

где $P_{обр}$ – обратная тяга в условиях H = 0, V = 0; $G_{в\ ру}$ – расход воздуха через РУ; n – количество включаемых РУ на самолёте.

Результаты применения реверсирования тяги на отечественных средне- и дальнемагистральных самолётах представлены в таблице 4.1.1. Величины ускорений α и $\alpha_р$ здесь подсчитаны по формулам (4.1.9) и (4.1.10).

Из анализа представленных данных следует, что относительная среднестатистическая величина ускорения от всех средств торможения $\overline{\alpha} \approx 2$, а доля от реверсирования составляет $\approx$ 0,65 от этой величины.

Таблица 4.1.1

№ п/п	Самолет	Двигатель	$G_{пос}$	$P_{обр}$	L	$n/n_р$	α	$\alpha_р$	$\overline{\alpha}$
			кг	кгс	м	–	м/с^2	м/с^2	–
1	Ил-62	НК-8-4	102000	3000	1500	4/2	1,408	0,867	0,62
2	Ил-62М	Д30КУ	105000	3800	1100	4/2	1,92	1,065	0,55
3	Ил-76	Д30КП	151600	3800	900	4/4	2,35	1,49	0,63
4	Ту-154А	НК-8-2У	75000	3600	1000	3/2	2,11	1,363	0,65
5	Ил-86	НК-86	175000	2*4000 2*2400	1180	4/4	1,79	1,173	0,66

Надежность

Для обеспечения высокой надежности конструкции РУ, отдельных узлов и деталей на этапе доводки предусматривается возможность отработки приводного механизма и системы управления.

На СНТК создана установка с имитацией рабочих нагрузок для отработки: остановки сдвижного капота в крайних положениях; остановки в аварийных ситуациях; временные характеристики перекладки створок и открытиях (закрытиях) секций решёток; обкатки привода.

В конструкцию РУ введены замки фиксации створок в положении «Прямая и обратная тяга», сигнализаторы их положения в работе и устройство, исключающее самопроизвольное перемещение створок в положение «Обратная тяга».

4.1.3.2. Особенности реверсирвных устройств створчатого типа

Из анализа имеющихся данных о применении РУ створчатого типа следует, что они находят применение на двух- и четырёхдвигательных самолетах со взлётной массой от 16 до 165тс и обеспечивают потребную длину пробега по ВПП от 900 до 2000м.

В качестве примера перехода к концепции применения такого вида конструкции может служить замена решётчатого РУ двигателя CFM–56–5 на створчатое РУ фирмы Юрель –Дюбуа, в результате которой удалось снизить массу конструкции примерно на 182 кг (изменение массы от 567 до 385 кг) при относительно высоком коэффициенте реверсировании тяги. По данным SNEKMA четырёхстворчатое РУ может обеспечить получение коэффициента реверсирования $\overline{P}_{обр}$ от 0,4 до 0,6 в условиях посадки.

Для получения высоких значений коэффициента реверсирования $\overline{P}_{обр}$ в створчатых РУ предусмотрен доворачивающий козырек, предназначенный для уменьшения угла схода реверсивной струи со створки.

В СНТК выполнены экспериментальные исследования влияния доворачивающего козырька на подобной модели четырёхстворчатого РУ. В рабочем диапазоне режимов использования реверсирования тяги при наличии доворачивающего козырька получено увеличение $\overline{P}_{обр}$ почти в 1,8 раза.

На основании этих исследований, а также отечественного и зарубежного опыта эксплуатации следует, что дальнейшие перспективы раз-

вития конструкции РУ связаны с разработкой створчатого РУ с управляемым доворачивающим козырьком.

Таким образом, конструкция РУ створчатого типа является оптимальной с учетом эффективности торможения, массы, ремонтопригодности и эксплуатационной эффективности.

Разработка конструкции РУ в соответствии с данной концепцией требует решения следующих задач.

1. Экспериментальная отработка требуемого коэффициента реверсирования $\overline{P}_{обр}$.

2. Разработка мероприятий по исключению утечек воздуха из наружного контура на режиме прямой тяги и ухудшению характеристик наружного контура элементами РУ в полётных условиях.

3. Разработка мероприятий, обеспечивающих снижение максимальной скорости движения самолёта до уровня 80…85км/ч при исключении попадания во входное устройство посторонних предметов, а также интерференции струй с элементами конструкции самолёта.

4. Обеспечение синхронности работы створок на переходных режимах.

5. Обеспечение требуемого времени перекладки створок РУ.

Рассмотрим некоторые особенности проектирования данного вида РУ.

Выбор размеров окон и определение пропускной способности РУ

Важнейшая газодинамическая задача, обусловливающая надежность работы двигателя и решаемая на стадии проектирования, – определение необходимой площади окон выхода реверсивной струи. Правильный выбор величины указанной величины исключает недопустимое смещение к границе срыва рабочей линии вентилятора не только на режиме «Обратная тяга», но и на промежуточных режимах при перекладке створок.

Эффективность реверсивного устройства

Эффективность работы РУ оценивается величиной коэффициента реверсирования тяги, равной

$$\overline{P}_{обр} = P_{обр} / P \ ,$$

где $P_{обр}$ – действительная обратная тяга; P – прямая тяга наружного контура, в котором расположено РУ. Величина $\overline{P}_{обр}$ зависит от угла α наклона створок РУ, количества и длины створок, их конструкции.

На основании выполненных исследований для оптимальных углов наклона створок и оптимальной длины доворачивающего козырька, внедренных в конструкцию рассматриваемого РУ, величину $\overline{P}_{обр}$ можно принять равной 0,5. Величина $\overline{P}_{обр}$, по существу, это среднеинтегральная величина косинуса угла выхода реверсивной струи ($\cos \alpha_р$). По данным визуализации потока с помощью приемлемой длины доворачивающего козырька удается отклонить реверсивную струю дополнительно ~ на 8° по сравнению с углом наклона створки РУ. В этом случае $\overline{P}_{обр} = \cos \alpha_р =$ $= \cos (\alpha_р - \Delta\alpha)$. Поэтому для получения величины $\overline{P}_{обр} = 0{,}5$ следует выбрать угол наклона блокирующих створок не более 68°. Тогда $\overline{P}_{обр} = \cos (68^\circ - 8^\circ) = 0{,}5$.

Дополнительное внешнее сопротивление

В конструкции створчатого РУ на режиме обратной тяги створки обычно выступают за внешние обводы мотогондолы и вместе с реверсивной струей создают дополнительное внешнее сопротивление, подтормаживая натекающий при пробеге самолёта по земле встречный поток.

Величина внешнего сопротивления (ΔP) выступающей за обводы мотогондолы части створок РУ и реверсивной струи рассчитывается по формуле

$$\Delta P_{обр} = c_x \rho \left(V^2/2\right) \Delta F_р,$$

где c_x – коэффициент лобового сопротивления (на основании экспериментальных исследований величина c_x=1,15 для прямоугольника, установленного поперёк потока); ρ – плотность натекающего потока; $\Delta F_р$ – площадь нормального сечения части створок РУ, выступающих за обводы мотогондолы.

При расположении створчатого РУ в наружном контуре общая тяга двигателя определяется как сумма силы торможения выступающей части створок за обводы мотогондолы ($\Delta P_{обр}$), проекции импульса реверсивной струи на горизонтальную ось за вычетом импульса воздуха, истекающего из сопла внутреннего контура, т.е. учитывается действие входного импульса воздуха, поступающего на вход в двигатель при пробеге самолёта по ВПП со скоростью движения V.

Общий вид РУ традиционной схемы створчатого типа с его отдельными элементами показан на рис.4.1.13...4.1.15.

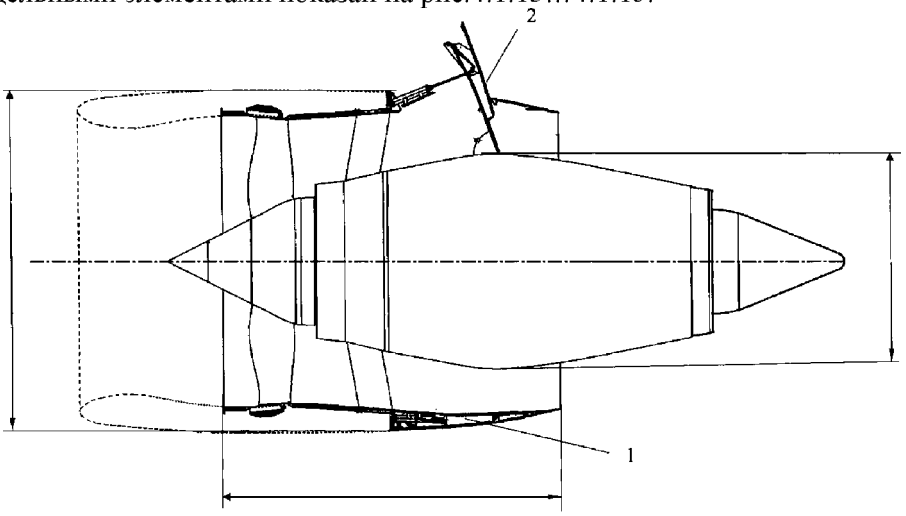


Рис. 4.1.13. Общий вид двигателя со створчатым реверсивным устройством: 1 – положение створок реверсивного устройства в режиме прямой тяги; 2 – положение створок реверсивного устройства в режиме обратной тяги

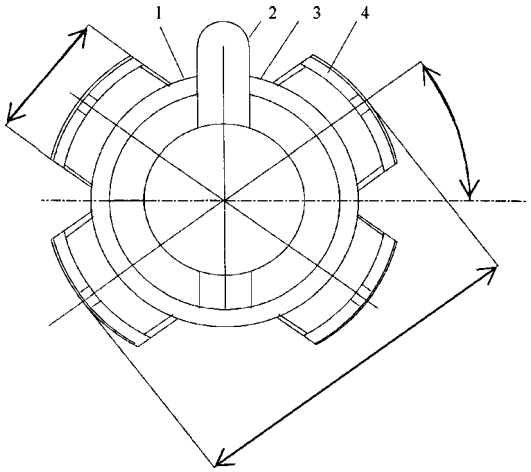


Рис. 4.1.14. Схема расположения створок реверсивного устройства: 1 – правая секция реверсивного устройства; 2 – контур пилона; 3 – левая секция реверсивного устройства; 4 – створка реверсивного устройства

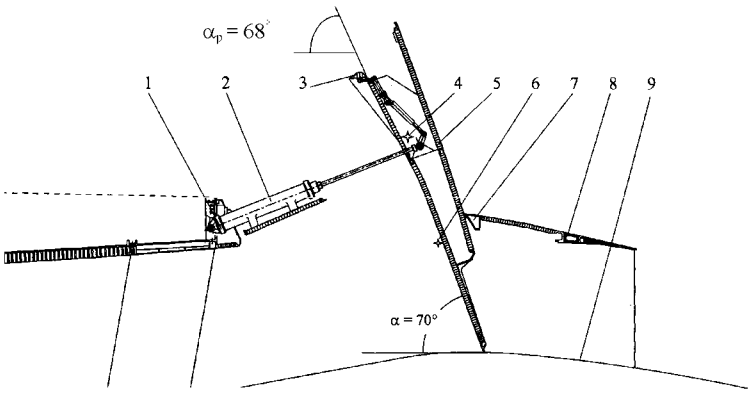


Рис. 4.1.15. Створка реверсивного устройства в открытом положении при максимальной обратной тяге: 1 – передний шпангоут; 2 – гидропривод; 3 – доворачивающий козырек; 4 – ось вращения козырька; 5 – створка; 6 – ось вращения створки; 7 – промежуточный шпангоут; 8 – задний шпангоут; 9 – контур капота газогенератора

Как видно из рис. 4.1.13, РУ размещено в средней части вентиляторного контура двигателя и образует его тракт за счёт остова РУ и двух секций, соединяемых с ним шарнирно в верхней части. Каждая из них содержит створки с индивидуальными гидроприводами, системой управления и контроля положения створок, по две сегментные проставки, по два силовых (переднее и заднее) полукольца (на рисунках не показаны).

РУ включает в свой состав следующие элементы: створки 5 (к створкам подсоединены доворачивающие воздушный поток выдвигающиеся козырьки 3); силовые гидроприводы 2 перемещения створок.

Кроме перечисленного выше, в конструкцию РУ входят не показанные на рис. 4.1.13...4.1.15 необходимые для функционирования элементы: замки фиксации створок в закрытом положении; замки стягивания и фиксации секций РУ; коллекторы подачи и отвода жидкости управления гидроприводами; коллекторы подачи и отвода жидкости управления замками; гидроподъёмники раскрытия секций РУ; тяги удержания раскрытого РУ; датчики открытого положения замков; датчики контроля положения створок.

Основным силовым элементом РУ является силовая рама, которая воспринимает нагрузки от створок РУ при реверсировании и передает их в продольном направлении через кольцевой трапециевидный замок на переднюю опору двигателя.

Внешние обводы РУ выполнены цилиндрическими с переходом в оживальную часть как продолжение обводов гондолы двигателя.

Конструктивно РУ имеет разъём в вертикальной плоскости (две симметричные части). Для соединения и стягивания двух секций РУ между собой в нижней части имеются механические замки.

РУ крепится к двигателю по окружности с помощью трапециевидного замка и шарнирно, в четырёх точках, к пилону самолёта через силовую раму (для возможности съёма двигателя без РУ).

Наружные и внутренние трактовые поверхности РУ имеют гладкую обтекаемую форму без встречных уступов между сопрягаемыми элементами. Обшивка наружной поверхности в виде трёхслойной сотовой конструкции участвует в силовой работе и обеспечивает снижение уровня шума.

На каждой секции РУ установлены створки с индивидуальными гидроприводами.

Особенностью конструкции створок РУ является наличие выдвигающихся и управляемых козырьков, с помощью которых достигается высокий коэффициент реверсирования. Козырьки устанавливаются на шарнирах в передней части створки. На рис. 4.1.15 показано положение створки при максимальной обратной тяге. Гидропривод корпусом шарнирно закреплен на переднем шпангоуте – (штоком к створке). При этом подвод-отвод рабочей жидкости гидропривода осуществляется от коллекторов через ось шарнирного узла корпуса гидропривода. Гидропривод расположен внутри закрытой полости РУ и отделен от газовоздушного тракта специальной панелью, входящей в окно створки и жёстко закреплённой на корпусе гидропривода.

Механические замки для закрытия секций РУ установлены в нижней части корпуса РУ. Гидроподъёмники используются для раскрытия половин РУ, их удержания в открытом положении при монтажных работах и в процессе эксплуатации двигателя.

Два гидроподъёмника установлены внутри закрытой полости РУ под силовой рамой. Крепятся они шарнирно к силовой раме и секциям РУ. Ход штока гидроподъёмника обеспечивает отклонения секции. В целях удержания секций РУ в разведенном положении используются две телескопические тяги с фиксацией выдвигаемых элементов. Одним концом они закреплены на двигателе, другим опираются на каждую из секций РУ.

Система управления и контроля РУ

В состав элементов управления и контроля, размещаемых на РУ, входят датчики контроля положения створок, датчики контроля состояния замков, стопорения створок в положении «Прямая тяга» и кабельная сеть связи датчиков с системой управления двигателя. Структурная схема контроля положения створок РУ приведена на рис. 4.1.16.

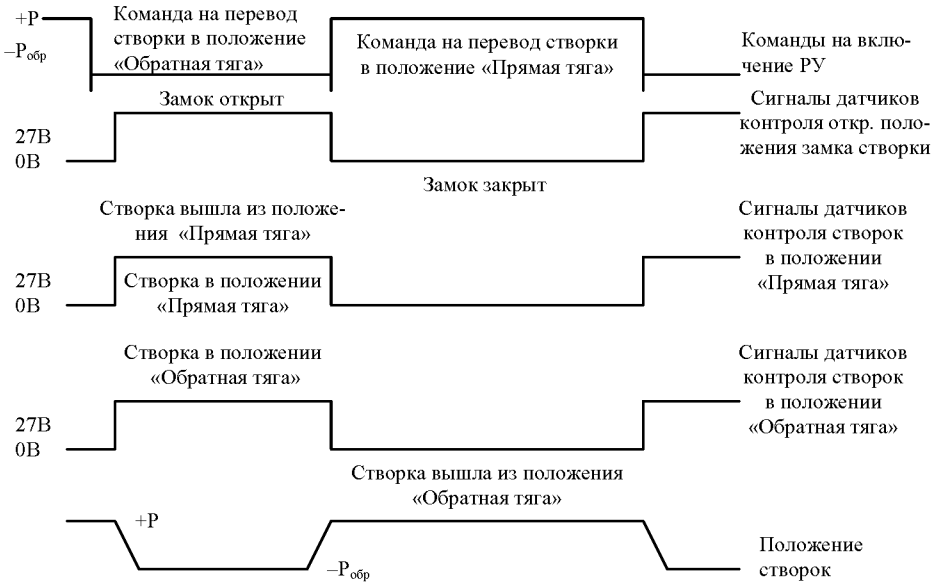


Рис. 4.1.16. Диаграмма работы датчиков контроля положения створок и замков стопорения РУ: +Р – положение «Прямая тяга»; – $Р_{обр}$ – положение «Обратная тяга»

Элементы системы управления и контроля обеспечивают: контроль исходного положения («Прямая тяга») или рабочего положения («Обратная тяга») створок; контроль открытого (закрытого) состояния замков стопорения створок в положении «Прямая тяга»; контроль подстыковки кабельной сети к датчикам контроля положения створок.

С целью обеспечения удобства техобслуживания и эксплуатационной технологичности предусматриваются: разработка конструкции РУ в виде единого модуля, состоящего из двух симметричных половин, для

обеспечения возможности демонтажа и монтажа РУ на самолёте без съёма двигателя; высокая ремонтопригодность и восстанавливаемость основных элементов конструкции путем замены съёмных створок, доворачивающих козырьков, гидроприводов управления и т.д.; возможность замены и ремонта любого узла в условиях завода-изготовителя и ремонтного завода.

Надежность

Для обеспечения высокой надежности конструкции РУ отдельных узлов и деталей на этапе доводки предусматривается возможность отработки приводного механизма и системы управления на специальных стендах и установках с имитацией рабочих нагрузок.

Для подтверждения необходимой величины коэффициента реверсирования $\Delta\overline{P}_{обр} = 0{,}5$ необходимы испытания в аэродинамической лаборатории.

Для обеспечения высокой надежности в конструкцию РУ введены замки контроля и фиксации створок в положениях «Прямая и обратная тяга», сигнализаторы их положения в работе и устройство, исключающее самопроизвольное перемещение створок в положение «Обратная тяга».

4.1.3.3. Выбор оптимальной схемы

Основными проблемами использования любого типа РУ и требующими в дальнейшем кардинального решения являются: уменьшение массы; увеличение величины $P_{обр}$, времени выхода и длительности работы на режиме максимальной обратной тяги; расширение функциональных возможностей использования РУ в системе СУ.

Таким образом, окончательный выбор оптимальной схемы РУ предопределяют газодинамические параметры, особенности конструкции ТРДД и компоновка СУ на самолёте, технологическая подготовка производства и накопленный опыт проектирования и эксплуатации.

Критерием оптимальности выбранной конструкции РУ являются: минимально возможная масса РУ при безусловном выполнении требований по обеспечению необходимой величины $P_{обр}$; низкая стоимость изготовления и удобство эксплуатации при обеспечении высокой надёжности и ресурса.

4.1.4. Техническое задание на проектирование реверсивного устройства

Технические задание включает требования к показателям РУ.

4.1.4.1. Параметрические показатели (группа I)

Таблица 4.1.2

№ п/п	Параметрический показатель	Требуемая величина	Место проверки
1	2	3	4
1	Реверсивная тяга $P_{обр}$ при H= 0, $M_п$= 0 в % от P (назначается разработчиком летательного аппарата из условия посадки до полной остановки самолёта на ВПП заданной длины с учетом входного количества движения воздуха). По статистике для ТРД $P_{обр}$ в % от P; ТРДД с общей камерой смешения и m≤1,5; ТРДД с m ≥4,0	 $\approx 50^{+5}_{-2}$ $\approx (35\ldots40)^{+5}_{-2}$ $\approx (22\ldots35)^{+5}_{-2}$	Специальные испытания двигателя. Летные испытания двигателя в составе самолёта
2	Коэффициент реверсирования решёток или створок контура (при H= 0, $M_п$= 0) ТРД и ТРДД (m ≤1,5) с общей камерой смешения; ТРДД (m ≥4,0) без смешения потоков контуров $\overline{P}_{обрII}$, $\overline{P}_{обрI}$ ТРДД (m > 4,0) со смешением потоков контуров $\overline{P}_{обрII}$, $\overline{P}_{обрI}$	≥ 0,4…0,55 ≥0,4…0,55 -1,0…+0,55 ≥0,4…0,55 -1,0	Специальные установки и двигатель при спец. испытаниях
3	Коэффициент расхода реверсивного устройства, $\overline{G}_{рев} = G_{рев}/G_c$ ТРД и ТРДД ($m \leq 1{,}5$), $\overline{G}_{рев}$; ТРДД (m > 4.0), $\overline{G}_{рев}$	 ≈ 1,0 $\approx G_{вII}$	Специальные установки и двигатель

1	2	3	4
4	Смещение рабочих линий каждого из каскадов турбокомпрессора по коэффициенту газодинамической устойчивости на установившемся режиме реверсирования и в процессе перекладки с прямой тяги на обратную $\Delta K_{у} = \frac{\left(\pi_{к\Sigma}/G_{впр}\right)_{с\ РУ}}{\left(\pi_{к\Sigma}/G_{впр}\right)}$, %	$< \pm 1{,}0$	Двигатель при спец. испытаниях
5	Коэффициент потери прямой тяги на режиме крейсерского полета: из-за ухудшения газовоздушного тракта $\delta_{тр} = \frac{P - P_{с\ РУ}}{P}$, %,	$\le 0{,}5$	
	из-за утечек газа (воздуха) через уплотнения РУ $\delta_{ут} = \frac{P - P_{с\ РУ}}{P}$, %	$\le 0{,}5$	
	из-за ухудшения внешней аэродинамики мотогондолы, %	$\le 0{,}2$	
6	Направление выхлопных струй при реверсировании не должно нарушать устойчивую работу двигательных установок и воздействовать на элементы самолёта. Максимальные значения показателей реверсивной тяги должны сохраняться в процессе торможения самолёта от скорости посадки до скорости, на которой отключается реверсивное устройство[1] $v_{откл}$<100км/ч. Для ТРД и ТРДД (m < 1,5) неравномерность поля давления, обусловленная искажением на входе и пульсациями $\Delta\overline{p}$, %		Специальные установки и летные испытания двигателя в составе самолёта
	окружная неравномерность поля температур (мгновенная) $\Delta\overline{T}$, %.	≤ 6	
	Для ТРДД ($m \ge 4{,}0$) $\Delta\overline{p}$, %	$\le 4{,}5$	
	$\Delta\overline{T}$, %	≤ 8 ≤ 6	

[1] Значение $v_{проб} \le v_{откл}$ определяется компоновкой силовой установки на самолёте из условия потери газодинамической устойчивости двигателя вследствие заброса струи и различно для ТРД и ТРДД.

1	2	3	4
7	Коэффициент восстановления полного давления в отклоняющих створках или решётках, $\sigma_р$	≥0,8…0,85	Специальные установки и двигатель
8	Удельная масса РУ $M_{уд} = \frac{M_{ру}}{G_{рев}}, \frac{кгс}{кг/с}$. При $G_{рев}$ ≈200 …700 кг/с $G_{рев}$ ≈ 100 …200 кг/с $G_{рев}$ < 100 кг/с	 ≤1,3…1,4 ≤1,4…1,5 ≤1,5…1,6	
9	Время перекладки створок РУ двигателя: с режима работы при (0,3…0,5) $P_{ном}$ на реверсивную тягу, с; с режима реверсирования на режим прямой тяги до $P = P_{макс}$, с; с режима максимальной прямой тяги на режим максимальной обратной тяги, с	 1…2 2…4 ≤7…10	Двигатель при спец. испытаниях
10	Реверс не должен самопроизвольно включаться при любых скоростях полета, $M_п$		Двигатель при спец. испытаниях
11	Усилие, действующее на отклоняющие решётки или створки, должно быть направлено на приведение узлов реверса в положение прямой тяги		Двигатель при спец. испытаниях
12	В реверсивном устройстве должны быть предохранительные приспособления в приводах управления, исключающие случайное включение летчиком РУ, например: совмещение рычагов «Управление двигателя» и «Управление реверсом»; направление перемещения рычага «Управление реверсом» - «К себе»; автоматическое снижение режима работы двигателя до малого газа при ложных перекладках реверса; наличие замка в положении «Прямая тяга»; сигнализация об открытии замка в положении реверса «Обратная тяга»		Двигатель при спец. испытаниях

Окончание табл. 4.1.2

1	2	3	4
13	Запас по мощности привода, $N_{пр}$	$1{,}5 \cdot N_{пр\ ном}$	Специальные установки и двигатель при спец. испытаниях
14	Уровень шума при работе РУ не должен превышать норм для режима прямой тяги		Двигатель при спец. испытаниях
15	Число включений РУ на 100 часов работы двигателя в зависимости от средней продолжительности полета, $\tau_п$ $\tau_п$ более 4ч; $\tau_п$ от 2 до 4 ч; $\tau_п$ от 1,5 до 2 ч; $\tau_п$ от 1 до 1,5ч	 35 60 80 100	
16	При выходе из строя РУ двигатель должен оставаться работоспособным		Двигатель при спец. испытаниях
17	Ресурс РУ для двигателей гражданской авиации, ч: начальный[1]; межремонтный; общетехнический	 3 000 7 500 15 000	Двигатель при спец. испытаниях

Рассмотрим более подробно содержание табл. 4.1.2.

1. Требуемая величина реверсивной тяги $P_{обр}$ определяется исходя из необходимого сокращения длины пробега по ВПП при посадке самолёта с известным посадочным весом в экстремальных условиях (прерванный взлет на обледеневшей полосе).

В качестве минимальной величины реверсивной тяги принимается величина, обеспечивающая пробег в пределах посадочной полосы. На современных самолетах реверсивные устройства обеспечивают полное торможение при пробеге, равном 1500…1900 м, по ВПП.

