МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

Н.И. СТАРЦЕВ

КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И СИСТЕМ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

КНИГА ВТОРАЯ. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И ОПОРЫ ГТД

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет)» в качестве учебника для студентов, обучающихся по программе высшего профессионального образования по специальности «Проектирование авиационных и ракетных двигателей»

САМАРА
Издательство СГАУ
2013

УДК 621.431.75 (075)
ББК 39.55
С 774

Рецензенты: заместитель генерального конструктора ОАО «Кузнецов»
кандидат технических наук Е. П. К о ч е р о в,
доктор технических наук, профессор С. В. Ф а л а л е е в

Н.И. Старцев

С 774 **Конструкция и проектирование основных узлов и систем авиационных двигателей и энергетических установок**. Кн. 2. **Камеры сгорания и опоры ГТД** [Электронный ресурс]: учеб. / *Н.И. Старцев*. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2013. – 1 электрон. опт. диск (CD ROM).

ISBN 978-5-7883-0938-5

Вторая книга учебника охватывает анализ конструкции и проектирования камер сгорания и опор роторов двигателя с использованием, как и в первой книге, системного подхода с декомпозицией и выявлением существенных функциональных и структурных связей с другими модулями двигателя, а также связей внутри самих модулей.

Рассмотрено большое число исполнений и камер сгорания и опор роторов в двигателях отечественных и зарубежных фирм, что позволяет получить нужную информацию при поиске предпочтительных конструкторских решений в процессе проектирования.

Учебник предназначен для студентов высших технических учебных заведений, обучающихся по специальности 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» и изучающих дисциплины: «Основы конструкции двигателей», «Проектирование силовых установок и управление проектами», «Конструктивно-силовые схемы двигателей», «Проектирование основных узлов двигателей», «Индивидуальная компьютерная конструкторская подготовка».

Для магистров, обучающихся по специальности 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов», – магистерская программа «Интегрированные информационные технологии в авиадвигателестроении» и следующие дисциплины: «Проектирование силовых установок», «Системный анализ и методология оптимального проектирования авиационных двигателей», «Конструирование основных узлов и систем авиационных двигателей».

Разработано на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов.

УДК 621.431.75 (075)
ББК 39.55

ISBN 978-5-7883-0938-5

© Н.И. Старцев, 2013
© Самарский государственный аэрокосмический университет, 2013

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение..... 6

Глава 5. Камеры сгорания..... 8
Процесс сжигания топлива..... 8
Схемы камер сгорания..... 13

§5.1 Камера сгорания как технический объект: декомпозиция и структурно-параметрическое описание..... 18
Требования к камере сгорания..... 18
Анализ существенных связей (уровень 2)..... 19
Элементы, обеспечивающие рабочий процесс в КС (уровень 3)..... 21
Диффузор..... 21
Жаровая труба с фронтовым устройством 25
Фронтовое устройство (Ф.У)..... 27
Форсунки..... 35
Организация управления процессами в КС. Обеспечение эксплуатационных характеристик (уровень 4)..... 38
Система топливоподачи 38
Организация зоны циркуляции..... 41
Система розжига 42
Организация ввода воздуха в жаровую трубу..... 43
Тепловое состояние стенок жаровой трубы. Охлаждение ЖТ. Разделение стенок на секции 46
Подвеска и центрирование жаровой трубы в корпусе..... 51
Оформление стыка жаровой трубы с 1СА турбины 52
Выбросы вредных веществ 53

§5.2 Создание компоновки камеры сгорания..... 57
Концепция..... 57
Исходные данные..... 58
Выбор прототипа и определение потребного объема ЖТ..... 58
Формирование конфигурации ЖТ и конфигурации КС..... 59
ФУ малой высоты, камера сгорания ТРДДФ АЛ-31Ф..... 60
ФУ малой высоты, многофорсуночная камера сгорания ТВВД НК-93..... 63
ФУ большой высоты, камера сгорания Trent 1000..... 66
ФУ большой высоты, камера сгорания ТРДД PW 4000..... 69
ФУ большой высоты, многофорсуночная КС ТРДД GE 90..... 71
Выбор конструкции диффузора..... 74
Внешняя аэродинамика ЖТ..... 74
Подвеска ЖТ..... 74
Топливоподвод..... 74
Розжиг КС..... 75
Удаление топлива после ложного запуска..... 75
Обеспечение контролепригодности..... 75
Ремонтопригодность..... 75
Технические требования (жаровая труба в сборе)..... 76

§5.3 Конструкционная прочность элементов камеры сгорания..... 77
Оценка запасов по местной прочности и потере устойчивости..... 78
Наружный корпус..... 79
Внутренний корпус..... 80

Жаровая труба..... 82
Элементы системы крепления жаровой трубы..... 83
Оценка долговечности при малоцикловой усталости..... 84
Запасы долговечности по допустимым деформациям ползучести..... 88
Цикл обязательных испытаний и исследований..... 90
Материалы деталей камеры сгорания..... 91

§5.4 Особенности конструкции камер сгорания приводов энергетических установок..... 93
Снижение эмиссии вредных веществ..... 93
Нормирование вредных выбросов..... 93
Первое направление..... 94
Второе направление..... 96
Третье направление..... 97
Двухзонная кольцевая камера сгорания..... 98
Двухзонная камера сгорания с выносными жаровыми трубами (ВЖТ) 100
Автоматическая система управления КС ГТУ НК-37..... 101
Малотоксичная КС ГТУ LM6000+ фирмы «Дженерал электрик» 102
Каталитические КС..... 104
Эксплуатационная надежность..... 105
Контрольные вопросы..... 106
Список литературы..... 108

Глава 6. Опоры ротора..... 109

§6.1 Анализ конструкции опор по их расположению в двигателе..... 111
Двухвальный ТРДДФ F100-PW-229..... 112
Двухвальный ТРДДФ НК-144..... 118
Двухвальный ТРДД GEnx..... 122
Двухвальный ТРДД CFM 56-7B..... 130
Трехвальный ТРДДФ RB.199..... 135
Газотурбинный привод НК-37..... 141

§6.2 Опора ротора как технический объект: декомпозиция и структурно-параметрическое описание..... 144
Уровень 2 Анализ существенных связей с другими модулями..... 146
Уровень 3 Структурные связи основных элементов опор ТРДД..... 148
Уровень 4 Элементы, обеспечивающие тепловое состояние и работоспособность системы «ротор-опоры» 156

§6.3 Тепловой баланс в масляной полости опоры..... 156
Управление притоком тепла через стенки..... 158
Уменьшение теплового потока через уплотнения..... 164
Бесконтактные уплотнения..... 166
Контактные уплотнения..... 171
Неподвижные уплотнения..... 183
Внутренний приток тепла в масляную систему двигателя..... 185
Тепловыделение в подшипниках опор ротора..... 185
Методика оценки теплового состояния подшипников по В.М. Демидовичу... 191
Тепловыделение в шестернях и подшипниках центрального привода и коробок приводов..... 193
Смазка, отвод тепла маслом и суфлирование..... 197

§6.4 Управление критическим состоянием ротора..... 207
Общая вибрация двигателя..... 207
Упругие опоры с линейной и нелинейной характеристиками жесткости. 213

Введение в опору средств демпфирования колебаний ротора..... 216
Гидравлические демпферы..... 217
Динамика ротора с ГДД..... 224
Выбор ГДД..... 226
Демпферы сухого трения..... 227

§6.5 Создание компоновки опор ротора..... 230
Межкаскадная опора турбины, размещенная за турбиной ВД..... 231
Задняя опора турбины..... 240
Опора турбины, размещенная перед турбиной ВД..... 241
Средняя опора..... 244
Передняя опора..... 249

§6.6 Конструкционная прочность опор ротора..... 251
6.6.1 Выбор материалов..... 251
6.6.2 Анализ нагружения опор..... 255
6.6.3 Примеры формирования расчётной модели опоры и расчёт на прочность 261
6.6.3.1 Средняя опора..... 261
6.6.3.2 Опора турбины, размещенная перед турбиной..... 265
6.6.3.3 Задняя опора..... 270
Контрольные вопросы..... 275

Заключение..... 278

Предметный указатель..... 279

Список литературы..... 283

Введение

Вторая книга учебника «Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей и приводов энергетических установок» посвящается анализу конструкции и проектированию камер сгорания и опор роторов ГТД.

Анализ исполненных конструкций и описание процедур проектирования являются основной направленностью изложения материала книги.

Как и в первой книге, для углубленного анализа конструкции этих модулей ГТД используется системный подход с декомпозицией их и выделением функциональных и структурных связей как между элементами этих связей, так и связей их с другими модулями.

Изучение конструкции камеры сгорания невозможно без понимания роли каждого элемента – от диффузора, фронтового устройства и до системы охлаждения стенок жаровой трубы, поля температур перед первым сопловым аппаратом турбины и выбросами вредных веществ. Незначительные, казалось бы, выступы, щели, отверстия в проточной части камеры сгорания обязательно несут функциональную нагрузку.

Сложность создания компоновки камеры сгорания состоит в том, что, в отличие от модулей компрессора и турбины, здесь нет доступных процедур в виде газодинамического расчета с привлечением современных программных комплексов.

Поэтому за основу проектирования камеры сгорания в учебных целях принят метод В.Е. Дорошенко с выбором прототипа и расчетом параметра форсирования. Дан пошаговый порядок создания компоновки камер сгорания различных форм проточной части. При выполненной конструкции возможен газодинамический и тепловой анализ с оптимизацией исполнения камеры сгорания.

Оценка прочности наружного корпуса и жаровой трубы определяется тем, что критическими для этих элементов являются повреждения от малоцикловой усталости. Поэтому вычисляется запас прочности по долговечности, где разрушающее число циклов выражается размахом напряжений и деформаций. Подчеркивается предпочтительность деформационного подхода. Прочность наружного корпуса оценивается в условиях ползучести, дан цикл обязательных натурных испытаний его.

Важным моментом в совершенствовании процессов горения является создание камер сгорания для приводов энергетических установок, позволивших снизить уровень эмиссии вредных веществ, этому в главе «Камеры сгорания» отведен раздел «Особенности конструкции камер сгорания приводов энергетических установок».

Глава «Опоры роторов» – это первый опыт представления опоры как предмета изучения и проектирования. Многофункциональная роль опор, особенности их конструкции и размещения в двигателе создают сложности в представлении материалов. Как и в случае с камерой сгорания, конструирование опоры не предваряется расчетным анализом.

Поэтому основная доля проектных решений на этапе компоновки опоры ложится на конструктора.

Отдельным параграфом дан анализ опор, классификация их по месту размещения и нагружению, что является исходной информацией для создания компоновки каждой из опор.

Создание компоновки опоры – определенное испытание при изучении этой главы. Но трудность эта – удобный предмет для введения в учебный процесс создания объемной компоновки (3D-моделирование) на начальном этапе проектирования – конструктору нужно научиться хорошо представлять в объеме проектируемый модуль или элемент.

Для создания компоновки каждой опоры даны исходные данные, рекомендации по выбору конструктивной схемы, уменьшению внешних тепловых потоков, размещению трубопроводов в ребрах опоры и ряд других.

Изучение процессов, проходящих в опоре ротора – это прямое приложение знаний, полученных при изучении теплопередачи, механики жидкостей и газов, деталей машин, динамики и прочности ГТД. Изложение перечисленных задач изложено по методикам, которые используются при проектировании ГТД в условиях конструкторских бюро, что способствует формированию профессиональных навыков будущего инженера.

Важное значение в понимании задач, связанных с созданием опор роторов, имеет описание теплового баланса в масляной полости опоры – внешний приток тепла, приток тепла через уплотнения, внутренний приток тепла от подшипников и шестерен.

Учитывая важную роль опор в динамике роторов ГТД, в общей вибрации двигателя, введен раздел «Управление критическим состоянием ротора», что позволило показать важность управления жесткостью опор, дать понятие об упругих опорах, показать эффективность использования демпфирующих устройств.

Конструкционная прочность дана в объяснениях и примерах.

Автор признателен доктору технических наук, профессору Фалалееву С.В. и кандидату технических наук Кочерову Е.П. за советы по уточнению текста.

Автор приносит слова благодарности Шакирову Д.Ф. за подготовку рукописи к печати.

Глава 5. Камеры сгорания

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

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

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

Процесс сжигания топлива

Процесс сжигания топлива организуется в несколько ступеней, хотя отдельные операции идут практически одновременно и КС функционально разделяется на ряд участков (рис. 5.1).

Диффузор. В диффузоре поток воздуха из компрессора, имеющий скорость 150…200 *м/с* замедляется с таким расчетом, чтобы в средних сечениях ЖТ его скорость не превышала 15…25 *м/с*. Снижение скорости в диффузоре важно и потому, что потери давления, вызванные подводом тепла при горении топлива, пропорциональны квадрату скорости воздушного потока. Это означает, что при скорости 150…200 *м/с* потери давления могут достигать четвертой части (25%) общего повышения давления в компрессоре. Диффузор позволяет снизить эти потери, т.к. скорость в КС уменьшается в 5…10 раз.

Зона циркуляции. Однако для стабилизации пламени одного снижения скорости в диффузоре недостаточно. Как уже отмечалось, нужно выполнить условие, чтобы в заданном сечении ЖТ скорость течения газа C_a и турбулентная скорость распространения пламени U_T были равны и обратны по направлению, т.е. $\overrightarrow{C_a} = -\overrightarrow{U_T}$. Действительно, если горение в потоке началось, а скорость потока C_a выше скорости горения U_T, то пламя будет сноситься вдоль по потоку со скоростью $C_a - U_T$, в противном случае, когда $U_T > C_a$, пламя будет смещаться навстречу потоку со скоростью $U_T - C_a$. Следовательно, передний фронт зоны горения должен представлять собой место точек, в которых скорость распространения пламени U_T равна и противоположна скорости потока газа C_a.

Такое динамическое равновесие достигается с помощью обратных токов горячих газов в головной части ЖТ. Конструктивно это реализуется чаще всего во *фронтовом устройстве* (ФУ) – комбинации форсунки с завихрителем, в котором поток воздуха закручивается на угол 45…60° (рис. 5.2). Закрученный поток создает в зоне, прилегающей к оси форсунки, пониженное давление. В эту зону устремляется поток горячего газа из зоны горения и часть воздуха из первого ряда отверстий в стенках ЖТ – возникает циркуляционное течение, часть которого, где направление струй противоположно движению осевого потока, называется *зоной обратных токов* (ЗОТ).

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

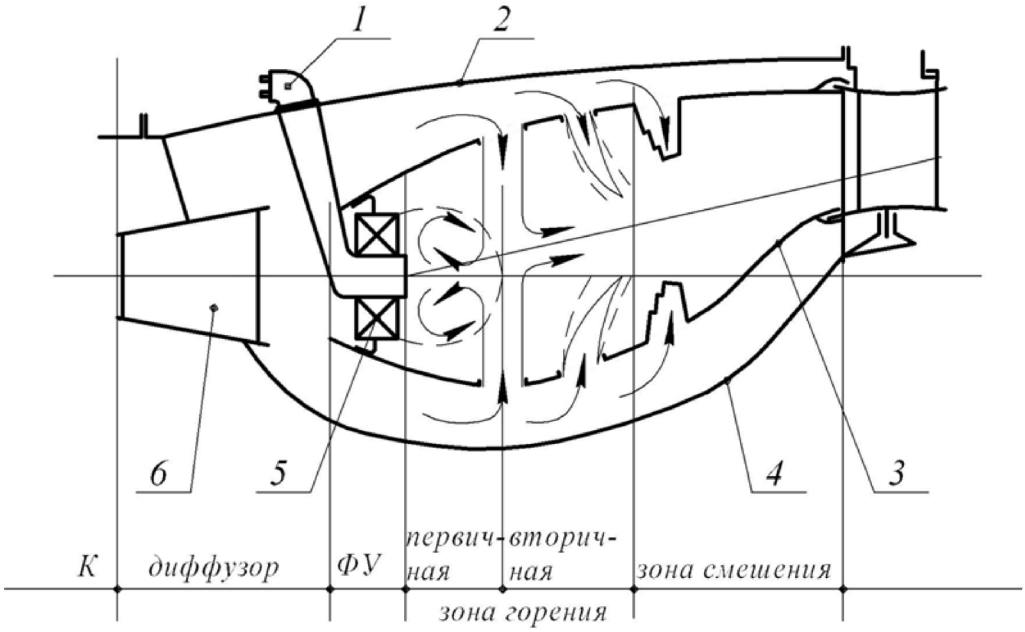


Рис. 5.1 Конструктивная схема камеры сгорания:1 – топливная форсунка; 2 – наружный корпус; 3 – жаровая труба;4 – внутренний корпус; 5 – завихритель; 6 – диффузор

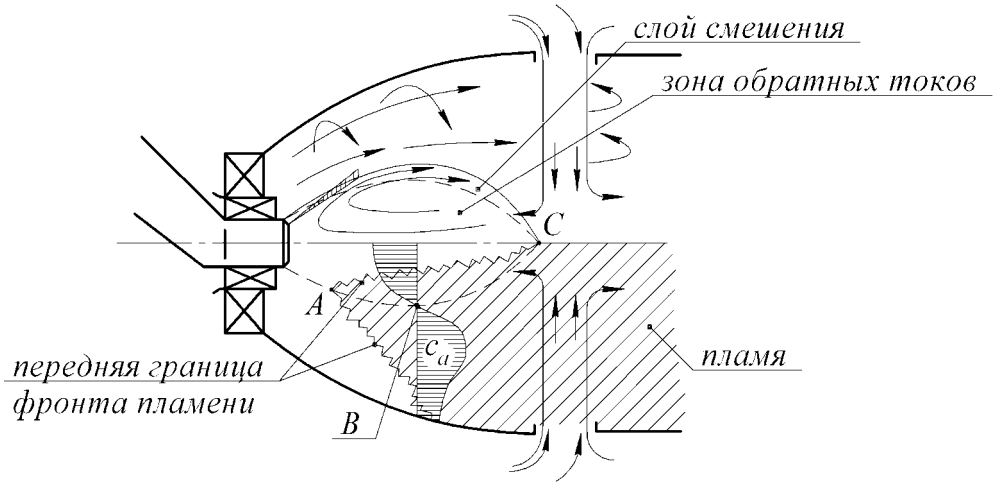


Рис. 5.2 Формирование зоны циркуляции в головной части жаровой трубы

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

Физическая сторона такого процесса состоит в том, что для 100-процентного сжигания топлива нужен не весь воздух, поступающий в КС, а только 60…80%. Связано это с тем, что устойчивый процесс горения проходит при определенных соотношениях топлива с воздухом, характеризуемым коэффициентом избытка воздуха $\alpha = G_B / G_T L_0 = G_B / G_T \cdot 14,8$. Это значение должно быть близко к 1,0, при $\alpha_{min} < 0,4...0,6$ и при $\alpha_{max} \geq 1,4...2,2$ происходит срыв пламени. Для углеводородных топлив максимальная температура в зоне горения может достигать $T_г^*$=1800-2700К.

Второй момент – выдерживанием α по режимам работы двигателя, управлением процессом горения возможно уменьшить эмиссию вредных выбросов (CO, C_nH_m, NO_X, дым).

Подготовка топливовоздушной смеси (ТВС) (рис. 5.3). Топливо от насоса через агрегат распределения топлива подводится к каждой форсунке двумя трубками, а в самой форсунке – по двум каналам, чтобы обеспечить распыл топлива на режиме малого газа (работает один канал) и подачу большого количества топлива на основных режимах (работают оба канала). Мелкие частицы топлива диаметром от 200 до 5 *мкм* имеют то свойство, что суммарная площадь поверхности таких капель резко возрастает, а следовательно, увеличивается и скорость испарения. Если сферическую каплю диаметром 10 *мм* разбить на капли диаметром 10 *мкм*, то их суммарная площадь увеличится в 1000 раз: при прочих равных условиях скорость испарения возрастает на три порядка.

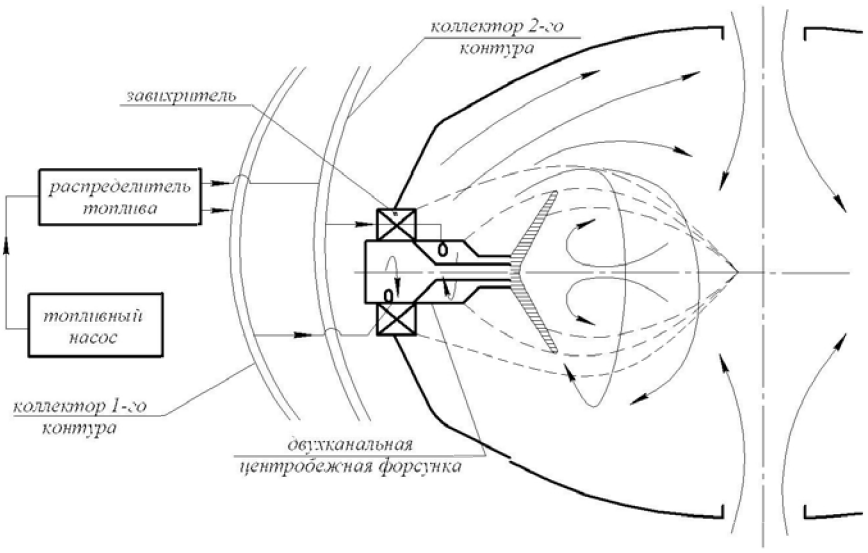


Рис. 5.3 Схема образования топливовоздушной смеси во фронтовом устройстве

Распыленное топливо подается в зону циркуляции, капли, встречаясь с горячими газами, интенсивно прогреваются, испаряются, смешиваются с воздухом, формируя окончательный состав ТВС. Все эти процессы идут практически одновременно и завершаются на расстоянии 30…50 *мм* от среза сопла форсунки [4].

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

Процесс горения. После того как температура ТВС достигла критической величины, происходит воспламенение смеси, начинается процесс горения. Вначале выгорает ТВС с оптимальным составом смеси ($\alpha \approx 1$). Выделившееся при этом тепло

идет на повышение температуры в первичной зоне и на испарение оставшейся части топлива.

ТВС непрерывно поджигается горячими газами, выходящими из зоны обратных токов. В итоге за каждой форсункой формируется очаг пламени, обеспечивающий стабилизацию фронта пламени на разных режимах (при разных скоростях потока).

В камерах сгорания ГТД горение происходит по схеме «турбулентного пламени», когда считается, что схема горения имеет одинаковую природу с ламинарным потоком, а скорость распространения фронта пламени увеличивается на порядок из-за увеличения площади фронта.

Из-за турбулентных пульсаций передний фронт настолько искривляется, что площадь его по сравнению с условно сглаженным ламинарным фронтом возрастает на порядок. На каждом микроучастке этой зигзагообразной поверхности выгорание смеси происходит с нормальной скоростью $U_H = 1,0...2,0\, м/с$ (т.е. со скоростью, нормальной к поверхности микросистемы, как в ламинарном потоке), но интегральная скорость перемещения этого фронта увеличивается до $U_T = 15...30\ м/с$.

Важную роль в формировании очертаний переднего фронта пламени играет «*слой смешения*». «Фронт пламени вытягивается по нему в направлении форсунки и останавливается в некоторой точке стабилизации пламени А (см. рис. 5.2), в которой скорость распространения пламени в турбулентном потоке равна осевой скорости потока» [2].

Если исходить из этой модели, то точка А наиболее близкая к фронтовому устройству, становится началом формирования передней границы фронта пламени. Сложение векторов скорости – осевой C_a и U_T определяет наклон фронта к оси ЖТ.

Точка С фронта не должна отставать от траектории задних слоев циркулирующих газов, которые являются производной зоны горения, т.е. пламени.

Точка В отмечена как находящаяся в плоскости максимальной толщины слоя смешения, где благоприятны условия для образования очагов пламени. Поэтому она может служить ориентиром для выбора места установки запального устройства.

«В зоне обратных токов не должно быть излишнего топлива, не участвующего в горении, чтобы исключить закоксовывание форсунок. Поэтому конус максимальной концентрации топлива должен располагаться вне зоны циркуляции» [2]. Это обстоятельство должно быть учтено при проектировании форсунки к ФУ.