[1] Начальный ресурс - это минимальное время надежной работы узла, которое гарантирует завод в начале его летной эксплуатации (после государственных испытаний); межремонтный ресурс - это кратное общетехническому время работы, по истечение которого необходим капитальный ремонт узла или замена его; общетехнический ресурс - это время эксплуатации, после которого ремонт узла двигателя экономически нецелесообразен.

На самолётах военного назначения (типа Pan-Avia-200 С) реверс используется, как было сказано выше, для осуществления маневров в полёте. Величина реверсивной тяги назначается исходя из допустимых перегрузок на элементы планера и двигателя. Практика применения реверсивных устройств выявила необходимость вовлечения в процесс реверсирования 100% расхода газа в ТРД и ТРДД с малой степенью двухконтурности ($m \leq 1{,}5$).

В ТРДД повышенной экономичности ($m \geq 4{,}0$) без смешения потоков наружного и внутреннего контуров (раздельный выхлоп) оказалось возможным обеспечить безопасную посадку (в экстремальных условиях) при реверсировании потока вентиляторного контура и нейтрализации газа внутреннего контура.

В ТРДД ($m > 4{,}0$) со смешением потоков (объединённый выхлоп) удается решить задачу торможения без применения нейтрализаторов. Это связано с возможностью выведения вентилятора на необходимые обороты при уменьшенной температуре газа перед турбиной и, следовательно, тяги первого контура вследствие полного расширения затурбинного потока в пределах камеры смешения (турбина низкого давления работает при этом с малым противодавлением). В то же время вентиляторный контур на режиме реверсирования тяги работает вдоль рабочей линии, заданной режимами прямой тяги.

После определения величины потребной обратной тяги решается вопрос о схеме реверсирования (общий реверс, реверс в обоих контурах ТРДД или только в наружном контуре) и о количестве воздуха (газа), вовлекаемого в процессе реверсирования.

2. Коэффициент реверсирования $\bar{P}_{обр}$, формально определяемый как отношение обратной тяги к прямой, не полностью характеризует совершенство реверсивного устройства. Например, в ТРДД с повышенной степенью двухконтурности $m > 4{,}0$ и малой потребной обратной тягой коэффициент реверсирования может иметь небольшие значения, но это не свидетельствует о низком совершенстве выполненной конструкции. В дальнейшем под коэффициентом реверсирования будем понимать отношение обратной к прямой тяге только потоков, вовлеченных в процесс реверсирования. Такая характеристика отражает совершенство преобразования тяг, и поэтому необходимо обеспечивать максимальное значение этого коэффициента.

Величина $\bar{P}_{обр}$ определяется минимальным допустимым углом выхода потока из отклоняющей решетки $\beta_г$, который, как было сказано

выше, ограничен прилипанием струи к мотогондоле $\beta_{г\ мин}$= 45° или возможностью заброса горячей струи в соседние силовые установки, а также величиной потерь коэффициента восстановления полного давления при повороте струи на участке до входа в отклоняющую решетку и в решетке, как показано на рис. 4.1.17. (В первом приближении $\beta_г \sim \beta_л$.)

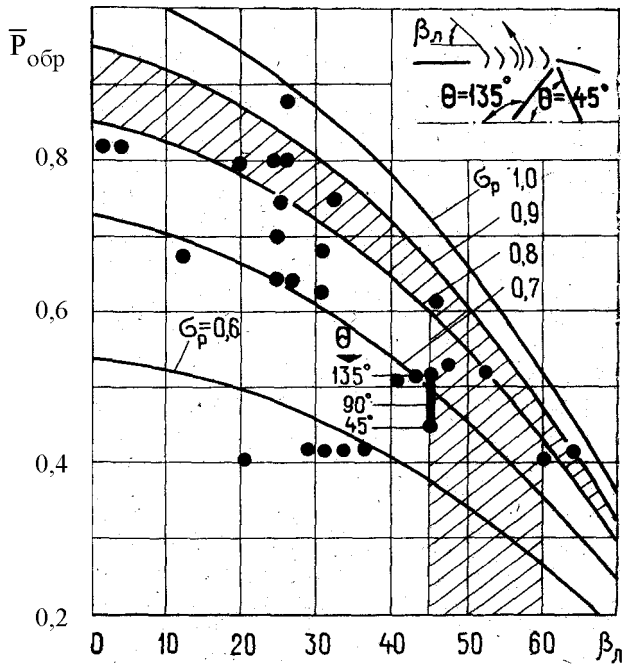


Рис.4.1.17. Зависимость коэффициента реверсирования $\bar{P}_{обр}$ от угла наклона створок (или лопаток в решетках) $\beta_л$ и коэффициента восстановления полного давления $\sigma_р$ при $\pi_c \geq 1{,}6$; Θ =45°: • – опытные данные различных авторов для РУ, расположенных до выходного сечения реактивного сопла

Анализ данных по коэффициенту реверсирования $\bar{P}_{обр}$ показал, что в ТРД и ТРДД с общей камерой смешения (m ≤1,5) обеспечение необходимой реверсивной тяги, как уже отмечалось, осуществляется при реверсировании всего потока газа за турбиной. При этом удается получать $\bar{P}_{обр}$= 0,4…0,55.

По мере увеличения степени двухконтурности тяга наружного контура становится преобладающей. В этих условиях уменьшается потребность в реверсировании горячего потока, покидающего турбину

внутреннего контура. Так, при значении степени двухконтурности, равной 5 и более, коэффициенте реверсирования наружного контура $\bar{P}_{обр} = 0{,}5\ldots0{,}55$ потребная величина реверсивной тяги может быть получена при отсутствии реверса во внутреннем контуре.

При умеренных значениях степени двухконтурности $2 \le m \le 4$ может возникнуть необходимость в применении реверсивных устройств в обоих контурах или нейтрализатора тяги внутреннего контура.

3. РУ не должно оказывать влияния на нормальную работу турбокомпрессорной группы двигателя. При работе РУ давление и температура газа за турбиной не должны изменяться. Это требование достигается при таком подборе минимальных проходных сечений отклоняющих элементов РУ, когда суммарный расход через них и через реактивное сопло (при наличии перепуска части газов в прямом направлении) при $\pi_c^* = \text{const}$ будет равен расходу на режиме прямой тяги, т. е. коэффициент расхода $\bar{G}_{рев} = \dfrac{G_{рев}}{G_c}$ (где $G_{рев}$ – массовый расход на режиме реверсирования, G_c – массовый расход на режиме прямой тяги), должен быть равен единице.

4. В РУ, расположенных до среза реактивного сопла, в местах соприкосновения поворотных (подвижных) элементов (например, створок) с узлами и деталями двигателя неизбежны утечки газа (воздуха) через зазоры между ними, приводящие к потере прямой тяги на основных режимах работы. Значительные потери прямой тяги двигателя могут быть также из-за нахождения в газовом воздушном тракте двигателя элементов конструкции реверсивного устройства. В некоторых схемах эти потери могут доходить до 5%.

Потери прямой тяги должны быть минимальными. Из анализа опыта создания реверсивных устройств, расположенных до выходного реактивного сопла, следует, что потери прямой тяги могут быть сведены до 1%.

Внешние обводы РУ, а также места стыковки с мотогондолой не должны ухудшать внешней аэродинамики самолета, и потери прямой тяги двигателя на основных режимах не должны превышать 0,2%.

5. Эксплуатация показала, что газы из РУ попадают на вход в двигатель, вызывая повышение температуры потока на входе и, как следствие, помпаж компрессора. Из опыта следует, что полностью исключить попадание горячих газов на вход в двигатель очень трудно, а зачастую и невозможно. Попадание газов на вход в двигатель ограничивает время

работы реверсивного устройства (РУ выключается на скорости пробега самолета, равной примерно $V_{проб} \approx 100$км/ч), что существенно снижает его эффективность.

Поэтому важным условием надежности работы двигателя с реверсивным устройством является такая организация выхода потока из отклоняющих элементов (решеток) РУ, которая позволяет свести к минимуму попадание горячих газов на вход в двигатель.

Для предупреждения попадания горячего газа на вход в двигатель и уменьшения взаимодействия струй с элементами самолета (фюзеляжем, шасси и т.п.) угол установки створок (или лопаток в решетке) выполняется равным $\beta_л \approx 45\ldots62°$ и переменным по длине решетки.

6. В отклоняющих элементах реверсивных устройств (створках или решетках) желательно иметь высокие коэффициенты $\sigma_р$ восстановления полного давления, порядка 0,8…0,85, представляющее собой p_c^* отношение полных давлений перед реверсом и в минимальном сечении отклоняющих решеток ($\sigma_р = \frac{p^*_{рев}}{p^*_c}$). Увеличение $\sigma_р$ в отклоняющих элементах позволяет при данном расходе газа через РУ достигнуть больших коэффициентов реверсирования и, наоборот, при данном коэффициенте реверсирования ограничиться меньшим расходом газа, отклоняемым в обратном направлении. Последнее обстоятельство облегчает борьбу с попаданием горячих газов на вход в двигатель. Повышение $\sigma_р$ означает также уменьшение габаритов и веса реверсивного устройства за счет снижения размеров как отклоняющих, так и дросселирующих элементов РУ.

7. Обеспечение минимального веса реверсивного устройства связано с большими конструктивными трудностями, так как элементы конструкций РУ несут очень большие нагрузки от газовых сил. Удельная масса реверсивных устройств при проектировании может быть приблизительно определена в соответствии с рекомендациями, приведенными в табл. 4.1.2.

8. Длина пробега самолета по ВПП в случае использования реверсивного устройства зависит от времени перекладки РУ и от времени задержки получения максимальной отрицательной тяги. Время перекладки известных реверсивных устройств с пневматическими сервомоторами и быстродействующими ходовыми винтами, используемыми в системах управления крупных РУ внешних контуров, на реверсивную тягу со-

ставляет примерно 1…2 с, на прямую тягу - 2…4 с. Задержка получения максимальной реверсивной тяги для типичных реверсивных устройств составляет менее 7…10 с с момента работы на режиме малого газа.

Силовая установка в момент касания колес ВПП работает на промежуточном режиме, и время ее приемистости при этом составляет около 2 с. Таким образом, время от момента касания колес ВПП до достижения полной обратной тяги составит около 5…7 с. Необходимо стремиться к сокращению этого времени. Исследования показали, что уменьшение времени от момента касания самолетом земли до получения полной отрицательной тяги на одну секунду эквивалентно увеличению коэффициента реверсирования примерно на 30%.

Время работы двигателя на режиме реверсирования определяется минимальной скоростью пробега самолета по ВПП, при которой необходимо выключать реверсивное устройство из-за попадания на вход двигателя горячего газа или посторонних предметов, поднятых с земли в результате взаимодействия реверсивных струй, направленных к земле.

Для многих пассажирских самолетов (Ту-134А, Ил-62, Ил-62М, Ту-154 и др.) скорость пробега, при которой необходимо отключать реверсивные устройства, превышает 100 км/ч, время работы реверсивных устройств на режиме постоянной максимальной обратной тяги составляет примерно 45 с [7]. Опыт эксплуатации РУ при указанных ограничениях показал, что в этом случае длина пробега при посадке на сухую ВПП сокращается не более чем на 20% по сравнению с длиной пробега, получаемой без реверсирования тяги двигателей. Малое сокращение длины пробега самолета обусловлено ранним отключением реверсивных устройств.

Учитывая, что наибольшая эффективность использования реверсивных устройств должна быть достигнута при посадке самолета на обледеневшую ВПП (коэффициент трения $\mu_{тр}$= 0,02…0,03) и длина торможения должна быть в пределах ВПП, время работы реверсивного устройства должно составлять порядка 1,5 минут.

4.1.4.2. Функциональные показатели (группа II)

Вторая группа требований, представленных в табл. 4.1.3, отражает работоспособность элементов реверса, двигателя и самолета в целом в течение ресурса. Учет этих требований при проектировании позволяет определить те необходимые конструктивные решения, которые гарантируют надежную эксплуатацию самолета.

Таблица 4.1.3

Показатели, изменение которых допускается в течение ресурса	Допустимое изменение в течение межремонтного ресурса	Место проверки
Реверсивная тяга при H=0, $M_П$ =0, %	≤ 2…3	Двигатель при спец. испытаниях
Коэффициент расхода реверсивного устройства, %	≤2	То же
Коэффициент потери прямой тяги на крейсерском режиме, %	≤1	Двигатель при испытаниях в термобарокамере
Время перекладки двигателя: с режима (0,3…0,5) $P_{ном}$ на реверсивную тягу, с;	≤1	Двигатель при спец. испытаниях
с режима реверсирования на режим прямой тяги, с;	≤1	То же
при прерванном взлете с режима максимальной прямой тяги на режим максимальной обратной тяги, с	≤1	То же

4.1.4.3. Прочностные показатели (группа III)

Третья группа требований (табл. 4.1.4) регламентирует запасы прочности деталей РУ, которые в конечном итоге существенно влияют на его весовые показатели. Существуют нормативные значения коэффициентов запаса, учитывающие целевое назначение двигателя (для военной или гражданской авиации). Приближенные методики расчета реверсивных устройств на прочность изложены в руководящих материалах для конструкторов.

Таблица 4.1.4

Элементы РУ. Их прочностные показатели	Требуемая величина
1. Корпус реверсивного устройства	
$K_в$	≥1,8
$\sigma_а$, МН/м^2	± 30
Давление опрессовки $p_{опр} = 1{,}5 \cdot p_{раб} \cdot \frac{\sigma_{T=288}}{\sigma_{T=T_{раб}}}$, МПа	(1,5…1,6) $p_{раб}$

Окончание табл. 4.1.4

Элементы РУ. Их прочностные показатели	Требуемая величина
2. Дросселирующие створки (внутренние)	
$K_в$	≥1,8
$\sigma_а$, МН/м^2	± 30
3. Решетка отклоняющая	
$K_в$	≥1,8
$\sigma_а$, МН/м^2	± 30
4. Опоры створок	
$K_в$	≥1,8
$\sigma_а$, МН/м^2	± 30
5. Винт шариковидной пары, перемещающий подвижный кожух	
$K_в$	≥1,8
$\sigma_а$, МН/м^2	± 30

Детали РУ рассчитываются на прочность и колебания. Соответственно назначаются коэффициенты запаса длительной прочности и величины допустимых напряжений.

4.1.4.4. Контролепригодность РУ (группа IV)

Четвертая группа требований связана с возможностью осуществления контроля минимального количества параметров, по которым можно судить о состоянии узла в целом. Обычно контроль состояния РУ на двигателе осуществляется по внешнему виду элементов реверсивного устройства, двигателя и самолетных узлов, по контрольным проверкам включения РУ через каждые 100 часов работы двигателя с замером времени перекладки, задержки и работы на режиме реверсирования.

4.1.4.5. Ремонтопригодность и восстанавливаемость РУ (группа V)

Ремонтопригодность РУ внешнего контура является более простой проблемой, чем ремонтопригодность РУ, используемых во внутреннем контуре, из-за более низкой температуры рабочего тела.

При выборе типа реверсивного устройства и системы его привода важно не упустить из вида необходимость иметь свободный доступ по всем элементам реверсивного устройства и агрегатам двигателя, связан-

ным с работой устройства. Реверсивное устройство должно иметь модульную конструкцию, причем желательно, чтобы модули РУ различных двигателей одного самолета были взаимозаменяемы, т.е. не требовалось бы подбирать условия выхода реверсивной струи при заменах модулей.

4.1.4.6. Технологические и экономические требования (группа VI)

1. Стоимость и трудоемкость изготовления реверсивных устройств существенны и будут возрастать при увеличении размеров двигателей и с ростом степени двухконтурности. Однако с ростом степени двухконтурности отпадает необходимость в применении РУ во внутреннем контуре. Эта особенность является главным источником снижения трудоемкости и увеличения экономии, так как для реверсивных устройств и нейтрализаторов, устанавливаемых во внутреннем контуре, требуются дорогостоящие жаропрочные материалы. Реверсивное устройство внешнего контура может быть выполнено из недорогих материалов. Для них вследствие низкого давления воздуха возможно применение ажурных конструкций и более простой механизации.

2. С целью снижения трудоемкости изготовления и стоимости РУ узлы и детали его должны изготавливаться прогрессивными методами: точное литье, штамповка, включая штамповку взрывом, раскат с минимальными припусками, сварка, пайка, клепка, лазерный прожиг каналов и другие методы.

3. Раскрой листового материала должен производиться с учетом минимального количества отходов. КИМ* (коэффициент использования металла) листовых деталей (с учетом утилизации отходов) должен быть не менее 0,9, а КИМ узла РУ в целом - не менее 0,6.

4. Технологические процессы должны обеспечивать получение узлов со стабильными геометрическими размерами (от экземпляра к экземпляру и во времени). С целью сохранения формы сварных узлов РУ и снятия остаточных напряжений они должны подвергаться термофиксации.

---

* КИМ является одной из характеристик, отражающих стоимость изготовления РУ, определяется как отношение массы готовых деталей к массе исходных заготовок.

5. Механизм привода и его стоимость для вновь проектируемых реверсивных устройств будут близки к применяемым в реверсивных устройствах современных ТРДД, в которых используются пневмодвигатели с несколькими быстродействующими ходовыми винтами.

4.1.5. Проектирование реверсивного устройства

При проектировании реверсивного устройства необходимо знать:

требования, предъявляемые к конкретному РУ (их примерный перечень изложен в разделе 4.1.4);

параметры рабочего тела на основных режимах работы двигателя, в том числе на режиме малого газа и реверсирования; расход газа (воздуха) $G_{рев}$; температуру газа (воздуха) T_c, давление p_c^* на входе в сопло и реверсивное устройство; степень понижения давления в сопле $\pi_c^* = \frac{p_c^*}{p_н}$; площадь критического сечения сопла F_c;

схему двигателя, размеры (диаметр, высоту) каналов в предполагаемом месте установки реверсивного устройства;

компоновку двигателей на самолете, число двигателей, вес самолета, величину обратной тяги $P_{обр}$ в условиях старта.

На примере двух реверсивных устройств для ТРДД со смешением потоков проиллюстрируем порядок проектирования РУ.

4.1.5.1. Выбор соотношений между геометрическими и газодинамическими параметрами РУ, расположенного в наружном контуре ТРДД со смешением потоков

В качестве прототипа проектируемого реверсивного устройства выбрано РУ решетчатого типа ТРДД CFM-56, у которого величина реверсивной тяги составляет 28% от $P_{макс}$ ($P_{обр}$= 2800кгс) на максимальных оборотах ротора двигателя; степень двухконтурности двигателя равна 6,0; степень расширения газа в сопле π_c = 1,58. На рис. 4.1.4 показана схема проектируемого реверсивного устройства.

1. Коэффициент реверсирования, как было сказано выше, равен отношению обратной тяги $P_{обр}$ и прямой тяги реверсируемого (в данном случае наружного) контура двигателя, которую он имел бы на оборотах

ротора, соответствующего режиму реверсирования. Обратная тяга двигателя с РУ, расположенным в наружном контуре, будет тем больше, чем меньше при реверсировании прямая тяга внутреннего контура. Поэтому надо стремиться к тому, чтобы тяга, создаваемая внутренним контуром на режиме реверсирования, была меньшей при прочих равных параметрах в общей тяге двигателя.

2. Значение $\bar{P}_{обр}$= 0,52 можно обеспечить при углах установки лопаток в отклоняющей решетке, равных $\beta_л$= 45…56°, и коэффициенте восстановления давления в решетке $\sigma_р$ от 0,7 до 0,9 (см. рис. 4.1.9). Известно, что с уменьшением угла $\beta_л$ увеличивается коэффициент реверсирования $\bar{P}_{обр}$, однако при значениях угла $\beta_л$ = 45° возможно прилипание газовой струи к мотогондоле. Поэтому, учитывая это обстоятельство, значение угла $\beta_л$ выбираем равным 52°, причем величина коэффициента восстановления полного давления в решетке должна быть не ниже $\sigma_р$=0,8 .

3. Известно, что коэффициент реверсирования зависит и от установки отклоняющей створки. Из данных, представленных на рис. 4.1.17, видно, что для заданной степени расширения в сопле π_c^*=1,6 можно обеспечить получение коэффициента реверсирования, равного $\bar{P}_{обр}$= 0,52, только при вполне определенном угле установки створки Θ = 135°.

4. Наличие потерь полного давления в реверсируемом потоке наружного контура δ=1 – $\sigma_р$=0,2 и необходимость сохранения неизменного расхода воздуха через двигатель при реверсировании по сравнению со случаем работы на режиме прямой тяги, когда потери полного давления отсутствуют, заставляют увеличивать площадь выходного сечения решетки $F_р$ по отношению к площади сопла, приходящейся на поток наружного контура $F_{сII}$. Для проектируемого РУ при $\sigma_р$ = 0,8 и π_c^*= 1,58 значение относительной площади отклоняющих решеток можно принять равным

$F_р / F_{сII}$ = 1,38. Здесь $\left(F_{сII} = \frac{m}{1+m} \cdot F_c\right)$.

5. Геометрические параметры отклоняющей решетки находятся по следующим зависимостям:
площадь живого сечения в решетке

$$F_р = F_р / F_{сII},$$

$$F_{сII} = \frac{F_р}{F_{сII}} \cdot \frac{m}{1+m} \cdot F_с;$$

площадь окна, в котором устанавливается решетка,

$$F_{ок} = \frac{F_р}{\varepsilon_1 \cdot \sin\beta_л},$$

где ε_1 – коэффициент пористости сечения окна, занятого лопатками решетки (ε_1 = 0,9…0,94 для решеток известных РУ); $D_{ру}$ – диаметр, на котором должно быть расположено реверсивное устройство, $D_{ру} = К_1 \cdot D_{вент}$; $К_1$ = 1,1…1,2 – коэффициент пропорциональности, взятый по двигателю-прототипу;

длина отклоняющей решетки

$$l_р = \frac{F_{ок}}{\varepsilon_2 \cdot \pi \cdot D_{ру}} = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{F_р}{F_{сII}} \cdot \frac{m}{1+m} \cdot \frac{F_с}{\varepsilon_1 \cdot \sin\beta_л} \cdot \frac{1}{\varepsilon_2 \cdot К_1 \cdot D_{вент}},$$

где $\varepsilon_2 \cdot \pi \cdot D_{ру}$ – длина дуги окружности, на которой установлены решетки, ε_2= 0,65…0,75.

После определения основных геометрических и газодинамических параметров реверсивного устройства должна быть произведена конструкторская компоновка, в результате которой уточняются все геометрические размеры.

6. При конструировании реверсивного устройства необходимо учитывать, что при его перекладке кинематика поворотных створок, сдвижного кожуха и т. п. должна обеспечить превышение суммы площадей открытой части решетки f_1 и окна между наружным диаметром газогенераторной части двигателя и створками f_2 над величиной $F_{сII}$ во избежание пережатия рабочей линии вентилятора.

Для реверсивных устройств современных двигателей значение $\left(\frac{f_1 + f_2}{F_{сII}}\right)_{мин}$ лежит в диапазоне 1,3…1,32.

4.1.5.2. Газодинамический расчет и определение нагрузок на элементы РУ от газовых сил для ТРДД со смешением потоков и реверсом, установленным в камере смешения

В качестве прототипа выбрано РУ решетчатого типа ТРДД, у которого величина обратной тяги составляет 30% от $P_{макс}$ ($P_{обр}$= 4000кгс); степень двухконтурности равна m =1,3; π_c^*= 1,7 .

Схема реверсивного устройства приведена на рис. 4.1.3. Из схемы видно, что газовоздушный поток после выхода из наружного и внутреннего контуров двигателя поворачивается створками реверса и направляется в окна створок, а затем в отклоняющие решетки. Часть потока внутреннего контура проходит через центральную щель, образуемую створками.

Целью данного газодинамического расчета является определение потребных площадей: на выходе из отклоняющих решеток в наиболее узком сечении (горле) - $F_р$; проекции окна створки на решетку $F'_{ств}$; проекции центральной щели на поперечное сечение реверса, соответствующее осям створок, $F_щ$.

Для выполнения расчета необходимо воспользоваться следующими данными термодинамического расчета: $G_{см}$- расход газа; $G_{топл}$ - расход топлива; Р - тяга двигателя; $p_{вд}^*$, $T_{вд}^*$ - давление и температура воздуха за компрессором высокого давления; $p_{см}^*$, $T_{см}^*$ - давление и температура газа в камере смешения.

Расчет параметров на выходе из решеток реверса

1. Массовый расход газа через решетки равен

$$G_р = G_{см} - G_щ .$$

2. Коэффициент восстановления полного давления в решетках $\sigma_р$ и при повороте потока $\sigma_{пов}$ вычисляется по следующим формулам:

$$\sigma_р = 1 - \frac{\Delta p_р}{p_{см}^*};$$

$$\sigma_{пов} = 1 - \frac{\Delta p_{пов}}{p_{см}^*}.$$

Если потери полного давления в решетках $\Delta p_{\text{р}}$ и на поворот потока $\Delta p_{\text{пов}}$ выразить через коэффициенты потерь в решетке $\xi_{\text{р}}$ и потерь на повороте $\xi_{\text{пов}}$ и скорость в горле решетки $c_{\text{р}}$, то получим

$$\Delta p_{\text{р}} = \xi_{\text{р}} \cdot \rho \cdot \frac{c_{\text{р}}^2}{2} = \xi_{\text{р}} \cdot 0{,}37 \cdot q(\lambda_{\text{р}}) \cdot \lambda_{\text{р}} \cdot p^*_{\text{см}} \cdot \sigma_{\text{р}};$$

$$\Delta p_{\text{пов}} = \xi_{\text{пов}} \cdot \rho \cdot \frac{c_{\text{р}}^2}{2} = \xi_{\text{пов}} \cdot 0{,}37 \cdot q(\lambda_{\text{р}}) \cdot \lambda_{\text{р}} \cdot p^*_{\text{см}} \cdot \sigma_{\text{пов}}.$$

Из соотношений для $\sigma_{\text{р}}$, $\sigma_{\text{пов}}$, $\Delta p_{\text{р}}$ и $\Delta p_{\text{пов}}$ получаются зависимости, связывающие между собой соответственно $\sigma_{\text{р}}$ и $\xi_{\text{р}}$, $\sigma_{\text{пов}}$ и $\xi_{\text{пов}}$.

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{1}{1 + 0{,}37 \cdot \xi_{\text{р}} \cdot q(\lambda_{\text{р}}) \cdot \lambda_{\text{р}}};$$

$$\sigma_{\text{пов}} = \frac{1}{1 + 0{,}37 \cdot \xi_{\text{пов}} \cdot q(\lambda_{\text{р}}) \cdot \lambda_{\text{р}}}.$$

С помощью этих формул (для $\sigma_{\text{р}}$ и $\sigma_{\text{пов}}$) рассчитываются зависимости $\sigma_{\text{р}} = f(\lambda_{\text{р}})$ и $\sigma_{\text{пов}} = f(\lambda_{\text{р}})$ при постоянных значениях $\xi_{\text{р}} = 0{,}162$ и $\xi_{\text{пов}} = 0{,}382$, найденных по [8].

3. Коэффициент восстановления проточной части реверса $\sigma_{\text{рев}}$ равен произведению коэффициентов $\sigma_{\text{р}}$ и $\sigma_{\text{пов}}$:

$\sigma_{\text{рев}} = \sigma_{\text{р}} \cdot \sigma_{\text{пов}}$.

Потери полного давления в проточной части реверса $\Delta p_{\text{рев}}$ можно представить в виде

$$\Delta p_{\text{рев}} = \xi_{\text{рев}} \cdot \frac{\rho \cdot c_{\text{р}}^2}{2} = \xi_{\text{рев}} \cdot 0{,}37 \cdot q(\lambda_{\text{р}}) \cdot \lambda_{\text{р}} \cdot p^*_{\text{см}} \cdot \sigma_{\text{р}}.$$

Коэффициенты $\sigma_{\text{рев}}$ и $\xi_{\text{рев}}$ связаны соотношением

$$\sigma_{\text{рев}} = \frac{1}{1 + 0{,}37 \cdot \xi_{\text{рев}} \cdot q(\lambda_{\text{р}}) \cdot \lambda_{\text{р}}},$$

где $\xi_{\text{рев}}$=0,567 - коэффициент потерь давления, определенный по работе [8].

Зависимости $\sigma_{\text{рев}} = f(\lambda_{\text{р}})$, найденные по вышеприведенным формулам, как показывают расчеты, практически совпадают.

Далее рассчитывается зависимость $p^*_{\text{см}} = f(\lambda_{\text{р}})$ по формуле

$$p^*_{см} = \frac{p_н}{\pi(\lambda_р)\cdot\sigma_{рев}}.$$

4. Потребная площадь на выходе из решеток реверса определяется из следующего уравнения:

$$F_р = \frac{G_р\sqrt{T^*_{см}}}{m_{кр}\,p_н y(\lambda_р)}.$$

5. Потребная площадь на входе в решетки в этом случае равна

$$F_{р\,вх} = \frac{F_р}{\sin\beta_Л},\quad м^2,$$

где $\beta_Л$ – угол установки лопаток в отклоняющих решетках по отношению к оси двигателя принят равным 52°.

Площадь проекции окна створки $F'_{ств}$ принимается равной площади на входе в решетки реверса $F_{р\,вх}$.

6. Обратная тяга $P_р$, создаваемая решетками реверсивного устройства, равна

$$P_р = G_р\cdot\lambda_р\cdot 18{,}3\sqrt{T^*_{см}}\cdot\cos\beta_Л.$$

7. Обратная тяга двигателя равна

$$P_{обр} = P_р - P_щ = P_р - G_щ\cdot\lambda_щ\cdot 18{,}3\cdot\sqrt{T^*_{см}}.$$

8. Вычисляется коэффициент реверсирования по соотношению

$$\overline{P}_{обр} = P_{обр}/P.$$

Результаты расчетов газодинамических параметров на различных режимах работы двигателя при реверсировании приведены в табл. 4.1.5.

На одном из режимов газодинамические параметры имеют следующие значения:

$G_{см}$ = 248 кг/с; $p^*_{см}$ = 1,58 бар; $T_{см}$ = 475 К, $\overline{P}_{обр}$ = 0,485; $\lambda_щ$ = 0,785; $\lambda_р$ = 0,709; $\sigma_щ$ = 0,96; $\sigma_р$ = 0,962; $\sigma_{пов}$ = 0,916; $\sigma_{рев}$ = 0,881; $G_щ$ = 9,13 кг/с; $P_щ = 0{,}07\cdot P_{обр}$ = 291 кгс; $G_р$ = 239 кг/с; $P_р$ = 4240 кгс.

Расчет усилий на элементы реверсивного устройства

Для проведения расчета выбираются, как правило, режимы прямой и обратной тяги. В табл. 4.1.6 приведены режимы работы иллюстрируемого двигателя, на которых необходимо произвести определение усилий от газодинамических нагрузок и результаты расчета усилий.

Таблица 4.1.5

Параметры	Размерность	Значение параметра		
$\overline{n}_{нд}$	-	0,786	0,872	1,0
$p_{см}$	бар	1,47	1,67	1,98
$T_{см}$	К	454	492	545
$G_{см}$	кг/с	228	262	298
$\lambda_{щ}$	-	0,72	0,81	0,97
$\sigma_{щ}$	-	0,96	0,958	0,95
$G_{щ}$	кг/с	8,4	9,7	11,2
$P_{щ}$	кгс	243	335	473
$G_{р}$	кг/с	220	252	287
$\sigma_{р}$	-	0,968	0,958	0,95
$\sigma_{пов}$	-	0,928	0,91	0,89
$\sigma_{рев}$	-	0,898	0,873	0,847
$\lambda_{р}$	-	0,64	0,75	0,88
$F_{р}$	$м^2$	1,06	1,04	1,025
$F_{ств}$	$м^2$	1,34	1,32	1,3
$P_{р}$	кгс	3450	4860	6790
$P_{обр}$	кгс	3207	4525	6317
$\overline{P}_{обр}$	-	0,467	0,478	0,486

Таблица 4.1.6

Вид проверки, параметр	Режим прямой тяги работы ГТД		Режим обратной тяги работы ГТД		
	Взлетный		Максимальная обратная тяга		Прерванный взлет
	H=0; $V_п$=0; $t_н$ =+15 °C	H=0; $V_п$ =615км/ч; $t_н$ =-60 °C	H=0; $V_п$ =0	H=0; $V_п$= =250км/ч; $t_н$ =-60 °C	H=0; $V_п$ = =280 км/ч; $t_н$ =-60 °C
Вид проверки	Отработка РУ на ресурс	Максимальные усилия на элементы РУ ($р^*_{см\ макс}$)	Отработка РУ на ресурс	Максимальные усилия на элементы РУ ($р^*_{см\ макс}$)	
$p_{см}^*$, бар	1,983	2,44	1,58	1,78	2,11
$T_{см}^*$, К	545	424	474	373	410
$\bar{n}_{ндо}$	1,0	0,878	0,836	0,768	0,872
$p_{см}^*$, бар	1,66	2,05	-	-	-
$P_{ств}$, кгс	16 600	20 500	$P_{ств\ x}$ = 3180 $P_{ств\ z}$ = 2740	4350 3800	6740 5900
$P_р$, кгс	-	-	$P_{рx}$ =2120 $P_{рz}$ =1240	2650 2260	3610 3480
$P_{яч}$, кгс	-	-	$P_{яч\ x}$ = 12,3	15,8	20,5
1 секция, 1ряд			$P_{яч\ z}$ = 5,3	7,5	11,9

4.1.6. Реверсирование тяги ТВВД сверхвысокой степени двухконтурности

Одна из проблем создания турбовинтовентиляторного двигателя (ТВВД) сверхвысокой степени двухконтурности с поворотными закапотированными винтами (НК-93, CRISP) –обеспечение требуемой величины обратной тяги от момента торможения ($V_i=V_{пос}$) до полной остановки ($V_i=0$). Причем значимость получения требуемой величины $P_{обр}$ предопределяет возможность создания двигателя подобной схемы, т.к. применение традиционной конструкции здесь практически невозможно.

Обобщающие исследования вопросов реверсирования тяги таких ТВВД пока отсутствуют.

Так как реверсирование осуществляется разворотом винтов, то атмосферный воздух поступает на винты со стороны сопла наружного контура, огибая острую кромку, и отбрасывается навстречу набегающему потоку через входное сечение воздухозаборника.

Исследования показали, что в таком течении острая кромка сопла является источником срыва втекающего потока. Зона отрыва при этом может занимать до 30% высоты канала, обусловливая сложную картину течения. Кроме того, при скорости пробега по ВПП около 100 км/ч может возникнуть резкое изменение обратной тяги (нестабильная величина $\overline{P}_{обр}$), что вызывает рыскание самолета. Отмечается также возможная нестабильность реверсирования из-за действия бокового ветра.

Очевидно, что сложная картина течения на входе со стороны среза сопла, возможность возникновения неустойчивой работы двигателя и теоретически непредсказуемое изменение параметров при переходе с режима прямой тяги на обратную в условиях пробега самолета по ВПП обусловливают необходимость проведения специальных экспериментальных исследований натурного двигателя с имитацией внешнего обдува.

Для этой цели была разработана представленная на рис. 4.1.18 схема испытаний ТВВД НК-93 на открытом стенде с внешним обдувом.

В этих исследованиях при определении силового воздействия использован принцип обращения движения: замена движения тела в среде на движение среды относительно закрепленного тела, подобно испытаниям в аэродинамических трубах. Движущийся поток создавался специально приспособленными «толкающими» винтами, приводимыми во

вращение двигателем НК-12. Получено однородное поле скорости обдува вплоть до $V_i \approx 70$ м/с (имитация посадочной скорости). Испытуемый двигатель НК-93 (рис.4.1.18) устанавливался в раму 1 с пилоном подвески ТВВД 2 и элементом крыла 3.

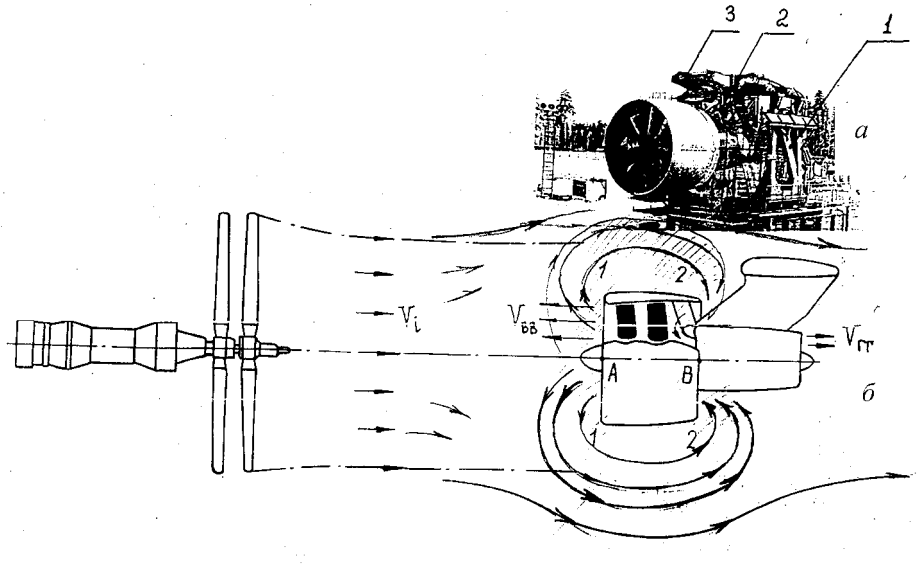


Рис. 4.1.18. Схема взаимодействия реверсивной струи ТВВД с набегающим внешним потоком: а – открытый стенд; 1 – рама; 2 – ТВВД; 3 – элемент крыла; б – схема диполя; 1–1 вход в воздухозаборник; 2–2 срез сопла второго контура

Анализ результатов исследований показал [23], что величина обратной тяги в стендовых условиях при $V_i = 0$ может быть рассчитана по формуле

$$P_{\text{обр}}{}_{V=0} = P_{вв} - P_{гг} = \frac{G_{вв}}{g} \cdot C_{вв} - \frac{G_{г}}{g} \cdot C_{вых},$$

где $P_{вв}$ – величина обратной тяги, создаваемой винтами; $P_{гг}$ – тяга внутреннего контура (газогенератора); $G_{вв}$ и $C_{вв}$ – расход и скорость воздуха в начальном сечении воздухозаборника; $G_г = G_в + G_т$ – расход газа, воздуха и топлива через внутренний контур; $C_{вых}$ – скорость газового потока на выходе газогенератора. При наличии обдува со скоростью V_i текущую величину обратной тяги можно рассчитать по формуле

$$P_{обр_{V=Vi}} = (P_{обр_{V=0}} + P_{вн_{Vi}}) + \frac{G_в}{g} V_i,$$

где $(G/g)\cdot V_i$ – входной импульс набегающего потока воздуха, поступающего во внутренний контур на режиме реверсирования; $P_{вн_{Vi}}$ – сопротивление работающего ТВВД как результат рассеивания энергии реверсивной струи в окружающую среду. Величина $P_{вн_{Vi}}$ рассчитывается как сопротивление овального тела, размеры которого определяются в результате наложения прямолинейного поступательного потока, движущегося со скоростью V_i на источник и сток, интенсивность которых определяется винтовентилятором ТВВД. В этом случае момент диполя равен:

$$M = C_{вв} \cdot L \cdot F_{вх},$$

где L - расстояние между сечениями входа 1 и выхода 2 винтовентилятора; $F_{вх}$ - площадь сечения на входе в винтовентилятор.

Максимальный диаметр овала (близкого к шару) равен

$$d_{V_i} = 2\sqrt{\frac{C_{вв} + V_i}{V_i}} \cdot \frac{L}{2\pi} \cdot F_{вх}.$$

Величина сопротивления реверсивной струи ТВВД равна

$$P_{вн\ Vi} = C_x\ \rho_i\ \frac{V_i^{\,2}}{2}\theta_i^{\,2/3},$$

где C_x – коэффициент лобового сопротивления; ρ_i – плотность потока; θ_i – объем граничного тела. Коэффициент лобового сопротивления по аналогии с дирижаблем можно принять равным 0,022.

Измерениями температурных полей на входе и выходе из винтовентилятора (ВВ) подтверждено наличие источника и стока (подогрев воздуха с течением времени составил 10^0), а результаты измерения $P_{обр}$ показали хорошую сходимость с расчетом. Установлена зависимость $P_{обр}$ от наличия механизации хвостовой части наружной обечайки ВВ. Так установка имитатора регулируемого сопла наружного контура с отклонением створок наружу позволила получить прирост $P_{обр}$ на 80%. При этом отмечено снижение напряжений на лопастях ВВ в 2 раза.

4.1.7. Расчет границ реверсивной струи

При включении РУ на самолете во время послепосадочного пробега струи газа, направленные вниз к поверхности ВПП, растекаются вдоль нее, взаимодействуя между собой и с набегающим потоком. В процессе такого взаимодействия в результате местного повышения давления в пристенной области горячие газы реверсивной струи отрываются от поверхности ВПП. При этом образуется поднимающийся горячий вал, который при определенных условиях может попасть в воздухозаборники и вызвать неустойчивую работу двигателя. Так, испытаниями самолета Ту-154 с двигателями НК-8-2У установлено, что попадание горячих реверсивных струй на вход в двигатель происходит при скорости пробега 100…120 км/ч.

В связи с этим необходимо иметь представление о границах распространения реверсивной струи относительно силовой установки самолета. На основании экспериментальных исследований ЦАГИ (ведущим инженером АНТК им. А.Н.Туполева В.Ф.Тарасюком) разработана и апробирована методика расчета реверсивной струи, основные соотношения которой представлены ниже.

Размеры пристенной к ВПП области течения существенно зависят от отношения скоростей $\lambda_н / \lambda_c$ ($\lambda_н$ – коэффициент скорости пробега самолета – набегающего потока, λ_c – коэффициент скорости истечения из решетки РУ) и рассчитываются по формулам:

– в вертикальной плоскости после отрыва пристенной струи от ВПП

$$\overline{Z}_i = \frac{0{,}35}{\lambda_н / \lambda_c} \cdot \frac{\gamma}{\pi/2} \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{\pi/2}\right)^{2,5}; \quad \overline{X}_i = \left(\frac{0{,}75}{\lambda_н / \lambda_c} + \frac{0{,}35}{\lambda_н / \lambda_c} \cdot \frac{\gamma}{\pi/2} \cdot \cos\gamma\right) \cdot \left(\frac{\varphi}{\pi/2}\right)^{2,5};$$

– в горизонтальной плоскости от ВПП

$$\overline{X}_y = \frac{0{,}75}{\lambda_н / \lambda_c} \cdot \left[\frac{\beta}{\mathrm{tg}\beta} + \left(\frac{\varphi}{\pi/2}\right)^{2,5} - 1\right]; \quad \overline{Y}_y = \frac{0{,}75}{\lambda_н / \lambda_c} \cdot \beta.$$

Здесь $\overline{X}_i = \frac{X}{d_c}; \quad \overline{Y} = \frac{Y}{d_c}; \quad \overline{Z} = \frac{Z}{d_c};$

d_c- эквивалентный по площади диаметр среза выходного сечения окна (решетки) РУ, φ - средний угол наклона реверсивной струи в вертикальной плоскости (считается одинаковым для всей струи); γ и β - угловые

параметры. Для угла γ диапазон изменения составляет $0...0{,}8\pi$, для $\beta - 0...+\pi$.

Для самолета Ту-154 результаты расчета по данным формулам приведены на рис. 4.1.19.

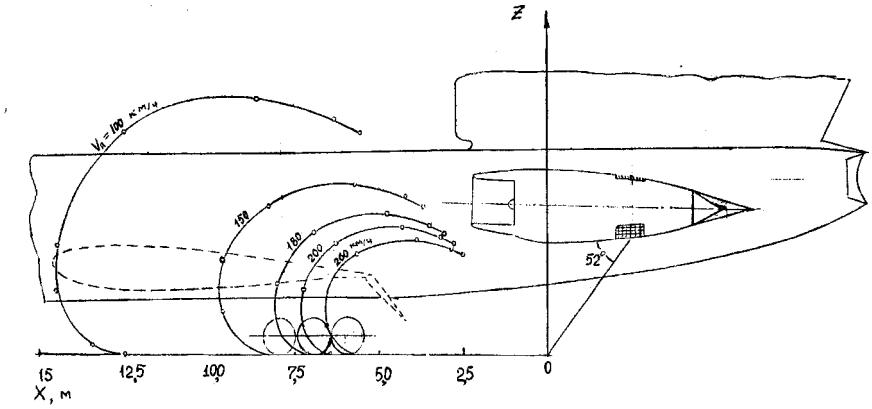


Рис. 4.1.19. Результаты расчета взаимодействия реверсивной струи двигателя НК-8-2У самолета Ту-154 с ВПП в зависимости от скорости пробега

4.2. РЕАКТИВНЫЕ СОПЛА ГТД

4.2.1. Основные требования к реактивным соплам

Выходное устройство (ВУ) современного ГТД является сложным и ответственным узлом двигателя, оказывающим существенное влияние на его экономичность. В общем виде ВУ включает в себя переходные (удлинительные) трубы для подвода газа к реактивному соплу, узлы реверсирования или отклонения вектора тяги, шумоглушения, а также элементы конструкции, служащие для плавного сопряжения с наружными обводами мотогондолы, и систему подачи воздуха для охлаждения деталей конструкции и подпитки с целью снижения внутренних потерь.

Реактивное сопло (основной элемент ВУ) предназначено для преобразования тепловой и потенциальной энергии газа в кинетическую энергию вытекающей струи с минимальными потерями.

Регулированием критического и выходного сечений сопла подвижными венцами створок достигаются оптимальные значения параметров турбокомпрессора и форсажной камеры и снижаются потери тяги от недорасширения или перерасширения на основных и нерасчетных режимах.

Реактивное сопло является силовым элементом конструкции двигателя, воспринимающим радиальные и осевые усилия от газовых и массовых сил, возникающих при эксплуатации самолета.

Основным требованием, предъявляемым к выходным устройствам современных ВРД, является обеспечение высоких тяговых характеристик (включая внутреннее и внешнее сопротивление) силовой установки на основных (крейсерских) режимах работы, приемлемых характеристик в условиях разгона, набора высоты, при планировании и посадке.

Кроме того, для каждого конкретного двигателя выдвигаются специфические требования к схеме сопла, конструкции, системе регулирования, используемым материалам, технологии производства и т.д., наиболее общими из которых являются: правильное сочетание форм силовой установки и планера с целью обеспечения высоких аэродинамических характеристик; обеспечение приемлемого веса и стоимости конструкции в сочетании с использованием прогрессивных видов заготовок; высокого коэффициента использования материала и т. д.; максимально возможное снижение уровня шума; обеспечение высокой надежности и удобства эксплуатации.

4.2.2. Классификация реактивных сопел

Современные самолеты можно разделить на несколько классов: самолеты с дозвуковой крейсерской скоростью полета (Боинг-727, -747, А-300 и т. д.); самолеты, которые могут совершать разгон и полет на сверхзвуковой скорости, но имеют также большое время с дозвуковой скоростью полета (В-1, F-111, F-15 и т. д.); самолеты со сверхзвуковой крейсерской скоростью полета («Конкорд» и т. д.).

Признаками различия ВУ для перечисленного класса самолетов служат:

1. **Выходная скорость** w. Если коэффициент скорости в сечении на срезе сопла $\lambda_2 = w_2/a_{кр} \leq 1$, то сопло - дозвуковое (сужающееся), оно находит применение в качестве ВУ на самолетах с дозвуковой крейсерской скоростью полета и на самолетах, совершающих разгон до небольших сверхзвуковых скоростей. Если $\lambda_2 > 1$, то сопло - сверхзвуковое (с сужением и последующим расширением) и находит применение на самолетах со сверхзвуковыми скоростями полета на крейсерском режиме.

2. **Форма сопла** (осесимметричное, плоское, несимметричное, сопло с центральным телом).

3. **Вид исполнения конструкции** (регулируемое и нерегулируемое сопла, с разрывом или без разрыва контура в сверхзвуковой части, сопло с реверсивным устройством, поворотные сопла и т. д.).

В настоящее время находятся в эксплуатации и разрабатываются вновь большое разнообразие ВУ.

Освоение современной авиацией скоростей полета $M_п$=2,2…3,0 ставит перед конструктором двигателей трудную задачу разработки высокоэффективных, легких и надежных в эксплуатации ВУ.

Известны три основных вида сопла, которые могут быть использованы для этой цели: сужающе-расширяющееся сопло (сопло Лаваля), сопло с центральным телом и эжекторное сопло. Для получения сверхзвуковой скорости можно использовать, например, сопло Лаваля. Такое сопло на расчетном режиме имеет минимальные потери тяги, но при низких перепадах давлений оно имеет неприемлемо плохие тяговые характеристики, что оказывает большое влияние на экономичность силовой установки. Так, по сообщениям иностранной печати, для сверхзвукового транспортного самолета с крейсерской скоростью $M_п$=2,2 при дальности полета 5500 км 10% потерь выходного импульса на нерасчетных режимах соответствует 2% потерь выходного импульса на крейсерском режиме, что соответствует 16% снижения платной нагрузки.

Одностороннее же стремление свести до минимума внутренние потери тяги может привести к увеличению внешних потерь. Для устранения этого недостатка необходимо введение регулирования сверхзвуковой части сопла Лаваля, что приводит к значительному усложнению конструкции и увеличению его веса. К такому виду сопла относится ВУ двигателя F-101 самолета В-1.

Другой тип - сопло с центральным телом. Основными элементами его являются центральное тело и обечайка. Изменение площади критического сечения осуществляется за счет перемещения центрального тела или регулирования створок на обечайке или на самом центральном теле. Однако, несмотря на благоприятное протекание внутренних характеристик, это сопло имеет повышенные потери при внешнем обтекании. Кроме того, не решены вопросы надежного охлаждения деталей такого сопла, поэтому оно не получило широкого распространения в качестве ВУ ТРДФ и ТРДДФ.

Эжекторное сопло получило наибольшее распространение для самолетов со скоростями $M_п$< 2. Эжектируемый воздух, в качестве которого используется либо наружный воздух слива пограничного слоя, либо

избыточное количество воздуха от основного воздухозаборника двигателя, служит для охлаждения деталей сопла и одновременно улучшает характеристики его (к такому виду сопла относится, например, ВУ двигателя «Олимп» самолета «Конкорд»). Благодаря регулированию среза и оптимальному коэффициенту эжектирования удается получить неплохие характеристики сопла в широком диапазоне режимов работы двигателя в различных условиях полета.

4.2.3. Основные параметры и оценка совершенства сопел

4.2.3.1. Располагаемая степень расширения

Основным параметром, характеризующим запас потенциальной энергии, преобразуемой в кинетическую энергию струи, является располагаемая степень расширения газа

$\pi_c = p_1^*/p_H$,

равная отношению полного давления на входе в сопло p_1^* к давлению окружающей среды p_H.

При работе двигателя в земных условиях располагаемый перепад ненамного превышает критический ($\pi_c = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{-\frac{k}{k-1}} = 1{,}86$ при k = = 1,33). До $\pi_c < 5$, т. е. при $M_п \le 1{,}2 \ldots 1{,}4$, применяются сужающиеся сопла, при более высоких значениях π_c применяются сужающе-расширяющиеся сопла.

Величина, обратная π_c ($\varepsilon = 1/\pi_c = p_H / p_1^*$), называется отношением давлений и также используется для анализа работы ВУ.

4.2.3.2. Коэффициент расхода

При проектировании и анализе работы ВУ большое значение имеет оценка его пропускной способности. Действительный расход газа через сопло G отличается от теоретического. Такое отличие удобно учитывать коэффициентом расхода

$\mu = G / G_т$.

Теоретический расход газа определяется при изоэнтропическом одномерном процессе истечения через сопло тех же геометрических размеров при одинаковом располагаемом перепаде давления по формуле

$$G_т = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \sqrt{\frac{kg}{R}} \frac{p_1^* F_{кр} \cdot q(\lambda_{кр})}{\sqrt{T_1^*}},$$

где p_1^* и T_1^* – полные давление и температура; $F_{кр}$ – площадь критического сечения; $q(\lambda_{кр})$ – приведенная плотность тока, определяемая с помощью газодинамических функций по величине отношения $\varepsilon(\lambda) = p_н / p_1^* = 1/\pi_c$; k – показатель изоэнтропы.