Такова картина организации горения в *первичной зоне*. Однако первоначально не воспламенившиеся микрообъемы ТВС под воздействием интенсивного смешения постепенно достигают температуры самовоспламенения и горят уже на большем расстоянии от фронтового устройства – процесс горения перемещается во *вторичную зону* горения, где сгорает основная часть топлива.

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

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

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

Формирование поля температур перед турбиной. Зона смешения. Вторичный воздух, который не участвует в горении топлива и охлаждении стенок ЖТ и элементов турбины, подается внутрь ЖТ после зоны горения, чтобы получить среднемассовую

температуру и эпюру распределения температур по высоте рабочей лопатки, потребную для турбины.

Количество воздуха, подаваемое в зону смешения, составляет 20…40% от общего расхода воздуха через КС. Воздух подается через один или два ряда отверстий в стенках ЖТ поперечными струями и перемешивается с горячим газом. При обычных для ЖТ перепадах давления на стенке $(0{,}03\ldots0{,}05)\,P_K^*$ максимально возможная глубина проникновения составляет около 5 начальных диаметров струи и должна достигать половины высоты ЖТ $h_{ЖТ}$, относительный шаг $\bar{t} = t / h_Ж$ должен быть в пределах 0,4…0,6. Если глубина проникновения струи мала, а расстояние между ними велико, поток горячих газов может проходить между струями не смешиваясь с холодным воздухом, повышая пик температур перед турбиной. В таком случае потребуется увеличить длину зоны смешения.

Итоговая картина распределения параметров по длине жаровой трубы показана на рис. 5.4.

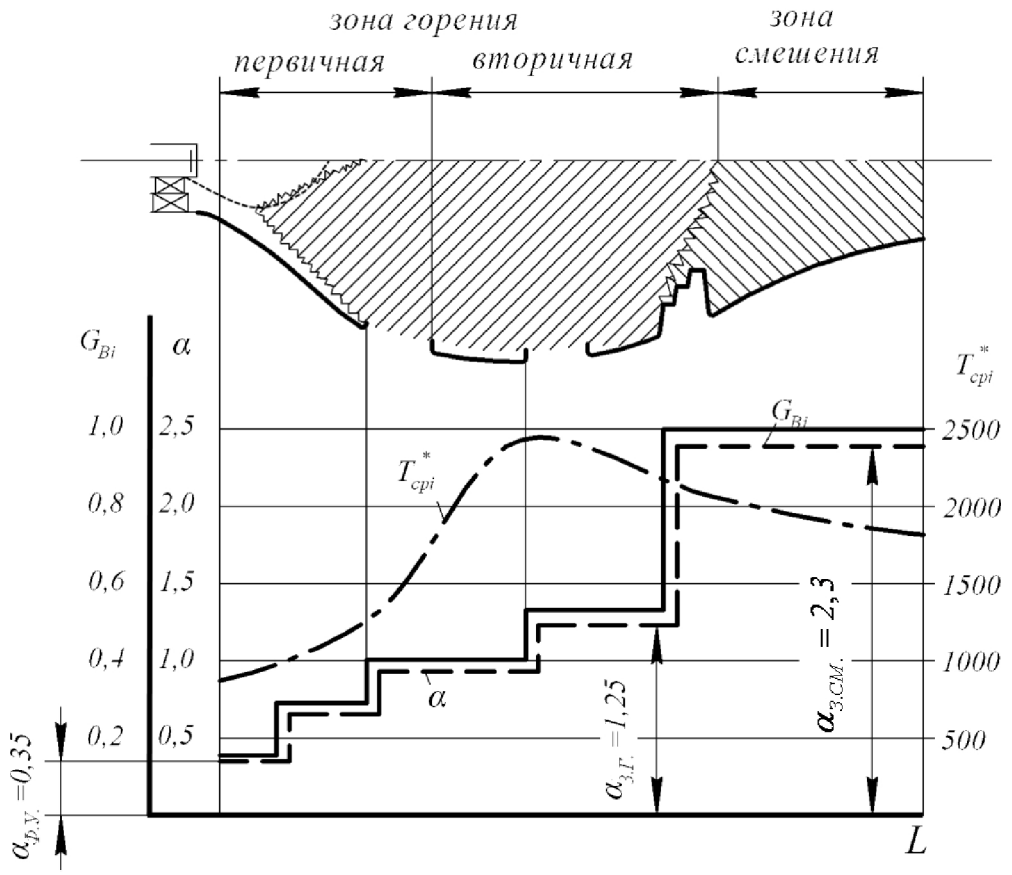


Рис. 5.4 Изменение расхода воздуха, температуры газа и коэффициента избытка воздуха по длине жаровой трубы

Температура газа $T^*_{Гср}$ достигает максимума в конце зоны горения и для получения заданного температурного поля перед 1 СА в жаровую трубу вводится вторичный воздух в зоне смешения. Относительный расход воздуха $\overline{G}_B = G_B / G_{BГ}$ и соответственно коэффициент избытка воздуха ступенчато возрастают по длине ЖТ.

Схемы камер сгорания

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

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

Трубчатая КС (рис. 5.5) представляет собой набор из нескольких ЖТ, каждая из которых имеет свой корпус, соединенный с общим кольцевым корпусом, в котором расположен газосборник, собирающий горячий газ от всех ЖТ перед 1СА турбины.

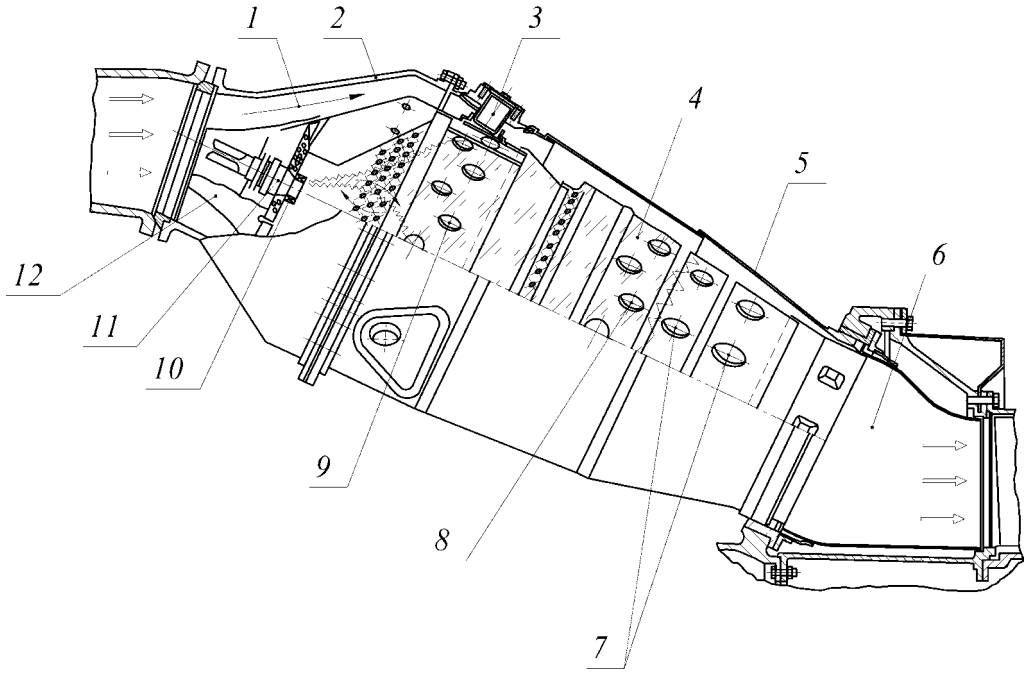


Рис. 5.5 Трубчатая камера сгорания:
1 – вторичный воздух; 2 – диффузор; 3 – передний пояс крепления ЖТ (3 штифта); 4 – ЖТ; 5 – корпус; 6 – газосборник; 7 – отверстия зоны смешения; 8 – второй ряд отверстий зоны горения; 9 – первый ряд отверстий зоны горения; 10 – завихритель; 11 – форсунка; 12 – воздухозаборник

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

ЖТ имеет три ряда по 30 отверстий диаметром 6,3 *мм* на передней конической стенке и два ряда близкорасположенных 17 отверстий диаметром 15 *мм*, ограничивающих первичную зону горения. Вторичная зона представлена одним рядом из 8 отверстий диаметром 20 *мм*, а зона смешения – двумя рядами по 8 отверстий диаметром 20 и 25 *мм*.

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

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

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

Недостатки трубчатой КС:

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

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

Трубчато-кольцевая КС (рис. 5.6) отличается от трубчатой тем, что отдельные ЖТ заключены в общий корпус. Наружный кожух корпуса КС включен в силовую схему двигателя, что позволяет снизить вес КС и двигателя в целом и обеспечить связь с опорой (пример Д-30 и «Тэй»). В остальном недостатоки трубчатой КС наблюдаются и здесь.

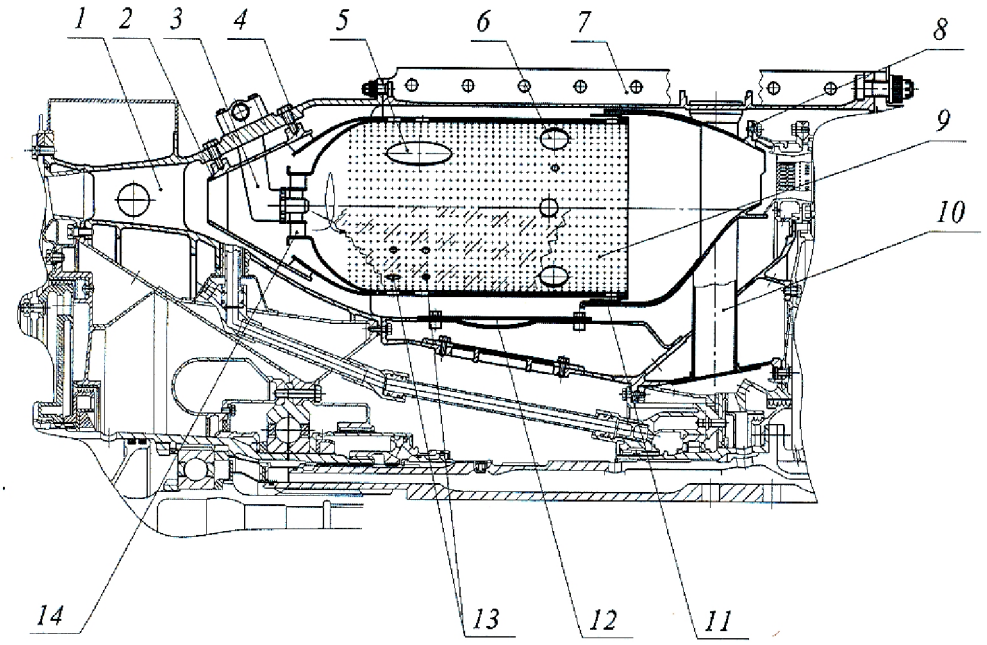


Рис. 5.6 Трубчато-кольцевая камера сгорания ТРДД «Тэй»:
1 – диффузор (первый пояс двойной замкнутой связи между корпусами); 2 – воздухозаборник; 3 – форсунка; 4 – первый пояс подвески ЖТ; 5 – отверстия пламяпереброса; 6 – отверстия зоны смешения; 7 – разъемный наружный корпус; 8 – стык ЖТ и первого соплового аппарата турбины; 9 – передняя часть ЖТ из двухслойного пористого материала «трансплей»; 10 – второй пояс связи между корпусами; 11 – телескоп; 12 – внутренний корпус КС; 13 – отверстия зоны горения; 14 – завихритель

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

В кольцевой КС (рис. 5.7) устанавливается одна ЖТ с общим фронтовым устройством, состоящим из набора форсунок (от 8 до 140 штук).

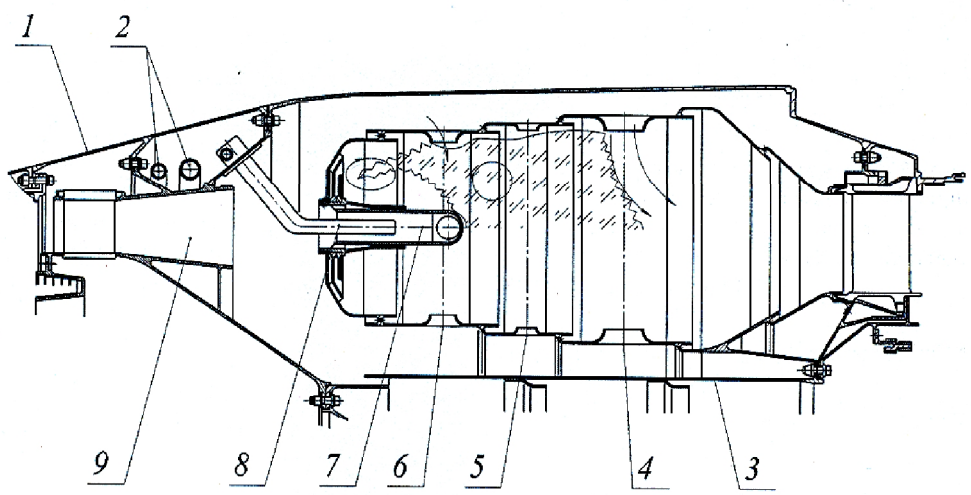


Рис. 5.7 Кольцевая камера сгорания ТРДДФ М53-Р2:
1 – наружный корпус; 2 – топливный коллектор; 3 – внутренний корпус; 4 – отверстия зоны смешения; 5 – второй ряд отверстий зоны горения; 6 – первый ряд отверстий зоны горения; 7 – фронтовое устройство испарительного типа; 8 – форсунка; 9 – диффузор

По результатам анализа, выполненного Резником В.Е. [4], поверхность охлаждаемых стенок ЖТ в трубчато-кольцевой КС по сравнению с кольцевой (устанавливаемых в одинаковый корпус) больше в 1,4 раза, а отношение объемов зон горения составляет 0,715. Это означает, что время пребывания топливовоздушной смеси (ТВС) в зоне горения трубчато-кольцевой КС меньше, чем в кольцевой, примерно на 30%. И чтобы иметь то же время пребывания, длина зоны горения в трубчато-кольцевой КС должна быть увеличена в 1,4 раза.

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

Противоточная КС (рис. 5.8) используется обычно в сочетании с центробежным или осецентробежным компрессором и связана с поворотом потока на 360°. Такая компоновка двигателя позволяет снизить его длину и вес и может использоваться при проектировании ТРДД с $m \geq 3$ (пример LF507), где объем, ограниченный внутренней стенкой канала 2 контура, достаточен для размещения центробежной ступени и КС. Противоточная КС широко применяется на ТВаД для вертолетов, ВСУ, где нет жестких ограничений на диаметральные габариты.

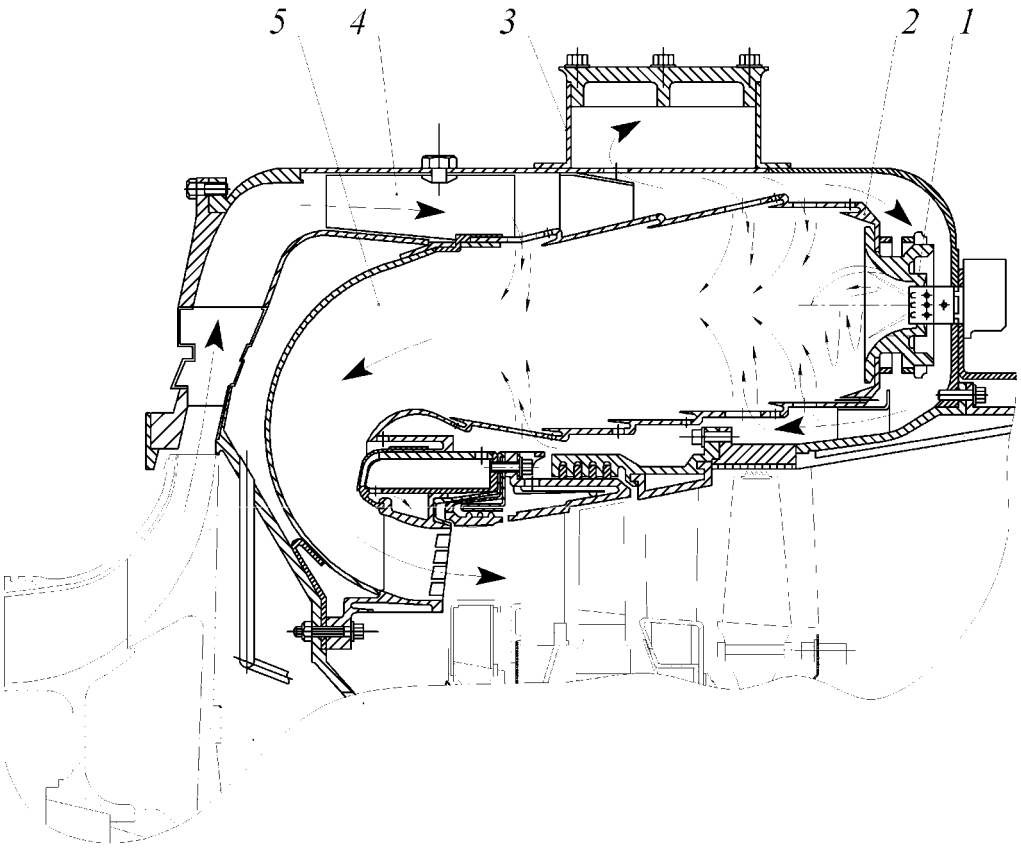


Рис. 5.8 Противоточная камера сгорания ТРДД LF507:
1 – фронтовое устройство; 2 – жаровая труба; 3 – отбор воздуха на самолетные нужды; 3 – отбор воздуха на самолетные нужды; 4 – успокоительный участок диффузора; 5 – газосборник

Радиально-кольцевая КС (рис. 5.9) с распылением топлива вращающимися форсунками, поступающего через вал и кольцевой ЖТ, сформированной двумя стенками, которые располагаются под углом 90° к валу двигателя. Как и в случае с противоточной схемой здесь достигается цель – уменьшить длину двигателя.

Форма жаровой трубы в меридиональном сечении выбрана таким образом, что перед ФУ (форсунками) образуется ниша, где сосредоточивается «спокойный» объем, не захватываемый потоком воздуха, выходящим из диффузора.

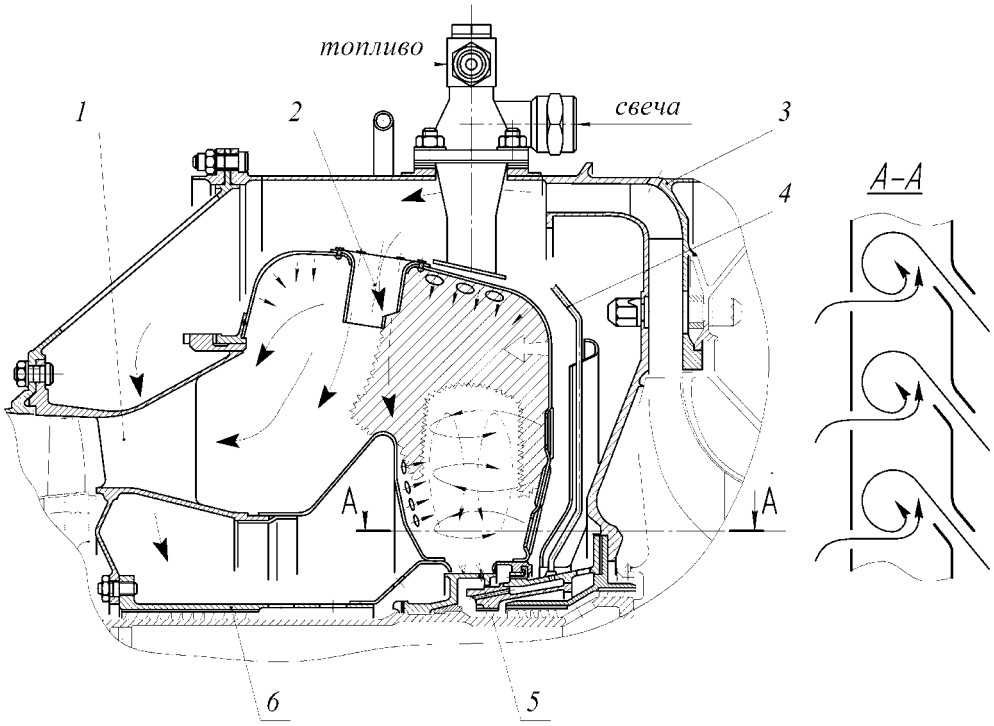
Именно этот объем позволяет сформировать устойчивую зону обратных токов путем ввода плоских струй под углом к передней (наружной) стенке ЖТ через щели в ней и одновременно вводом круглых струй (четыре ряда), выходящих перпендикулярно к задней стенке.

Три яруса этих закрученных струй, средняя из которых имеет отличное от двух других направление вращения, создают зону обратных токов протяженностью, достаточной для встречи с пламенем, выходящим из запального устройства, что гарантирует устойчивый запуск.

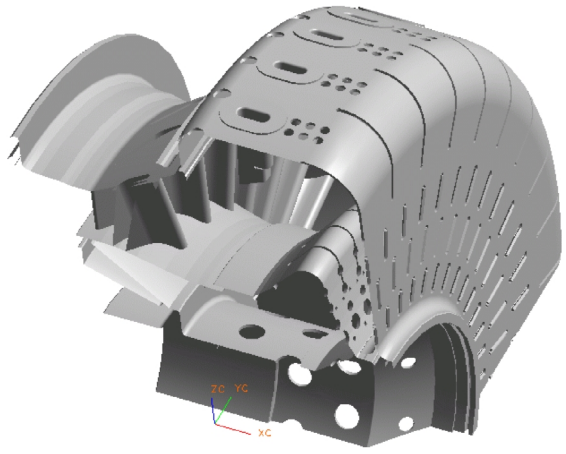
Подвод воздуха в зону горения происходит через щелевые каналы на наружной стенке (вертикальная часть) и далее – через три ряда отверстий.

Зона смешения определяется патрубками – карманами, размещенными только на наружной стенке.

Воздух к внутренней стенке подводится через пустотелые охлаждаемые лопатки соплового аппарата турбины.



а)



б)

Рис. 5.9 Радиально-кольцевая камера сгорания ТВД М601:
а) конструктивная схема КС; б) объемное изображение ЖТ;
1 – диффузор; 2 – отверстия (карманы) зоны смешения;
3 – наружный корпус КС; 4 – трубопровод подвода топлива;
5 – вращающаяся форсунка; 6 – внутренний корпус КС

Основной недостаток противоточной и радиально-кольцевой КС – это большая величина отношения поверхности ЖТ к объему, что вызывает затруднения с охлаждением стенок. Этот недостаток усугубляется тем, что вторичный воздух, вводимый в ЖТ, подходит к наружной и внутренней стенкам с различными потерями

полного давления, т.к. путь воздуха к внутренней стенке больше. В связи с этим трудно сбалансировать направление и глубину проникновения струй воздуха, втекающих через наружную и внутренние стенки.

Относительные весовые характеристики (к расходу воздуха) таких камер хуже, чем прямоточных.

Постоянный рост параметров цикла P_K^* и $T_г^*$, казалось бы, облегчит задачу проектирования КС по стабильному горению с высоким $\eta_Г$, однако создание КС современного ТРДД затрудняется дефицитом охлаждающего воздуха и постоянно растущими ограничениями по выбросам вредных веществ.

§5.1 Камера сгорания как технический объект: декомпозиция и структурно-параметрическое описание

В соответствии с принятой схемой декомпозиции ТРДД будем рассматривать модуль КС как объект с уровнем ниже, чем двигатель, выполняющий функцию подвода тепла к рабочему телу.

Требования к камере сгорания:

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

2. Низкие потери полного давления.

$$1-\sigma_{кс} = 1-\frac{P_г^*}{P_к^*} = 5,5...6,0\%, \qquad 1-\sigma_{жт} = 1-\frac{P_{II}^*}{P_I^*} = 1,5...4,0\%.$$

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

4. Должна обеспечиваться заданная эпюра температур $T_г^*$, уровень радиальной (K_P) и окружной (K_O) неравномерности этой температуры.