Величина μ зависит от степени сужения (поджатия) канала $n = F_1/F_{кр}$ (F_1 и $F_{кр}$ — площади на входе и в минимальном сечении сопла соответственно), от режима работы сопла, определяемого величиной π_c, и либо от угла наклона образующей (в случае конического сужающегося сопла), либо от радиуса скругления критического сечения в случае профилированного сужающегося или сужающе-расширяющегося сопла.

Действительный расход газа отличается от теоретического вследствие падения скорости в пограничном слое и неравномерности потока в выходном сечении.

Различают два режима истечения: докритический, который соответствует области, где μ зависит от π_c, и закритический, где наступает стабилизация звуковой линии, а коэффициент расхода достигает максимальной величины μ^{**} и не меняется при изменении π_c.

Особенностью реального течения является существование второго критического отношения давлений $\varepsilon_{**} = 1/\pi_{c_{**}}$, при котором $\mu = \mu^{**}$ [9, 10].

Сужающееся сопло. Такое сопло характеризуется тем, что сечение среза F_2 является критическим сечением при сверхкритических перепадах давлений. Для хорошо спрофилированных сужающихся сопел и малых поджатий величина μ^{**} близка к 1 и равна 0,99…0,995. Величина μ определяется в основном размерами пограничного слоя и связана с толщиной вытеснения δ^* соотношением

$$\mu = 1 - \frac{4\delta^*}{D_2}.$$

Величина ε_{**} близка к $\varepsilon_* = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ и изменяется для продуктов сгорания в диапазоне 0,47…0,5 .

Для конических сужающихся сопел, получивших наибольшее распространение, влияние пограничного слоя на μ значительно меньше по сравнению с влиянием неравномерности, вызванной деформацией звуковой линии. На основании обобщения многочисленных экспериментальных данных величину μ конических сужающихся сопел можно определить по формуле

$$\mu = \mu^{**}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \xi^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{k+1}{k-1}\left(1-\xi^{\frac{k-1}{k}}\right)}\,\frac{1}{q(\lambda_{кр})}, \qquad (4.2.1)$$

где $\xi = \dfrac{\varepsilon - \varepsilon_{**} + (1-\varepsilon)\cdot\varepsilon_{*}}{1-\varepsilon_{**}}$; $\varepsilon = 1/\pi_c$ – текущее значение отношения давлений; ε_{**} – величина второго критического отношения давлений; $q(\lambda_{кр}) = \left(\dfrac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}\left(1-\dfrac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}\lambda$ – газодинамическая функция (равна 1 при $\varepsilon \le \varepsilon_{*}$).

На рис. 4.2.1, *а* приведены результаты расчета по формуле (4.2.1) в сравнении с опытными данными испытаний ряда конических сопел. Обработка опытных данных показывает, что физические свойства газа оказывают существенное влияние на μ и это влияние можно учесть в формуле (4.2.1) через величины μ^{**}, ε_{**} и k. Установлено, что между μ^{**} и ε_{**} для постоянных значений k существует универсальная зависимость (см. рис. 4.2.1,б), которая удовлетворительно аппроксимируется формулой

$$\mu^{**} = \mu_{90}^{**} + \left(\mu_{0}^{**} - \mu_{90}^{**}\right)\cdot\left(\frac{\varepsilon_{*} - \varepsilon_{**90}}{0{,}5 - \varepsilon_{**90}}\right)^{\frac{1}{k}},$$

где μ_{90}^{**} и μ_{0}^{**} – максимальные значения коэффициентов расхода конического сопла с углом наклона образующей $\alpha = 90°$ и профилированного сопла соответственно; ε_{**90} – второе критическое отношение давлений для сопла, у которого $\alpha = 90°$.

Зависимость μ^{**} от угла α конических сужающихся сопел, геометрические размеры которых характерны для ВУ ГТД, иллюстрирует рис. 4.2.1, *в*.

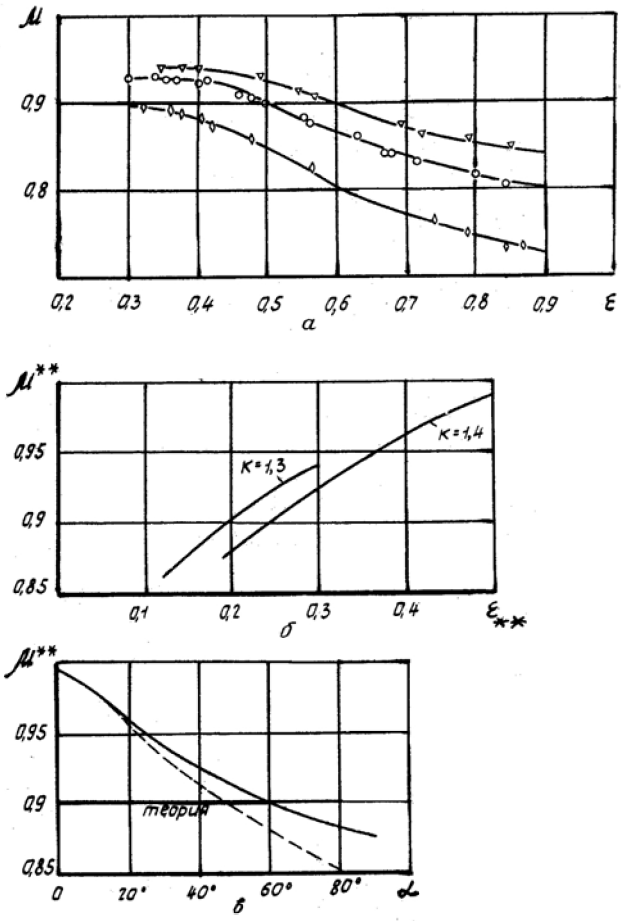


Рис. 4.2.1. Коэффициент расхода сужающегося конического сопла: *а* - сравнение результатов расчета по формуле 4.2.1 с опытными данными; *б* - зависимость максимальной величины коэффициента расхода μ^{**} от второго критического отношения давления ε_{**}; *в* - зависимость μ^{**} от угла наклона образующей

Величина ε_{**} и угол α на основании работ [9, 10] связаны соотношением

$$\alpha = \frac{2}{c}\left(\sqrt{\frac{k+1}{k-1}}\left(\operatorname{arctg}\sqrt{\frac{\frac{2}{k+1}-\varepsilon_{**}^{\frac{k-1}{k}}}{\varepsilon_{**}^{\frac{k-1}{k}}}}\right)-\operatorname{arctg}\sqrt{\frac{\frac{k+1}{k-1}\left(1-\varepsilon_{**}^{\frac{k-1}{k}}\right)}{\varepsilon_{**}^{\frac{k-1}{k}}}}\right),$$

где c – экспериментальная константа. Для $20° \le \alpha \le 40°$ и поджатий $1{,}45 \le n \le 4$ $c = 0{,}433 + 0{,}66\,n$.

Сопло Лаваля. Такое сопло характеризуется тем, что сечение среза $F_2 > F_{кр}$. Опытные данные и результаты численного исследования течений показывают, что расход газа через сопло Лаваля с радиусом скругления минимального сечения определяется в основном формой подводящей (дозвуковой) части и слабо зависит от угла конусности α. Существенное влияние на $\mu_Л$ оказывает отношение радиуса скругления в горле сопла r к радиусу критического сечения $r_{кр}$ ($\bar{r} = r / r_{кр}$) и толщина вытеснения пограничного слоя на входе в сопло, как показано на рис. 4.2.2, *а*. Как и у сужающегося сопла, здесь существуют докритический $\varepsilon > \varepsilon_{**}$ и закритический $\varepsilon < \varepsilon_{**}$ режимы истечения. В случае закритического режима максимальная величина коэффициента расхода сопла Лаваля $\mu_Л^{**}$ совпадает с величиной μ^{**} сужающегося сопла, геометрические размеры которого одинаковы с размерами его дозвуковой части.

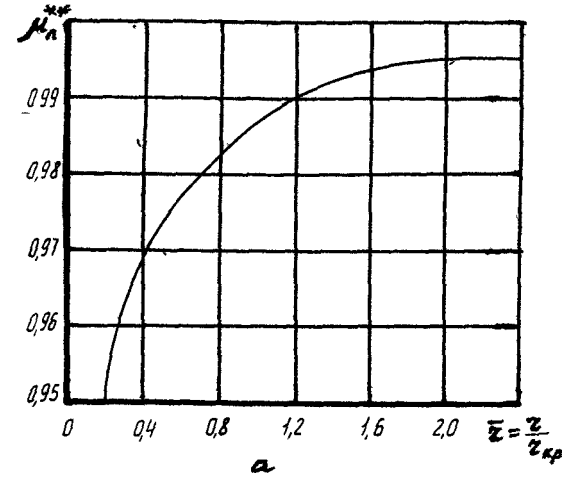
Величина $\mu_Л$ конического сопла Лаваля ($\bar{r} = 0$) определяется по формуле (4.2.1), в которой переменная ξ определяется из соотношения

$$\xi = \left[\left(\varepsilon - \varepsilon_{**}\right) + \varepsilon_{*}\right], \qquad (4.2.2)$$

где ε_{**}– второе критическое отношение давлений, при котором наступает стабилизация течения в критическом сечении.

В формуле (4.2.2), как и в случае сужающегося сопла, газодинамическая функция $q(\lambda_{кр})$ равна 1 при $\varepsilon \le \varepsilon_*$, но в отличие от него у сопла Лаваля $\varepsilon_{**} > \varepsilon_* = \left(\frac{1}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$.

На рис. 4.2.2,*б* приведены зависимости коэффициентов μ сопел Лаваля и сужающихся конических сопел, подсчитанные по формулам (4.2.1) и (4.2.2).



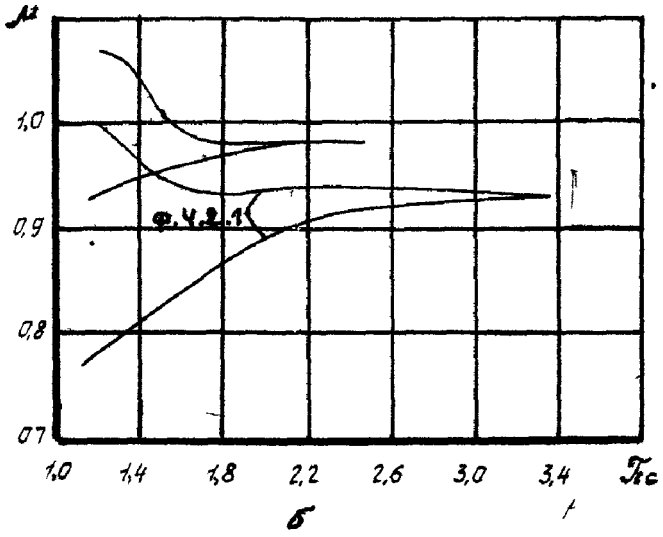


Рис. 4.2.2. Коэффициент расхода сопла Лаваля: *а* – зависимость $\mu_л^{**}$ от радиуса скругления критического сечения; *б* – результаты расчета величины μ по формулам 4.2.1 и 4.2.2

4.2.3.3. Коэффициент тяги

Совершенство процесса расширения определяется величиной коэффициента тяги сопла

$$\overline{R} = \frac{R}{R_{ид}}; \left(R_{ид} = k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} F_{кр} \cdot \mu \cdot p_1^* \cdot q(\lambda_{кр}) \cdot \sqrt{\frac{k+1}{k-1}\left(1-\left(\frac{1}{\pi_c}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)} \right), \quad (4.2.3)$$

определяемого как отношение действительной тяги к идеальной тяге сопла при расширении в нем действительной массы газа без потерь до давления окружающей среды p_H. Относительные потери тяги сопла при этом равны $\Delta\overline{R} = 1 - \overline{R}$. Действительная тяга отличается от идеальной наличием вязкостного трения, возможностью скачков уплотнения внутри сопла, неравномерностью и непараллельностью скорости в выходном сечении, а также потерями от нерасчетности истечения (перерасширения или недорасширения потока).

Типичные характеристики различных схем сопел (зависимости $\overline{R} = f(\pi_c)$) приведены на рис. 4.2.3. Для сужающегося сопла (кривая 1) коэффициент тяги слабо зависит от угла наклона образующей к оси α в пределах изменения от 0 до 40° и степени поджатия n.

Максимальная величина $\overline{R}$ имеет место при низких π_c. По мере роста π_c (начиная с $\pi_c \geq 2{,}5$) величина $\overline{R}$ падает из-за потерь на недорасширение потока.

Для сужающе-расширяющегося сопла Лаваля (кривая 2) величина $\overline{R}$ имеет максимум на расчетном режиме. При низких значениях π_c коэффициент тяги сопла Лаваля значительно ниже, чем у сужающегося сопла из-за перерасширения потока в нем. Зависимость $\overline{R} = f(\pi_c)$ при этом имеет немонотонный характер вследствие изменения силы, действующей на сверхзвуковую часть при отрывах потока от стенок (изменение $\overline{R}$ по π_c для безотрывного течения на рис. 4.2.3 показано пунктиром). Возрастание $\overline{R}$ при наличии отрыва потока от стенок объясняется тем, что в зону отрыва со стороны среза сопла проникает атмосферное давление и потери от перерасширения по сравнению со случаем безотрывного течения уменьшаются. За пологим максимумом на режимах, близких к расчетному, величина $\overline{R}$ снова уменьшается из-за недорасширения.

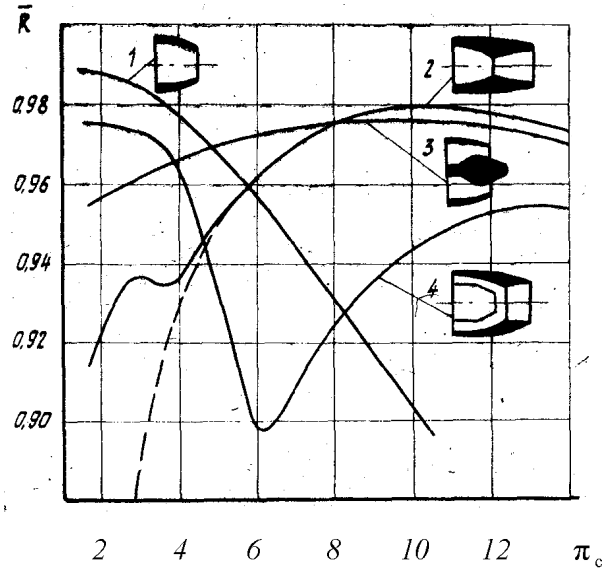


Рис. 4.2.3. Коэффициент тяги различных видов ВУ

Сопло с центральным телом (кривая 3) как бы объединяет лучшие характеристики сужающегося сопла при низких π_c (из-за невозможности глубокого перерасширения потока, имеющего свободную верхнюю границу струи), и сопла Лаваля вблизи расчетных значений π_c.

Здесь же (кривая 4*)* приведены характеристики эжекторного сопла, имеющего разрыв контура в районе критического сечения. При оптимальных геометрических размерах эжекторного сопла и при низких π_c на отрывных режимах истечения, когда струя не касается стенок сверхзвуковой части, давление в струе близко к $p_н$ и характеристики его приближаются к характеристикам сужающегося сопла. Однако на режимах запуска, когда струя начинает прилипать к стенкам сверхзвуковой части при глубоком перерасширении потока, характеристики сопла резко ухудшаются. При π_c, близких к расчетному режиму истечения, величина $\overline{R}$ также имеет пологий максимум. Однако при одинаковой величине относительной площади среза величина $\overline{R}$ меньше, чем у сопла Лаваля из-за больших потерь ввиду наличия свободного участка струи в районе критического сечения и последующего присоединения свободной струи со скачком.

Отдать предпочтение той или иной схеме сопла, принимая во внимание только внутренние характеристики его, не является правильным решением задачи выбора оптимальной конструкции ВУ. В связи с этим необходим анализ работы ВУ в составе силовой установки самолета в полетных условиях.

4.2.3.4. Коэффициент эффективной тяги

Сила тяги ВУ силовой установки на самолете, где наряду с внутренними характеристиками сопла учитывается обтекание наружных поверхностей кормовой части, взаимодействие внешнего потока со струей истекающего газа, донное сопротивление уступов и т.д., оценивается коэффициентом эффективной тяги сопла и соответственно потерями эффективной тяги

$$\overline{R}_{эф} = \frac{R_{эф}}{R_{ид}} = \frac{R - X}{R_{ид}}, \qquad \Delta\overline{R}_{эф} = 1 - \overline{R}_{эф},$$

где $\Delta\overline{R}_{эф}$ – эффективная тяга сопла (с учетом внешнего сопротивления X); $R_{ид}$ – идеальная тяга из соотношения (4.2.3).

Сопротивление кормовой части X состоит из сопротивления трения и сопротивления давления. Внешнее сопротивление зависит от отношения площади среза выходного сечения сопла F_2 к площади миделя $F_{мид}$ и от формы обводов. Чем плавнее выполнены обводы внешней поверхности ВУ, тем меньше сопротивление давления. Величина внешнего сопротивления рассчитывается либо по известному коэффициенту внешнего сопротивления c_X

$$\left(X = c_x \frac{\rho V_п^2}{2} \cdot F_{мид} = c_x \frac{k}{2} M_п^2 \cdot p_н \cdot F_{мид} \right),$$

либо по фактическому распределению давлений. При дозвуковой и околозвуковой скоростях полета расчетное определение давлений по внешней поверхности ВУ оказывается весьма сложным и малодостоверным, поэтому пользуются обобщениями опытных данных по величинам c_X. Качественная картина протекания величины $\Delta R_{эф}$ в зависимости от числа $M_п$ для сопла Лаваля (кривая 1) и эжекторного сопла (кривая 2) по результатам продувок моделей хвостовых частей одиночных мотогондол приведена на рис. 4.2.4. Наибольшие потери эффективной тяги ВУ всех типов имеют в области трансзвуковых скоростей полета, так как в этом

случае возможно возникновение сверхзвуковых зон, что сопровождается увеличением сопротивления. Здесь же приведено изменение статического давления вдоль наружной поверхности сопла Лаваля (1) оптимальной геометрии и эжекторного сопла (2) при обтекании их потоком со скоростью $M_{п} \approx 0{,}8$. Видно, что в случае сопла Лаваля (1) имеет место меньший уровень разрежения и большее восстановление давления к срезу. Это результат взаимодействия недорасширенной струи с внешним потоком. У эжекторного сопла, работающего на отрывном режиме (см. схему течения на рис. 4.2.4), этот эффект менее выражен, в результате чего эффективные потери тяги выше.

Следует отметить, что на эпюру давлений вдоль кормовой части оказывает влияние струя газа, истекающая из сопла. В связи с этим при определении c_x большое внимание уделяют имитации внутренней реактивной струи газа.

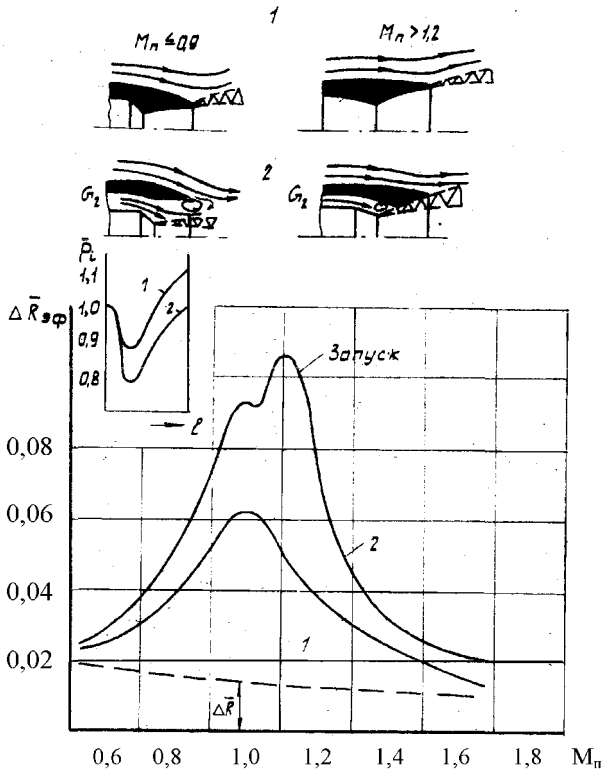


Рис. 4.2.4. Сравнительная оценка эффективных потерь тяги эжекторного сопла и сопла Лаваля от числа $M_{п}$

4.2.3.5. Другие виды оценки совершенства сопла

В инженерных расчетах зачастую учет потерь производят и по относительному снижению скорости истечения на выходе из сопла, вводя понятие коэффициента скорости

$$\varphi_c = w_2 / w_{2ии},$$

равного отношению действительной осевой скорости к скорости в идеальном процессе расширения до геометрической площади на выходе из сопла. На расчетном режиме $\overline{R} = \varphi_c$, а на других режимах справедливо неравенство $\varphi_c > \overline{R}$.

Для оценки внутренних потерь тяги и для определения характера течения (отрывное или автомодельное), как будет показано ниже, можно использовать коэффициент импульса (относительный импульс), рассчитываемый по формуле

$$\bar{I} = I / I_p, \qquad (4.2.4)$$

где $I = R + p_H F_a$ – действительный импульс сопла; I_p – расчетный идеальный импульс, определяемый по действительному расходу и расширению без потерь до геометрической площади выхода.

Тяга двигателя $P_{дв}$, определяемая как разность импульсов в выходном и входном сечениях, всегда меньше или равна тяге сопла в стендовых земных условиях и на старте. Отношение $K_c = R / P_{дв}$ называют коэффициентом усиления потерь, величина которого зависит от скорости полета самолета и режима работы двигателя. Величина K_c характеризует степень влияния совершенства ВУ на тягу и экономичность двигателя и для современных двигателей изменяется от 1 до 3,5.

4.2.4. Рабочие режимы

Траекторию движения самолета (профиль полета) можно разбить на несколько характерных участков (рассматривается профиль полета на максимальную дальность). Основными из них являются: взлет и набор высоты; разгон до крейсерской скорости и участок (составляющий максимальное время) полета с этой скоростью; планирование и посадка. В соответствии с такими представлениями назначаются основные режимы работы двигателя и определяются потребная тяга СУ, экономичность двигателя и длительность наработки на каждом из них. Таким образом, к основным режимам работы двигателя, а значит и ВУ, относятся следующие.

1. **Взлетный режим** соответствует максимальной тяге, т. е. максимальной частоте вращения ротора двигателя, а для двигателя с форсажем – максимальному форсированию. У современных двигателей величина π_c на этом режиме составляет 1,9…2,4. В условиях стендовой отработки ТРДФ и ТРДДФ контролируются параметры и экономичность двигателя на максимальном бесфорсажном режиме для прогнозирования характеристик в высотных условиях.

2. **Режимы разгона** до крейсерской скорости соответствуют условиям получения максимальной тяги на высоте. Для двигателей сверхзвуковых самолетов дополнительно контролируются параметры в условиях перехода через скорость звука. Режим работы – максимальный с форсажем, π_c изменяется от 3,5 до 5. В случае двигателя без форсажа для самолетов с $M_п$ = 0,75…0,85 контролируются параметры на режиме максимальной тяги (π_c = 2,6…3,2).

3. **Крейсерские условия полета**. Для двигателя самолета с дозвуковыми скоростями полета в этих условиях режим работы ниже максимального и обычно соответствует минимальному удельному расходу топлива. У двигателя самолета с $M_п$ от 1,7 до 3 π_c изменяется от 7 до 20, и для получения высокой эффективности ВУ требуется максимальная площадь среза сопла, которая ограничивается габаритами мотогондолы.

4. **Планирование и посадка** соответствуют пониженной частоте вращения ротора двигателя, малым тягам и низким π_c. Но и в этих условиях требуется достижение приемлемого уровня потерь тяги ВУ.

Из анализа перечисленных основных условий полета видно, что ВУ двигателя должно обеспечивать высокую экономичность и работоспособность в широком диапазоне изменения π_c , температур газа и, следовательно, изменяемых геометрических размеров критического и выходного сечений.

4.2.5. Техническое задание на проектирование

В соответствии с действующей системой ЕСКД «техническое задание устанавливает основное назначение, технические и тактико-технические характеристики, показатели качества и технико-экономические требования, предъявляемые к разрабатываемому изделию, вы-

полнению необходимых стадий разработки конструкторской документации и ее состав, а также специальные требования к изделию»*.

В ТЗ на ВУ включаются следующие основные положения.

1. Основные исходные данные, соответствующие требованиям «Авиационные правила - 33», действующие нормы прочности, газодинамические параметры, полученные на основании термодинамического расчета двигателя и определяющие работу ВУ на основных режимах и т.д.

2. Технические требования, определяющие состав ВУ, геометрические размеры и характеристики, конструктивные требования, требования к системе регулирования и управления, охлаждения и технологии, требования к испытаниям узлов ВУ на стендах в самолете, к ресурсу, к ремонтопригодности и т. д.

3. Показатели качества и надежности узлов ВУ, включающие, в свою очередь, параметрические, функциональные, прочностные, конструкционные, технологические и другие показатели исполнения.

В качестве иллюстрации и примера этого раздела служат данные, приведенные в табл. 4.2.1.