5. Устойчивый розжиг КС на Земле и в полете.

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

7. Надежность, которая определяется чаще межремонтным и реже назначенным ресурсом КС, ремонтопригодностью и контролепригодностью. Свойство ремонтопригодности важно, т.к. по опыту ряда фирм при ремонтах авиационных ВРД значительная доля затрат падает на ремонт КС и, в первую очередь, ЖТ. Контролепригодность обеспечивается введением в конструкцию обычных лючков для эндоскопии.

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

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

Для анализа связей КС с другими модулями-подсистемами двигателя и элементами в самой КС используем, как и ранее, рис. 5.3, и определим схему существенных связей КС с подсистемами и элементами низших уровней (рис. 5.10). Отметим, что камера сгорания в сравнении с компрессором и турбиной – это особый модуль газотурбинного двигателя, в котором каждый конструктивный элемент наряду со структурными (силовыми и др.) связями имеет функциональное назначение, реализует какой-то процесс: будь то распыл топлива или организация ЗОТ, или охлаждение стенок и др., т.е. способствует главному – подводу тепла к рабочему телу.

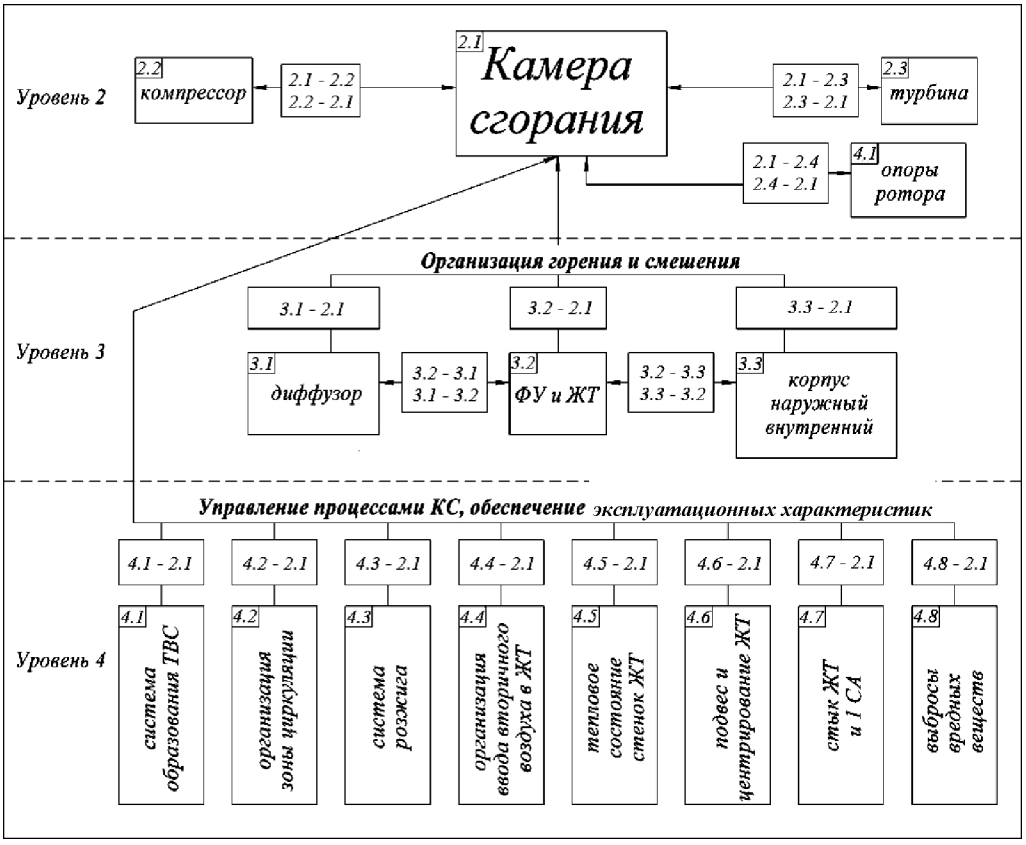


Рис. 5.10 Схема существенных связей камеры сгорания с подсистемами и элементами низших уровней

Без знания этих основных функций конструктор не может провести анализ конструкции, причин отказов, а тем более не может вести проектирование КС.

Уровень 2 определяет функциональные и структурные связи КС с компрессором и турбиной, а в ряде случаев – с опорой турбины.

Уровень 3 выявляет функции каждого из элементов КС на всех этапах подвода тепла к рабочему телу: подготовки и проведения процесса горения на этапе формирования заданной эпюры температур на выходе.

Уровень 4 – элементы и системы, определяющие функционирование КС во всех условиях эксплуатации двигателя (режимы, высотность и др.) и обеспечивающие надежность КС.

Анализ существенных связей (уровень 2)

Компрессор (*2.1-2.2*, см. рис. 5.10**).** Функциональная связь компрессора и камеры сгорания состоит в том, что компрессор по всей линии совместной работы с КС должен подавать воздух с заданными параметрами P_K^*, T_K^* и выходной скоростью C_K, которая влияет на коэффициент полноты сгорания $\eta_Г$.

Рост T_K^* оказывает влияние на $\eta_Г$ за счет интенсификации испарения топлива. Влияние P_K^* сказывается при малых значениях давления (ниже $0{,}15\,МПа$), т.к. ухудшается качество распыливания топлива и крупные капли не успевают сгорать в

объеме зоны горения. Увеличение C_K против расчетного приводит к снижению $\eta_Г$ из-за уменьшения времени пребывания τ и даже к срыву пламени. Значения этих параметров должны быть в допуске.

Стабильность во времени температурных полей на выходе из КС должна обеспечиваться не только при равномерном потоке воздуха за компрессором, но и при неравномерном. Чем выше эта неравномерность, тем с большими гидравлическими потерями должна проектироваться ЖТ, выполняющая роль выравнивающей решетки. Чтобы эти потери были малыми, выставляются требования к разработчикам компрессора:

по неравномерности скорости потока;

превышению максимальной скорости над средней по сечению;

отклонению потока от осевого направления;

частоте колебаний давления.

Однако высокий уровень P_K^* и T_K^* в современных ТРДД вызывает затруднения при выполнении требований по эмиссии вредных веществ и по охлаждению деталей КС и турбины.

Структурные связи КС с компрессором выражаются в конструкции стыка их корпусов. Часто это минимальный диаметр («талия») в силовом корпусе двигателя и тогда предпринимаются меры по увеличению его изгибной жесткости. Естественным решением этой задачи стало использование корпуса с двойной стенкой в компрессоре и диффузора со стабилизированным отрывом в КС (см. рис. 5.42).

Турбина (*2.1-2.3,* см. рис. 5.10). Функциональная связь КС с турбиной одна из основных – формирование температурного поля перед 1СА и системы охлаждения кольцевых поверхностей по втулочному и периферийному диаметру, включая бандажные полки 1РК. Отклонения температуры от средней заданной могут вызвать перегревы и прогары лопаток соплового аппарата и коробление деталей статора. Структурные взаимосвязи позволяют решить задачу о прочности и герметичности фланцевого соединения корпусов и задачи о соединении ЖТ с 1СА (охлаждение кольцевых стенок 1СА и согласование радиальных деформаций ЖТ и смежных элементов СА). Структурная связь проявляется при организации подвода охлаждающего воздуха через теплообменник и при введении частичного отключения охлаждения 1РК, когда конструкцию элементов этих систем приходится размещать на корпусе КС. Часто по условиям сборки 1СА оказывается в составе КС.

Опоры ротора (*2.1-2.4,* см. рис. 5.10). Возвращаясь к анализу силовой схемы корпуса всего двигателя, отметим, что корпус (кожухи) КС входит в состав этой системы и, более того, определяет ее тип: одинарная внутренняя связь – для трубчатой КС, одинарная наружная связь и двойная разомкнутая связь – для кольцевой и двойная замкнутая – для трубчато-кольцевой.

Последнее решение используется для увеличения жесткости силовой схемы двигателя при размещении опоры перед турбиной, когда требуется связь корпуса опоры с наружным корпусом КС. В ТРДД Д-30 (см рис. 5.28) эта связь осуществляется через диафрагму, соединяющую оба корпуса, с окнами для установки ЖТ и креплением диафрагмы опоры к внутреннему корпусу КС. Трудности размещения трубопроводов систем подвода и слива масла и системы суфлирования, которые необходимо проводить через тракт, являются одним из недостатков такой конструкции.

Однако и размещение опоры перед турбиной в случае с разомкнутой силовой связью этот недостаток не исключает. Коммуникации обычно проводят через проточную часть в зоне диффузора, для чего наружный корпус и переднюю часть внутреннего корпуса соединяют пустотелыми ребрами.

Элементы, обеспечивающие рабочий процесс в КС (уровень 3)

Процесс подготовки ТВС, процесс горения и стабилизации пламени и, наконец, процесс смешивания горячих продуктов сгорания с вторичным воздухом предопределяет функциональные связи всех деталей камеры. Это обстоятельство ставит камеру сгорания в положение особого модуля ГТД при сравнении с компрессором и турбиной, модуля, в котором каждый конструктивный элемент наряду со структурными связями (силовые и др.) имеет четкое функциональное назначение, реализует какой-то процесс: будь то распыл топлива, закрутка потока, охлаждение стенок и др; т.е. работает на общий результат.

Без знания этих основных функций конструктор не может провести анализ конструкции, причин отказов, а тем более не может вести проектирование КС.

Диффузор (3.1-3.3, см. рис. 5.10)

Диффузор (рис. 5.11) снижает скорость на входе в КС, обеспечивая тем самым условие стабильного горения при относительно малых скоростях U_H и U_T.

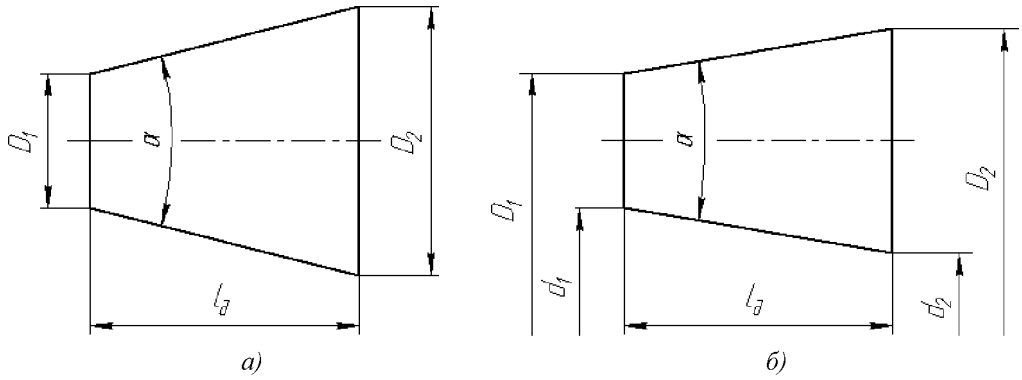


Рис. 5.11 Геометрические параметры диффузора:
а) круглый; б) кольцевой

Течение в диффузоре по своей природе носит неустойчивый характер, т.к. из-за противоположно направленных действующих сил давления (против потока) и сил инерции (по потоку) происходит быстрое нарастание пограничного слоя, что приводит к раннему отрыву потока от стенок и образованию зон с возвратным течением у одной или обеих стенок в зависимости от формы диффузора. Образование зон отрыва является причиной роста потерь полного давления и неравномерности поля скоростей и давлений на входе в КС, что, как было показано, увеличивает неравномерность температурного поля перед турбиной $T_г^*$.

Диффузор, представляющий собой расширяющийся канал, обеспечивает снижение скорости и повышение статического давления. Такое преобразование кинетической энергии в потенциальную сопровождается потерями, поэтому основная цель при выборе конструкции диффузора – иметь диффузор малой длины и с меньшими потерями на базе компромисса.

Облик круглого диффузора (рис. 5.11,*а*) определяет угол раскрытия α или степень раскрытия $n_д$ и длину диффузора $l_д$:

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}=\frac{D_2-D_1}{2l_д},\quad n_д=\frac{F_2}{F_1}.$$

Геометрию кольцевого диффузора (рис. 5.11,*б*) приводят к эквивалентному круглому:

$$D_{пр1} = \sqrt{D^2{}_1 - d^2{}_1}\,, \qquad D_{пр2} = \sqrt{D^2{}_2 - d^2{}_2}\,, \qquad \operatorname{tg}\frac{\alpha_{пр}}{2} = \frac{D_{пр2} - D_{пр1}}{2l_д}\,.$$

При любой заданной степени раскрытия диффузора существует оптимальный угол α, при котором общие потери минимальны. Значение этого угла находится в интервале 6...12°. Однако при таких углах раскрытия длина диффузора получается большой, что увеличивает длину и массу двигателя. Поэтому существует ряд методов снижения длины диффузора.

«Плавные» диффузоры (рис. 5.12,*а*) – один из конструктивных приемов разделения процесса снижения скорости на 3 участка с задачей снижения скорости без зон отрыва. Такие диффузоры можно назвать длинными.

За компрессором имеется участок 0 с постоянной площадью проходного сечения, который служит для ускорения потока в компрессоре (уменьшения влияния аэродинамического возмущения в диффузоре на работу компрессора) и для рассеяния следов за рабочими лопатками и лопатками НА последней ступени компрессора. Ширина его равна двум хордам лопаток НА.

Диффузор имеет три отдельных участка торможения. Первый участок *1* – обычный кольцевой диффузор, где снижается скорость перед фронтовым устройством (перед воздухозаборником), т.е. скорость первичного потока воздуха. Второй участок *2* располагается за сечением разделения потоков вторичного воздуха на длине воздухозаборника – диффузор разделился на два канала, на два диффузора с меньшими углами раскрытия. Из этих диффузоров воздух поступает в криволинейные каналы, скорость течения в которых постоянна. И в третьей ступени *3* два диффузора – кольцевые каналы постоянного сечения, а торможение потока происходит за счет отбора воздуха в ЖТ через отверстия в стенках.

Отметим, что большое число диффузорных участков с малыми высотами проходных сечений делают зависимой эффективность работы «плавного» диффузора от термических деформаций элементов КС, от точности изготовления и сборки.

Другой недостаток таких диффузоров – высокая чувствительность к распределению вторичного воздуха по наружному и внутреннему каналам из-за их искажения, а также из-за искажения профиля скоростей на входе в эти каналы. Для ухода от этого делают подпитку каналов воздухом из воздухозаборника. В этом случае воздухозаборник выполняет роль ресивера, из которого воздух в большем количестве поступает в тот канал, где из-за искажения профиля скоростей расход уменьшается.

Такой диффузор использован в КС ТРДД «Тэй» (см. рис. 5.6).

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

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

При угле 30° нужно делать две разделительные стенки, при угле 45…60° – четыре.

На рис. 5.12,*в* показано конструктивное исполнение таких диффузоров в КС ТРДД АИ-25 и GE-90. Еще одно исполнение такого диффузора возможно при установке разделителя на передней стенке ФУ или на обтекателе головной части ЖТ.

Диффузор со стабилизированным отрывом (рис. 5.12,*б*) является наиболее распространенным приемом снижения длины диффузора. Идея такого ступенчатого диффузора состоит в том, что вблизи сечения отрыва площадь диффузора резко увеличивается и отрыв не распространяется на всю длину $l_д$.

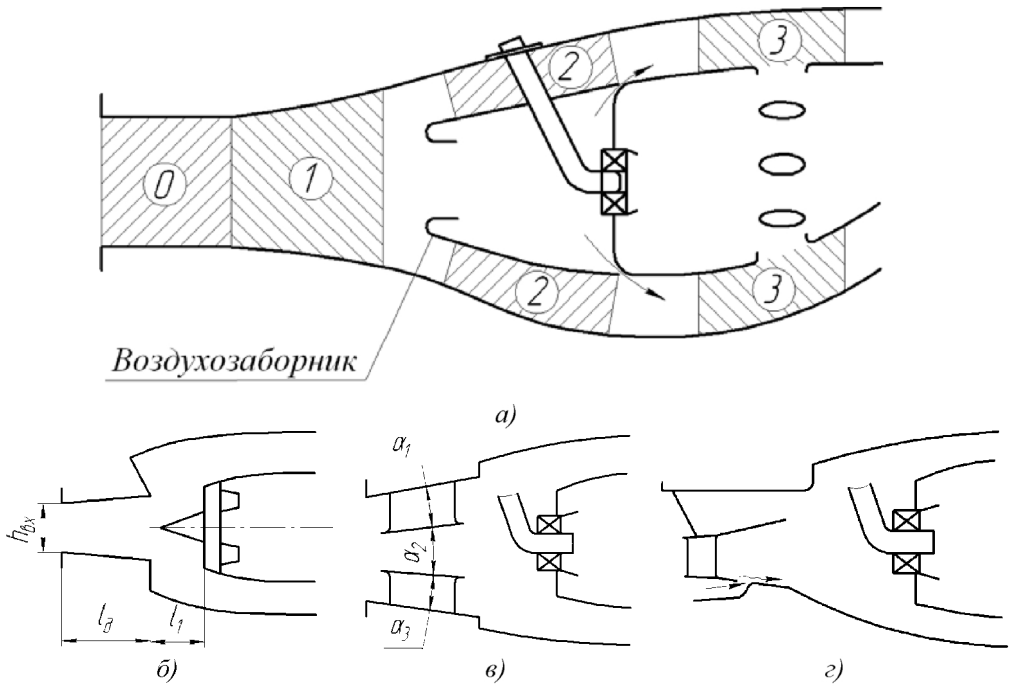


Рис. 5.12 Конструктивные методы уменьшения длины диффузора: а) «плавный» диффузор; б) диффузор со стабилизированным отрывом; в) диффузор с разделительными элементами; г) диффузор со сдувом пограничного слоя

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

Зоны циркуляции, возникающие в этой полости в области уступов, способствуют равномерному и стабильному распределению потока вокруг ЖТ.

Обеспечивается меньшая чувствительность профиля скоростей на выходе от профиля скоростей на входе в диффузор.

Учитывая, что ЖТ с ФУ являются для диффузора центральным телом, определяющим подпор потока в нем, переход от режима безотрывного течения к отрыву происходит благодаря этому при больших углах раскрытия. А при фиксированном угле раскрытия повышается устойчивость работы диффузора.

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

Выбор геометрии такого диффузора при известном расходе воздуха G_B проводится по обобщенным статическим данным:

$$n_д = 1,65 + \frac{l_д}{h_{вх}}, \qquad l_д = 1,75\left(\frac{G_в}{20}\right)^{-\frac{2}{3}} h_{вх}, \qquad l_1 = 0,32\left(\frac{G_в}{20}\right)^{-\frac{2}{3}} l_д .$$

Для уменьшения длины диффузора возможно использовать ***методы управления пограничным слоем***:

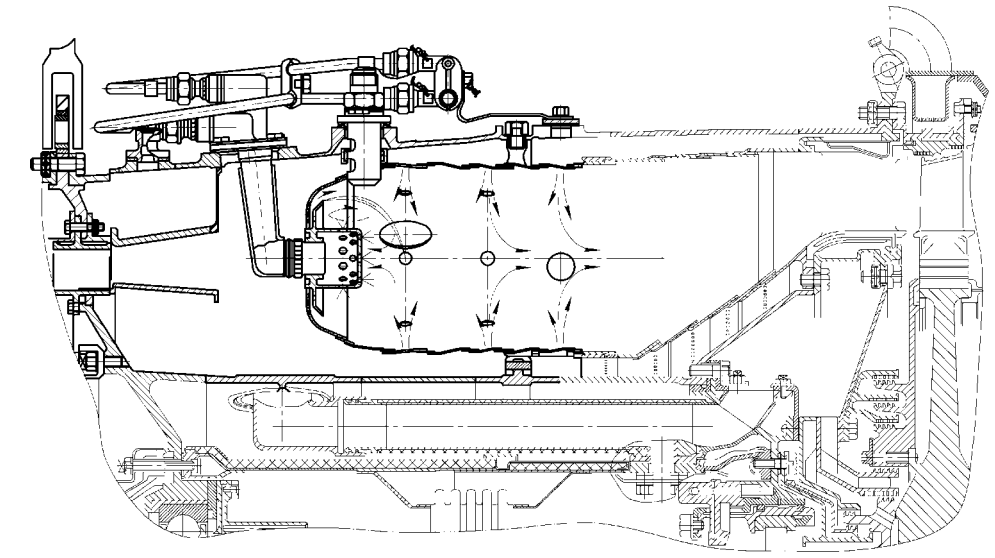
отсос пограничного слоя, что позволяет уменьшить его толщину, затянуть или исключить отрыв, смещая его вниз по потоку, и таким образом снизить потери давления на 30…50%;

сдув пограничного слоя приводит к увеличению скорости потока вблизи стенок и также смещает отрыв вниз по потоку. Такое решение реализовано в конструкции диффузора ТРДД V2500.

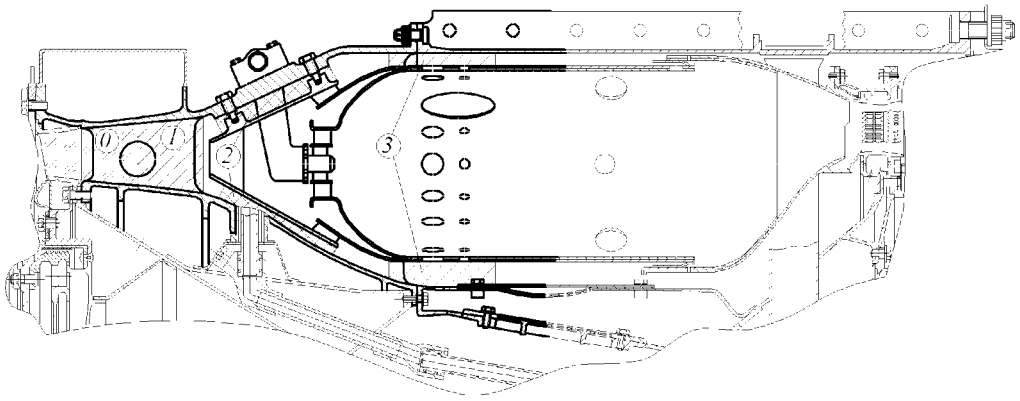
Конструктивное оформление диффузоров прямоточных КС. Диффузор является составным элементом наружного и внутреннего корпусов КС и конструкция его диктуется конструктивной схемой двигателя и нагружением обоих корпусов.

Возможны 3 случая нагружения корпусов КС:

- опора ротора каскада ВД с радиально-упорным подшипником (РУП) размещена за компрессором и радиальная опора – перед турбиной (ТРДД ПС-90А, «Тэй»);
- опора ротора каскада ВД с радиальным нагружением размещена перед турбиной (двигатели фирмы «Пратт-Уитни»);
- опоры перед турбиной нет.



а)



б)

Рис. 5.13 Конструкция диффузоров: а) ТРДД ПС-90А, б) ТРДД «Тэй». 0 – успокоительный участок; 1 – кольцевой диффузор; 2 – участок с меньшими углами раскрытия; 3 – кольцевой канал постоянного сечения, торможение за счет отбора воздуха

Рассмотрим наиболее неблагоприятный первый случай, когда опора ротора ВД с РУП располагается за компрессором, а радиальная опора – перед турбиной. Наружный корпус входит в конструктивно-силовую схему двигателя и нагружается перепадом давлений, осевой силой на самом корпусе КС и осевой силой, равной разности осевых сил на корпусе компрессора и турбины, а также осевой и радиальной силой со стороны РУП, которые передаются на наружный корпус.

Реакция от радиальной опоры перед турбиной также замыкается на наружный корпус КС. В данном случае реализуется двойная замкнутая связь между корпусом компрессора и корпусом турбины: первая связь осуществляется через НА последней ступени компрессора (ПС-90А) или пустотелые ребра, соединяющие переднюю часть наружной и внутренней стенки диффузора («Тэй»), вторая связь – это связь наружного и внутреннего корпуса КС с помощью силовой диафрагмы (ПС-90А) или пустотелых стоек («Тэй») (рис. 5.13 и 5.28). Важным моментом связи наружного и внутреннего корпуса КС в рассматриваемом первом случае является возможность проводки коммуникаций к опоре (масляные, воздушные и трубопроводы суфлирования) через тракт. Такие проходы возможно сделать или через пустотелые ребра, соединяющие стенки диффузора, или через трубки с обтекателями, которые, в отличие от ребер, не могут служить связью между наружной и внутренней стенками диффузора.