Таблица 4.2.1

№ п/п	Наименование показателя качества	Размерность	Количественное выражение	Подтверждение показателя
1	Параметрические			
1.1	Газодинамические показатели Коэффициент тяги на основных режимах работы двигателя H=0, M=0, взлет	–	$\overline{R}$ = 0,97…0,98	Стендовые испытания в составе двигателя
	Крейсерские условия полета	–	$\overline{R}$ = 0,975…0,98	Испытания с имитацией условий полета
1.2	Соответствие параметров на входе в сопло на основных режимах, заданных в ТЗ на двигатель:			
	отклонение p_1^*;	%	2	То же
	отклонение T_1^*;	%	3	То же
	отклонение $F_{кр}$	%	3	То же

* ГОСТ 2.103 – 68

Продолжение табл. 4.2.1

№ п/п	Наименование показателя качества	Размерность	Количественное выражение	Подтверждение показателя
1.3	Диапазон регулирования критического сечения и среза	$м^2$ $м^2$	По данным термодинамического расчета	При изготовлении
1.4	Гарантийное перекрытие створок	мм	8…10	То же
1.5	Масса ВУ	кг		То же
2	Функциональные			
2.1	Ресурс и максимальная наработка входящих узлов: начальный ресурс; максимальная наработка узлов; общетехнический ресурс	 ч ч ч		Испытания на стенде и на самолете
2.2	Герметичность. Максимально допустимая величина утечек через щели и зазоры створок сопла	%	0,5	Испытания на стенде и при имитации полетных условий
3	Прочностные			
3.1	Запасы прочности: запас по местным напряжениям; запас устойчивости тяг, корпусов; запас по общим напряжениям. Переменные напряжения: переменные напряжения, кратковременно на переходных режимах; критический уровень перегрузок	 – – – $кгс/мм^2$ $кгс/мм^2$ $м/с^2$	 1,6 1,5 2…2,5 ±3 ±5 7g	Специальные испытания с тензометрированием узлов ВУ То же То же То же То же То же
3.2	Не допускается наличие прочностных дефектов, деформаций, заклинивания створок и элементов управления после помпажа двигателя	$м/с^2$	7g	По результатам обработки статистических данных испытаний

Окончание табл. 4.2.1

№ п/п	Наименование показателя качества	Размерность	Количественное выражение	Подтверждение показателя
4	Конструкционные			
4.1	Взаимозаменяемость для любого двигателя СУ	–	Специальные требования конструктора самолета	В проекте
4.2	Размещение ВУ в мотогондоле, исключающее дополнительные потери тяги в полете	–		То же
5	Технологичность			
	Коэффициент использования материала (КИМ) ВУ в целом:	–	0,6	При изготовлении
	листы,	–	0,5…0,8	То же
	отливки,	–	0,6	То же
	штамповки,	–	0,6	То же
	трубы	–	0,8	То же
6	Ремонтопригодность			
6.1	Степень ремонтопригодности:			
	замена любого из узлов ВУ;	%	100	В проекте
	замена отдельных створок дозвуковой и сверхзвуковой части	%	100	То же

4.2.6. Обеспечение процесса расширения в регулируемых соплах ВРД

В практике проектирования регулируемых сверхзвуковых сопел ВРД с форсажем находит широкое применение схема сопла с разрывом сверхзвукового контура в районе критического сечения. Такие сопла, условно называемые эжекторными, вполне удовлетворяют сформулированным в п. 4.2.1 основным требованиям и имеют приемлемые характеристики в широком диапазоне изменения π_c.

В отличие от сопла, выполненного по схеме Лаваля, оно имеет более простую конструкцию, систему управления подвижными элементами и меньший вес. Однако эффективные потери тяги такого сопла на многих режимах выше (рис. 4.2.4), поэтому для СУ, где требуются в первую очередь высокие тяговые характеристики и можно считать приемлемым несколько увеличенный вес ВУ, к разработке принимается всережимное регулируемое сопло Лаваля.

Таким образом, выбор оптимальной схемы сопла – сложная техническая задача, при решении которой необходимо представлять особенности физической картины течения и работы сопла, его совершенство в составе СУ самолета во всех условиях полета, а также весовые характеристики.

4.2.6.1. Организация рабочего процесса в эжекторном сопле

Как было уже указано, регулируемые эжекторные сопла получили наибольшее распространение в качестве ВУ силовых установок самолетов с умеренными сверхзвуковыми скоростями полета. На примере такого сопла, изображенного на рис. 4.2.5, *а*, рассмотрим типичную картину организации рабочего процесса истечения и основные элементы конструкции ВУ.

В дозвуковую регулируемую часть сопла (сечения 1/1 - кр/кр) газ поступает из форсажной камеры. На бесфорсажных режимах работы двигателя площадь критического сечения $F_{кр}$ составляет минимальную величину, относительная скорость λ_1 на входе обычно невелика и равна 0,25…0,35, температура газа ~ 400…500 К. На режимах максимального форсажа $F_{кр}= F_{кр\ макс}$, $\lambda_1= 0,6…0,7$ и температура газа ~ 1850…2050 К. В сужающейся дозвуковой части, образованной венцом створок 1, газ разгоняется до звуковых скоростей.

Дальнейшее расширение и ускорение газового потока происходит в сверхзвуковой части сопла (сечения кр/кр -2/2), образованной венцом регулируемых створок 2, которые одновременно являются продолжением внешних обводов мотогондолы СУ.

Охлаждение венцов створок 1 и 2 осуществляется либо холодным воздухом вентилятора в случае ТРДДФ, либо затурбинным газом в случае ТРДФ, подаваемым в канал, образованный корпусом 6 и антивибрационным экраном 5, в количестве 4…6 % от расхода газа через двигатель. Для охлаждения элементов управления соплом 3 и створок сверхзвуковой части 2 обычно используется наружный воздух. Простейшая схема подачи его предусматривает расположение на корпусе мотогондолы вспомогательных заборников 4. На земле в условиях взлета и до $M_П \approx 0,4$ циркуляция охлаждающего наружного воздуха осуществляется эжектирующим действием газового потока. В полетных условиях при $M_П > 0,4$ – от скоростного напора.

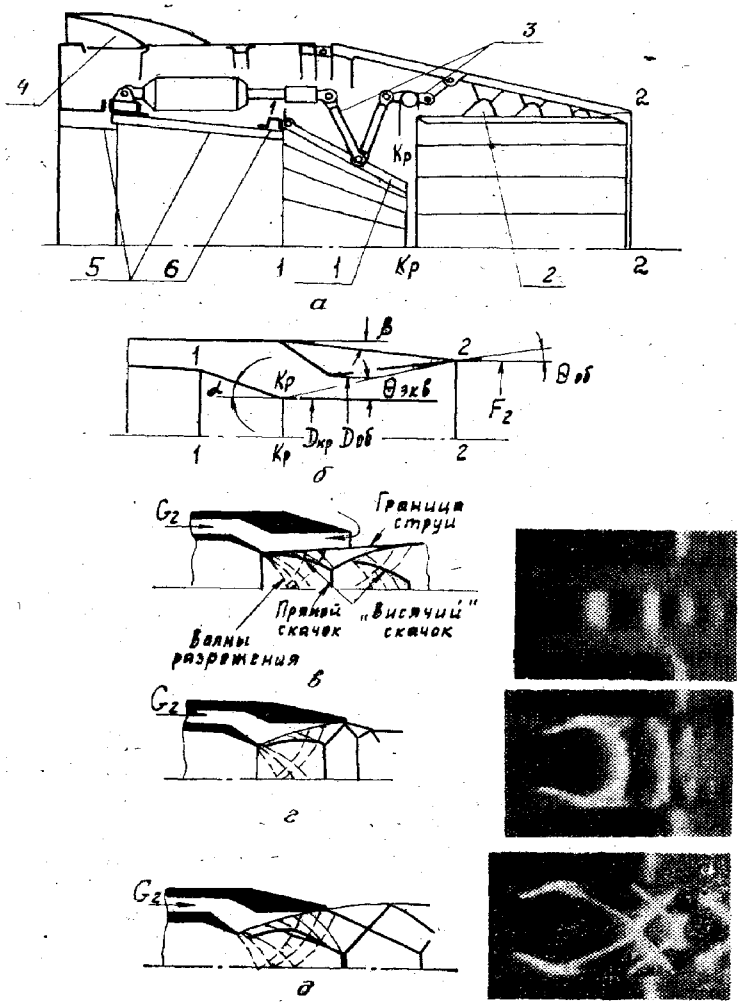


Рис. 4.2.5. Эжекторное сопло: *а* – основные элементы конструкции; *б* – геометрические размеры; *в* – течение на отрывном режиме, $\pi_c < \pi_{зап}$; *г* – течение на режиме запуска, $\pi_c = \pi_{зап}$; *д* – течение на автомодельном режиме, $\pi_c > \pi_{зап}$

Известны также схемы подачи воздуха от основного воздухозаборника двигателя. В этом случае проводится согласование расхода воздуха через двигатель и воздухозаборник путем пропускания избыточного количества его через наружный контур сопла. Воздух охлаждения одновременно служит и для подпитки, улучшая характеристики

эжекторного сопла. Расход воздуха подпитки и охлаждения изменяется в зависимости от скорости полета, режима работы двигателя, особенностей конструкции самого заборника или системы подвода от основного воздухозаборника и составляет обычно 2…8% от расхода воздуха через двигатель.

4.2.6.2. Картина и особенности течения потока в эжекторном сопле

Эжекторное сопло, схема и основные геометрические параметры которого обозначены на рис. 4.2.5, *б*, имеет относительно короткую камеру смешения (в общем случае нецилиндрической формы) и небольшую относительную площадь среза ($\overline{F}_2 = F_2/F_{кр} \le 2{,}5$). Поэтому на первом плане в объяснении особенностей физической картины течения – влияние неравномерности основного (активного) потока и взаимодействие его с вторичным (эжектируемым) потоком, что может вызывать специфические особенности для каждой конкретной конструкции.

Рассмотрим некоторые особенности течения и изменение основных параметров, характеризующих процесс расширения потока в таком сопле. При небольших π_c и при дозвуковых скоростях эжектируемого потока (воздуха подпитки), когда струя активного потока не касается стенок сверхзвуковой части сопла, т. е. не заполняет все сечение на срезе, имеет место неавтомодельный (отрывной) режим истечения. Схема отрывного течения показана на рис. 4.2.5,*в*. Исследования показывают [11], что в этих условиях вторичный поток разгоняется до входа в камеру смешения. Далее уже в самой камере смешения статическое давление несколько возрастает благодаря передаче энергии от активной струи. Рост давления особенно заметен при относительно высоких π_c. Причем радиальная эпюра давлений вторичного потока почти равномерна вплоть до среза. При малых расходах вторичного воздуха осуществляется подсос наружного воздуха со стороны среза. У сопла оптимальной геометрии совместное действие вторичного воздуха подпитки и подсоса воздуха из окружающей среды компенсирует эжектирующее действие активной струи, и p_2 близко к $p_н$. На описанную картину течения потока оказывает влияние форма звуковой линии сопла активного потока. Звуковая линия (линия перехода) у кромки сопла в месте встречи с эжектируемым потоком входит внутрь, а на оси сопла выходит за его пределы. Форма звуковой линии зависит от угла наклона дозвукового сопла, от степени поджатия потока.

Теневые фотографии рабочего процесса (рис. 4.2.5, в) показывают, что структура потока напоминает структуру, характерную при истечении из сужающего сопла недорасширенной струи.

Относительный импульс сопла, определяемый по формуле (4.2.4), на отрывных режимах зависит от величины располагаемого перепада давлений. В этом случае к действительному импульсу основного потока $I_1 = p_1^* \sigma_{1-2} F_{2д}^1 \cdot f\left(\lambda_{2ид,\pi}^1 \cdot \varphi_1\right)$ добавляется импульс вторичного потока $I_2 = p_2^* \sigma_{1-2}\left(F_2 - F_{2д}^1\right) \cdot f\left(\lambda_{2ид,\pi}^2 \cdot \varphi_2\right)$. Здесь $F_{2д}^1$ определяется из условия расширения основного потока по $p_н$ с использованием газодинамических функций по величине $\pi\left(\lambda_{2ид,\pi}^1 \cdot \varphi_1\right) = \dfrac{1}{\pi_c \sigma_{1-2}}$, а σ_{1-2}^1 и $\sigma_{1\text{-}2}^2$ — потери полного давления основного (1) и вторичного (2) потоков на участке 1—2 (см. рис. 4.2.5,б), φ_1 и φ_2 – коэффициенты скорости. Индекс π означает параметр, определяемый по π_c.

При проектировании сопла стремятся так подобрать геометрические размеры, чтобы в условиях старта и набора высоты давление во вторичном потоке мало отличалось от $p_н$, то есть $\lambda_2^2 \approx 0$.

Тогда с допустимой погрешностью можно считать $I_2 = p_н (F_2 - F^1{}_{2д})$ и (4.2.4) принимает вид

$$\bar{I} = \frac{I_1 + I_2}{I_p} = \frac{p_1^* \sigma_{1-2}^1 F_{2д}^1 f\left(\lambda_{2ид,\pi}^1 \cdot \varphi_1\right) + p_н\left(F_2 - F_{2д}^1\right)}{\left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \mu F_{кр} p_1^* z\left(\lambda_{2ид,F}\right)} =$$

$$= \frac{1}{(k+1)^{\frac{1}{k-1}}}\left[\frac{f\left(\lambda_{2ид,\pi} \cdot \varphi_1\right) \cdot \pi\left(\lambda_{2ид,\pi}\right)}{q\left(\lambda_{2ид,\pi} \cdot \varphi_1\right) \cdot z\left(\lambda_{2ид,F}\right) \cdot \pi\left(\lambda_{2ид,\pi} \cdot \varphi_1\right)} + \right. \qquad (4.2.5)$$

$$\left. + \frac{1}{\pi_c} F_2 \frac{1}{z\left(\lambda_{2ид,F}\right)} - \frac{1}{\pi_c} \cdot \frac{1}{q\left(\lambda_{2ид,\pi} \cdot \varphi_1\right) \cdot z\left(\lambda_{2ид,F}\right)}\right].$$

В (4.2.5) φ_1 обычно находится в пределах 0,975…0,99, индекс F – означает параметр, определяемый по геометрической площади.

Таким образом, течение внутри сопла зависит от давления $p_н$, что и отражается структурой формулы (4.2.5). На малых π_c добавка к дейст-

вительному импульсу основной струи – существенная величина, так что вполне допустимо $\bar{I} \geq 1$. С ростом π_c величина $\bar{I}$ монотонно уменьшается.

Отрывные режимы реализуются в условиях старта, набора высоты, в условиях крейсерского дозвукового полета ($M_П \leq 0{,}85$) на бесфорсажном режиме работы двигателя, а также при планировании.

Режимы, при которых течение потоков внутри сопла не зависит от $p_Н$, называют автомодельными. Автомодельные режимы возникают либо в результате совместного «запирания» основного и вторичного потоков, либо в результате присоединения основного потока к стенкам сверхзвуковой части сопла. Такие режимы реализуются при сравнительно больших π_c, малых $\bar{F}_2$ и больших относительных длинах камеры смешения. Схема автомодельного режима течения показана на рис. 4.2.4 и 4.2.5.

Как показывают теневые фотографии на рис.4.2.5, *д*, характерной особенностью течения в этом случае является наличие двух систем скачков уплотнения. Одна система обусловлена взаимодействием основного потока с вторичным, вторая — взаимодействием со стенками сверхзвуковой части (камеры смешения). На автомодельных режимах, предшествующих «отлипанию» струи от стенок, скачковая структура не выходит за срез сопла. Течение трансзвуковое, число М на срезе сопла ненамного превышает единицу. Точка пересечения тройной скачковой конфигурации находится на значительном расстоянии от оси сопла по радиусу.

При дальнейшем увеличении π_c скачковая структура выходит за срез сопла, а точка пересечения скачков приближается к оси. Изменение поля скоростей на срезе по радиусу имеет немонотонный характер. Провал числа М является следом за тройной скачковой конфигурацией.

Так как количество вторичного воздуха обычно мало, часть его распределяется между наружными и внутренними стенками сверхзвуковой части сопла, а остальное количество направляется в пограничный слой свободного участка струи до точки встречи ее со стенками, то можно принять, что струя основного потока заполняет все сечение среза. Тогда формула (4.2.5) принимает вид

$$\bar{I} = \frac{z\left(\lambda_{2\,\text{ид, F}} \cdot \varphi_1\right)}{z\left(\lambda_{2\,\text{ид, F}}\right)}, \qquad (4.2.6)$$

где газодинамическая функция $z(\lambda_{2\text{ид, F}})$ определяется по величине $q(\lambda_{2\,\text{ид, F}}) = F_{кр}/F_2$.

На рис. 4.2.6 показано изменение давления во вторичном контуре $\overline{p}_2$, относительного импульса $\bar{I}$, коэффициентов тяги $\bar{R}$ и расхода μ. Как видно из (4.2.6), величина $\bar{I}$ не зависит от π_c, что является характерным в определении автомодельного режима течения. Переход от отрывного режима к автомодельному и обратно происходит через особый режим, называемый запуском сопла. Этот режим истечения характеризуется наибольшими потерями тяги из-за максимального перерасширения и неустойчивостью течения. Теневая фотография структуры потока при запуске приведена на рис. 4.2.5, *г*.

Экспериментальные исследования показывают, что вблизи запуска имеет место явление гистерезиса. Многие вопросы явления запуска и гистерезиса до настоящего времени не выяснены и остаются объектом изучения. Объяснению механизма гистерезиса при запуске и изучению особенностей работы эжекторного сопла посвящены работы В.Ф. Сивиркина. Им была предложена математическая модель работы эжекторного сопла, основанная на рассмотрении баланса расходов в камере смешения, которая позволила дать количественное объяснение явлению гистерезиса. Расчет течения с использованием такой модели приспособлен применительно к ЭВМ. Работа проводилась под руководством В.Ф. Сивиркина. На рис. 4.2.5 приведены теневые фотографии процесса, полученные в Куйбышевском авиационном институте.

На практике получила распространение экспериментальная оценка зависимости $\pi_{c\ зап}$ от геометрических размеров сопла. Установлено, что увеличение показателя адиабаты рабочего тела k приводит к увеличению $\pi_{c\ зап}$. К такому же результату приводит увеличение молекулярного веса и плотности. При проектировании обращается внимание на то, чтобы основная работа ВУ была далека от режимов запуска, а работа на режиме запуска была кратковременной. Потери тяги сопла определяются по известной величине $\bar{I}$ из соотношения

$$\Delta\bar{R} = 1 - \left\{ \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} z\left(\lambda_{2\,\text{ид},F}\right)\bar{I} - \frac{\bar{F}_2}{\pi_c}}{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}\sqrt{\frac{k+1}{k-1}\left[1-\left(\frac{1}{\pi_c}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}} \right\}. \qquad (4.2.7)$$

в зависимости от π_c. Эжекторное сопло имеет следующие размеры: α=30°, Θ=17°, $\bar{F}_2$=2,1. Как видно, на отрывных режимах величина $\bar{R}$ уменьшается с ростом π_c. На режиме запуска $\bar{p}_2$ и $\bar{R}$ достигают минимума. При $\pi_c > \pi_{c\,зап}$ $\bar{I}$ = const. Величина $\bar{R}$ достигает максимума при $p_2 = p_н$, а затем уменьшается из-за недорасширения потока, ограниченного геометрической площадью среза F_2. Как и в случае сужающегося сопла величина μ растет при увеличении π_c, достигая максимальной величины при $\pi_{c\,**}$.

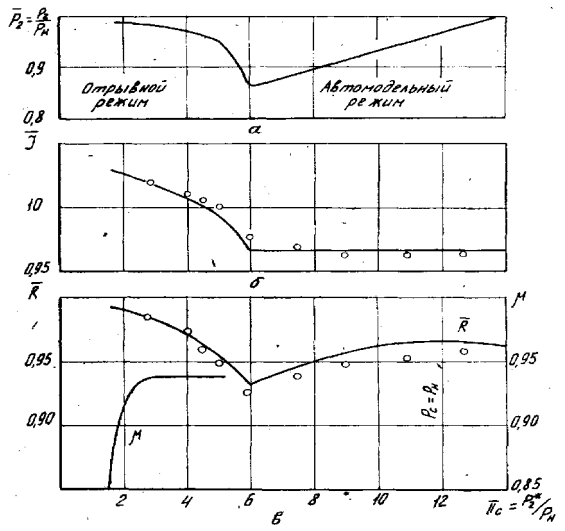


Рис. 4.2.6. Изменение основных характеристик эжекторного сопла от располагаемого перепада давлений: *а* - изменение относительного давления $\bar{p}_2$ в эжекторном контуре; *б* - изменение относительного импульса; *в* - изменение коэффициента тяги $\bar{R}$ и коэффициента расхода μ

4.2.6.3. Особенности формы сопла Лаваля ВРД

Анализ перспективных разработок двигателей для самолетов с относительно большими сверхзвуковыми крейсерскими скоростями полета ($M_п$>2) показывает, что дальнейшее развитие сопел ГТД сопровождается усложнением их конструктивных схем и приближением контура газовоздушного тракта к теоретическому. Нововведением является переход к соплам с непрерывным контуром в сверхзвуковой части с автомодель-

ным режимом течения, чему способствует также наметившаяся в современной авиации тенденция к использованию в качестве СУ ТРДДФ вместо ТРДФ.

В отличие от традиционного сопла Лаваля ЖРД всережимное регулируемое сопло ВРД, показанное на рис. 4.2.7, обозначения которого приведены на рис. 4.2.8, *а*, характеризуется следующими особенностями геометрической формы:

отсутствует радиус скругления входной части в месте перехода корпуса форсажной камеры в створчатую дозвуковую часть;

изменяется геометрия дозвуковой части (изменение угла α составляет от 3° на режимах максимального форсажа до 40° на бесфорсажных режимах);

как правило отсутствует или составляет малую величину радиус скругления минимального сечения $\bar{r} = 0$ (угловая точка);

изменяется геометрия сверхзвуковой части (изменение угла Θ составляет 30′...2° для дозвуковых и околозвуковых, 9...12° – для сверхзвуковых скоростей полета).

Результаты исследований сопел Лаваля такой формы позволили установить ряд особенностей физической картины течения.

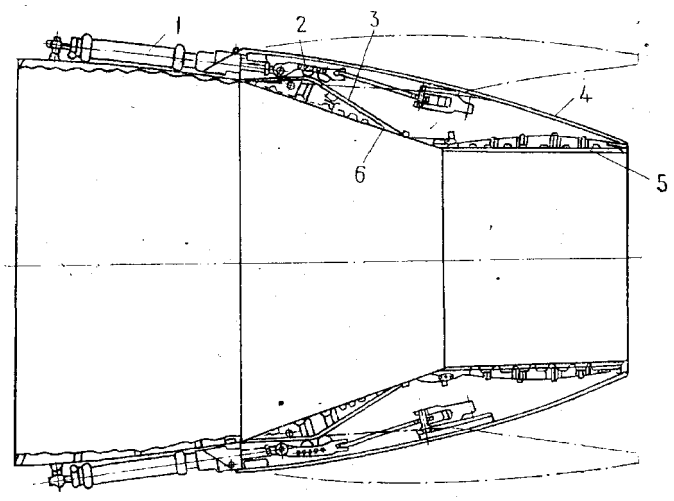


Рис. 4.2.7. Конструкция регулируемого сопла Лаваля двигателя F-101: *1* – силовые гидроцилиндры (8 шт.); *2* – ролики механизма поворота створок; *3* – кулачок механизма поворота створок; *4* – вторичная внешняя створка уплотнения; *5* – вторичная внутренняя створка; 6 – внутренняя первичная створка

4.2.6.4. Картина течения в сопле Лаваля

На рис. 4.2.8,*а* приведена соответствующая схема течения и типичная эпюра распределения относительного давления $\overline{p}_i = p_i / p_i^*$, измеренного вдоль стенок сопла Лаваля в проекции на ось.

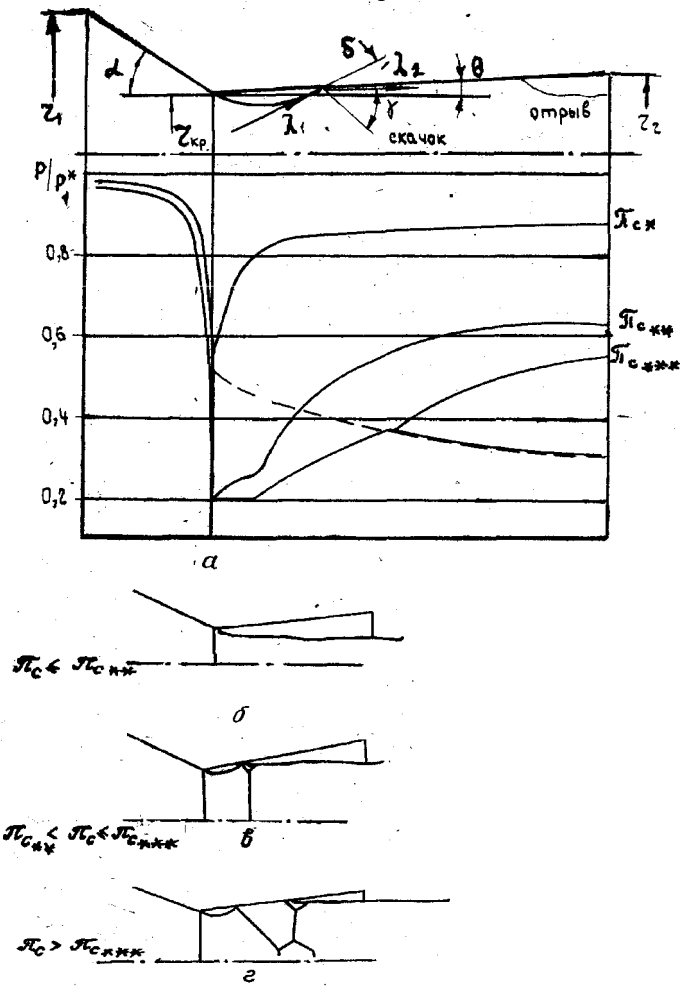


Рис. 4.2.8. Сопло Лаваля ВРД : *а* – геометрические размеры, схема течения и изменение относительного статического давления по длине сопла в зависимости от π_C: *б* – отрыв потока с кромок в критическом сечении; *в* – стабилизация потока в критическом сечении; *г* – перерасширение и отрыв потока в районе среза

Геометрические размеры приведенного сопла (большие углы α и β и малые $\bar{F}_2$) характерны для работы на небольших π_c в условиях старта, набора высоты и крейсерского дозвукового полета на бесфорсажных режимах работы двигателя. Однако с увеличением $\bar{F}_2$ и уменьшением углов α и β имеют место многие рассмотренные особенности течения.

Пунктирной кривой на рис. 4.2.8,*а* для сравнения нанесено распределение относительных давлений, подсчитанное по закономерностям одномерной теории. Распределения давлений представлены для особых режимов сопла, отмеченных соответствующими значениями π_c со звездочкой. Звуковая зона π_{c*} появляется при низких дозвуковых перепадах давления. При $\pi_c < \pi_{c*}$ течение всюду дозвуковое, аналогичное течению в трубе Вентури. По мере увеличения $\pi_c > \pi_{c*}$ в минимальном сечении наступает резкий провал давлений, величина провала непрерывно уменьшается с ростом π_c. При больших углах α и низких π_c возможен отрыв потока в районе критического сечения с образованием струйного течения, схема которого показана на рис. 4.2.8,*б*. И, наконец, при $\pi_c = \pi_{c**}$ относительное давление достигает минимальной величины 0,2. В этом случае уже полностью заканчивается формирование звуковой линии, расход воздуха достигает максимальной величины, а коэффициент расхода не зависит от π_c.

Таким образом, в области минимального сечения сопла вблизи стенки при $\pi_c \geq \pi_{c**}$ поток является уже сверхзвуковым, т. е. звуковая линия начинается несколько выше по потоку плоскости минимального сечения. По-видимому, это связано с наличием большого отрицательного градиента давления в окрестности угловой точки. Возникающая при этом область пониженного давления распространяется через пограничный слой вверх по потоку, что и вызывает местный сверхзвуковой разгон в пристенной области дозвуковой части. Теневые фотографии и визуализация течения [12] показывают, что за угловой точкой образуется косой «висячий» скачок уплотнения, обусловленный изломом контура. Интенсивность скачка увеличивается с увеличением суммарного угла излома контура $\alpha+\Theta$. Создаваемый скачком положительный градиент давления обусловливает угрозу отрыва потока. При малом суммарном угле излома контура ~5° заметной зоны отрыва не наблюдается. Однако уже при $(\alpha+\Theta) \geq 26°$ четко прослеживается зона отрыва.

Установлено, что по мере увеличения суммарного угла $\alpha+\Theta$ имеют место два механизма отрыва потока. При малых углах $\alpha+\Theta$ отрыв начинается не с угловой точки, а несколько ниже по потоку и обусловлен в основном взаимодействием косого «висячего» скачка уплотнения с пограничным слоем. При достаточно больших углах $\alpha+\Theta$ поток отрывается непосредственно с угловой точки, после чего он разгоняется в веере волн разрежения и затем присоединяется к стенкам сопла. В месте повторного присоединения за зоной отрыва для всех значений углов $\alpha+\Theta$ на теневых фотографиях виден косой скачок уплотнения. Следует отметить также, что взаимодействие прямого скачка перерасширения в районе среза с косым скачком повторного присоединения приводит к сильному искривлению его, т. е. вызывает дополнительную неравномерность истекающего потока.

Установлено, что провал в распределении давлений по длине образующей и большая глубина провала давлений связаны с отрывом потока с угловой точки. При $\pi_c = \pi_{c\,**}$ (для данной геометрии сопла на рис. 4.2.8,*в* $\pi_{c\,**} = 1{,}66$) наступает автомодельный режим течения. В этом случае заканчивается стабилизация скачковой структуры за минимальным сечением, полностью формируется зона отрыва и последующего присоединения потока к стенкам, и прямой скачок перерасширения, в свою очередь, вызывающий отрыв от стенок, уже находится за точкой присоединения зоны отрыва. Начиная с $\pi_{c\,***}$, относительное давление $\overline{p}_i = p_i / p_i^*$, замеряемое на стенках сопла за точкой присоединения зоны отрыва в минимальном сечении, становится независимым от π_c. Распределение относительного давления вдоль стенок при этом хорошо согласуется с положениями одномерной теории (см. рис. 4.2.8,*а*).

Длина зоны перерасширения за угловой точкой линейно зависит от угла наклона дозвуковой части α. По данным работы [19] зависимость зоны перерасширения и зоны отрыва представлена на рис. 4.2.8,*д*.

Сопоставление данных измерений и визуализации показала, что величина давления в точке последующего присоединения оторвавшегося потока за критическим сечением определяется равенством $p \approx 1{,}9 \cdot p_{\min}$ (где $p_{\min}$ – величина давления в точке отрыва в районе критического сечения), что согласуется с данными работы [19] для случая течения при внезапном расширении звукового потока.

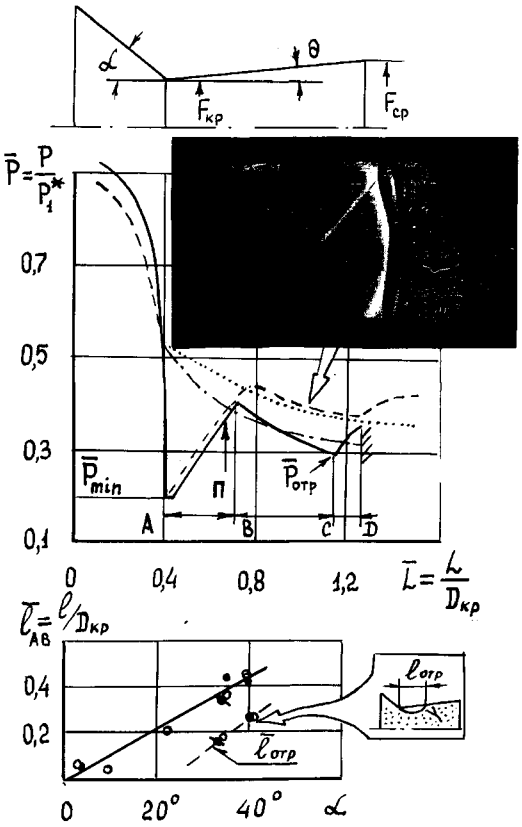
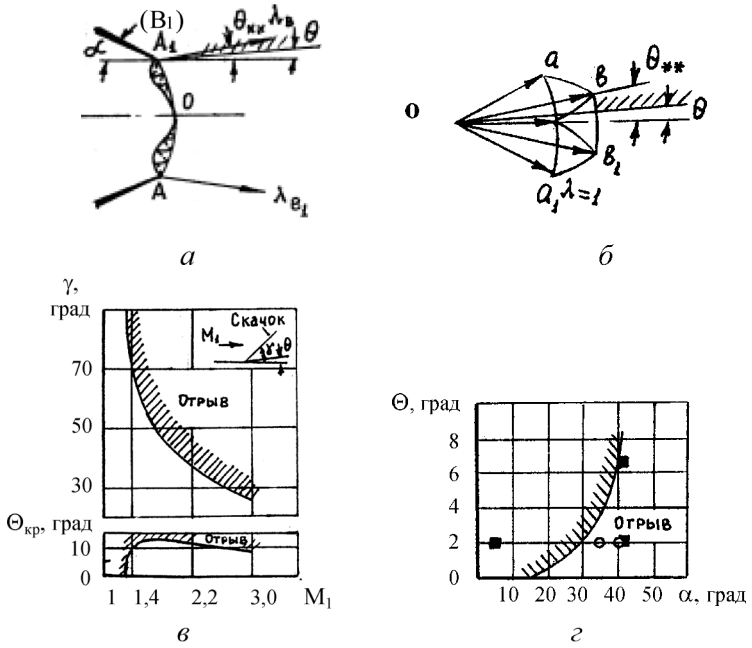


Рис.4.2.8, *д*. Зона перерасширения и отрыва за угловой точкой: • - плоские, o,ϑ - осесимметричные сопла

Специальным исследованием влияния рабочего тела на картину течения установлено, что изменение показателя изоэнтропы k не вызывает каких-либо качественных различий в структуре потока. Однако с уменьшением величины k размеры зоны и интенсивность скачка присоединения увеличиваются.

Для определения условий отрыва потока за угловой точкой рассмотрим картину истечения идеального газа из сужающегося сопла в плоскостях течения (рис. 4.2.9,*а*) и годограф скорости (рис. 4.2.9,*б*). На режиме стабилизации звуковой линии расход становится максимальным, а область расширения и сжатия, находящаяся между звуковой линией и предельной характеристикой АО, не достигает границы свободной струи. Тогда скорость на границе истекающего потока в точке А опреде-

ляется величиной радиуса-вектора в точке пересечения эпициклоид, начинающихся в точках о и *а* годографа, а угол наклона его равен $\Theta_{**} = \alpha / 2$ по направлению к оси сопла (рис. 4.2.9,*б*).



а *б* *в* *г*

Рис. 4.2.9. К определению условий отрыва потока за угловой точкой: *а* – истечение из насадка при стабилизации звуковой линии; *б* – плоскость годографа скорости; *в* – данные П. Чжена [20] по влиянию числа M_1 набегающего потока и критического угла $\Theta_{кр}$ наклона стенки на интенсивность скачка, вызывающего отрыв; *г* – условия отрыва за угловой точкой в коническом сопле Лаваля (■ – плоские, O – осесимметричные сопла)

В области между предельными характеристиками АО и OA_1 происходит разворот линий тока с постоянной скоростью вдоль них. На границе струи приведенная скорость $\lambda_в$ равна приведенной скорости λ_{**}, рассчитываемой по величине угла $\Theta_{**} = \alpha /2$ в течении расширения Прандтля-Майера. Направление линии тока в точке B_1 после разворота определяется радиусом-вектором, описывающим дугу эпициклоиды $ов_1$, которая является зеркальным отображением дуги *ов*. В этом случае угол наклона скорости равен Θ_{**} и направлен от оси сопла вверх.

Если предположить у рассматриваемого сужающегося сопла (рис. 4.2.9,*а*) наличие стенки сверхзвуковой части с углом наклона $\Theta < \Theta_{**}$,

то будем иметь пример подтормаживания потока за угловой точкой. Сведения о критическом угле наклона стенки $\Theta_{кр}$, вызывающем отрыв турбулентного потока, обобщены в [20] и представлены на рис. 4.2.9,*в* в виде зависимости этого угла от числа M_1 набегающего потока. Очевидно, что условием отрыва за угловой точкой может служить неравенство

$$\Theta_{**} - \Theta = \frac{\alpha}{2} - \Theta > \Theta_{кр}.$$

На основании этого неравенства на рис. 4.2.9,*г* условие отрыва за угловой точкой в соплах Лаваля с изломом контура представлено в виде кривой, отражающей зависимость предельного минимального угла раскрытия сверхзвуковой части Θ от угла наклона дозвуковой части α. Здесь же нанесены результаты исследования зоны отрыва в плоских и осесимметричных соплах [21].

4.2.6.5. Перерасширение и отрыв потока

При работе сопла Лаваля на нерасчетных режимах перерасширения, когда давление на стенке меньше некоторой критической величины, возникает отрыв потока от стенок (см. рис.4.2.8,*б– г*). В течении без отрыва потока пограничный слой в районе среза еще выдерживает повышение давления в косом скачке за срезом сопла. Теоретически такой режим истечения можно представить в невязком течении вплоть до перехода косого скачка в прямой.

В течении (см. рис. 4.2.8,*г*) отрыв потока внутри сопла сопровождается образованием системы косых скачков уплотнения, переходящих на оси в прямой скачок с образованием местных дозвуковых областей течения.

Режим течения пограничного слоя существенно влияет на область взаимодействия скачка с пограничным слоем. Турбулентный пограничный слой оказывает большее сопротивление отрыву и имеет место более интенсивное повышение давления за точкой отрыва.

Установлена универсальная зависимость давления в точке отрыва $\overline{p}_{отр} = p_{отр} / p_{н}$ от $\overline{\pi}_{с} = \pi_{с} / \pi_{с\,р}$ и стояния пограничного слоя, где $\pi_{с\,р}$ – расчетная степень понижения давления, определяемая из равенства

$$\left(\frac{1}{\pi_{с\,р}}\right)^{\frac{1}{k}}\left[1-\left(\frac{1}{\pi_{с\,р}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{k-1}{2}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}\frac{\mu F_{кр}}{F_{с\,р}}.$$

На рис. 4.2.10 зависимость $\overline{p}_{отр} = f(\overline{\pi}_c)$ имеет три ярко выраженных области для следующих режимов течения в пограничном слое:

$\overline{p}_{отр\,л}$ – для ламинарного ($Re < 10^6$); $\overline{p}_{отр\,т}$ – для полностью турбулентного ($Re \geq 5 \cdot 10^6$); $\overline{p}_{отр\,п}$ – для переходного ($10^6 < Re < 5 \cdot 10^6$). При одинаковых $\overline{\pi}_c$ справедливо неравенство $\overline{p}_{отр\,т} < \overline{p}_{отр\,п} < \overline{p}_{отр\,л}$, т. е. подтверждается вывод о том, что в случае турбулентного режима отрыв происходит позднее из-за большей кинетической энергии частиц у стенки. Начиная с $Re > 5 \cdot 10^6$, число Re практически не влияет на $\overline{p}_{отр\,т}$ и аппроксимируется формулой $\overline{p}_{отр\,т} = 0{,}96 \cdot \overline{\pi}_c + 0{,}042$.

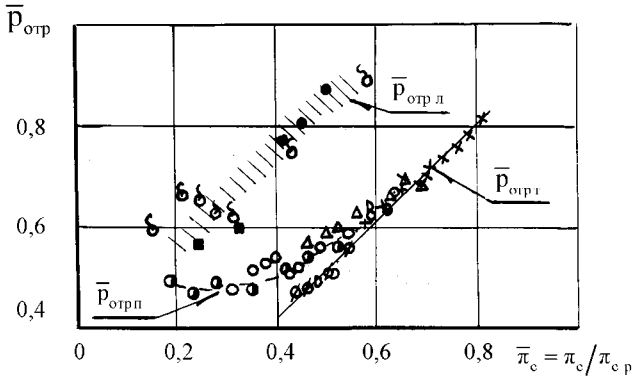


Рис. 4.2.10. Зависимость давления в точке отрыва при перерасширении потока в районе среза сопла Лаваля

	■	●	δ	◑	○	+	Δ	∅	D	×	↘
α, град.	3	40	10	22	40	0	3	35	26	34	3
Θ, град.	2	2	10	10	2	2	2	2	2	0,5	2
$Re \cdot 10^{-6}$	0,1	0,1	0,8	1	2,3	2,3	3	7	7	7	13

Приведенные выше характерные особенности течения в соплах необходимо учитывать при проектировании и анализе работы ВУ ВРД.

4.2.6.6. Низкочастотные колебания створок регулируемого сопла Лаваля

Опыт эксплуатации регулируемого сопла Лаваля в силовой установке сверхзвукового самолета показал, что в ряде случаев возникают низкочастотные колебания (НЧК) створок, вызывающие поломки от-

дельных деталей [26]. Типичная конструкция такого сопла с двумя группами управления дозвуковой и сверхзвуковой частью по специальной программе, реализация которой позволяет получить минимальные потери эффективной тяги по всему профилю полета, представлена на рис. 4.2.11.

Конструкция сопла включает венцы створок дозвуковой 1 и сверхзвуковой 2 части, регулирующих критическое $F_{кр}$ и выходное F_c сечения, и наружной части 3, которая вместе с корпусом 4 служит для полного сопряжения с гондолой. Между створками 2 и 3 расположены гибкие проставки 5 и 6, обеспечивающие герметизацию газовоздушного тракта при действии избыточного давления изнутри. При перерасширении потока в сверхзвуковой части проставки 5 открываются внутрь, что обеспечивает доступ наружному воздуху из межстворчатого пространства для снижения потерь тяги. Пространство 7 между корпусом, наружными и внутренними створками используется для размещения приводов и деталей кинематики управления.

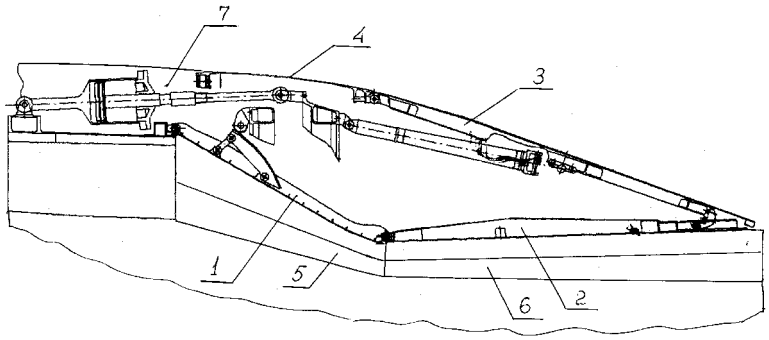


Рис. 4.2.11. Конструктивная схема регулируемого сопла Лаваля

Установлено, что до наступления НЧК и во время колебаний отсутствуют резко выраженные пульсации давления на входе в двигатель и в его газовоздушном тракте. Возмущения формируются со стороны сверхзвуковой части. Высокоскоростные съемки показали, что во время НЧК створки совершают периодические движения в сторону закрытия и открытия с сохранением в поперечном сечении правильной формы круга. Колебания прекращались при снижении режима, определяемого величиной располагаемого перепада давлений $\pi_c = p_1^*/p_н$, где p_1^* – давление на входе в сопло, а $p_н$ – давление окружающей среды.

Низкочастотные колебания возникают:

1. В условиях быстропеременных процессов приемистости на неустановившихся режимах при изменении величин $F_{кр}$ и F_c и низких пе-

ременных величинах π_c от 1,6 до 2,0 с темпом изменения $d\pi_c/dt=0{,}2\ ^1/_c$ (t – время процесса).

2. При наличии большого излома контура сопла и низких собственных частотах, близких к частотам колебаний воздушного столба присоединенного объема межстворчатого пространства.

3. При наличии присоединенного объема, служащего в качестве резонатора Гельмгольца, сообщающегося с внешней средой только через кольцевое сечение со стороны среза сопла.

В случае одновременного проявления указанных факторов механизм явления выглядит следующим образом. При низких π_c, соответствующих режиму перестройки трансзвукового течения в дозвуковое (или обратно), возможен срыв потока с кромок угловой точки и образование струйного течения в объеме, ограниченном стенками сверхзвуковой части. Из-за наличия поперечного массообмена на границе струи газа в условиях ограниченного притока воздуха в зоне отрыва устанавливается разрежение. Наружный воздух устремляется навстречу газовому потоку. Встречный поток наружного воздуха увлекает частицы струи газа, лежащие выше границы, где заторможенное давление меньше $p_н$, и порождает сложную вихревую структуру. Такие структуры (вихревые трубки), образующиеся в сдвиговом слое свободной струи, представляют собой периодически зарождающиеся крупные вихри, обладающие, повидимому, большей упорядоченностью, чем изотропная турбулентность.

Расход воздуха $G_э$, который эжектируется струей газа на длине сверхзвуковой части, складывается из расхода воздуха $G_н$, проникающего внутрь сопла из межстворчатого пространства через зазоры между створками и проставками, и расхода газа G_c, вовлекаемого в вихревые клубки, т.е. $G_э = G_н + G_c$ (баланс расходов). При соблюдении этого равенства, когда вихревые клубки находятся вдали от стенок канала, течение устойчиво, т. к. случайные колебания, например, величины G_c компенсируются изменением расхода $G_н$. Если вихревые клубки приближаются к стенкам створок (из-за изменения режима или геометрии), то кольцевая щель для поступления наружного воздуха в зону отрыва перекрывается вихревыми клубками и $G_н \approx 0$. Величина G_c также уменьшается, наступает нарушение баланса расходов, что приводит к росту разрежения за угловой точкой. Размеры вихревых клубков уменьшаются, между стенкой и границей струи снова образуется кольцевая щель, через которую в зону отрыва устремляется наружный воздух из

межстворчатого пространства и со стороны среза сопла. Затем увеличиваются размеры вихревых клубков, нарушается баланс расходов и картина повторяется.

В присоединенном объеме межстворчатого пространства в этом случае акустические волны не только удерживаются, но и усиливаются на собственных частотах. Частота собственных колебаний определяется по формуле, справедливой для резонатора Гельмгольца:

$$f = \frac{a}{2\pi}\sqrt{\frac{\pi D_c H}{l \cdot \Theta}}, \qquad (4.2.8)$$

где a – скорость звука; D_c – диаметр выходного сечения; H – высота кольцевого сечения на срезе сопла; l – длина внутренней сверхзвуковой створки; Θ – объем межстворчатого пространства.

Воздух в межстворчатом пространстве начинает работать как пружина, периодически открывающая проставки, играющие роль клапанов запитки зоны разрежения за угловой точкой порцией воздуха с собственной частотой. В результате действия такого расходного механизма возбуждаются периодические колебания наружных створок и створок сверхзвуковой части. Колебаниям присущи черты автоколебательного процесса с подталкивающей силой от гидроприводов управления, а частота и амплитуда зависят от свойств системы.

Согласно формуле (4.2.8) расчетные частоты сопла в закрытом положении (нефорсированные режимы) равны 11 Гц (зафиксированные на самолете от 10 до 14 Гц), в открытом положении – 26 Гц (зафиксированные от 19 до 34 Гц).

Рассматривая колебания створок как гармонические и принимая, что наружные и внутренние створки колеблются как единое целое, удалось определить полную энергию колебаний за период ($2E_{ств}$). Сопоставляя энергию колебаний створок с кинетической энергией порции наружного воздуха $E_н$, вносимой в тракт сверхзвуковой части за такой же период, установлено, что для возбуждения и поддержания низкочастотных колебаний достаточно, чтобы было справедливо неравенство $\frac{E_н}{2E_{ств}} > 2$. Тогда условие возникновения низкочастотных колебаний можно записать в виде

$$\frac{2E_{ств}}{E_н} = z\left(\frac{m_{ств}}{\rho_н V}\right)\left(\frac{H^{\frac{1}{2}} D_C}{l^{\frac{3}{2}} V^{\frac{1}{2}}}\right)\left(\frac{1}{M_н^3}\right) < \frac{1}{2}. \qquad (4.2.9)$$

Здесь z = 0,014 – коэффициент пропорциональности; $m_{ств}$ – масса створок, участвующих в колебаниях; $\rho_н$, $M_н$ – плотность и число Маха наружного воздуха подпитки; $\bar{l} = \frac{l}{D_{кр}}$ – относительная длина створок сверхзвуковой части.

Структуру формулы (4.2.9) определяют три фактора:

весовой $\left(\frac{m_{ств}}{\rho_н V}\right)$ (отношение массы створок к массе воздуха в присоединенном межстворчатом пространстве);

геометрический $\left(\frac{H^{\frac{1}{2}} D_c}{\bar{l}^{\frac{3}{2}} V^{\frac{1}{2}}}\right)$;

газодинамический $\left(\frac{1}{M_н^3}\right)$, оказывающий наибольшее влияние на возникновение и развитие низкочастотных колебаний.

На практике основным мероприятием устранения низкочастотных колебаний является профилирование дозвуковой части, что позволяет повысить уровень давлений и уменьшить длину зоны перерасширения за угловой точкой на входе в сверхзвуковую часть. Это мероприятие при незначительном изменении весового и геометрического факторов значительно изменило газодинамический фактор вследствие уменьшения скорости и расхода воздуха подпитки.

4.2.7. Плоские сопла

На современных многодвигательных самолетах хвостовая часть мотогондолы СУ обычно близка к прямоугольной форме, тогда как двигатели имеют осесимметричные сопла. Поэтому поверхности перехода мотогондолы к наружным створкам ВУ имеют крутые обводы и уступы, что приводит к образованию зон отрыва потока, к увеличению донного сопротивления и, следовательно, к ухудшению характеристик СУ.

Для некоторых перспективных самолетов рассмотрены вопросы применения плоских сопел и проведены модельные испытания хвостовых частей СУ. В результате анализа проблем использования плоских сопел на самолете установлено, что основные преимущества их по сравнению с осесимметричными состоят в следующем:

уменьшение сопротивления самолета на крейсерских режимах и при маневрах с большой подъемной силой за счет лучшей компоновки;

уменьшение возможностей инфракрасного и радиолокационного обнаружения;

уменьшение стоимости и упрощение его конструкции за счет сокращения количества подвижных элементов;

большая приспособленность для управления вектором тяги и для установки реверсивного устройства.

К основным недостаткам относятся: проблема охлаждения из-за большой поверхности, увеличение веса, ухудшение внутренних характеристик сопла.

Фирмой General Electric разработано прямоугольное дефлекторное сопло ADEN (Augmented Deflector Exhaust Nozzle), которое хорошо компонуется с фюзеляжем самолета вертикального взлета и посадки СВВП и отличается сравнительной простотой и компактностью. Основными элементами сопла ADEN, изображенного на рис. 4.2.12, являются: газоход 1, переформировывающий круглое сечение в прямоугольное на переходе в сопло; основной щиток 2 и вспомогательный щиток 3, поверхность которых образует проточный тракт; дефлектор 5, служащий для создания вертикальной тяги; внешний щиток 4 (являющийся закрылком крыла) и нижний щиток 6. В режиме горизонтальной тяги дефлектор 5 находится в крайнем верхнем положении, а в режиме вертикальной тяги он повернут на 110° и при этом щиток 2 занимает крайнее верхнее положение с целью увеличения проходного сечения.

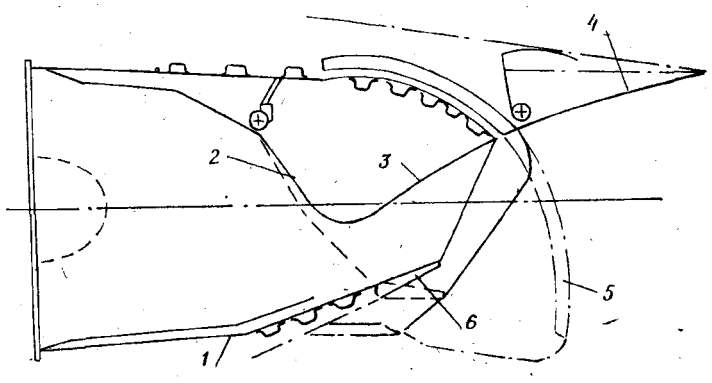


Рис. 4.2.12. Конструктивная схема сопла ADEN

В систему управления соплом входят два гидравлических исполнительных механизма, один из которых перемещает щитки с помощью шарнирно-кулачкового механизма, а другой поворачивает дефлектор. В системе охлаждения узлов сопла используется воздух, отбираемый из вентилятора ТРДД и распределяемый с помощью клапана, коллектора и трубок подачи.

Весовой анализ показал, что по сравнению с исходным осесимметричным соплом весом 197 кг прямоугольное сопло ADEN, имеющее удлинение 4 (размер ширины выходного сечения), увеличивает массу самолета на 174 кг. Сравнение сопел по величине коэффициента тяги показывает, что из-за необходимости охлаждения на форсажных режимах потери тяги прямоугольных сопел увеличиваются на 1,8%. Однако плоские сопла позволяют снизить сопротивление интерференции хвостовой части самолета почти во всех условиях полета.

Опубликованы результаты исследования характеристик плоского сопла с односторонней клиновидной сверхзвуковой обечайкой ALBEN, изображенной на рис. 4.2.13, в сравнении с характеристиками осесимметричного сопла.