Во втором случае, когда перед турбиной размещается радиальная опора (роликоподшипник), осуществляется двойная разомкнутая связь корпусов КС. Силовой поток от опоры передается с внутреннего корпуса на наружный через пустотелые ребра диффузора, которые, как и в первом случае, служат для проводки трубопроводов.

В последнем варианте, когда нет необходимости решать задачу о проходе трубопроводов через тракт, соединение наружного и внутреннего корпусов КС обычно обеспечивается через лопатки НА компрессора, и стенки диффузора связи не имеют.

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

Для этой цели в КС применяется короткий кольцевой диффузор с большой степенью раскрытия и малой выходной скоростью. Перед входом в диффузор КС вводится успокоительный участок (см. рис. 5.8 и 5.9) длиной около двух длин хорды лопаток НА.

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

Жаровая труба с фронтовым устройством (3.2-3.3, см. рис. 5.10)

Эти элементы причастны ко всем процессам – от приготовления ТВС, самого процесса горения – до смешения горячего газа с вторичным воздухом.

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

Зона горения, в свою очередь, ***подразделяется на первичную и вторичную*** (см. рис. 5.1). В первичной зоне формируется структура возвратных течений и происходит процесс образования зоны обратных токов, распыления и испарения топлива, смешивание его с воздухом, нагрев ТВС до температуры самовоспламенения и образование и стабилизация передней границы турбулентного фронта пламени. Из-за малых значений коэффициента избытка воздуха ($\alpha = 0,2...0,4$) в первичной зоне сгорает только часть топлива, основная его масса сгорает во вторичной зоне вокруг струй свежего воздуха, выполняющих роль кислородного душа ($\alpha = 1,2...2,0$). Разделение на

зоны является основой формирования геометрического облика ЖТ в меридиональном сечении (рис. 5.14).

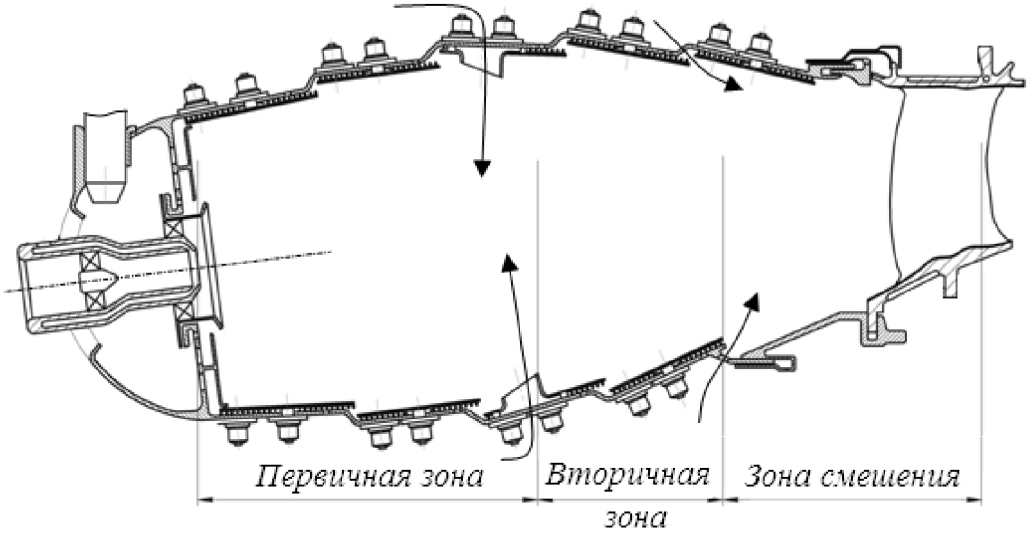


Рис. 5.14. Разделение жаровой трубы двигателя TRENT 1000 на зоны

Длина первичной зоны диктуется созданием зоны обратных токов и обычно составляет (2,5…3) $D_{ЗН}$ (здесь $D_{ЗН}$ – наружный диаметр завихрителей). ***Длина вторичной зоны*** горения (0,5…0,7) высоты ЖТ. ***Общая длина ЖТ*** у современных высокотемпературных авиационных ГТД составляет (2,0…2,5) калибра (высоты ЖТ). Доля топлива, сгораемого в первичной зоне, здесь резко возрастает и деление на первичную и вторичную зону часто теряет свое значение.

Зона смешения, куда подается до 20…40% суммарного расхода воздуха, обычно начинается на расстоянии 1,0…1,5 калибра от выхода из КС. Меньшее значение соответствует современным ГТД.

При выборе диаметра отверстий на стенках ЖТ для ввода воздуха в зону горения и смешения исходят из того, что при обычных перепадах давления на стенках ЖТ максимально возможная глубина проникновения струи в сносящий поток составляет около пяти начальных диаметров струи. Количество, а следовательно и шаг отверстий, определяется расходом воздуха, введенного через рассматриваемое сечение. Первый ряд отверстий рекомендуется располагать в наружной и внутренней стенке напротив друг друга, чтобы получить противоположно направленные струи. В других рядах отверстия могут быть смещены на половину шага.

Формирование объема и обводов ЖТ по параметру форсирования

При определении высоты ЖТ $h_{ЖТ}$ ***в кольцевой КС и диаметра*** $D_{ЖТ}$ ***в трубчато-кольцевой КС*** будем исходить из того, что мидель КС ограничивается только требованиями снижения массы. Это означает, что обводы наружного и внутреннего корпусов определяются только оптимальными радиальными размерами ЖТ.

Обязательным условием при назначении габаритов ЖТ является получение наибольшей полноты сгорания $\eta_Г$ в крейсерских условиях полета. Это требование выражается зависимостью $\eta_Г$ от ***параметра форсирования*** K_V, предложенного Дорошенко В.Е.: $\eta_Г = f\left(K_V\right)$ (см. рис. 5.49):

$$K_V = \text{const}\frac{G_B}{P_K^{*1,25}\cdot T_K^{*}\cdot V_{ЖТ}},$$

где $V_{ЖТ}$ – объем жаровой трубы.

Зависимость $\eta_Г = f(K_V)$ получена статистической обработкой данных о выполненных КС и показывает, что $\eta_Г = 0,99$ в кольцевой КС можно получить при $K_V = 0,0...0,2$, а в трубчато-кольцевой – при $K_V = 0,0...0,15$. При больших K_V $\eta_Г$ уменьшается.

Для оценки объема и габаритов ЖТ проектируемой КС необходимо знать:

параметры рабочего тела на основных режимах работы двигателя G_B, P_K^*, T_K^*;

средний диаметр и высоту каналов на выходе из компрессора и на входе в турбину.

Кроме того, ***выбирается КС-прототип*** (исходные параметры которой $G_B, P_K^*, T_K^*, \eta_Г$), конструктивные особенности и опыт доводки используются при создании новой КС.

Тогда, зная исходные данные и объем ЖТ прототипа, назначают $K_{V\text{max}}$ и определяют константу в выражении для K_V. По условию моделирования по известной константе, $K_{V\text{max}}$ и исходным параметрам G_B, P_K^*, T_K^* определяется объем $V_{ЖТ}$ новой КС.

Из условия $\bar{l} = l / h_{ЖТ} \le 2,0...2,5$ находятся некоторые средние значения $h_{ЖТ}(D_{ЖТ})$.

Если исходить из того, что изменение $h_{ЖТ}$ по длине ЖТ не должно уменьшать вычисленного объема $V_{ЖТ}$, то можно получить точки контура ЖТ по принятой ранее относительной протяженности зон горения первичной и вторичной и зоны смешения. И здесь могут быть разные подходы:

1. По принятой ***малой высоте ФУ*** (см. рис. 5.36) с завихрителями и максимальной высоте ЖТ в сечении с наибольшей среднемассовой температурой (вторичная зона горения), сделанной для сохранения средней скорости течения газа $C_a = 25...30 м/с$, назначается плавное увеличение $h_{ЖТ}$. Это увеличение делается с таким расчетом, чтобы факел распыла топлива и поток ТВС не били в стенку ЖТ, а касались ее и не образовывали застойных зон. Далее должно быть плавное уменьшения $h_{ЖТ}$ в сторону СА турбины.

2. За основу берется ***высокая плита ФУ и равенство*** $h_{ЖТ} = h_{ФУ}$ (см. рис. 5.7). А ЖТ или сохраняет высоту $h_{ЖТ}$ вплоть до половины зоны смешения, или же идет плавное увеличение $h_{ЖТ}$ опять до половины зоны смешения. Далее в том и другом случаях идет резкое уменьшение $h_{ЖТ}$ до высоты канала СА турбины.

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

Фронтовое устройство (ФУ)

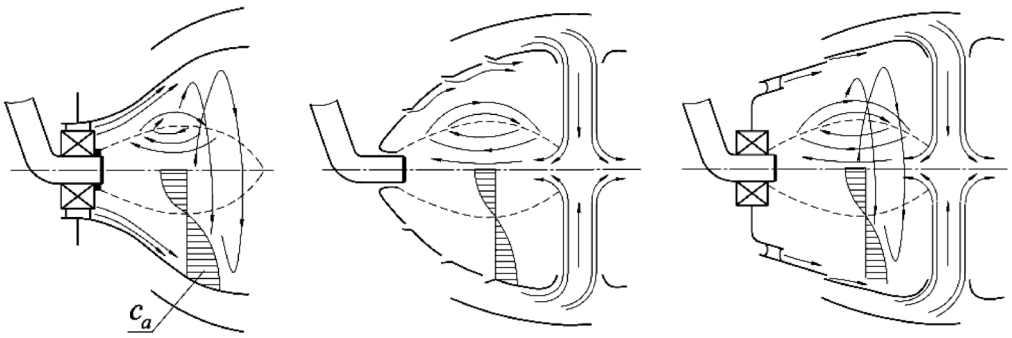
Как видно, для выбора контуров ЖТ в меридиональном сечении важное значение имеет высота фронтового устройства, которая зависит от способа формирования циркуляционных течений в первичной зоне горения, типа и числа горелок.

Используются ***три схемы создания циркуляционной зоны (рис. 5.15)***:

1) закрутка воздуха и получение зоны пониженного давления в ядре вихря;

2) встречные струи в сочетании с затеняющей передней стенкой ФУ по оси ЖТ, за которой образуется зона пониженного давления;

3) комбинации закрутки с встречными струями воздуха на границе первичной зоны горения.



а) *б)* *в)*

Рис. 5.15 Схемы формирования циркуляционной зоны:
а) закрутка потока; б) встречные струи;
в) комбинация закрутки и встречных струй

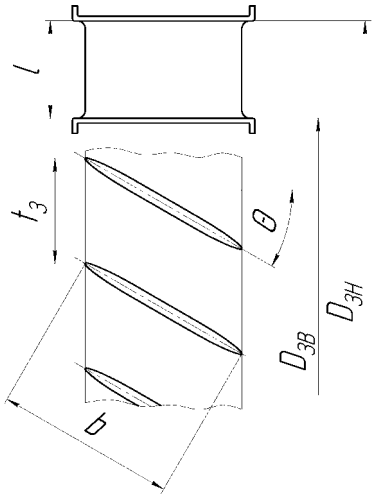


Рис. 5.16 Геометрические характеристики завихрителя

Стабилизация фронта пламени созданием циркуляционной зоны обратных токов с помощью лопаточных завихрителей [3]**.** Она кратко показана ранее при анализе работы КС. Завихритель – это кольцевая решетка профилей, геометрия которой показана на рис. 5.16. Это наиболее эффективный способ создания в первичной зоне циркуляционного течения, которое увлекает за собой часть продуктов сгорания и свежего воздуха и перемешивает их с распыленным топливом.

Завихритель в сочетании с топливной форсункой формирует при распаде вихря циркуляционные потоки в центральной части ФУ и первичной зоны горения. В итоге получается лучшее перемешивание газов, чем при установке плохо обтекаемых тел или каких-либо других методов смешения.

Вращательные составляющие линейной скорости закручивания создают сдвиговое течение с высокой степенью турбулентности и большой скоростью массообмена. Все это приводит к ускорению подготовки ТВС и повышению устойчивости процесса горения.

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

Завихрители с изогнутыми лопатками при заданном расходе воздуха создают циркуляционное течение большей интенсивности (выше градиенты скорости и турбулизация) и большей протяженности при меньших потерях полного давления.

Однако простота исполнения и то, что срывные явления на плоских лопатках благоприятно влияют на устойчивость горения, является причиной использования таких лопаток.

Важно: если завихритель используется в сочетании с пневматическими форсунками, то его лопатки должны быть обязательно изогнутыми, т.к. следы за плоскими лопатками ухудшают качество распыла топлива.

Структура течений за завихрителем показана на рис. 5.17, зона циркуляции находится внутри кривой OABC. Пунктиром изображена линяя, где осевые скорости равны нулю. Следовательно, область ниже этой линии и будет ЗОТ, где осевая скорость имеет обратный знак. Окружные скорости имеют максимум ближе к линии нулевых осевых скоростей. За точкой С, называемой ***точкой торможения***, возвратных течений нет.

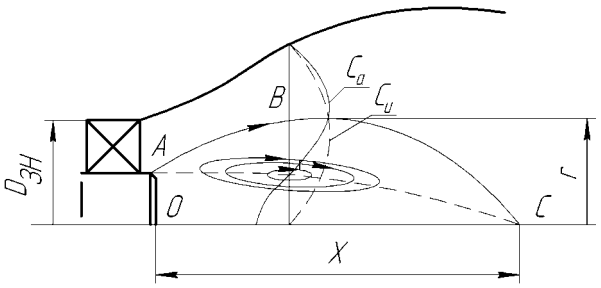


Рис. 5.17 Структура течения за завихрителем

Размерами зоны циркуляции возможно управлять (рис. 5.18): при $D_{ЗН} = \text{const}$ радиус зоны циркуляции r увеличивается тем больше, чем меньше относительная высота решетки l/b и относительный шаг t/b. Чем больше угол закрутки θ, тем больше длина зоны циркуляции $X / D_{ЗН}$. Расход эжектируемых газов линейно возрастает с увеличением $X / D_{ЗН}$. Для уменьшения l/b ставят затеняющие шайбы (см. рис. 5.24).

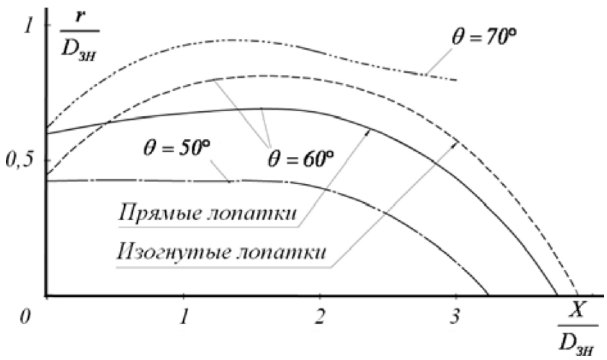


Рис. 5.18 Влияние угла установки лопаток на размеры циркуляционной зоны (по Лефевру)

Фронтовое устройство со стабилизацией фронта пламени завихрителями конструктивно не отличается от ФУ, образующего циркуляционную зону с помощью комбинации завихрителя и встречных струй.

Интерес представляет ФУ камер сгорания ТРДД CFM56-7B (рис. 5.19) и GE-90 (рис. 5.20). Многофорсуночная (60 горелок) двухъярусная КС малой длины ($l / h_{ЖТ} \le 1.5$) не имеет первого ряда отверстий, а циркуляционную зону образуют два ряда радиальных завихрителей с использованием срыва потока с кромок выходных конусов. Кольцевые вихри способствуют созданию пониженного давления в зоне обратных токов.

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

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

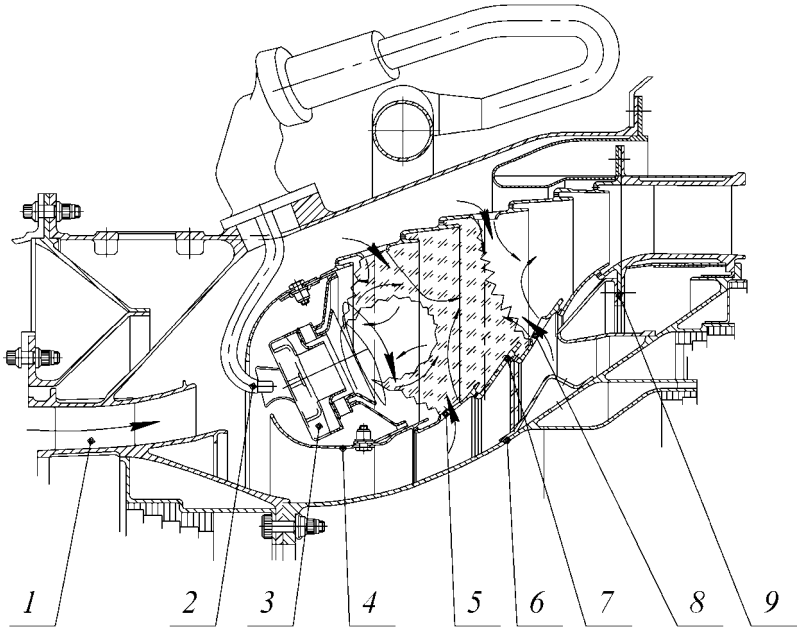


Рис. 5.19 Камеры сгорания ТРДД CFM56-7B:
1 – ступенчатый диффузор; 2 – струйная форсунка; 3 – ФУ с двумя завихрителями с подводом топлива в завихрительную камеру через перфорированную стенку; 4 – воздухозаборник-обтекатель; 5 – первый ряд отверстий; 6 – внутренний корпус с подводом охладителя к турбине через подкручивающую решетку; 7 – жаровая труба; 8 – второй ряд отверстий (зона смешения); 9 – крепление жаровой трубы консольное

Стабилизация зоны циркуляции встречными струями. Она основана на том, что затеняющая передняя стенка ФУ с топливной форсункой в центре определяет зону пониженного статического давления, способствующую затягиванию части воздуха из первого ряда отверстий в первичную зону и образование циркуляционных, возвратных течений (см. рис. 5.15, *б*). Итак, при столкновении струй часть воздуха направляется в сторону ФУ, способствуя созданию циркуляции горячих газов в первичной зоне, что обеспечивает воспламенение свежей ТВС и пределы устойчивого горения. Другая часть воздуха из этих струй поступает во вторичную зону и участвует в дальнейшем горении.

Если передняя стенка ЖТ плоская, то отверстия для ввода воздуха лучше всего располагать на расстоянии $0.5h_{ЖТ}\,(D_{ЖТ})$ от нее.

Схема стабилизации переднего фронта пламени встречными струями реализуется в трех типах ФУ:

– фронтовое устройство «терочного» типа с обтекаемой скругленной передней стенкой в трубчато-кольцевой КС ТРДД семейства Д-30;
– ФУ с аэрацией топливного факела в кольцевой КС ТРДД фирм RR и PW;
– ФУ испарительного типа в кольцевой КС ТРДДФ М53-Р2.

В ФУ «терочного типа» ТРДД Д-30 используются двухконтурные центробежные форсунки, которые подают конус распыленного топлива непосредственно в зону циркуляции. В передней скругленной стенке имеется 2 ряда тангенциальных щелей и несколько рядов отверстий, через которые втекает воздух по внешнему потоку зоны циркуляции (рис. 5.21), таким образом реализуется закрутка в тангенциальных щелях. Встречные струи образуются первым рядом отверстий.

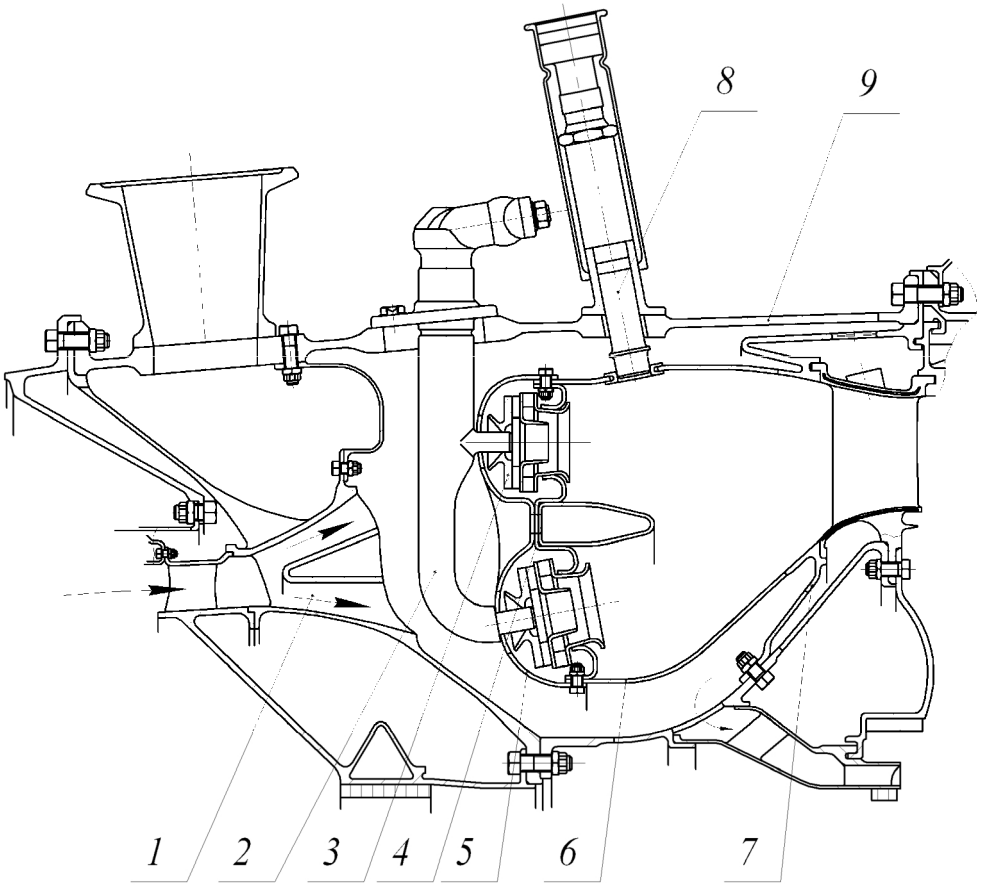


Рис. 5.20 Камера сгорания ТРДД GE90:
1 – ступенчатый диффузор с разделителем; 2 – форсунка; 3 – фронтовое устройство по типу CFM 56; 4 – разделитель; 5 – воздухозаборник-обтекатель; 6 – ЖТ из двухслойного материала «ломиллой»; 7 – крепление ЖТ и СА; 8 – свеча; 9 – наружный корпус