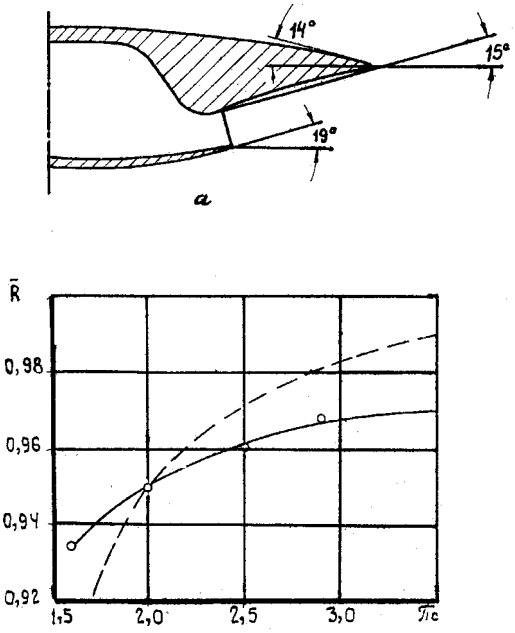


Рис. 4.2.13. Схема (*а*); коэффициент тяги $\bar{R}$ сопла ALBEN (о—о) в сравнении с осесимметричным соплом (— — —) одинаковой размерности (*б*)

Регулирование критического сечения осуществляется нижней обечайкой. Угол наклона нижней обечайки в основном определяет сопротивление хвостовой части. Внешнее сопротивление пропорционально зоне отрыва, которая зависит от угла наклона обечайки. Плоское сопло обеспечивает на порядок меньшую интенсивность инфракрасного (ИК) излучения при малых углах относительно продольной оси, в результате чего дальность захвата самолета ИК головкой самонаведения уменьшается почти вдвое.

4.2.7.1. Профилирование сверхзвуковой части

Плоские сопла находят также широкое применение в пневмонике, ракетной технике и служат для ускорения газового потока в аэродинамических сверхзвуковых шлюзах мощных лазеров.

Профилирование и расчет сверхзвуковой части плоских сопел Лаваля производится хорошо разработанным методом характеристик. Результаты расчета в виде таблиц контуров стенок сопел, выполненные с помощью ЭВМ для ряда значений чисел M_2 и показателей изоэнтропы k, представлены в работе [13].

Для расчета же сверхзвуковой части в случае любого произвольного заданного значения M_2 и величины k можно воспользоваться аналитическим методом работ [14, 15].

Принимаем, что поверхность перехода через скорость звука является плоской. Осуществляется течение расширения однородного идеального потока совершенного газа около угловых точек О и O_1. Это видно на рис. 4.2.14,*а*. Задача профилирования разбивается на две: 1 — расчет разгонного участка ABB_1C и 2 — расчет выравнивающего участка $MM_1ДД_1$.

1. **Разгонный участок.** Разгон потока от плоской поверхности перехода OO_1 до заданного значения $M_2=M_c$ происходит в области ABB_1C взаимодействия центрированной простой волны разрежения от возмущающих точек О и O_1. Физической области течения ABB_1C (где AB_1BC, AB_1 и B_1C являются характеристиками) соответствует область abb_1c (рис. 4.2.14, б) плоскости годографа скорости. В случае однородного потока на выходе из сопла (т. е. при прямолинейной характеристике СВ) углы отклонения потока возмущающими точками О и O_1 равны и, следовательно, справедливо

$$\Theta_b = \Theta_{b1} = \frac{1}{2}\Theta_c = \frac{1}{2}\left(m \cdot \operatorname{arctg}\frac{\sqrt{M_c^2 - 1}}{m} - \operatorname{arctg}\sqrt{M_c^2 - 1} \right), \qquad (4.2.10)$$

где Θ – угол отклонения потока (угол наклона вектора скорости к оси потока); M_c – число Маха, на которое рассчитывается сопло, $m = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}$.

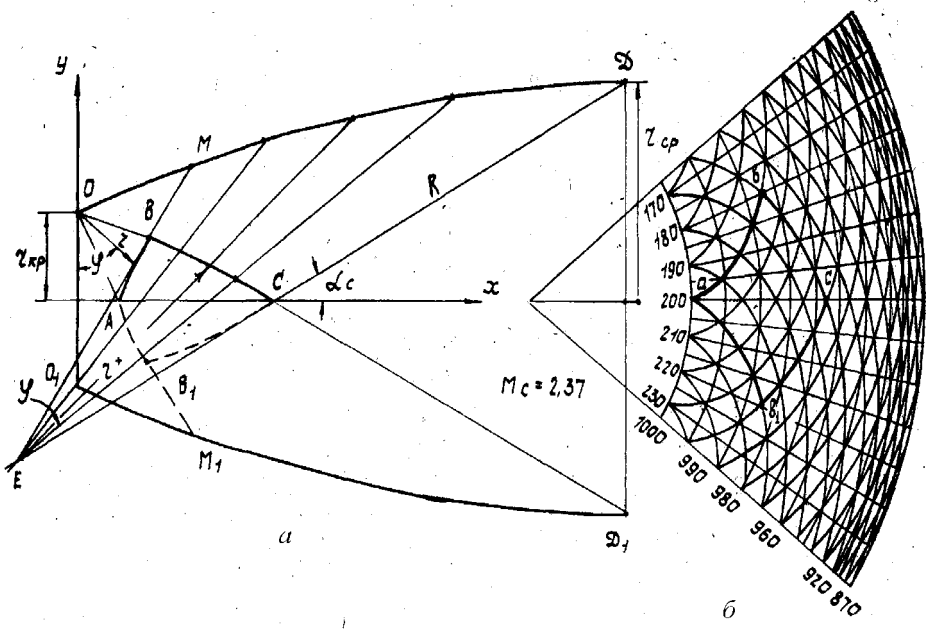


Рис. 4.2.14. Профилирование сверхзвуковой части плоского сопла:
а – физическая плоскость; *б* – плоскость годографа скорости

Условие (4.2.10) полностью определяет параметры λ (где $\lambda = w/a_{кр}$ – коэффициент скорости) и Θ границы характеристического контура abb_1c плоскости годографа (кривые *ab* и *bc* являются эпициклоидами).

Для расчета течения в физической плоскости удобно ввести полярную систему координат переменных r и φ, где φ – угол расширения сверхзвукового потока. Зависимости параметров потока от угла φ имеют следующий вид:

плотность потока $\rho = \rho^* \left(\frac{1 + \cos 2\frac{\varphi}{m}}{k-1} \right)^{\frac{1}{k-1}}$;

давление $p = p^*\left(\dfrac{1+\cos\ 2\dfrac{\varphi}{m}}{k-1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$;

коэффициент скорости $\lambda = \sqrt{\dfrac{k-\cos\ 2\dfrac{\varphi}{m}}{k-1}}$;

скорость звука $a = a_{кр}\ \cos\dfrac{\varphi}{m}$,

где ρ^* и p^* — заторможенные параметры.

Дифференциальное уравнение характеристик в простой волне имеет вид

$$\frac{1}{r}\frac{dr}{d\varphi} = \operatorname{ctg} 2\alpha,$$

где $\alpha = \arcsin\dfrac{1}{M}$ — угол Маха.

Интегрируя это выражение, получим

$$r = \frac{const}{\sqrt{\sin\dfrac{\varphi}{m}\left(\cos\dfrac{\varphi}{m}\right)^{m^2}}} = \frac{const}{\sqrt{\left(\lambda^2-1\right)^{\frac{1}{2}}\left(1-\dfrac{\lambda^2}{m^2}\right)^{\frac{m^2}{2}}}} = \frac{const}{j(\varphi)}.$$

Принимая начало полярной системы координат в точке О и то, что начальная точка А взаимодействия веера волн разрежения от точек О и O_1 принадлежит линии тока в течении Прандтля-Майера

$$r = r_{кр}\left(\cos\frac{\varphi}{m}\right)^{-m^2},$$

получим уравнение кривой АВ:

$$r = r_{кр}\sqrt{\frac{\sin\dfrac{\varphi_A}{m}}{\left(\cos\dfrac{\varphi_A}{m}\right)^{m^2}}}\ \frac{1}{\sqrt{\sin\dfrac{\varphi}{m}\left(\cos\dfrac{\varphi}{m}\right)^{m^2}}} = r_{кр}\frac{\gamma(\varphi_A)}{j(\varphi)},$$

где $2\cdot r_{кр}$— размер критического сечения сопла OO_1, а текущее значение угла φ изменяется в пределах $\varphi_A \le \varphi \le \varphi_B$. Угол наклона начальной характеристики φ_A можно принять с достаточной точностью равным 1°. Значение угла φ_B определяется из условия (4.2.10) по формуле

$$\varphi_B + \operatorname{arcctg}\left(m\ \operatorname{tg}\frac{\varphi_B}{m}\right) = \frac{\pi}{2} - \frac{1}{2}\left(m\ \operatorname{arctg}\frac{\sqrt{M_c^2-1}}{m} - \operatorname{arctg}\sqrt{M_c^2-1}\right).$$

Характеристика ВС области ABB_1C имеет новую систему координат с началом в точке Е. Угол между радиусом – вектором $\bar{r}_B$ новой системы и $\bar{r}_B$ старой системы координат в общей точке В равен $2\alpha_B = 2\operatorname{arcctg}\left(m\ \operatorname{tg}\frac{\varphi_B}{m}\right)$. Уравнение кривой ВС имеет вид

$$\bar{r} = \bar{r}_E\frac{1}{j(\varphi)}, \qquad (\varphi_B \le \varphi \le \varphi_c).$$

Здесь постоянная $\bar{\bar{r}}_E$ определяется из условия равенства расходов через характеристики АВ и ВС и равна

$$\bar{\bar{r}}_E = r_{кр}\left[\frac{\gamma(\varphi_B)-\gamma(\varphi_A)}{\gamma(\varphi_c)-\gamma(\varphi_B)}\right]\gamma(\varphi_c).$$

Величина угла φ_c определяется из соотношения

$$\varphi_c = m\ \operatorname{arctg}\left(\frac{\sqrt{M_c^2-1}}{m}\right).$$

2. **Выравнивающий участок.** Стенка сопла ОМД является линией тока. Участок ОМ имеет прямолинейную границу, где угол МОВ равен α_B и совпадает с направлением вектора скорости.

Стенка сопла МД представляет собой линию тока в течении Прандтля-Майера и рассчитывается в полярной системе координат с началом в точке Е по формуле

$$R = \left[\left(r_B + \bar{r}_B\right)\cdot\left(\cos\frac{\varphi_B}{m}\right)^{m^2}\right]\cdot\left(\cos\frac{\varphi}{m}\right)^{-m^2}.$$

Подобным же образом строится и нижняя половина сопла. Переходя к декартовой системе координат, направив ось абсцисс вдоль оси

сопла и совместив ось ординат с плоскостью критического сечения (рис. 4.2.14,*а*), текущие координаты сверхзвуковой части рассчитываем по формулам:

$$\bar{x} = \frac{x}{r_{кр}} = \left\{\frac{\gamma(\varphi_A)}{\gamma(\varphi_B)} + \left[\frac{\gamma(\varphi_B)-\gamma(\varphi_A)}{\gamma(\varphi_c)-\gamma(\varphi_B)}\right]\frac{\gamma(\varphi_C)}{j(\varphi_B)}\right\}\left(\frac{\cos\frac{\varphi_B}{m}}{\cos\frac{\varphi}{m}}\right)^{m^2} \times$$

$$\times\cos\left[2\,\mathrm{arcctg}\left(m\,\mathrm{tg}\frac{\varphi_B}{m}\right)-(\varphi-2\varphi_B)-\frac{\pi}{2}\right]-$$

$$-\left[\frac{\gamma(\varphi_B)-\gamma(\varphi_A)}{\gamma(\varphi_c)-\gamma(\varphi_B)}\right]\frac{\gamma(\varphi_c)}{j(\varphi_B)}\cos\left[\mathrm{arcctg}\left(m\,\mathrm{tg}\frac{\varphi_B}{m}\right)+\right.$$

$$\left.+\frac{1}{2}\left(m\,\mathrm{arctg}\frac{\sqrt{M_c^2-1}}{m}-\mathrm{arctg}\sqrt{M_c^2-1}\right)\right]-\frac{\gamma(\varphi_A)}{j\left(\varphi_B\right)}\cdot\sin\varphi_B;$$

$$\bar{y} = \frac{y}{r_{кр}}\left\{\frac{\gamma(\varphi_A)}{j(\varphi_B)} + \left[\frac{\gamma(\varphi_B)-\gamma(\varphi_A)}{\gamma(\varphi_c)-\gamma(\varphi_B)}\right]\cdot\frac{\gamma(\varphi_c)}{j(\varphi_B)}\right\}\cdot\left(\frac{\cos\varphi_B/m}{\cos\varphi/m}\right)^{m^2} \times$$

$$\times\sin\left[2\mathrm{arcctg}\left(m\cdot\mathrm{tg}\,\varphi_B/m\right)-(\varphi-2\varphi_B)-\frac{\pi}{2}\right]-\left[\frac{\gamma(\varphi_B)-\gamma(\varphi_A)}{\gamma(\varphi_c)-\gamma(\varphi_B)}\right]\frac{\gamma(\varphi_c)}{j(\varphi_c)}\cdot\frac{1}{M_c}\ .$$

Контроль правильности построения контура осуществляется:

1. Вычислением расхода через замыкающую характеристику СД

$$G_{СД} = \frac{1}{2}\rho_C\cdot a_C\cdot\left(R_{СД}-\bar{r}_C\right) = \frac{1}{2}G_{кр}.$$

2. Вычислением угла наклона замыкающей характеристики к оси сопла

$$\alpha_C = 2\alpha_B-(\varphi_C-2\varphi_B)-\frac{\pi}{2}\ .$$

На практике необходимо знать зависимость выходного импульса от длины укорочения сопла. Такая зависимость в функции угла φ_i, где $\varphi_в < \varphi_i < \varphi_c$, описывается в виде

$$\bar{I}_i = \left\{ \sqrt{\frac{k - \cos 2\varphi_i/m}{k-1}} \cdot \cos\left[2\Theta_B - \left(\varphi_i + \operatorname{arcctg}\left(m \cdot \operatorname{tg} \varphi_i/m \right) \right) - \frac{\pi}{2} \right] + \frac{\cos \varphi_i/m}{k} \right\} \times$$

$$\times \left[\frac{\gamma(\varphi_A) \pm R_E}{j(\varphi_B)} \right] \cdot \left(\cos \varphi_B/m \right)^{m^2} - \left(\sqrt{\frac{k - \cos 2\varphi_C/m}{k-1}} + \frac{\cos \varphi_C/m}{k} \right) \cdot \frac{R_E}{j(\varphi_C)}.$$

Величина $\bar{I}$ отнесена к произведению $2\rho^* \cdot r_{кр} \cdot a_{кр}^2 \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}}$.

На рис. 4.2.15 показаны контуры сверхзвуковой части сопла для $M_c = 4$ и значений k =1,25; 1,3 и 1,4 и зависимость выходного импульса от длины сопла. Видно, что укорочение длины сопла на 10...15% не оказывает существенного влияния на его характеристики.

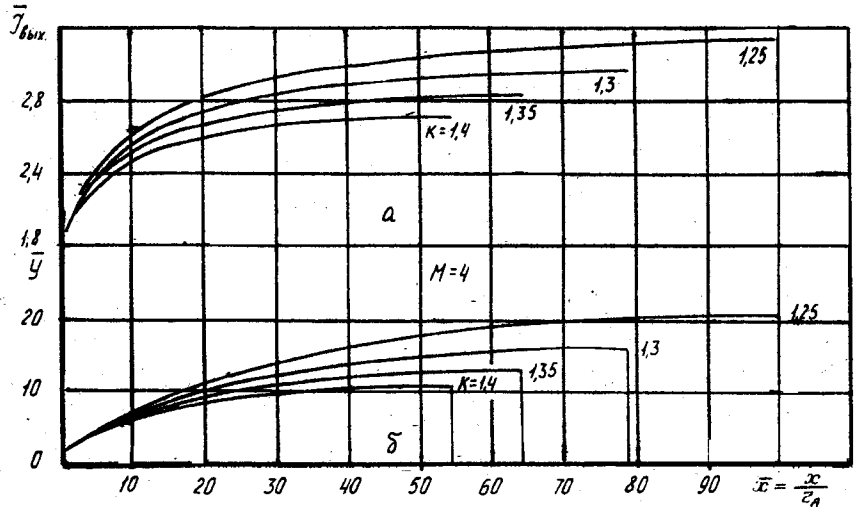


Рис. 4.2.15. Влияние показателя изоэнтропы k на зависимость относительного выходного импульса от длины сопла (*а*); размеры сопла (*б*)

4.2.8. Проектирование сопла

Исходными данными для проектирования служат результаты термодинамического расчета двигателя для основных режимов (см. п. 4.2.3), техническое задание, основные положения которого изложены в п. 4.2.4, а также специальные требования конструктора самолета.

4.2.8.1. Эжекторное сопло

Схема сопла и его основные геометрические размеры приведены на рис. 4.2.5,б.

Дозвуковая часть. Правильному конструктивному оформлению дозвуковой части должно быть уделено большое внимание, так как она играет немаловажную роль в общем балансе потерь тяги и особенно при работе на отрывных режимах при небольших π_c. Решение данной задачи усложняется значительным диапазоном регулирования площади критического сечения. Диапазон регулирования критического сечения должен быть установлен на основании анализа термодинамического расчета двигателя во всем диапазоне возможного изменения высот и скоростей полета на бесфорсажных и форсажных режимах работы. Потребная величина площади критического сечения определяется по формуле

$$F_{кр} = \frac{G\sqrt{T_1^*}}{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1(k+1)}{2(k-1)}} \cdot \sqrt{\frac{kg}{R}} \cdot q(\lambda_{кр}) \cdot \pi_c \cdot p_н \cdot \mu}.$$

При $\pi_c > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{-\frac{k}{k-1}}$ газодинамическая функция $q(\lambda_{кр}) = 1$.

Для регулируемых сопел обычно применяются конические сужающиеся сопла, так как они наиболее технологичны, имеют меньшие утечки и достаточно приемлемые тяговые характеристики. В этом случае коэффициент расхода μ легко определяется по формуле (4.2.1) и графическим зависимостям рис. 4.2.1,*б*, *в*.

Оценка тяговой характеристики проводится по результатам обобщения опытных исследований, из которых следует, что при $\pi_c \cong 3\ldots4$ потери тяги конических сопел с углом α от 10 до 40° и профилирован-

ных незначительно отличаются и могут быть определены из рис. 4.2.5. На этом основании, а также в связи с тем, что увеличение угла α приводит к уменьшению длины створок для бесфорсажных режимов работы двигателя, когда сопло максимально прикрыто ($F_{кр}$=мин), можно рекомендовать применение углов $\alpha \cong 35 \ldots 40°$. На режимах с максимальным форсажем ($F_{кр}$=макс) створки должны составлять угол с осью сопла не менее 3°. Эти условия, наряду с вычисленными величинами $F_{кр\ мин}$ и $F_{кр\ макс}$, достаточны для определения потребной длины створок дозвуковой части сопла.

Сверхзвуковая часть. Сверхзвуковая часть сопла определяется следующими основными геометрическими размерами (см. рис. 4.2.5,*б*):

1. Относительной площадью среза $\bar{F}_2 = F_2 / F_{кр}$.
2. Относительной величиной диаметра обечайки створки, характеризующей величину разрыва сверхзвуковой части в радиальном направлении $\bar{D}_{об} = D_{об} / D_{кр}$.
3. Углом раскрытия трактовой поверхности сверхзвуковых створок $\Theta_{об}$.
4. Эквивалентным углом раскрытия $\Theta_{экв}$, измеряемым по критическому и выходному диаметрам.
5. Наружным углом наклона внешней поверхности створок β.

В процессе проектирования подбирается такое сочетание этих размеров, которое обеспечивает надежную работу сопла и при которых потери тяги не превышают значений, заявленных в высотно-скоростных характеристиках двигателя. Так как в настоящее время отсутствует аналитический метод определения оптимальных геометрических размеров сопла с учетом особенностей работы ВУ на самолете в полетных условиях, то выбор их проводится на основании обобщения экспериментальных данных по результатам испытаний моделей однотипных сопел. При этом принимаются во внимание следующие основные режимы работы.

Режим двигателя с максимальным форсажем является определяющим для выбора $D_{об}$. Диаметр $D_{об}$ выбирается таким, чтобы основная струя, выходя из дозвуковой части, не попадала в разрыв сверхзвукового контура. Угол наклона струи, отсчитываемый от оси сопла на основании соотношений п. 4.2.6, равен

$$\Theta_{стр} = \frac{m}{2}\left\{\arccos\left[\left(\frac{p_2}{\sigma \cdot p_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot (k-1) - 1\right]\right\} +$$

$$+ ctg\frac{m^2}{2} \cdot tg\left\{\frac{\arccos\left[\left(\frac{p_2}{\sigma \cdot p_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot (k-1) - 1\right]}{m}\right\} - \frac{\pi}{2},$$

где p_2 – давление в области разрыва контура; σ – потери полного давления на участке 1/1 – кр/кр рис. 4.2.5,*б*.

Определяется также точка подвески и угол наклона β образующей внешней поверхности створок. Угол β обычно не превышает 3°, а площадь среза F_2 всегда меньше площади миделя мотогондолы $F_{мид}$.

Бесфорсажный крейсерский режим при дозвуковых скоростях полета наряду с бесфорсажным режимом в условиях взлета является определяющим для выбора основных геометрических размеров эжекторной части сопла. В этих условиях работы двигателя, т.е. при относительно низких π_c, малые потери тяги могут быть обеспечены простым сужающимся соплом. Поэтому задачей конструктора является «нейтрализация» вредного влияния сверхзвуковой части. Это достигается путем устойчивого отрывного течения и благоприятного внешнего обтекания наружной поверхности сопла в условиях силовой установки самолета. Для определения оптимальных геометрических размеров можно воспользоваться данными многочисленных испытаний моделей сопел, представленных в виде зависимости $\Delta\overline{R}_{эф}$ от угла $\Theta_{экв}$ (на рис. 4.2.16,*а*) при π_c около 3 и $M_П \le 0{,}85$ (в этой серии испытаний наружный угол наклона β не превышал 13°).

На рис. 4.2.16, *а* видно, что в этих условиях оптимальный угол $\Theta_{экв}$ составляет 17…18°. Следует отметить, что сверхзвуковые створки на этих режимах максимально прикрыты и должны иметь плавное сопряжение с обводами мотогондолы для благоприятного влияния на характеристики сопла.

Внутренние характеристики сопла на отрывных и автомодельных режимах рассчитываются по формулам (4.2.5) и (4.2.6) соответственно и по формуле связи $\overline{I}$ с $\Delta\overline{R}$ (4.2.7).

Форсажный крейсерский режим при сверхзвуковых скоростях полета является автомодельным, т.е. основной поток занимает все сечение на срезе. Выбор угла $\Theta_{экв}$ проводится по результатам обработки статистических данных по его влиянию на выходной относительный импульс (см. рис. 4.2.16,б). По формулам связи $\Delta\overline{R} = f(\overline{I})$ (4.2.7) и рис. 4.2.16,*б* строится зависимость коэффициента тяги $\overline{R}$ от $\overline{F}_2$ для нескольких значений в $\Theta_{экв}$ и π_c. При выборе оптимального значения $\overline{F}_2$ необходимо руководствоваться тем, что в реальных условиях максимум тяги соответствует соплу, работающему с некоторым недорасширением [16] (порядка 10%).

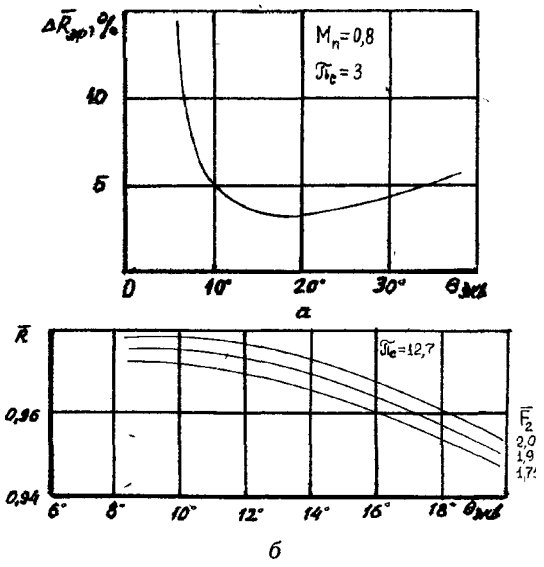


Рис. 4.2.16. Эффективные потери тяги эжекторного сопла от угла $\Theta_{экв}$ на отрывных режимах (*а*); зависимость коэффициента тяги эжекторного сопла от угла $\Theta_{экв}$ и относительной площади среза F_2 при π_c = const (*б*)

По результатам выбора геометрических размеров составляют таблицу, в которой приведены основные режимы работы двигателя, геометрические размеры сопла, полученные внутренние и эффективные потери тяги сопла. Затем выбирается кинематика связного управления дозвуко-

выми и сверхзвуковыми створками сопла от одной группы гидроцилиндров в заданном габаритном размере. В результате увязки некоторые размеры могут быть уточнены и изменены.

4.2.8.2. Сопло Лаваля

Геометрические размеры дозвуковой части выбираются по аналогии с эжекторным соплом. При этом необходимо принимать во внимание особенности изменения коэффициента расхода от π_c. Величина $\mu_л$ рассчитывается по формулам (4.2.1) и (4.2.2).