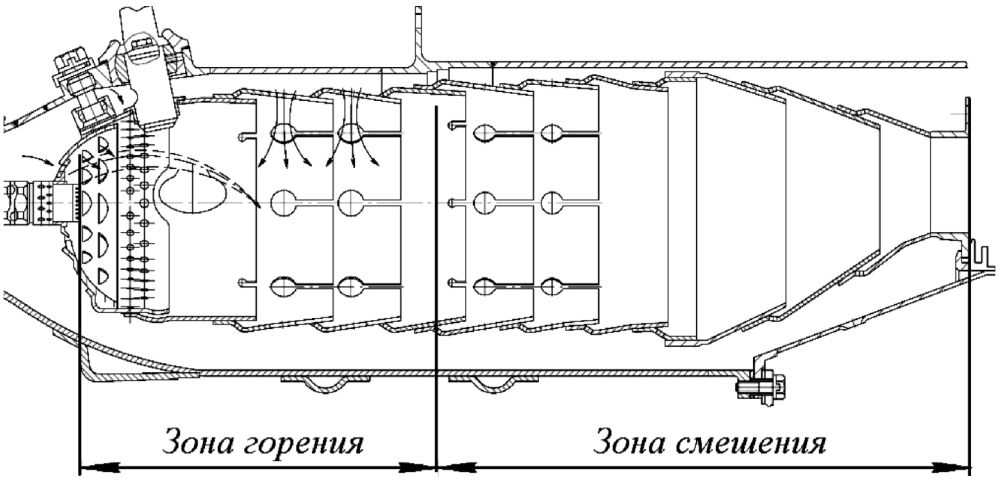
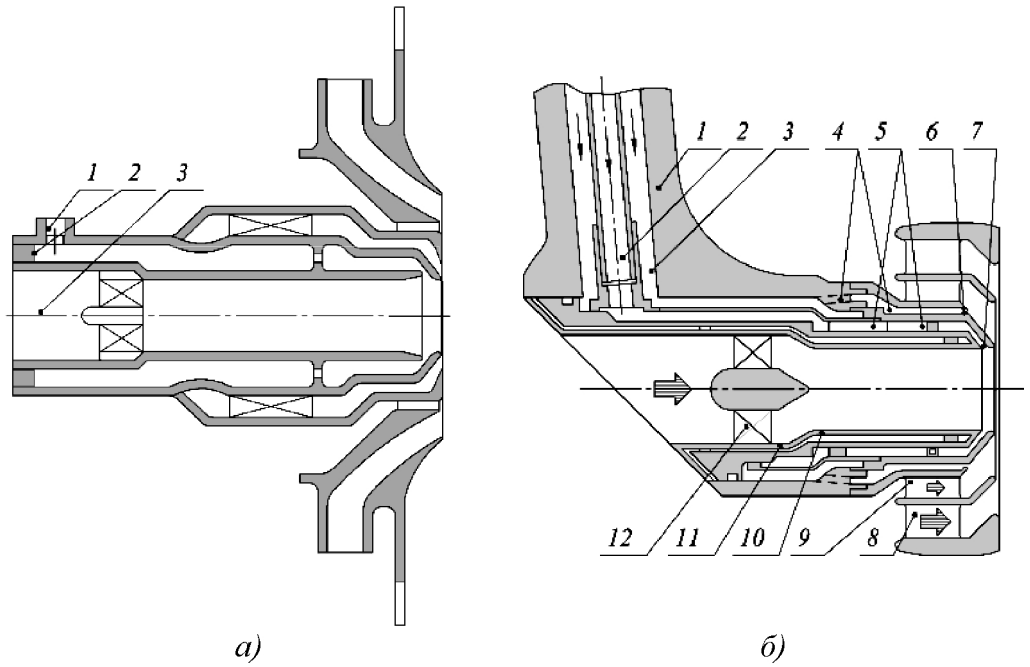


Рис. 5.21 Трубчато-кольцевая КС ТРДД Д-30 с фронтовым устройством «терочного» типа

ФУ с аэрацией топлива – это пневматическая форсунка с внешним и внутренним смешением слоя топлива с воздухом (рис. 5.22,*в*) в сочетании с конической щелью, которая формирует конус распыла ТВС. Топливо подается в закручивающий кольцевой канал, из него через щель (называемую водослив) оно выходит на поверхность **А**, на которой образуется топливная пленка. Она срывается у кромки **Б** этой поверхности и распадается на мелкие капли. Воздух подается с двух сторон от топливной пелены: часть воздуха проходит через завихритель, омывая топливный кольцевой канал изнутри, и отклоняется конусом **К** в радиальном направлении к внутренней поверхности пелены топлива, а другая часть проходит через кольцевой канал, окружающий сам конус форсунки. Такая сплошная пелена топлива распыляется высокоскоростными потоками воздуха. Воздух, проходящий по центральному каналу грибка, способствует срыву ТВС с кромок. Формирование зоны обратных токов обеспечивается закруткой потока, выходящего через систему отверстий в задней стенке плиты ФУ, и струями переднего ряда отверстий.



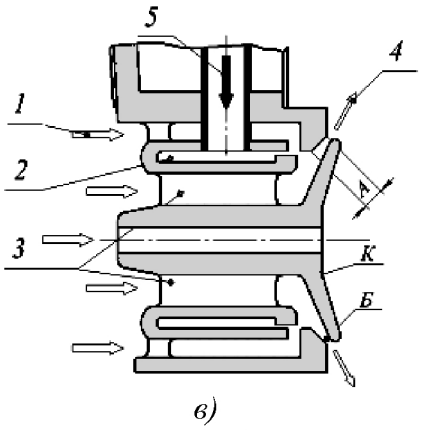


Рис. 5.22 Фронтовое устройство с аэрацией топливного конуса: а) одноконтурное ФУ PW8000: 1 – подвод топлива; 2 – завихритель воздуха; 3 – закрутка топлива; б) двухконтурная топливная форсунка TRENT-1000: 1 – корпус; 2 – топливный канал 1-го контура; 3 – топливный канал 2-го контура; 4 – закручивающий кольцевой канал 2-го контура; 5 – закручивающий кольцевой канал 1-го контура; 6 – щель ("водослив") 2 контура; 7 – щель ("водослив") 1 контура; 8 – завихритель жаровой трубы; 9 – завихритель внешнего воздушного потока форсунки; 10 – воздушная теплоизоляция топливного канала; 11 – стенка центрального воздушного канала; 12 – завихритель внутреннего воздушного канала форсунки; в) одноконтурное ФУ RB.211-53: 1 – воздух; 2 – закручивающий кольцевой канал; 3 – завихритель воздуха; 4 –ТВС, 5 – топливо

На рис. 5.22,*а* представлена одноконтурная форсунка с аэрацией топлива ТРДД PW8000, где «водослив» с закрученной пеленой топлива омывается закрученным воздухом снаружи и изнутри топливного конуса. Образование ЗОТ обеспечивается завихрителем фронтового устройства. На рис. 5.22,*б* – двухконтурная форсунка с аэрацией топлива TRENT-1000.

В *ФУ испарительного типа* (рис. 5.23) применяются Т-образные испарительные трубки, которые позволяют удвоить число горелок по сравнению с числом форсунок.

Зона обратных токов формируется закруткой воздуха в щелях задней стенки плиты ФУ и встречными струями воздуха из отверстий первого ряда.

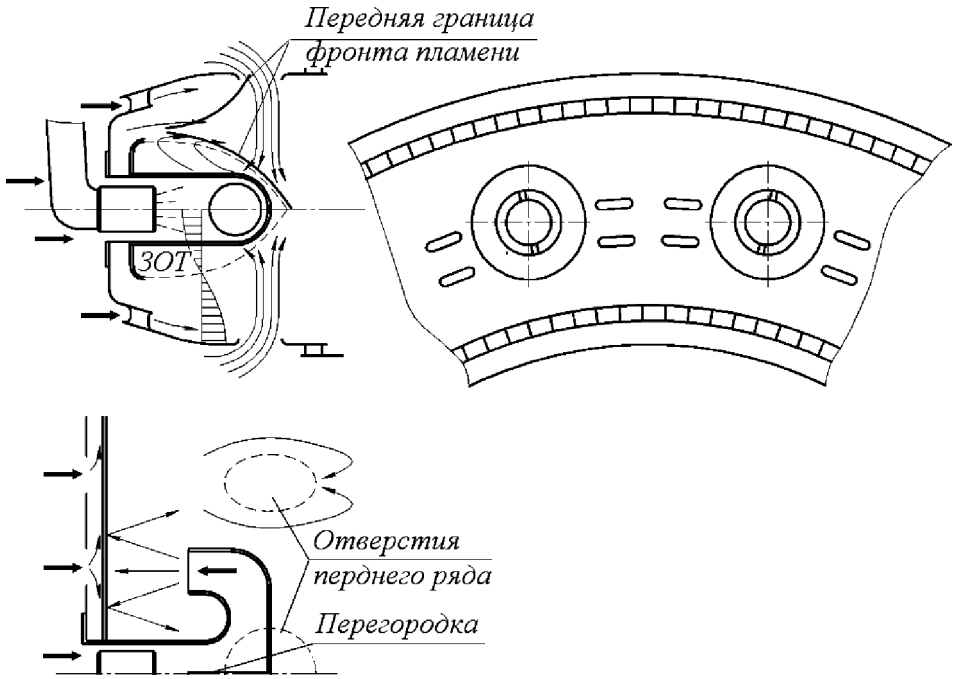


Рис. 5.23 Фронтовое устройство испарительного типа (М53-Р2)

Высота патрубков 100…120 *мм*, диаметр трубок 20…30 *мм*. Топливо впрыскивается в патрубок струйной форсункой и, проходя через колена испарительной трубки, полностью испаряется до начала процесса горения. Такая система подготовки ТВС обеспечивает высокую равномерность распределения топлива по зоне горения на всех режимах работы двигателя. Однако здесь – более узкий диапазон устойчивого горения и опасность разрушения испарительных трубок.

Стабилизация фронта пламени завихрителями ФУ и вторичными струями отверстий первого ряда

В 3-й схеме ФУ, где стабилизация передней границы фронта пламени обеспечивается сочетанием завихрителя и вводом встречных струй по границе первичной зоны горения, такое решение нашло самое широкое распространение (рис. 5.24).

Проведем анализ исполнений таких ФУ.

Первое ФУ такого типа (рис. 5.25) – это сочетание центробежной форсунки и завихрителя. По оси форсунки иногда устанавливается затеняющая шайба, которая позволяет усилить эффект понижения давления за срезом форсунки и в совокупности с завихрителем позволяет расширить циркуляционную зону по высоте.

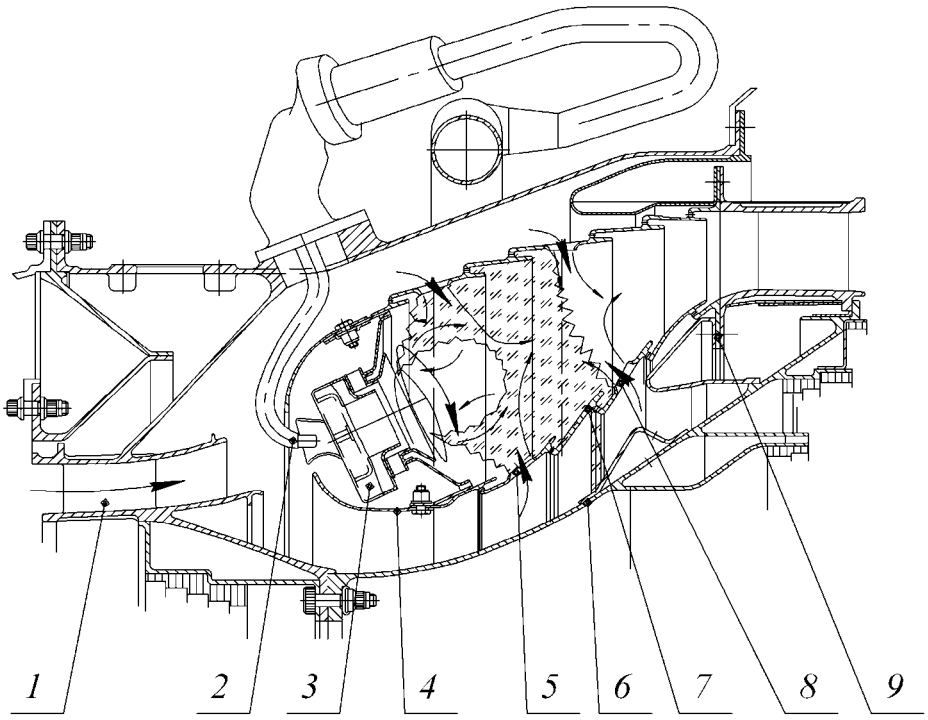
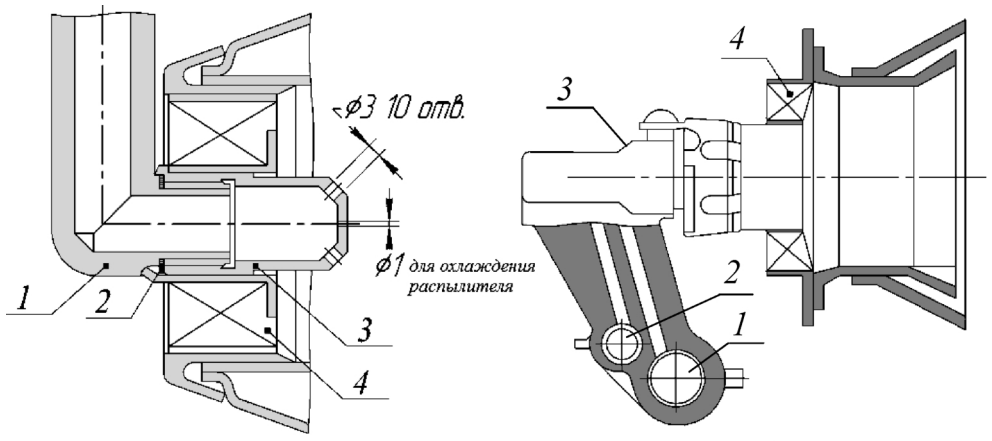


Рис. 5.24 Камеры сгорания ТРДД CFM56-7B:
1 – ступенчатый диффузор; 2 – струйная форсунка; 3 – ФУ с двумя завихрителями с подводом топлива в завихрительную камеру через перфорированную стенку; 4 – воздухозаборник-обтекатель; 5 – первый ряд отверстий; 6 – внутренний корпус с подводом охладителя к турбине через подкручивающую решетку; 7 – жаровая труба; 8 – второй ряд отверстий (зона смешения); 9 – крепление жаровой трубы консольное



а) *б)*

Рис. 5.25 Фронтовое устройство с завихрителем:
а) газотурбинного привода НК-12СТ со струйными многосопловыми форсунками: 1 – корпус форсунки; 2 – уплотнительное кольцо; 3 – форсунка; 4 – завихритель; б) ТРДДФ АЛ-31Ф с центробежными форсунками и кольцевыми топливными коллекторами внутри КС для повышения живучести: 1 – топливный коллектор, 2-й контур; 2 – топливный коллектор, 1-й контур; 3 – корпус форсунки; 4 – завихритель

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

Второй вид ФУ 3-й схемы несет в себе идею пневматического распыла, когда топливо, распыленное центробежной форсункой, попадет в отдельную камеру (рис. 5.26), воздух в которой закручен лопатками завихрителя. Благодаря закрутке в центральной зоне понижается давление и возникает возвратное течение горячего газа из ЖТ, которое появляется периодически. Эти колебания столба газа в камере генерируют сдвиговые деформации между слоями воздуха и горячего газа, движущимися в разных направлениях. Именно в эту сдвиговую область и подается топливо [4].

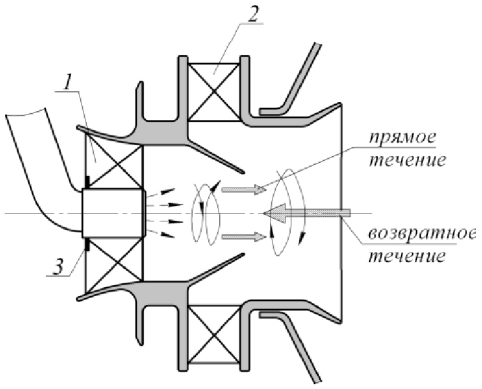


Рис. 5.26 Фронтовое устройство с пневматической форсункой:
1 – осевой завихритель; 2 – радиальный завихритель; 3 – дроссельная шайба для формирования зоны завихрений

При таком взаимодействии топливного факела, газового потока и стенок конуса топливо равномерно дробится (диаметр капель 20…40 *мкм*), начинается процесс смешения топлива с воздухом и испарения.

Следовательно из сопла горелки выходит готовая ТВС и продолжается ее испарение и смешение с основной массой воздуха первичной зоны, образуется однородная, гомогенная смесь. Коэффициент избытка воздуха в зоне ФУ в этом случае $\alpha = 0,2...0,4$ и при малом перепаде давления топлива на форсунке (0,02…0,1 *МПа*) образуется голубое холодное пламя при низких значениях CO, C_nH_m, NO_X и дыма. Однако тонкий равномерный распыл топлива сужает диапазон устойчивой работы КС по коэффициенту избытка воздуха.

Как видно, рассмотренная схема пневмораспыла отличается от рассмотренной выше схемы с аэрацией топливного факела, где конус факела омывается с наружной и внутренней стороны воздушным потоком.

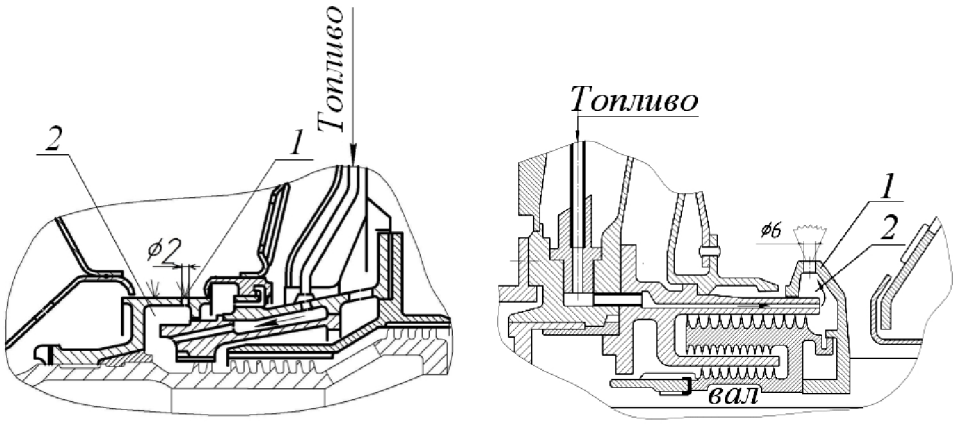
Форсунки

Форсунки выполняются струйными и центробежными.

Струйная форсунка (см. рис. 5.25,*а*) подает топливо в виде компактной струи с углом распыла 5…20° и большой дальнобойностью. Мелкость распыла зависит от перепада давлений на форсунке $\Delta P_ф$, равного разности давлений на входе в форсунку и в самой камере сгорания, и составляет более 100 *мкм*.

Центробежная форсунка (см.рис. 5.25,*б*) распыляет топливо, используя закрутку струи в камере форсунки перед выходным соплом. На выходе из сопла струя преобразуется в пустотелый тонкостенный конус, который распадается на капли различного диаметра. При действии аэродинамических сил капли дробятся еще и диаметр их составляет 50…100 *мкм*. Угол распыла у таких форсунок составляет 30…120°.

Вращающаяся форсунка. В радиально-кольцевых КС малоразмерных ГТД используется подача топлива через вращающиеся форсунки. Топливо от насоса через систему уплотнений подводится к пустотелому вращающемуся валу (рис. 5.27) и выбрасывается центробежными силами через сопла в стенке вала. Рекомендуется начинать использование такой форсунки с частоты вращения n = 20000 об/мин. То есть такую систему рационально применять в малоразмерных высокооборотных двигателях. Эквивалентное давление подачи топлива получается очень высоким – в сотни *кПа*. Число сопел 8–16 с диаметром 6...2*мм*. Используются в ТВД М601 и ГТД-3Ф.



а) *б)*

Рис. 5.27 Вращающиеся форсунки камеры сгорания:
а) ТВД М601; б) ГТД-3Ф. 1 – вращающееся форсуночное кольцо,
2 – топливная ванна

Равномерность истечения и распыла топлива сильно зависит от точности и шероховатости сопел, поэтому геометрия сопел должна быть точной, а поверхность – заполирована.

Средний диаметр капель обратно пропорционален окружной скорости вала.

$$D_{к.ср} = \frac{0,0426}{U},$$

где U – окружная скорость диска в *м/с*.

Главное достоинство такой системы топливоподачи – простота, малая стоимость и низконапорный топливный насос.

Недостатки: инертность (запаздывание изменения расхода при изменении режима из-за большой длины магистрали подвода).

Трудности с высотным запуском: из-за низких оборотов авторотации снижается качество распыливания.

Корпус КС (3.3-2.1, см. рис. 5.10)

Конструкция наружного и внутреннего корпусов в кольцевой КС связана с формой и наклоном оси ЖТ в меридиональном сечении и конструкцией диффузора. Минимальным является внутренний диаметр передней части ЖТ, и чтобы установить ее в корпус, приходится делать поперечный разъем на внутренней оболочке (рис. 5.28). В трубчато-кольцевой КС делается разъем на внутреннем корпусе с той же целью, что и в кольцевой КС, и поперечный разъем в наружном корпусе. Последний делается для того, чтобы присоединить к диффузору заднюю часть корпуса, состоящую из двух половин (продольный разъем). Такая конструкция обеспечивает возможность монтажа ЖТ и других элементов, воспроизводящих вторую связь корпусов КС при двойной замкнутой связи корпусов компрессора и турбины в силовой схеме двигателя.

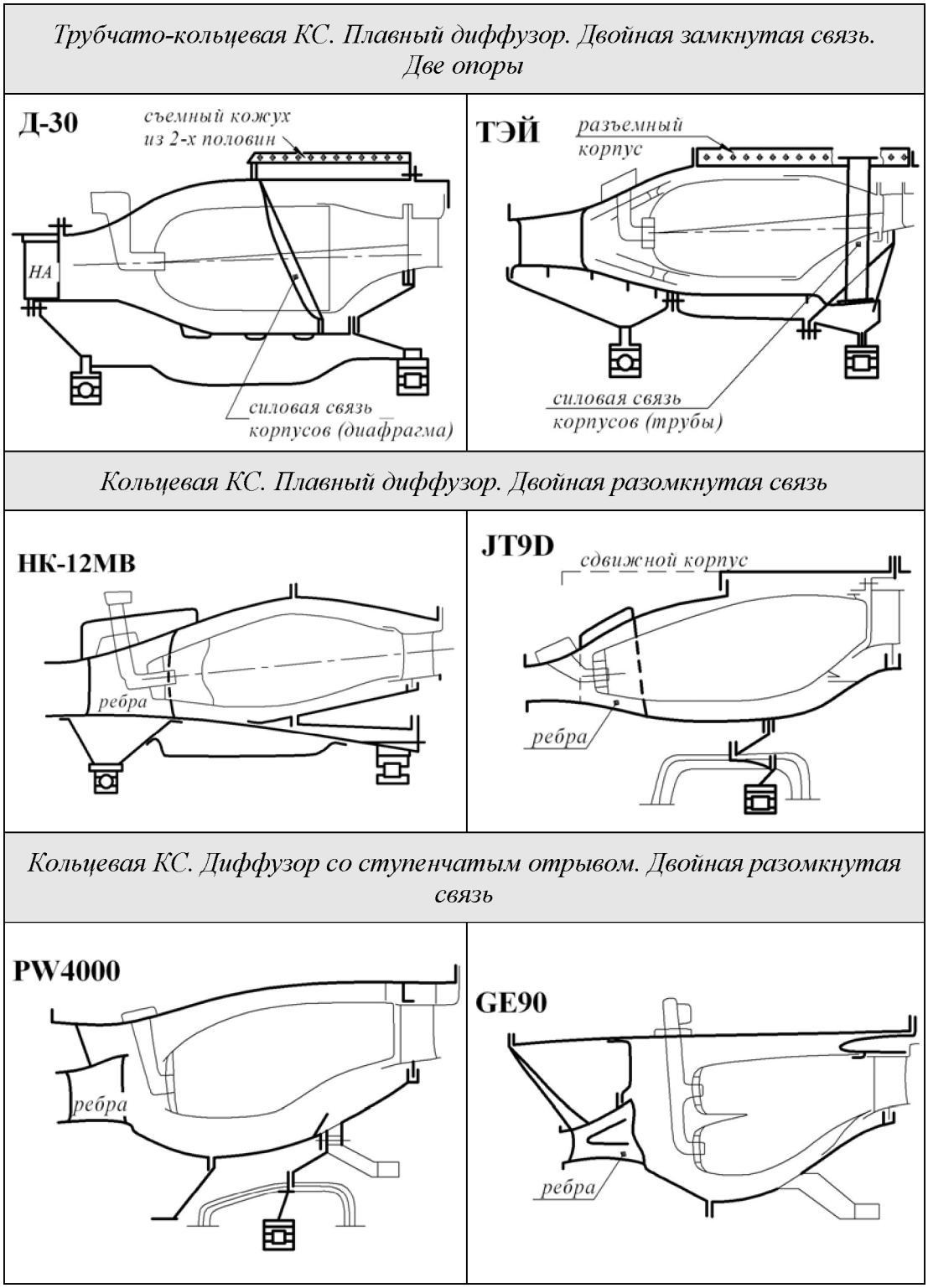


Рис. 5.28 Конструктивные схемы корпусов КС

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

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

Однако оправданно и уменьшение скорости, так как при этом увеличивается коэффициент расхода воздуха через отверстия большого диметра и угол втекания струй и снижаются потери давления на трение.

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

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

Конструктивные схемы корпусов КС при различных силовых схемах корпуса всего двигателя и разных схем камер сгорания показаны на рис 5.28.

Организация управления процессами в КС. Обеспечение эксплуатационных характеристик (уровень 4)

Рассмотрены элементы КС, позволяющие в определенной мере влиять на эффективность процесса подвода тепла к рабочему телу, повышать надежность и ресурс ЖТ, улучшать эмиссионные характеристики.

Система топливоподачи (4.1, см. рис. 5.10)

Задача распыливания топлива рассматривалась ранее при анализе конструкции и функционирования фронтовых устройств. Важность этого этапа подготовки ТВС состоит в том, что в многорежимном авиационном ГТД от этого зависит ряд выходных характеристик КС и, в частности, равномерность поля температур и выбросы вредных веществ.

Мелкость распыления топлива зависит от разности скоростей жидкости и среды, куда поступает топливо. По вкладу в процесс распыливания перепада давлений или кинетической энергии воздушной струи форсунки принято делить на *механические* и *пневматические*.

Система топливоподачи связана с механическими форсунками, которые входят обязательным компонентом во все фронтовые устройства.

Сами форсунки по механизму распыления топлива могут быть струйными и центробежными.

Струйная форсунка (рис. 5.29,*а*) подает топливо в виде компактной струи с углом распыла 5…20° и большой дальнобойностью. Мелкость распыла зависит от перепада на форсунке $\Delta P_Ф$ и составляет 50…100 *мкм* и более.

Производительность струйной форсунки

$$m = \mu_ф F_{сф} \sqrt{2\rho_ж \Delta P_ф} \ ,$$

где $\mu_ф$ – коэффициент расхода форсунки; $F_{сф}$ – площадь сопла форсунки; $\rho_ж$ – плотность жидкости; $\Delta P_ф = P_{ф0} - P_к$ – перепад давления на форсунке, равный разности давлений на входе в форсунку и в ЖТ.

Коэффициент расхода $\mu_ф$, равный отношению действительного расхода к теоретическому, всегда меньше единицы из-за сужения струи в сопле и уменьшения действительной скорости истечения из-за гидравлических потерь.

Управление коэффициентом расхода возможно подбором геометрических параметров форсунки: угла входа $2\theta \le 90^\circ$, отношение длины к диаметру сопла l_c / d_c. Так при $l_c / d_c = 0,5...1,0$ $\mu_ф = 0,6...0,65$, а при $2 < l_c / d_c < 5$ $\mu_ф = 0,75...0,85$.

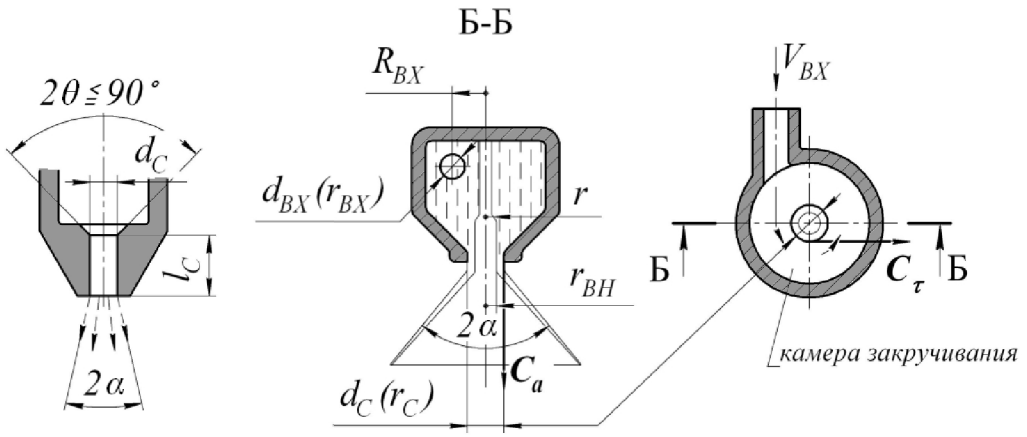


Рис. 5.29 Геометрические параметры и расчетная схема форсунки: а) струйной; б) центробежной

Центробежная форсунка. Принцип действия центробежной форсунки (рис. 5.29,*б*) основан на том, что жидкость подается через тангенциальный канал и потому на входе в сопло обладает определенным запасом энергии в виде момента количества движения. Без учета сил трения момент количества движения любой единичной массы относительно оси вращения остается неизменным от входа к выходу из форсунки:

$$V_{вх} \cdot R_{вх} = C_\tau \cdot r \,, \tag{5.1}$$

где $V_{вх}$, C_τ – тангенциальные скорости движения жидкости; $R_{вх}$, r – входной и текущий радиусы вращения единичной массы.

Уравнение сохранения энергии единичной массы (уравнение Бернулли):

$$P_{вх} + \rho\frac{V_{вх}^2}{2} = P + \frac{\rho\left(C_\tau^2 + C_a^2\right)}{2} = P_{Ф_0} = \text{const}\,, \tag{5.2}$$

где $P_{вх}$, P – статическое давление соответственно на входе в камеру закручивания и на выходе из сопла.

Из (5.1) и (5.2) формально следует, что вблизи оси форсунки ($r \to 0$) тангенциальная составляющая скорости C_τ стремится к бесконечно большому положительному значению ($C_\tau \to +\infty$), а статическое давление P – к бесконечно большому отрицательному значению ($P \to -\infty$), что физически невозможно. Это означает, что в центре форсунки давление падает только до давления окружающей среды на срезе сопла $P = P_к$, т.е. в сопле форсунки жидкость занимает кольцевую площадь

$$F_{ж} = \frac{\pi}{4}\left(r_c^2 - r_{вн}^2\right).$$

Секундный расход топлива

$$G = F_{ж} \cdot C_a = \mu \cdot F_{ж}\sqrt{2\rho_{ж} \cdot P_{ф0}}\,.$$

Введем параметры: φ_c – коэффициент заполнения сопла и A – геометрические характеристики форсунки $\varphi_c = 1 - \dfrac{r_в^2}{r_c^2}$, $A = \dfrac{R_{вх} \cdot r_c}{r_{вх}^2}$.

Тогда коэффициент расхода μ будет иметь вид:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\varphi^2} + \frac{A}{1-\varphi}}}.$$

Угол распыла также зависит от геометрических характеристик сопла и составляет $2\alpha = 30...120°$.

Отметим еще одну проблему распыливания топлива. При изменении режима работы двигателя от малого газа до взлетного перепад давления на форсунках $\Delta P_ф$ изменяется в 4…5 раз: от 0,2*МПа* (а для пневмофорсунок даже 0,02*МПа*) до 5…6*МПа*. Примерно в 4 раза меняется и расход воздуха через двигатель. При таких пропорциях возможно было бы использование обычной одноканальной форсунки.

Однако с учетом условий полета от $H = 0, M_{П\max}$ до $H_{\max}, M_{П\min}$ расход воздуха меняется в 20…30 раз. Чтобы расход топлива изменить в этих пределах, подвод топлива осуществляется через распределительное устройство, подающее топливо или к двухканальным (двухконтурным) форсункам (рис. 5.30) или, в случае многофорсуночной КС, отдельно к одноканальным форсункам, работающим при малых $\Delta P_ф$ (первый контур), и отдельно к одноконтурным форсункам, вступающим в действие совместно с первым контуром на основных режимах при больших перепадах $\Delta P_ф$.

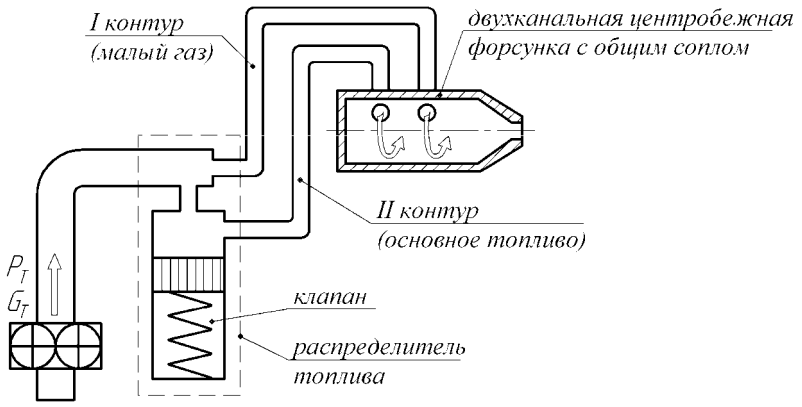


Рис. 5.30 Двухконтурная система топливоподачи с двухканальными форсунками

Основное отличие двухканальной форсунки от одноканальной состоит в использовании двух рядов тангенциальных отверстий. Один ряд служит для подачи малого (дежурного) расхода топлива на режиме малого газа или при высотном полете, а второй вступает в работу на основных режимах.

Это позволяет увеличить перепад давления на двухканальной форсунке по сравнению с одноканальной (рис. 5.31).

В двухканальной сопловой форсунке (рис. 5.32) при малом расходе топливо поступает во внутреннее сопло с высоким расходом.

В двухканальной форсунке обеспечивается высокое качество распыла топлива при низких расходах из-за большего перепада давлений в тангенциальных каналах внутренней форсунки.

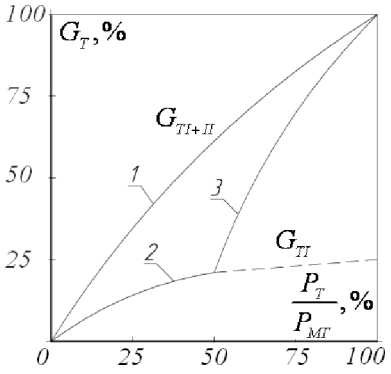


Рис. 5.31 Расходные характеристики одноканальной и двухканальной форсунок

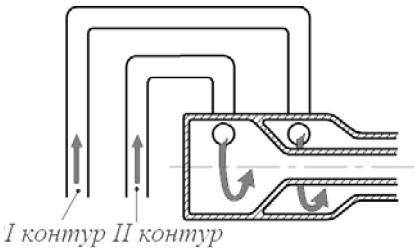


Рис. 5.32 Двухконтурная система топливоподачи с каналом перераспределения топлива в двухканальной форсунке с двумя соплами

Организация зоны циркуляции (4.2, см. рис. 5.10)

Как показано ранее, в прямоточных КС используются три схемы формирования зоны циркуляции в головной части ЖТ:

- закрутка воздуха вокруг форсунки и получение зоны пониженного давления в ядре вихря;

- встречные струи первого ряда отверстий первичной зоны в сочетании с затеняющим эффектом «глухой» передней стенки ЖТ, за которой зона пониженного давления;

- комбинация закрутки воздуха в завихрителе ФУ с встречными струями на границе первичной зоны горения.

Самое широкое распространение в конструкции КС получил комбинированный способ, позволяющий использовать два регулирующих фактора для оптимизации процессов в первичной зоне.

Учитывая многообразие использования ФУ с завихрителями, возможно использовать:

завихрители осевые и радиальные;

завихрители однорядные и двухрядные, с одинаковым и разным направлением закрутки потока;

завихрители с плоскими или профилированными лопатками с разными углами входа и выхода потока;

завихрители с затеняющей (дросселирующей) шайбой или без нее, что позволяет влиять на диаметр и длину зоны циркуляции;

завихрители с сужающейся или расширяющейся конусной камерой.

Возможно варьировать геометрией и числом отверстий большого диаметра первичной зоны: один ряд или два ряда отверстий, на одной или двух стенках, с разными расстояниями до ФУ.

Исключение отверстий большого диаметра из первичной зоны связывают с сокращением длины ЖТ и развитыми функциями двух завихрителей в каждой из зон двухзонной, двухъярусной КС ТРДД GE90 и CFM56-7B (см. рис. 5.19 и 5.20). Такое решение согласуется с тенденцией сокращения длины ЖТ и времени пребывания $\tau_{пр}$, а также с использованием новых технологий охлаждения стенок.

Использование закрытой головной части ЖТ вписывается в концепцию ФУ испарительного типа и КС типа RB.211, где используется эффективное охлаждение ФУ и стенок ЖТ с управлением радиальными струями и нанесением ТЗП.

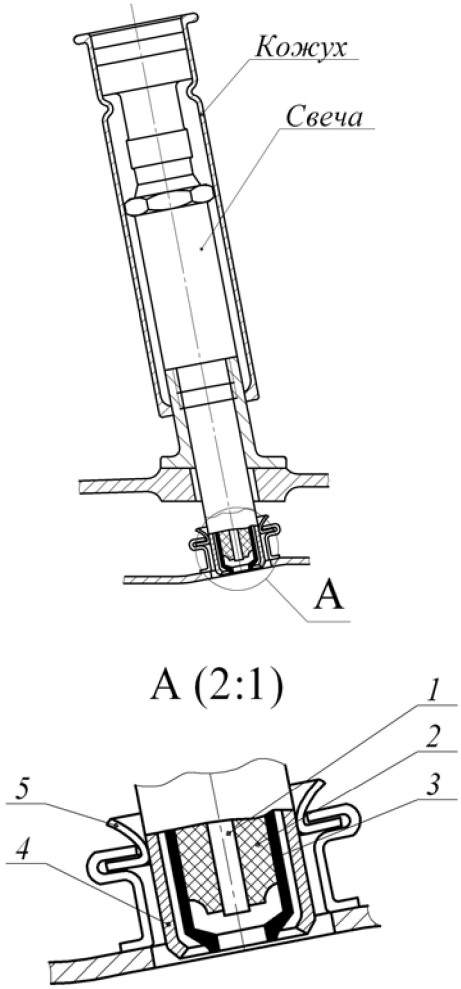


Рис. 5.33 Конструктивные элементы электрической свечи поверхностного разряда:
1 – центральный электрод;
2 – изолятор; 3 – боковой электрод;
4 – корпус; 5 – плавающее уплотнительное кольцо

Система розжига (4.3. см. рис. 5.10)

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

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

Используют два типа тепловых источников зажигания ТВС: *электрические свечи* (рис. 5.33), обеспечивающие образование ядра пламени непосредственно в ЖТ (отсюда и название такого запуска – *непосредственный розжиг* основного топлива) и *пусковые воспламенители* (рис. 5.34), представляющие собой небольшой объем вне ЖТ, куда подается пусковое топливо, воздух из ЖТ, а для увеличения высотности иногда и кислород, и эта смесь поджигается электросвечой. Пламя, выходящее из полости воспламенителя, выходным патрубком направляется в первичную зону горения, где обеспечивается зарождение ядра пламени.

Процесс запуска разделяют на три стадии. К первой стадии относят образование ядра пламени, размеры и температура которого достаточны для того, чтобы стать причиной распространения пламени по ТВС.

Вторая стадия олицетворяет сам процесс распространения пламени от ядра на всю первичную зону КС. Для трубчато-кольцевой КС выделяют и *третью стадию* – переброс пламени из ЖТ, где произошло зажигание, в соседние ЖТ.

Неудача в одной из стадий ведет к срыву процесса запуска. Для того, чтобы в первой стадии образовалось ядро пламени, созданное искрой разряда или струей пламени от запального устройства, необходимо выдержать условие, когда скорость выделения тепла при горении в ядре превосходила бы скорость теплоотвода в окружающую среду из-за турбулентной диффузии и излучения. Скорость тепловыделения определяется в основном размерами и температурой горячего ядра, которые, в свою очередь, зависят от энергии и продолжительности разряда на свече в первой системе зажигания и от количества теплоты, приходящей из сопла запального устройства.

Энергия, выделенная на свече поверхностного разряда, и тепловая энергия горячей струи запальника должны составлять 2…4 *Дж*. Частота разряда 6…30 *Гц*. Питание от бортовой сети напряжением 27В (ТРДД Д-30). Скорость теплоотвода зависит главным образом от скорости и степени турбулизации потока и количества избыточного топлива в зоне воспламенения.

Успех во второй стадии зависит от места размещения запального устройства (необходимо, чтобы тепло горячего ядра было вовлечено в обратные токи, а не унесено прямым потоком), от параметров, определяющих стабилизацию фронта пламени (повышение давления и температуры и снижение скорости газа в первичной зоне, состав смеси).

Четких рекомендаций о месте установки свечи или запального устройства по длине ЖТ нет. Исходят из того, что устойчивое ядро может возникнуть в сечении, где закончена подготовка ТВС (распыление, испарение, смешение) и скорости потока минимальны.

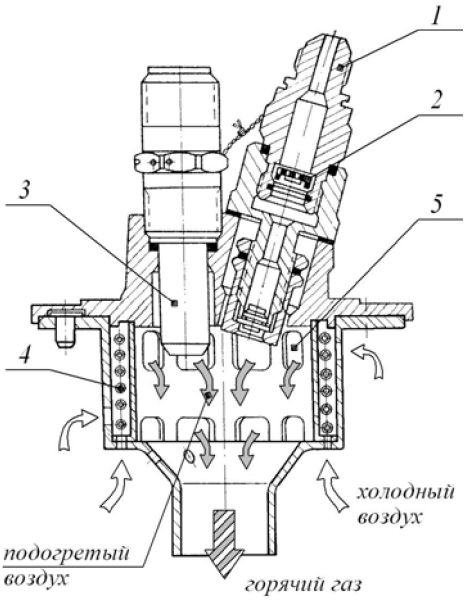


Рис. 5.34. Запальное устройство КС: 1 – штуцер подвода топлива; 2 – фильтр; 3 – свеча; 4 – электроподогрев воздуха; 5 – окна подвода воздуха

Такой точкой может быть примерно середина зоны циркуляции (это примерно половина расстояния от ФУ до первого ряда отверстий), а по радиусу «слой смешения». Направление свечи в эту точку может быть перпендикулярно к оси камеры или под углом – как подсказывает конструкция.

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

Критериями выбора одной из двух систем зажигания служат обычно опыт и традиции ОКБ и вес и габариты системы. Последние – на стороне системы с запальным устройством.

Организация ввода воздуха в жаровую трубу (4.4, см. рис. 5.10)

Как было показано ранее, для образования зоны циркуляции подается воздух через систему отверстий $\varnothing 15..20\,мм$, расположенных в один или два ряда на стенке ЖТ. Часть этого воздуха идет в зону обратных токов, а часть – во вторичную зону горения, где, перемешиваясь с частицами топлива, не сгоревшего в первой зоне, ускоряет процесс горения. Качество смешения определяется глубиной проникновения и шагом отверстий, которые располагают в одной плоскости на обеих стенках ЖТ. Отверстия первого ряда располагаются против друг друга, второго и третьего рядов – могут быть смещены на полшага.

Стремятся, чтобы относительная глубина проникновения струй (рис. 5.35,*а*) $\overline{B} = B / h_{ж}$ ($h_{ж}$ – высота ЖТ) и относительный шаг размещения отверстий $\bar{t} = t / h_{ж}$ были выбраны из условия полного смешения продуктов горения и воздуха.

Считается, что проникновение струй до половины высоты ЖТ ($\overline{B} = 0,5$) с шагом $\bar{t} \approx 0,5$ решает эту задачу. Для увеличения глубины проникновения используют патрубки-карманы (рис. 5.35,*б*).

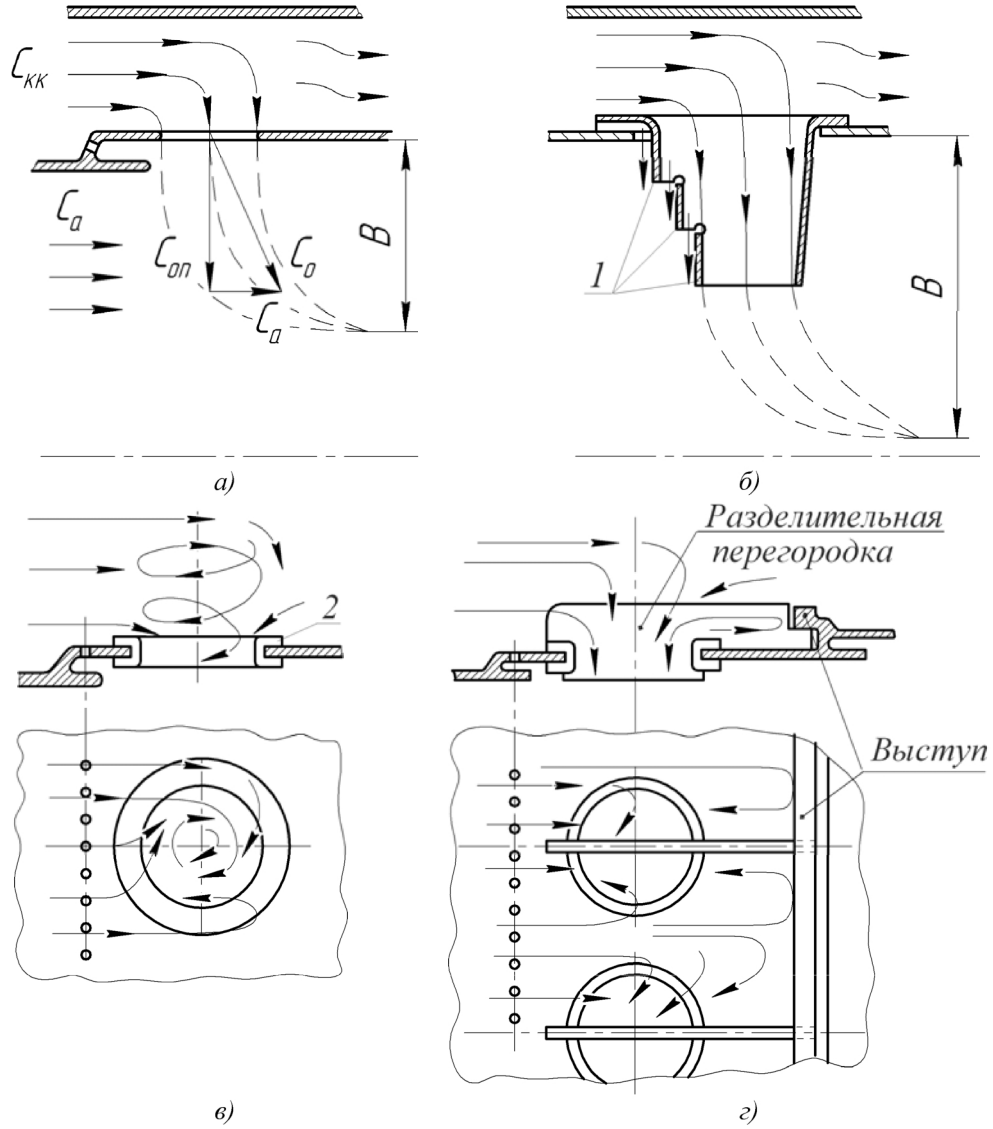


Рис. 5.35 Схемы течения воздуха через отверстия в жаровой трубе:
а) отверстие в стенке, б) смесительные патрубки – карманы: 1 – система охлаждения ступенчатой передней стенки; в) отверстие в стенке ЖТ, окантованное манжетой 2 для снижения градиента температур на кромке отверстия

Глубина проникновения зависит от перепада давлений на стенках ЖТ, и при некотором расчетном расходе воздуха и постоянной суммарной площади всех отверстий F_0 можно достичь такого результата, варьируя диаметром и шагом отверстий.

Для увеличения перепада давлений конструктивно выполняют забор воздуха с полным давлением путем установки козырьков (рис. 5.36).

Повышение эффективности смешения и горения во вторичной зоне сокращает время пребывания и позволяет уменьшить длину КС.