Сверхзвуковая часть. Сопло работает на автомодельных режимах. При малых π_c = 2,5…3,5 для получения приемлемых характеристик угол раскрытия сверхзвуковой части выбирают равным 30'…2° и небольшие относительные площади среза сопла $\overline{F}_2 \approx$ 1,03…1,1. Чтобы получить хорошие характеристики сопла с внешним обдувом, необходимо плавное сопряжение диаметра миделя мотогондолы с диаметром среза сопла. Радиус сопряжения должен составлять 1…2 диаметра миделя мотогондолы, а оптимальный угол наклона касательной к профилю внешнего обвода сопла – 19…20°. При таком исполнении профиля наружных створок удается уменьшить перерасширение внешнего потока и добиться восстановления давления к срезу сопла, превышающего $p_н$ на 10…12% (см. рис. 4.2.4). Для больших π_c оптимальный угол раскрытия сопла составляет 8…10°. Потери выходного импульса на неосевой выход оцениваются по формуле

$$\overline{I}_\Theta = \frac{1+\cos\Theta}{2}.$$

Потери тяги сопла Лаваля можно оценить по приведенным на рис. 4.2.17 зависимостям. На рис. 4.2.17,*а* приведена зависимость потерь на неосевой выход $\Delta\overline{R}_\Theta$ и трения $\Delta\overline{R}_{тр}$ от относительной длины сверхзвуковой части $\overline{L}$ = $L/r_{кр}$ и угла Θ для продуктов сгорания (k = 1,33). На рис. 4.2.17,*б* приведены потери тяги от нерасчетности (перерасширения или недорасширения) потока. Эти зависимости построены по данным работы [17], в которой обобщены результаты расчета сверхзвуковых частей сопел методом характеристик.

Тяга сопла подсчитывается в виде суммы импульса в критическом сечении, интеграла сил давления по поверхности сопла, интеграла сил трения и дополнительного члена, связанного с учетом давления $p_н$ по формуле

$$R = I_{кр} + \int_s p \sin\Theta \, ds - \int_s dR_{тр} - p_н F_2 ,$$

где $I_{кр} = 2\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot F_{кр} \cdot \pi_c$; $dR_{тр} = c_f q \cdot \cos\Theta x ds$,

q – скоростной напор; c_f – коэффициент трения,

$$c_f = 0{,}003\left[1 + 0{,}72\left(\frac{k-1}{2}\right)M^2\right]^{-0{,}578} .$$

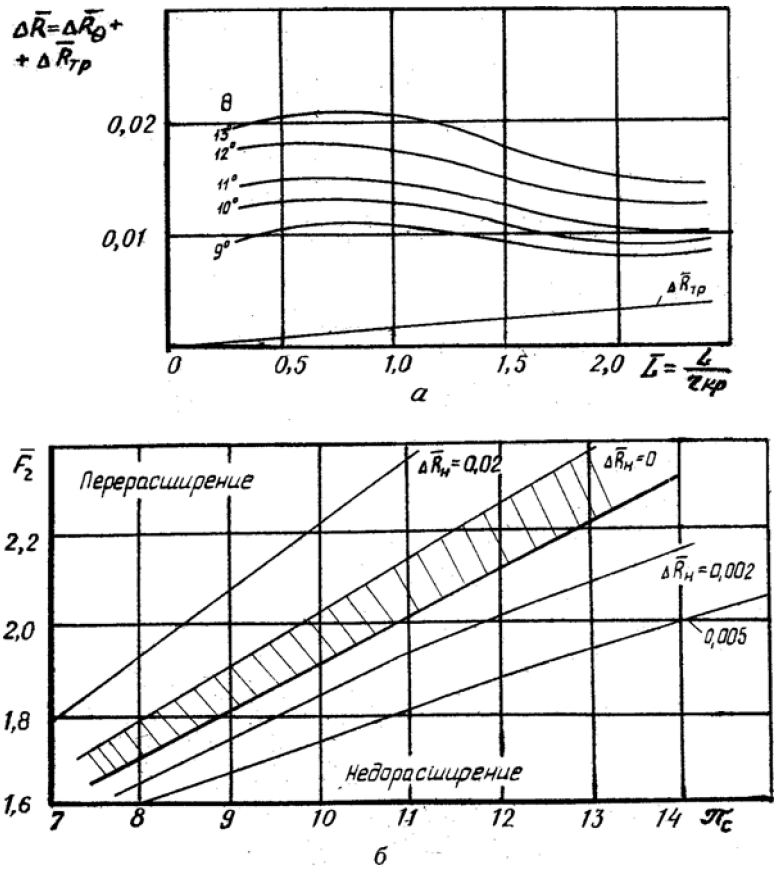


Рис.4.2.17. Оценка потерь тяги сопла Лаваля: зависимость потерь тяги на неосевой выход $\Delta \bar{R}_\Theta$ и трения $\Delta \bar{R}_{тр}$ от относительной длины сопла L при Θ = const (*а*); величина потерь тяги на нерасчетность течения от F_2 и π_c (*б*)

4.2.9. Расчет газовых нагрузок

При работе двигателя детали сопла воспринимают нагрузки от действия газовых сил, которые зависят от режима работы и условий полета. Расчет усилий производится после предварительной увязки изменения $F_{кр}$ и F_2 для обеспечения работы сопла на основных режимах.

Целью такого расчета является определение нагрузок для выбора приемлемой конструкции управления, прочностного расчета и конструктивной разработки деталей сопла. В результате расчета определяются газовые силы, являющиеся результирующими сил давления и трения по наружным и внутренним поверхностям. В результате расчета дозвуковой части определяется газовая сила $P_{г1}$, приложенная к дозвуковым створкам, и точка ее приложения. Расчет силы $P_{г1}$ производится в следующем порядке.

Створка разбивается на n равных по длине участков и из уравнения неразрывности (используя закономерности одномерной теории) находится произведение газодинамических функций

$$\pi(\lambda_i)y(\lambda_i\varphi_1)=\frac{G\sqrt{T_1^*}}{mp_1^*F_i}(i=0...n), \qquad (4.2.11)$$

где F_i – текущее значение площади сечения;

$$m=\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}\cdot\frac{g}{R};$$

R – универсальная газовая постоянная.

Из уравнения (4.2.11) с помощью таблиц газодинамических функций при φ_1 = const определяем λ_i и величину $p_i = p_1^*/\pi(\lambda_i)$. Построив эпюру распределения статических давлений p_i по длине створки путем численного интегрирования выражения

$$P'_{г1}=\int_0^S p_i ds,$$

где ds – элемент боковой поверхности, определяем величину газовой силы, действующей изнутри.

Точку приложения вектора $P'_{г1}$ относительно начала створки находим из условия

$$a_n = \frac{\sum_{i}^{n} P'_{Г1} \Delta S \cdot L_C \cdot \frac{2i-1}{2n}}{P'_{Г1}},$$

где L_c – длина створки.

Результирующая сила давления на внешнюю поверхность створок определяется по формуле

$$P_{нор} = \overline{p}_2 p_н \pi L_c \cdot \left(\frac{D_1 + D_{кр}}{2} \right),$$

где $\overline{p}_2$ – относительное давление в пространстве над створками.

Величина $\overline{p}_2$ зависит от скорости полета и режима работы двигателя. Величина $\overline{p}_2$ для эжекторного сопла обычно изменяется в соответствии с данными рис. 4.2.6.

Тогда нормальная избыточная газовая сила равна

$$P_{г1} = P'_{г1} - P_{нор}.$$

В результате расчета сверхзвуковой части сопла с учетом данных рис. 4.2.6 и 4.2.8 также определяется нормальная газовая сила $P_{г2}$ по изложенной выше методике.

Усилия в основных деталях сопла определяются из условия равновесия плоской системы сил. Составляются уравнения моментов относительно точек привеса дозвуковых и сверхзвуковых створок и проекции сил на оси ***x*** и ***y*** в выбранной системе координат, что позволяет определить усилия в рычагах управления, петлях привеса, усилия в гидроцилиндрах и т.д.

4.2.10. Основные соотношения для расчета охлаждения

Корпусные детали и створки сопла охлаждаются с помощью заградительного и комбинированного (заградительно-конвективного) способа, схема которого приведена на рис. 4.2.18. Заградительное охлаждение – это такой вид охлаждения, при котором считается, что стенка, защищаемая холодной струей от воздействия газовой струи, теплоизолирована и можно пренебречь отводом тепла через стенку. При комбинированном же охлаждении стенка дополнительно охлаждается холодным потоком с другой стороны.

Задачей расчета является отыскание распределения температуры защищаемой стенки и определение такой длины ее, где температура не

выше допустимой для выбранного вида материала с учетом действующих нагрузок. В основу расчета положены закономерности распространения спутных струй [18]. Принимаются следующие допущения:

осесимметричное течение заменяется плоским;

статическое давление охлаждающей среды принимается равным статическому давлению газа в начале области смешения;

пренебрегается влиянием градиента давления (если угол конусности дозвукового сопла не более 15°).

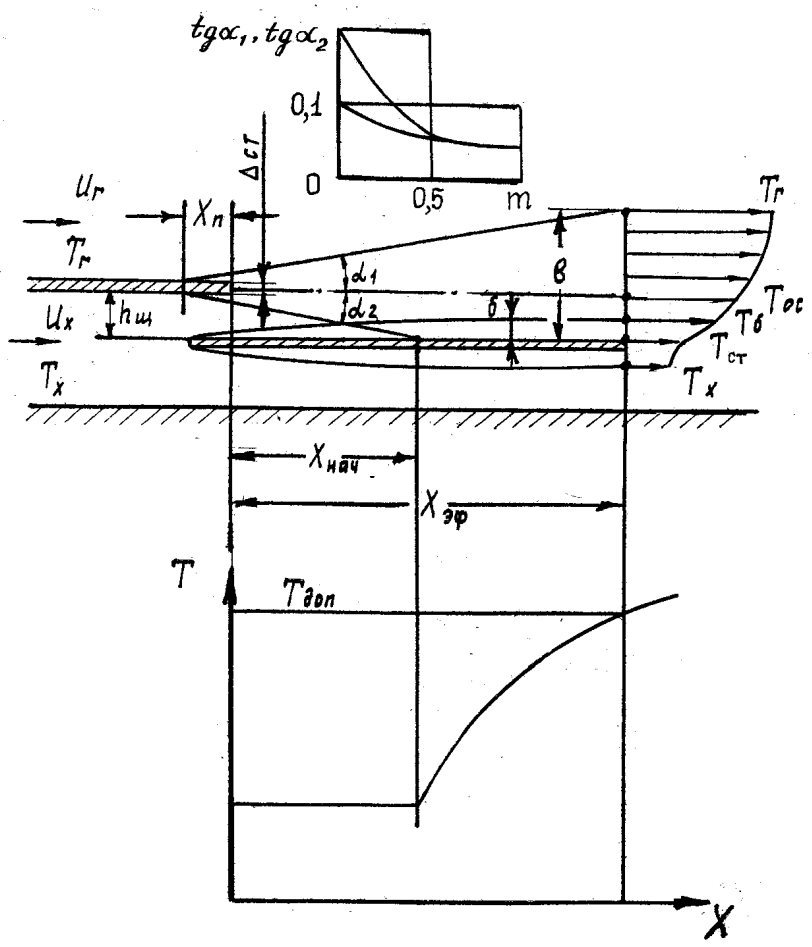


Рис. 4.2.18. Схема течения при заградительном охлаждении стенки

При определении температур внутренних и наружных створок учитываются факторы: излучение продуктов сгорания на поверхность внутренних створок; конвективный теплообмен между внутренними створками и потоком, непосредственно прилегающим к внутренним створкам; лучистый теплообмен между внутренними и наружными створками; условие теплообмена между наружными створками и окружающей средой.

Температурное состояние корпуса, экранов и створок определяется следующим образом.

1. Рассчитывается отношение скоростей $\overline{m} = w_г/w_х$, где $w_х$ - скорость холодного потока, $w_г$ - скорость горячего потока.

Для найденной величины $\overline{m}$ из графика рис. 4.2.18 находятся тангенсы углов расширения области смешения $tg\alpha_1$ и $tg\alpha_2$.

2. Определяется длина начального участка

$$x_{нач} = \frac{h_щ}{tg\,\alpha_2} - x_п,$$

где $h_щ$ — размер щели подачи охлаждающего воздуха; $x_п$ – «полюс» зоны смешения (точка, в которой пересекаются границы области смешения). Величина $\overline{x}_п$ определяется по графику рис. 4.2.19,*а* ($\overline{x}_п = x_п / \Delta_{ст}$, где $\Delta_{ст}$ – толщина стенки рис. 4.2.18).

3. Рассчитывается половина ширины струи смешения

$$b = tg\alpha_1 x + h_щ.$$

4. Определяются скорость и температура на оси струи по формуле

$$\frac{u_{ос} - u_х}{u_г - u_х} = \frac{T_{ос} - T_х}{T_г - T_х} = 1 - \frac{1 - \overline{u}_{ос}}{1 - \overline{m}},$$

где $(1 - \overline{u}_{ос})$ находится из графика рис. 4.2.19,б по величине комплекса $h_щ (1 - m^2) / b$.

5. Рассчитывается толщина пристеночного пограничного слоя

$$\delta = 0{,}37 \left(\frac{\nu_{ср}}{\frac{u_х + u_г}{2}} \right)^{0{,}2} \cdot x^{0{,}8},$$

$\nu_{ср}$ [м^2/с] - коэффициент кинематической вязкости, определяемый по температуре $T_{ср} = (T_х + T_г)/2$.

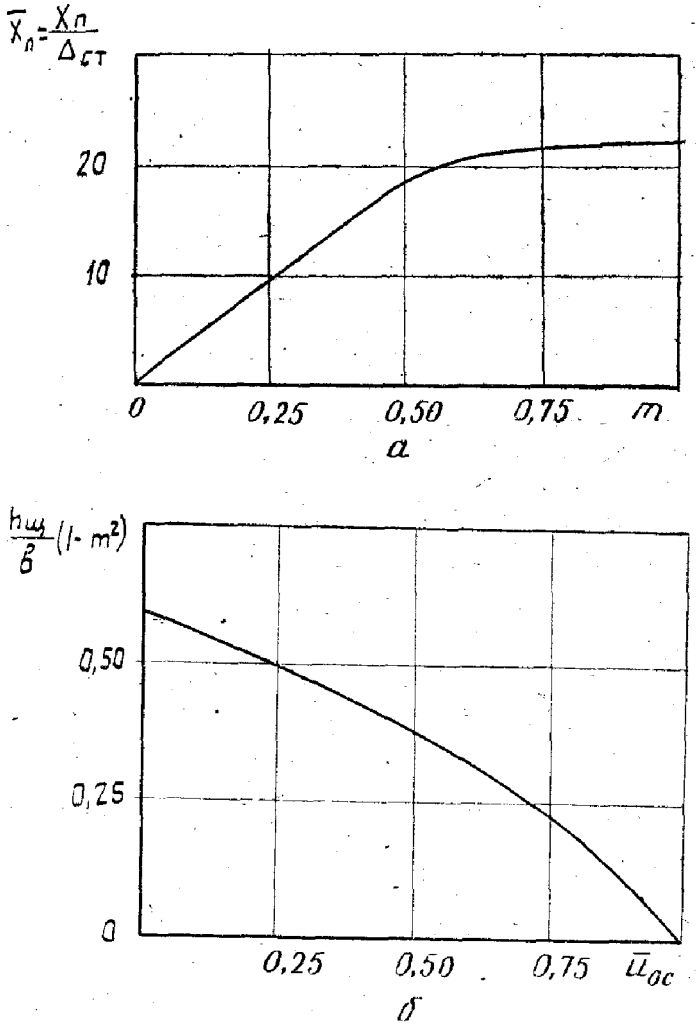


Рис. 4.2.19. Соотношения для расчета охлаждения: смещение «полюса» от отношения скоростей $\overline{m}$ (*а*); определение относительной величины скорости на оси смешения струй (*б*)

6. Определяются параметры на границе пограничного слоя:

$$\frac{T_г - T_\delta}{T_г - T_{ос}} = \frac{u_г - u_\delta}{u_г - u_{ос}} = \left[1 - \left(\frac{\delta}{b}\right)^{3/2}\right]^2.$$

В случае заградительного охлаждения температура T_δ принимается равной температуре стенки на длине $x_{эф}$ рис. 4.2.18. Условие нормальной работы охлаждаемой детали $T_{ст} \leq T_\delta$, где $T_{ст}$ – температура стенки.

7. В случае комбинированного охлаждения определяются значения коэффициента теплообмена:

- со стороны газа

$$\alpha_1 = 0{,}0225 \cdot 3600 \cdot g \cdot \rho_\delta \cdot u_\delta \cdot c_p \left(\frac{u_\delta \delta}{\nu_\delta} \right)^{-\frac{1}{4}} \cdot Pr^{-\frac{2}{3}},$$

где ρ_δ -– плотность потока на границе пограничного слоя;

c_p [ккал/(кг·град)] – удельная теплоемкость; Pr – число Прандтля (0,72);

- с внешней стороны

$$\alpha_2 = 0{,}0296 \cdot 3600 \cdot g \cdot \rho_x \cdot u_x \cdot c_p \left(\frac{u_x \cdot x}{\nu_x} \right)^{0{,}2} \cdot Pr^{-\frac{2}{3}} .$$

Тогда температура стенки равна

$$T_{ст} = T_x + \left(T_\delta - T_x \right) \frac{1}{1 + \alpha_2 / \alpha_1} .$$

Таким образом, приведенные выше соотношения позволяют выбрать оптимальные геометрические размеры проектируемого сопла, определить параметры его и условия работы основных деталей сопла по нагрузкам и температуре.

В качестве примера использования рекомендаций данной работы в табл. 4.2.2 представлены результаты проектирования газовоздушного тракта и дана оценка потерь тяги для эжекторного и сужающе-расширяющегося сопел.

Таблица 4.2.2

Параметры	Эжекторное сопло			Сужающе-расширяющееся сопло		
	ТРДФ J 79-1			ТРДДФ F-101		
	Самолеты F-104, F-4, RA-5C			B-1		
	Режим		Формула, рекомендация, график	Режим		Формула, рекомендация, график
	H=0, $V_п$=0 б.форс.	H=0, $V_п$=0 max. форс.		H=0, $V_п$=0 б.форс.	H=0, $V_п$=0 max. форс.	
1	2	3	4	5	6	7
$G_{г\Sigma}$, кг/с - расход газа	78,5	80	Результаты термодина-мического расчета	156	158	Результаты термодина-мического расчета
$p^*_{вх}$, кг/см^2	2,17	2,0		2,23	2,0	
$T^*_{вх}$, К	940	1980		580	1870	
k - показатель адиабаты	1,33	1,25		1,4	1,25	
α - угол наклона створок дозвуковой части, град	30	6	Рекомендация	20	7	Рекомендация
μ - коэффициент расхода	0,92	0,975	Формула, график	-	-	Формула, график
$F_{кр}$, м^2 (по металлу)	0,31 min. знач.	0,48 max. знач.	Формула	0,452	0,91	Формула

Окончание табл. 4.2.2

1	2	3	4	5	6	7
l – длина створки дозвуковой части, мм	220(справ.)	220	Прочерчивание	620 (справ.)	620 (справ.)	Прочерчивание
$\theta_{экв}$ – эквивалентный угол раскрытия сверхзвуковой части (эжекторное сопло), град	18(справ.)	12	Рекомендация	—	—	—
θ – угол раскрытия сверхзвуковой части (сужающе-расшир. сопло), град	—	—	—	30	2	Рекомендация
L – длина створок сверхзвуковой части, мм	340(справ.)	340	Прочерчивание	600 (справ.)	600	Прочерчивание
β - угол наклона наружных створок, град	13	6	Рекомендация	20	10	Рекомендация
$L_н$ – длина наружных створок , мм	340	340	Прочерчивание	1100	1100	Прочерчивание
$R_м$ – радиус скругления наружных створок, мм	0	0	—	1550	1550	Рекомендация
$\overline{R}$ – коэффициент тяги сопла	0,965	0,964	—	0,975	0,97	—

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ
Основная

1. Теория воздушно-реактивных двигателей / В.М. Акимов, В.И. Бакулев, Г.М. Горбунов [и др.]; под ред. С.М. Шляхтенко. — М.: Машиностроение, 1975.—568с.

2. Абрамович, Г.Н. Турбулентные течения при воздействии объемных сил и неавтомодельности / Г.Н. Абрамович, С.Ю. Крашенинников, В.Н. Секундов. — М.: Машиностроение, 1975. — 88с.

3. Клячкин, А.Л. Теория воздушно-реактивных двигателей / А.Л. Клячкин. — М.:Машиностроение, 1969. — 512с.

4. Frost T. H. Practical bupass systems for fanjet aeroenginess. – Aeronaut. Quart, 1966, vo1. 17, №2, p. 141—160.

5. Лабендин, В.П. К вопросу оценки потерь в камерах смешения ТРДД / В.П. Лабендин, Я.Я. Данцыг, Н.Н. Пономарев // Горение в потоке: сб. – Казань: КАИ, 1980.

6. Patankar S.V., Spa1ding D.B., A ca1cu1ation procedure for heat, mass and momentum transfer in threedimensional parabolic flows.—Int.: urnal of heat and mass transfer, 1972, vo1. 15, p. 1787—1806.

7. Saunders N. T. Advanced Component Technologies tor Energy Efficient Turbofan Engines.AIAAI. SAE/ASME 16th. Joint propulsion conference. 1980, Hartford, Connecticut.

8. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. — М.: Машиностроение, 1975. — 554 с.

9. Дейч, М.Е. Техническая газодинамика / М.Е. Дейч. — М.: Энергия, 1974.

10. Аронов, Б.М. Расчетное определение коэффициента расхода конических сужающихся сопел / Б.М. Аронов, Ю.И. Цыбизов // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1969. – № 3.

11. Аронов, Б.М. Исследование сверхзвукового эжекторного сопла с короткой камерой смешения / Б.М. Аронов, И.Н. Денисов, Ю.И. Цыбизов // Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей: сб. – Вып. 45. – Куйбышев: КуАИ, 1970.

12. Экспериментальное исследование некоторых вопросов моделирования рабочего процесса эжекторных сопел / И.Н. Денисов, Г.А. Загоруйко, Ю.В. Мосеев [и др.] // Вопросы проектирования и доводки авиационных газотурбинных двигателей: сб. — Куйбышев: КуАИ, 1978.

13. Верховский, В.П. Численный расчет плоских сверхзвуковых сопел с изломом контура. Таблицы координат сопел на числа М = 3–7 / В.П. Верховский // Тр. ЦАГИ. — М., 1975. Вып. 1680.

14. Цыбизов, Ю.И. Расчет сложной области сверхзвукового течения / Ю.И. Цыбизов, Г.М. Горелов // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1967. – № 3.

15. Салманова, Н.Г. К расчету плоских сверхзвуковых сопел / Н.Г. Салманова, Ю.И. Цыбизов // Вопросы проектирования и доводки авиационных газотурбинных двигателей: сб. – Куйбышев: КуАИ, 1978.

16. Нечаев, Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч.2 / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. – М.: Машиностроение, 1978. – 366 с.

17. Павлюков, Е.В. Номограммы для определения тяги в сверхзвуковых соплах / Е.В. Павлюков // Тр. ЦАГИ. – М., 1973. Вып. 1535.

18. Основы теплопередачи в авиационной и ракетной технике / В.С. Авдуевский, Ю.И. Данилов, В.К. Кошкин [и др.]. – М.: Оборонгиз, 1960.

19. Глотов, Г.Ф. Исследование течения газа в цилиндрическом канале с внезапным расширением звукового потока / Г.Ф. Глотов, Э.К. Мороз // Ученые записки ЦАГИ. – М., 1970. – №2. – Т.1. – С. 53-59.

20. Чжен, П. Отрывные течения: ВЗТ. Т.1 / П. Чжен. – М.: Мир, 1972. – 298с.

21. Цыбизов, Ю.И. Течение на входе в сверхзвуковую часть регулируемого сопла Лаваля ГТД / Ю.И. Цыбизов // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1996. – №3. – С. 63-67.

22. Поляков, В.В. Реверсивные устройства ВРД / В.В. Поляков, В.А. Голубев, О.В. Бондарев. — М.: Изд-во МАИ, 1990. - 47 с.

23. Цыбизов, Ю.И. Расчетно-экспериментальная оценка величины обратной тяги ТВВД сверхвысокой степени двухконтурности / Ю.И. Цыбизов // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1998. – №2.

24. Данильченко, В.П. Инженерные основы проектирования выходных устройств авиационных ГТД / В.П. Данильченко, С.Ю. Крашенинников, Ю.И. Цыбизов. – Куйбышев: КуАИ, 1984. – 96 с.

25. Белоусов, А.Н. Проектный расчет выходных устройств авиационных ГТД: метод. указания к курсовому проектированию / сост.: А.Н. Белоусов, В.П. Данильченко, Ю.И. Цыбизов. – Самар. авиац. ин-т. – Самара, 1992. – 20с.

26. Цыбизов, Ю.И. Низкочастотные колебания створок регулируемого сопла Лаваля ГТД / Ю.И. Цыбизов // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1991. – №4. – С. 48–52.

Дополнительная

1. Святогоров, А.А. Устройства для отклонения реактивной струи турбореактивных двигателей / А.А. Святогоров, К.Н. Попов, Н.И. Хвостов. – Под ред. А.А. Святогорова. ВИНИТИ. — М.: Машиностроение, 1968. — 235 с.

2. Поляков, В.В. Реверсивные устройства силовых установок с воздушно-реактивными двигателями. Т.5 / В.В. Поляков. ВИНИТИ. — М.: Авиастроение, 1977. — 204с.

3. Сивиркин, В.Ф. Теория сверхзвуковой турбулентной изотермической затопленной струи и ее приложение к расчету эжекторных сопел / В.Ф. Сивиркин // Гидрогазодинамика: сб. – Вып. 2. — Куйбышев: КуАИ, 1976.

4. Сивиркин, В.Ф. Об отрывных режимах работы эжекторных сопел при малых коэффициентах эжекции / В.Ф. Сивиркин // Газодинамика двигателей летательных аппаратов: сб. – Казань: КАИ, 1980.

Научное издание

Данильченко Валерий Павлович, **Лукачев** Сергей Викторович,
Ковылов Юрий Леонидович, **Постников** Александр Михайлович,
Федорченко Дмитрий Геннадьевич, **Цыбизов** Юрий Ильич

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Научный редактор *В.М. Данильченко*
Редакторы: *Н.С. Куприянова, Т.К. Кретинина, Л.Я. Чегодаева*
Компьютерная верстка: *О.В. Назаров, О.П. Павлова, Д.И. Кустов, К.С. Фимушкина*

Подписано в печать 04.09.08. Формат 60x84 1/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 38,9.
Тираж 500 экз. Заказ .

Изд-во Самарского научного центра РАН,
443001 Самара, Студенческий пер., 3а

Отпечатано в СОП издательства СГАУ,
443086 Самара, Московское шоссе, 34.