Интенсификация перемешивания холодных струй воздуха с горячим газом в зоне смешения разрешает задачу получения требуемой эпюры температур на входе в турбину. Температура $T^*_{Г\max}$ не должна превышать среднемассовую более, чем на 10…15%, с максимумом примерно на высоте 2/3 высоты лопатки турбины.

Подход к выбору диаметра и шага отверстий и в зоне горения, и в зоне смешения одинаков. Относительный шаг отверстий $0{,}4<\bar{t}<0{,}5$.

Окончательное число отверстий, их диаметры и размещение определяются экспериментально.

Как указывалось выше, большие скорости течения воздуха в кольцевом канале хотя и повышают отвод тепла от стенок ЖТ, но ухудшают условие ввода струй воздуха через отверстия большого диаметра.

Профиль скорости потока в кольцевом канале постепенно выравнивается по мере отвода воздуха внутрь ЖТ. Однако при определенных соотношениях высоты канала и длины участка смешения вторичный воздух не только входит внутрь ЖТ через отверстия большого диаметра, но и часть его, минуя их, уходит в задний отсек канала, что вызывает возвратные течения и возмущение потока над большими отверстиями. Воздух начинает поступать в отверстия с разных направлений, что нарушает структуру основного потока в ЖТ и оказывает влияние на профиль скоростей и температур на выходе (рис. 5.35,*в*).

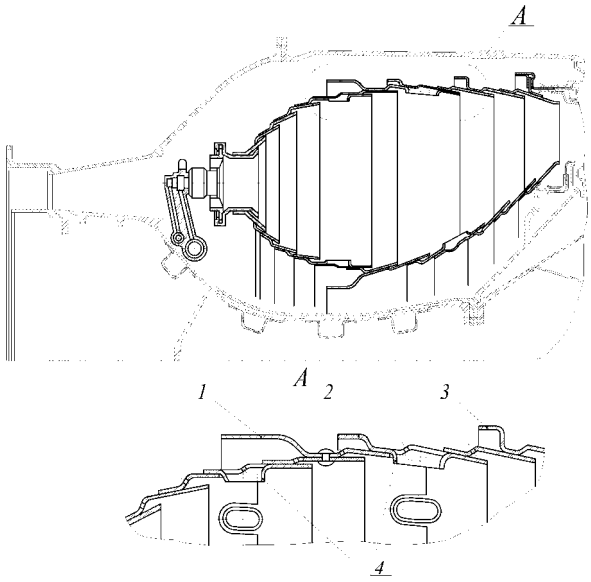


Рис. 5.36 Камера сгорания ТРДДФ АЛ-31Ф:
1 – забор воздуха под полным давлением с использованием козырьков;
2 и 3 – выступ перед и за отверстиями для исключения циркуляции над отверстиями;
4 – отверстия с отбортовкой

Для исключения этого отрицательного эффекта за отверстиями устанавливают препятствия в виде поперечных ребер равной высоты. В кольцевой КС такое препятствие делается непосредственно на ЖТ в виде выступа высотой до 2/3 высоты канала, размещенного за отверстиями (рис. 5.35,*г*).

Отметим, что такие выступы на наружной стенке ЖТ кольцевой КС увеличивают жесткость и прочность ее при сжатии.

В трубчато-кольцевых КС этой преградой за отверстиями является силовая связь между наружным и внутренним корпусом (пример КС ТРДД Д-30КП и др.), вторичный воздух проходит в зазор между ЖТ и отверстиями в перегородке.

Другим способом воздействия на случайную циркуляцию служит коническое расширение ЖТ по длине (и, следовательно, занижение канала).

Если шаг между отверстиями больше высоты канала, то при втекании воздуха в отверстия возможно образование вихря, который изменяет глубину проникновения струи и скорость перемешивания. Интенсивность вихря зависит от отношения площади отверстий к площади канала. При малых значениях этого отношения вихри не образуются, т.к. высок перепад давления.

Средством устранения вихрей, которые могут проявляться как в кольцевой, так и в трубчато-кольцевой КС, является установка продольных разделительных пластин в каждом отверстии. Эти пластины особенно эффективны в сочетании с выступами за отверстиями (см. рис. 5.35,*г*).

Отметим внимание к конструктивному оформлению больших отверстий, связанное с тем, что при постоянном режиме температура кромок отверстий ниже, чем

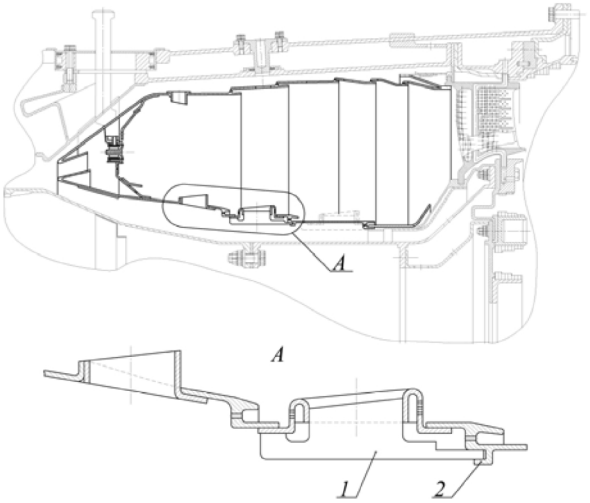


Рис. 5.37 Камера сгорания ТРДД RB/211-535: 1 – разделительная перегородка; 2 – выступ

температура стенок, и в них возникают напряжения растяжения, а при изменении режимов работы двигателя – и напряжения растяжения, и напряжение сжатия. Для снижения температурного градиента на отверстии используют отбортовку и заполировку отверстий, окантовку манжетой из листового материала и окантовку манжетой с перфорированным охлаждением, использованным в КС ТРДД RB.211-535 (рис. 5.37). Радикальным решением по исключению трещин является использование смесительных патрубков, которые позволяют сделать главное – управлять глубиной проникновения струй. Для исключения перегрева и оплавления передних кромок патрубков они выполняются ступенчатыми с пленочным охлаждением. Наконец, в зоне отверстий наносятся теплозащитные покрытия, снижающие температуру стенки и градиент температур.

Тепловое состояние стенок жаровой трубы. Охлаждение ЖТ. Разделение стенок на секции (4.5, см. рис. 5.10)

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

На стенку ЖТ действует тепловой поток, состоящий из потока лучистой энергии $q_{ЛГ}$ и теплового потока, приходящего за счет конвективного теплообмена $q_{КГ}$. Горячая стенка отдает тепло конвекцией «холодному» вторичному воздуху q_{KW} и излучением – наружному и внутреннему корпусу КС $q_{ЛW}$.

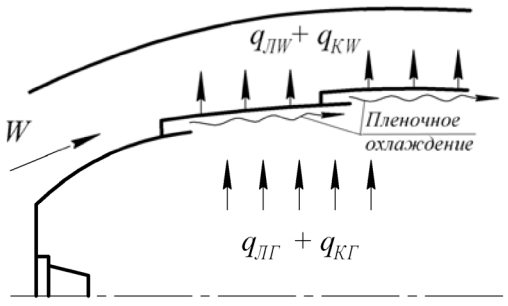


Рис. 5.38 Схема тепловых потоков на стенке ЖТ

Исходя из динамического равновесия тепловых потоков $q_{ЛГ}+q_{КГ} = q_{ЛW}+q_{KW}$ на установившихся режимах работы двигателя, каждый участок стенки ЖТ приобретает некоторую постоянную температуру (рис. 5.38).

Заградительное (пленочное) охлаждение позволяет не только защитить стенку от прямого действия горячих газов, но и отнять от нее некоторое количество тепла. Поэтому можно принять $q_{КГ}=0$ и уравнение теплового баланса примет вид

$$q_{ЛГ}=q_{ЛW}+q_{KW}.$$

Поток лучистой энергии непостоянен по длине ЖТ, мощность его зависит от ряда факторов и, в частности, от нагретых частиц сажи. Поэтому снижение времени пребывания топлива в переобогащенной зоне при температуре 1000…1400*К* (где интенсивное сажеобразование) является мерой по снижению температуры стенки.

Однако главную роль в удержании требуемой температуры стенки играет охлаждение. Необходимость охлаждения вынуждает делить криволинейную стенку ЖТ на секции, что удивительным образом вписывается в решение задачи о получении криволинейной поверхности из отдельных прямых участков.

При формировании секций решается несколько задач:

1) выбор схемы вывода охлаждающего воздуха на внутреннюю поверхность стенки и геометрических параметров каналов (диаметр отверстий, шаг);

2) разделение контура стенки на секции, соединение секций;

3) размещение отверстий для подвода воздуха в зону горения и в зону смешения;

4) соединение ЖТ с ФУ.

Рассмотрим наиболее распространенную схему ввода охлаждающего воздуха (рис. 5.39). Вторичный воздух через отверстия в вертикальной или горизонтальной стенке уступа попадает в полость между козырьком и стенкой ЖТ в направлении на козырек. Круглые воздушные струи, ударяясь о козырек, превращаются в плоские струи, сливаясь в непрерывную кольцевую завесу. Расход охлаждающего воздуха определяется площадью отверстий ∅А(Б), направление струи в сторону стенки – козырьком, а скорость воздушной струи – высотой щели h. Скорость воздуха на выходе из щели подбирается примерно равной скорости газа в данном сечении ЖТ, что обеспечивает наибольшую протяженность завесы, так как уменьшает возможность ее турбулизации и разрушения.

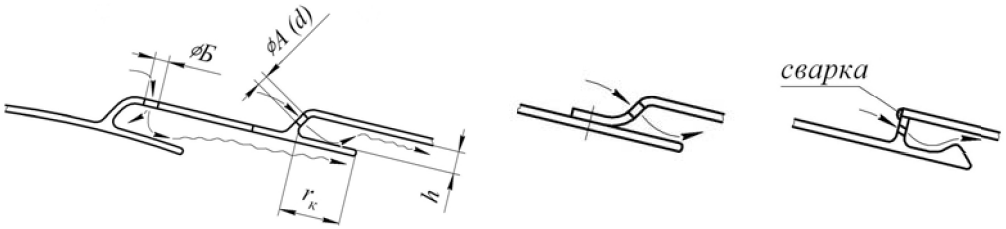


Рис. 5.39 Ввод охладителя на стенки ЖТ:
а) секции обработаны механически, сварены встык; б) секции сварены внахлёст;
в) секции соединены тавровым швом, легко удаляемым при ремонте

Эффективная устойчивая завеса образуется при следующих геометрических соотношениях: диаметр отверстий d=1,0..2,0 (реже) *мм*, отношение шага к диаметру отверстий $t/d = 2,5...5,0$, высота щели 1,5…3,0*мм*, длина козырька 2,5…3,0 высоты щели $r_к / h = 2,5...3,0$, а длина секции при высоте щели 1,5…2,0*мм* составляет 15…25*мм*.

Подводя воздух через отверстие ∅А, реализуют подачу воздуха под полным давлением, через отверстия ∅Б – под статическим давлением. Применение подачи под полным давлением используется тогда, когда перепад статического давления на стенке ЖТ недостаточен, чтобы обеспечить заданный расход воздуха. Чтобы обеспечить точность геометрии всех элементов секции, ее получают точением, а отверстия – сверлением или ЭХО. На рис. 5.40 показано соединение секций и организация завесы в прямоточных КС на двигателях предыдущих поколений, эффективных при малых степенях повышения давления в компрессоре ($\pi_К^* = 16...18$) и в радиально-кольцевых КС.

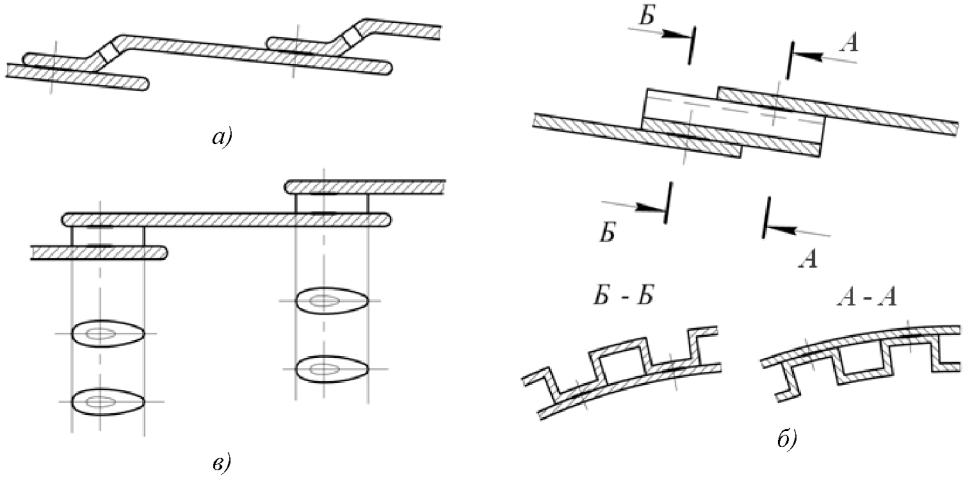


Рис. 5.40 Соединение секций жаровой трубы при π_K^* *до* 16...18 :

а) соединение секций с образованием козырька (роликовая сварка);
б) соединение секций гофрированной вставкой (точечная сварка);
в) соединение секций с помощью дистанционных прокладок (точечная сварка)

Соединение секций (см. рис. 5.39) производится чаще всего сваркой встык. Однако есть примеры использования торцевого шва при соединении секций внахлест для обеспечения ремонтопригодности ЖТ. Для замены секций достаточно срезать два шва.

Отверстия больших диаметров для подвода воздуха в зону горения и смешения (диаметр и размещение по длине ЖТ) выполняются в соответствии с ранее данными рекомендациями, но таким образом, чтобы отверстия вписывались в длину одной секции.

Соединение ЖТ с фронтовым устройством при малой высоте плиты и плавном переходе к первой секции выполняется как и соединение секций. При высокой плите возможно соединение сваркой встык, пайкой, заклепочным швом.

Стык с 1СА зависит от способа закрепления ЖТ, но задача подачи охлаждающего воздуха на цилиндрические полки СА решается во всех случаях.

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

Элементы крепления должны воспринимать действие газовых сил в осевом направлении и обеспечить ***центрирование ЖТ***. Под центрированием понимается достижение одинаковой высоты кольцевого канала вторичного воздуха по окружности. Нарушение центрирования приводит к искажению температурного поля на выходе. Второе требование к подвеске – ***свобода тепловых деформаций*** в осевом (от места фиксации) и радиальном направлениях.

Снижение температуры стенки ЖТ. Основная доля подводимого тепла приходит от излучения (см. рис 5.38).

Как указывалось ранее, на участках, где имеется пленочное охлаждение, воздушная пелена защищает стенки от горячего газа, передача тепла от газа к стенкам происходит только излучением.

Это обстоятельство наводит на мысль, что снижение температуры можно получить не только охлаждением, но и снижением уровня лучистой энергии.

Используется и третий путь снижения температуры стенки – ***нанесение теплозащитных покрытий (ТЗП)***.

Поток лучистой энергии определяют ***два вида излучения***: ***излучение газов*** (в основном углекислого газа и водяного пара) и ***излучение твердых частиц*** (сажи, кокса), которое зависит от числа и размеров частиц.

При горении топлива образуются частицы сажи, но при малых давлениях их мало в пламени и поэтому энергия излучения незначительна, превалирует теплопередача конвекцией. При высоких давлениях (15…25*кПа*) образуются крупные частицы сажи в большом количестве и излучение сажи становится преобладающим, пламя излучает в инфракрасной области как абсолютно черное тело.

В этих условиях ЖТ с охлаждением стенок воздушной завесой интенсивно нагревается лучистыми потоками и обеспечить снижение температуры стенок возможно только ***управлением процессом образования сажи, нанесением на стенки ТЗП и применением новых технологий охлаждения***.

На излучательную способность пламени оказывают влияние давление и температура на входе в КС, состав смеси, длина ЖТ и скорость потока в ней.

Известно, что лучистая энергия возрастает при увеличении давления и температуры на входе. И в процессе горения интенсивное образование сажи происходит в диапазоне температур от 700 до 1100°С.

Управление составом смеси по α, качеством распыла топлива и смешения позволяет влиять на излучение пламени. Как показано выше, при использовании ФУ с пневматической форсункой, где обеспечивается получение гомогенной обедненной смеси (α=0,3…0,8) в зоне циркуляции, образуется голубое холодное пламя с малой излучательной энергией.

С увеличением скорости течения в ЖТ излучаемая энергия пламени падает из-за снижения концентрации твердых частиц вследствие уменьшения времени пребывания продуктов сгорания в ЖТ.

Снижается температура стенки и при ***нанесении на нее ТЗП*** (обычно такого же состава, какой используется в турбине).

На рис. 5.41 показана схема размещения ТЗП на ЖТ камеры сгорания ТРДД RB.211-535. Наибольшая площадь покрытия на внешней стенке. Толщина покрытия до 600 *мкм*.

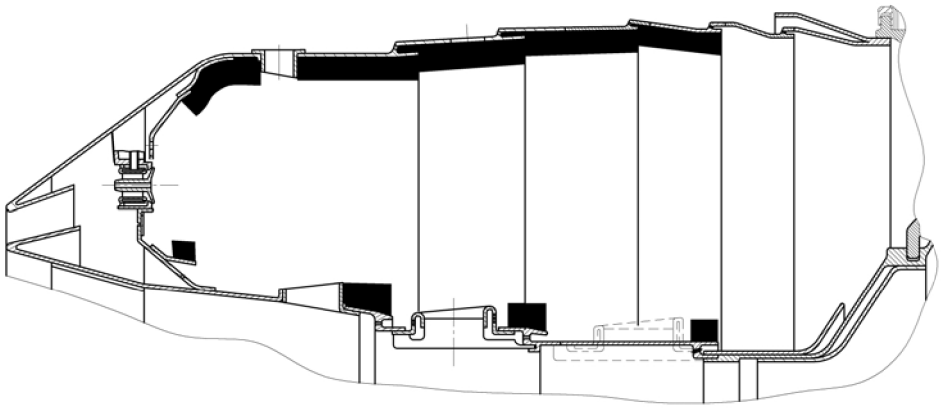


Рис. 5.41 Размещение ТЗП на жаровой трубе ТРДД RB211-535

Теплозащитные экраны с нанесением на них ТЗП в составе ЖТ камеры сгорания ТРДД V2500 показана на рис. 5.42.

На снижение расхода охладителя направлены возможности ***новых способов охлаждения ЖТ***, к которым относятся рассмотренное ранее ***заградительное охлаждение*** с точной дозировкой и высоким коэффициентом использования охладителя, перфорационное и проникающее охлаждение.

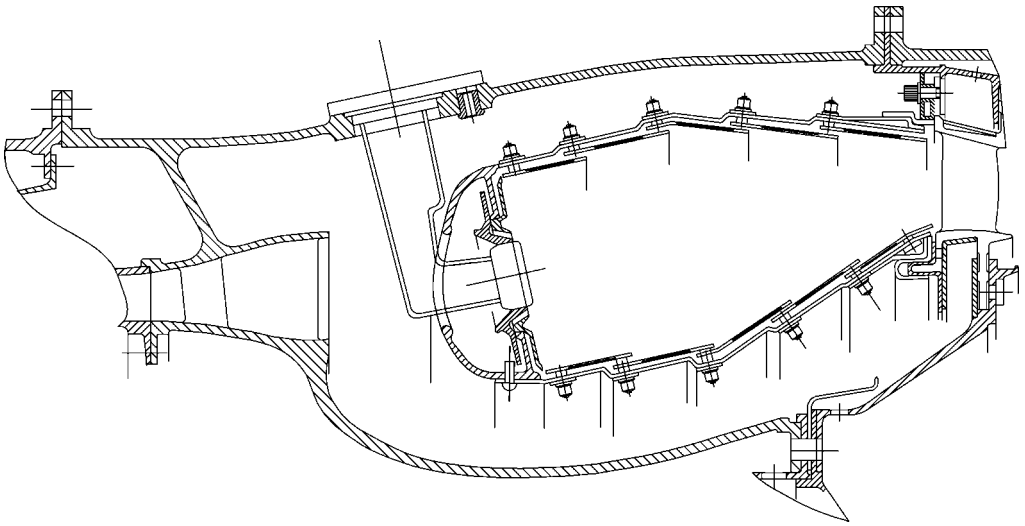


Рис. 5.42 Камера сгорания V2500 с теплозащитными экранами

Простое увеличение расхода воздуха на заградительную пелену ухудшает равномерность температуры газа на выходе и, более того, охлаждающий воздух вызывает замедление химических реакций горения вблизи стенки, что снижает полноту сгорания и увеличивает выбросы CO и C_nH_m. Нужны другие подходы к интенсификации охлаждения.

Перфорационное охлаждение, реализованное в конструкции КС ТРДД RB.211-535, представляет собой систему отверстий диаметром 0,8…1,0 *мм* в стенке секций ЖТ в 9…10 рядов с шагом в ряде (1…2)*d* и между рядами (3…4)*d* в зоне максимальных температур.

Размер отверстий должен исключать их засорение и в то же время обеспечивать малое проникновение струек воздуха в основной поток – только в этом случае на внутренней поверхности ЖТ образуется заградительная пелена. При большом проникновении струй они быстро смешиваются с горячим газом и охлаждение стенки ниже по потоку ухудшается.

Наибольший эффект достигается на участках ЖТ, где ввод воздуха обеспечивает и охлаждение, и интенсификацию процесса горения и используется в сочетании с пленочным.

Расход воздуха при одинаковой температуре стенки оказывается ниже, чем в случае с пленочным охлаждением, на 30%.

Проникающее, пористое (транспирационное) охлаждение показано на примере камеры сгорания ТРДД «Тэй», где в ЖТ использован двухслойный материал «*трансплей*». На внутренних поверхностях листов из жаропрочного свариваемого материала химическим фрезерованием образованы каналы половинной высоты и регулярная система отверстий (рис. 5.43).

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

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

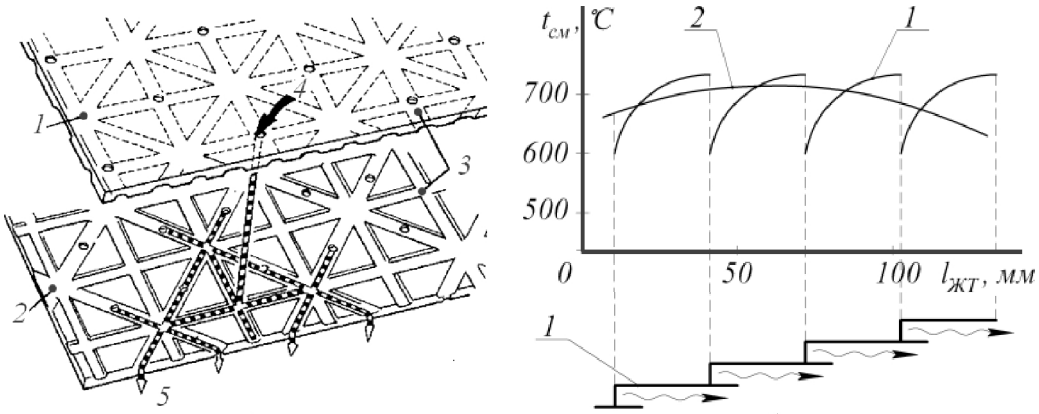


Рис. 5.43 Схема течения охладителя в материале «трансплей»:
а) схема течения охлаждающего воздуха при двухстеночной конструкции из сплава «трансплей»: 1 – наружная стенка; 2 – внутренняя стенка; 3 – вытравленные каналы; 4 – вход охлаждающего воздуха в каналы между стенками; 5 – выход охлаждающего воздуха внутрь жаровой трубы;
б) сравнение температурных режимов в обычной жаровой трубе и жаровой трубе из сплава «трансплей»: 1 – обычная $(\overline{G}_{в.охл} = 12\%)$; *2 – из сплава «трансплей»* $(\overline{G}_{в.охл} = 4\%)$

Подобный материал «ламиллой» фирма «Дженерал электрик» использует в конструкции КС ТРДД GE90 и др.

Подвеска и центрирование жаровой трубы в корпусе (4.6, см. рис. 5.10)

На жаровую трубу действуют: газовые силы, вызванные разностью давлений на входе и выходе, перепад давлений снаружи и изнутри, силы от тепловых деформаций и массовые силы.

При проектировании подвески оценивается прочность ее элементов при условии полной свободы температурных деформаций в осевом и радиальном направлениях. Накладывается еще одно ограничение – ЖТ должна быть сцентрирована относительно оси двигателя так, чтобы обеспечивалось постоянство высоты кольцевых каналов вторичного воздуха по режимам работы двигателя, что позволяет исключить искажение температурного поля на выходе.

Для выполнения этих требований доложен быть сделан выбор схемы подвески. Используются три схемы.

По первой схеме существуют два пояса подвески ЖТ: передний в головной части – крепления ЖТ за наружный корпус КС и задний в стыке с 1СА турбины. Обычно в переднем поясе производится фиксация ЖТ в осевом направлении со свободой радиальных тепловых деформаций, а в заднем поясе используется телескопическое соединение с 1СА, дающее свободу осевого теплового расширения. Проблема свободы теплового расширения в радиальном направлении решается или согласованием тепловых деформаций (введением конструктивных элементов, позволяющих компенсировать разность деформаций стенок ЖТ и ответных элементов 1СА или смещением заднего пояса в глубь КС для обеспечения согласованности радиальных деформаций ЖТ и сопрягаемых частей 1СА). Возможные конструктивные решения креплений в переднем и заднем поясах показаны на рис. 5.44.

Различные усложнения конструкции (сферические элементы, размещение цилиндрических пальцев на оси и др.) связаны с гарантированностью свободы расширения и уменьшения изнашивания.

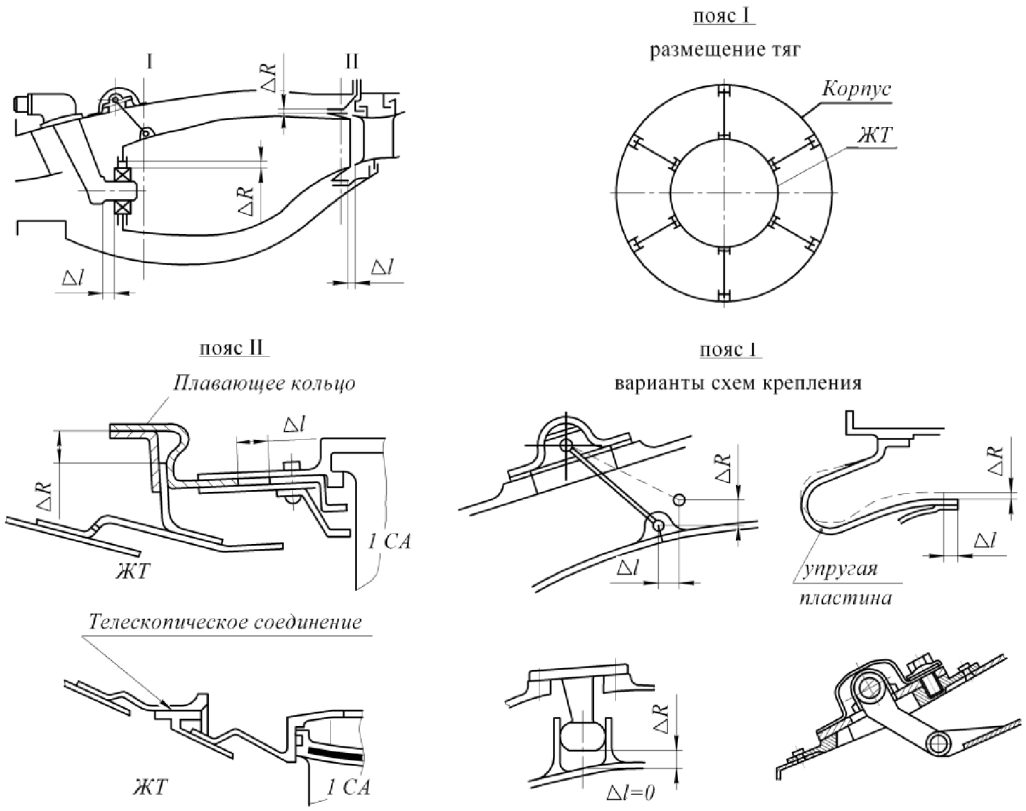


Рис. 5.44 Конструктивные исполнения креплений ЖТ в переднем и заднем поясах

Во второй схеме при коротких КС жаровая труба крепится только в заднем поясе с решением задачи свободы радиальных деформаций стенок. Осевые и радиальные тепловые деформации ЖТ при таком консольном закреплении не должны нагружать топливные форсунки. На рис. 5.45 показана схема консольного закрепления ЖТ.

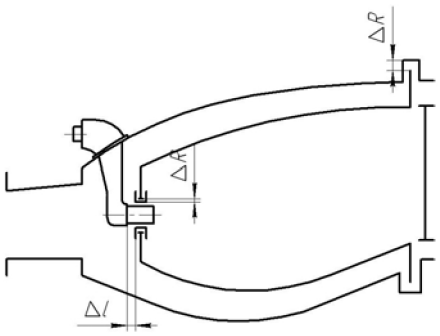


Рис. 5.45 Консольное крепление жаровой трубы с обеспечением свободы тепловых деформаций

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

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

Оформление стыка жаровой трубы с 1СА турбины (4.7, см. рис. 5.10)

При проектировании стыка необходимо оценить тепловое расширение ЖТ по длине, радиальные деформации стенок и соответственные деформации по 1СА и корпусу, чтобы оценить геометрию компенсационных элементов.

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

Покажем, как решаются обе задачи при разных способах подвески ЖТ.

При двухопорном закреплении ЖТ заградительная пелена чаще создается специальным рядом отверстий в последней секции как на наружной, так и на внутренней стенке. В случае консольного закрепления ЖТ конструкция стыка усложняется необходимостью и охлаждения СА, и согласования радиальных деформаций сопрягаемых элементов ЖТ и 1СА.

Организация заградительной пелены на последней секции может быть сделана с использованием полного давления, а радиальные деформации согласованы или введением плавающих колец (см. рис. 5.44), или с помощью упругих элементов (рис. 5.46).

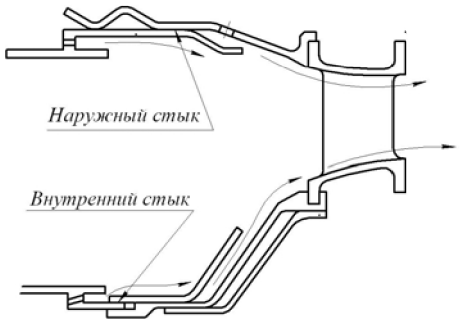


Рис. 5.46 Конструктивные решения при двухопорном креплении оформления стыка ЖТ и 1СА

Выбросы вредных веществ (4.8, см. рис. 5.10)

На каждом из режимов работы ГТД в составе газов на выхлопе содержатся вещества, которые опасны для человека и окружающей среды. При работе на режиме малого газа преобладают продукты неполного сгорания топлива – оксид углерода CO и несгоревшие углеводороды C_nH_m, а на режимах больших тяг – оксиды азота NO_X и твердые частицы сажи, дым.

Токсичность CO связана с высокой способностью его вступать в реакцию с гемоглобином крови, из-за чего замедляется транспортирование кислорода к тканям, наступает тяжелое отравление. Диоксид углерода CO_2 при содержании в воздухе до 1% не оказывает отравляющего воздействия, а при 10% вызывает сильное отравление.

Белый или голубой цвет продуктов сгорания объясняется обычно наличием в них несгоревших углеводородов C_nH_m. Среди них выделяют бензоперен, который вызывает канцерогенное воздействие на человека.

Из большого числа оксидов азота наиболее опасны окись азота NO и двуокись азота NO_2. Они токсичны (в 2 раза выше CO) и выделяются в больших количествах при горении углеводородных топлив. NO – газ без цвета и запаха, NO_2, наоборот, газ с резким запахам и виден при взлете самолета в виде длинных желто-бурых шлейфов.

Дымность определяется появлением в пламени малых объемов, богатых топливом.

Поэтому обеднение и гомогенизация смеси способствуют снижению образования дыма и сажи. Сажа – твердый продукт черного цвета, содержит многие токсичные вещества и поэтому опасна.

Основным источником загрязнения атмосферы является автомобильный транспорт (58%), авиация находится на последнем месте (2%). Однако в зоне аэропорта концентрация вредных веществ может превысить допустимые нормы (в больших аэропортах суточные выбросы оцениваются в десятки тонн). Поэтому все развитые страны вводят ограничения на выбросы вредных веществ в соответствии со стандартом ИКАО.

В нашей стране нормирование выбросов регламентируется авиационными правилами – 34 (АП-34), охрана окружающей среды, нормы эмиссии авиационных двигателей, которые соответствуют нормам ИКАО (см. гл. 1, кн.1).

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

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

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

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

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

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

Температурный диапазон с малым уровнем CO, C_nH_m и NO_X показан на рис. 5.47. Видно, что методы снижения выбросов – это компромиссные решения между выбросами CO и C_nH_m – с одной стороны и NO_X – с другой.

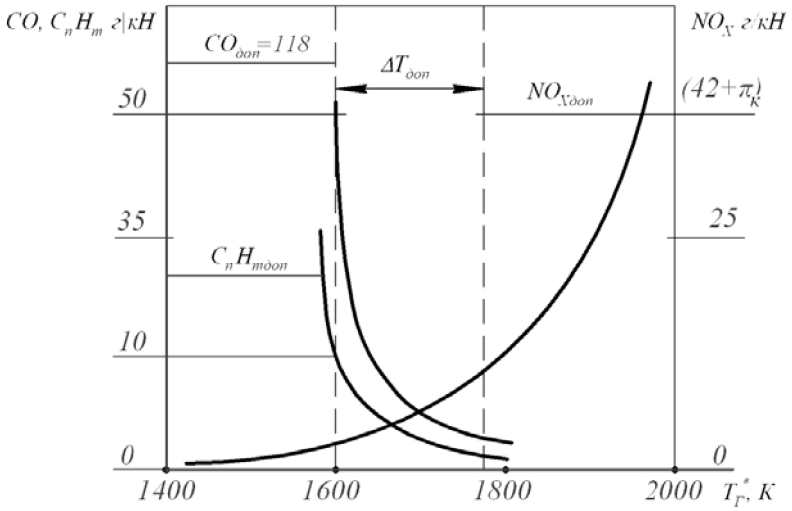


Рис. 5.47 Температурный диапазон $T_Г$ с малыми выбросами CO и NO_X

Для снижения оксидов азота возможно использовать разные подходы:

1) проведение процесса горения жидкого топлива на малой длине ЖТ с временем пребывания в зоне высоких температур (более 1920 К) 5…6 миллисекунд и затем интенсивное охлаждение в зоне смешения, то есть реализовать принцип «быстро сжечь и быстро охладить»;
2) горение топлива при температуре $1750 \pm 50\,K$ (то есть ниже 1920 К), а для формирования эпюры температур на выходе подводить воздух в зоне смешения или вести его из зоны ФУ, охлаждение продуктов сгорания исключить вовсе.

В первом случае подвод тепла к рабочему телу связан с ***диффузионным горением***, с использованием ФУ с центробежными форсунками (***гетерогенная ТВС***).

Во втором – с ***кинетическим горением*** с использованием ФУ, дающих ***гомогенную смесь*** (ФУ с аэрацией топливного факела и др.). Это стремление воплотить ***принцип LPP*** («Lean – premixed and prevaprozised» дословно «бедная, перемешанная и испаренная»). Этот принцип предполагает сжигание бедной $(\alpha \geq 1,8)$ гомогенной ТВС при $T_{пл} < 1920K$, когда образования оксидов азота не происходит.

Для снижения CO и C_nH_m необходимо получить высокую полноту сгорания на всех участках зоны горения и «горячие стенки» ЖТ, чтобы исключить «захолаживания» ТВС при вводе охладителя на стенки. На это направлены технологии защиты стенок керамическими пластинами, применение многослойных материалов «ламиллой» и «трансплей», транспирационное охлаждение и термозащитные покрытия.

Известно использование концепции LPP в камерах сгорания стационарных ГТУ (см. §5.4), где топливо – природный газ. Трудности использования такой технологии на жидком топливе определяются неустойчивостью горения на переходных режимах.

Ведущие двигателестроительные фирмы используют обе возможности, но конструктивное исполнение разное.

В камерах сгорания ТРДД RB211-535 и «Трент» (см. рис. 5.37) используются форсунки с аэрацией топлива, обеспечивающие гомогенную ТВС, применяют перфорационное охлаждение стенок ЖТ с защитой отдельных секций ТЗП (см. рис. 5.41).

Такое решение создает предпосылки реализации принципа «быстро сжечь и быстро охладить» или принципа удержания $T_{пл} = 1750 \pm 50\,K$ и таким образом снизить выбросы NO_X. Процесс горения идет без захолаживания ТВС у стенок и, следовательно, без увеличения концентрации CO и C_nH_m.

В камерах сгорания PW6000, PW8000 и V2500 (см. рис. 5.42) также устанавливаются форсунки с аэрацией топливного факела с возможностью горения бедной гомогенной смеси.

Кроме того, применена тепловая защита стенок ЖТ термозащитными плитами и она укорочена. Зоны смешения как таковой нет. Такая конструкция малоэмиссионной КС работоспособна при равенстве температур $T^*_{г max} = T_{пл}$ или с передачей охлаждающего воздуха в конец ЖТ от ФУ.

Конструкция двухзонной КС ТРДД CFM-56 и GE90 (см. рис. 5.20) также направлена на воплощение принципа LPP. По мнению специалистов [7] трудности использования такой технологии на жидком топливе состоят в достижении устойчивого бессрывного горения на переходных режимах работы двигателя в момент начала подачи топлива в основную зону. Горение бедной гомогенной смеси в основной зоне неустойчиво, возможно проявление вибрационного горения, которое возникает при подходе к границе срыва пламени. Дежурная зона обеспечивает энергетическую поддержку горения в основной зоне и делает его устойчивым. Устойчивость обеспечивается и управлением составом ТВС.

Температура горения $1700\ldots1750K$ обеспечивает минимальные выбросы NO_X, а подвод воздуха в конце ЖТ через систему малых отверстий определяет заданное поле температур на выходе без зоны смешения.

Изготовление ЖТ из материала «ламиллой» исключает «захолаживание» ТВС у стенок и определяет минимальную концентрацию CO и C_nH_m.

Дежурная зона, обеспечивающая низкий уровень выбросов CO и C_nH_m на режимах малого газа, расположена снаружи. При запуске и работе на низких режимах топливо подается на форсунки дежурной зоны. При этом скорости воздуха в этой зоне

небольшие и состав смеси близок к стехиометрии. Дежурная зона обеспечивает дежурное пламя для основной зоны.

Основная зона, размещенная внутри, настроена на получение малых выбросов NO_X на режимах больших тяг, что обеспечивается бедным составом смеси $(\alpha \approx 1,8)$, малым временем пребывания и проникающим (пористым) охлаждением стенок.

Шестьдесят горелок, расположенные по 30 в ярусе, имеют центробежные форсунки, внутренние и внешние завихрители. Внешний завихритель заканчивается расширяющимся конусом.

Использование многофорсуночных КС с пневмораспылом топлива (рис. 5.48) позволяет реализовать оптимизацию состава смеси на режиме малого газа и максимальной тяги, сократить длину ЖТ и уменьшить время пребывания. Первая в истории авиационных ГТД многофорсуночная КС ТРДД НК-8 (1960г.) выполнена со ступенчатым диффузором, имеет плоское ФУ – плиту, на которой в 2 ряда размещено 139 форсунок: 35 форсунок из 70 (через одну) во внешнем ряду обслуживают процесс горения на малом газе, остальные включаются в работу на основных режимах.

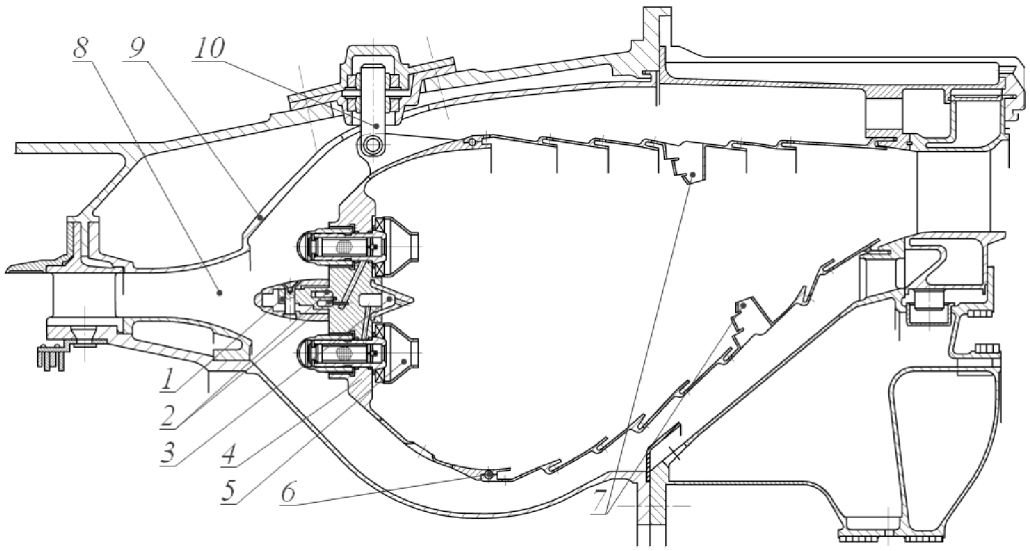


Рис. 5.48 Многофорсуночная камера сгорания ТВВД НК-93:
1 – экран для подпора потока в диффузоре; 2 – топливные коллекторы I и II контуров; 3 – разделитель; 4 – плита; 5 – горелки внутреннего ряда; 6 – проволочное соединительное кольцо (разборная ЖТ); 7 – карман; 8 – диффузор со стабилизированным отрывом; 9 – стенка – разделитель потоков, 10 – передний пояс подвески ЖТ

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

Пневматические форсунки с завихрителями, центробежным распылом и зауженным выходным конусом обеспечивают гомогенную ТВС с $\alpha = 0,2...0,4$. Зона циркуляции образуется завихрителями и первым рядом отверстий большого диаметра. Для управления размерами зоны циркуляции в завихрителях установлены затеняющие (дросселирующие) шайбы.

Зона смешения формируется с помощью патрубков-карманов, имеющих ступенчатую переднюю кромку для реализации пленочного охлаждения их. Охлаждающие каналы в стыке секций ЖТ выполняются с помощью гофрированных

лент. Секции скрепляются контактной сваркой, кроме центрального заклепочного стыка, который введен для облегчения ремонта ЖТ.

Подвод топлива к I и II контуру выполнен по схеме «трубка в трубке». Крепление ЖТ двухопорное с телескопическим соединением в зоне СА турбины.

Опыт применения многофорсуночных КС на двигателях семейства НК убедительно доказывает жизненность этого приема: и ТРДД НК-8 ($\pi_{K_\Sigma} = 10,8$), и ТВВД НК-93 ($\pi_{K_\Sigma} = 30$) отвечают нормам ИКАО своего времени по выбросам вредных веществ. На рис. 5.48 показана многофорсуночная КС ТВВД НК-93, где секции ЖТ соединяются сваркой встык.

§5.2 Создание компоновки камеры сгорания

При проектировании КС или таких модулей как опоры ротора нет четкой схемы проектных процедур, которые имеют место при создании компоновки компрессора или турбины. Проектирование лопаточных машин, как и КС, ведется на общих закономерностях создания технического объекта, но отработка конструктивного облика (компоновка) компрессора и турбины обязательно предваряется газодинамическим проектированием, где определяется и форма проточной части, и количество ступеней.

При создании проекта КС идею и концепцию, разработанную коллективом специалистов-камерщиков, выполняет конструктор в нескольких вариантах компоновки, которые затем будут подвергнуты расчетному анализу на соответствие газодинамическим требованиям, условиям горения и прочности. В итоге конструкция КС будет уточнена, улучшена и сделан выбор варианта, который отвечает критериям технического задания.

Как подчеркивалось в главе 1, при создании новых изделий нужны и новые идеи, решения, функциональные качества, без которых невозможно создать конкурентоспособный объект. Качественный скачок в показателях эффективности изделия возможен только при использовании научно-экспериментального задела, результатов фундаментальных исследований, анализа отечественных и зарубежных разработок и просмотра патентов, периодических источников и др. На этой основе формируется концепция объекта, под которой понимается техническая идея создания объекта, обладающего выдающимися показателями эффективности, набором новых функциональных качеств.

На этапе замысла может возникнуть несколько концепций объекта, заслуживающих дальнейшего исследования.

Выбранная концепция позволяет сформулировать ***исходные данные*** для проектирования, которые конкретизируют концепцию количественно.

Параметры, содержащиеся в исходных данных, являются ориентиром для конструктора в поисковой разработке конструкторского представления концепции или компоновки.

Разработка компоновки позволяет решить две задачи:

- воплотить в проектном решении идеи этого замысла и концепции;
- дать в распоряжение расчетчиков пока не оптимальный по параметрам, но достаточно проработанный конструктивно вариант объекта для критики, расчетного анализа и оценки достоинств и недостатков.

Наша задача – наметить ***порядок проектных операций при создании компоновки КС.***

Концепция

Кроме выполнения требований по полноте сгорания и равномерности температурного поля в настоящее время во главу угла ставится снижение выбросов вредных веществ. Такая концепция правомерна, так как все выходные характеристики

КС достижимы современными средствами и главная проблема – выбросы NO_X и CO, нормы на которые все время ужесточаются.

Поэтому на этапе замысла и в нашем случае определяется цель: при сохранении высокого уровня функциональных и эксплуатационных характеристик обеспечить малые выбросы оксидов азота и углерода.

Анализ возможностей разрешения этой проблемы позволяет ***сделать выбор типа ФУ***, который определяется усилиями конструкторов, инженеров по анализу процессов и экспериментаторов.

Исходные данные

Газодинамические параметры: на входе – G_Σ, m, p_K^*, p_K, T_K^*, на выходе – p_Γ^*, p_Γ, T_Γ^*, а также неравномерность температурного поля: окружная (K_0) и радиальная (K_r). *Геометрические параметры*: на входе – D_{1K}, D_{2K} ($D_{ср\,НА}=\frac{D_{K1}+D_{K2}}{2}$), на выходе – $D_{1\Gamma}$, $D_{2\Gamma}$ ($D_{ср\,1СА}=\frac{D_{\Gamma1}+D_{\Gamma2}}{2}$), длина ЖТ КС $l_{ЖТ}$, конструкция и параметры ФУ.

КС взаимодействует со смежными модулями – компрессором и турбиной, длина ее влияет на длину и массу двигателя. Последнее обстоятельство заставляет относиться с пониманием к постулату «чем короче КС, тем лучше».

Если КС проектируется для вновь создаваемого двигателя, то возможно оптимизировать длину ее для повышения качеств самой КС, но, если новая КС проектируется как вариант для готового двигателя, то конструктор вынужден «вписываться» в заданную длину.

Выбор прототипа и определение потребного объема ЖТ

При определении габаритов новой камеры сгорания обязательным требованием является обеспечение в крейсерских условиях полета максимально возможной полноты сгорания. В отечественной практике на этапе создания компоновки камеры сгорания широко распространенным методом определения потребного объема ЖТ $V_{ЖТ}$, обеспечивающим получение заданной полноты сгорания η_Γ, является ***использование статистических зависимостей*** η_Γ ***от параметра форсирования*** K_V, впервые предложенных В.Е.Дорошенко. В общем случае данные зависимости имеют вид:

$$\eta_\Gamma = f\left(\frac{G_в}{P_к^{*1,25}\cdot T_к^*\cdot V_{ЖТ}}\right).$$

Для параметра форсирования K_V имеем:

$$K_V = \text{const}\frac{G_в}{P_K^{*1.25}\cdot T_K^*\cdot V_{ЖТ}}, \qquad (5.3)$$

где $G_в$ – расход воздуха через жаровую трубу;

$p_к^*, T_к^*$ – давление и температура воздуха на выходе из компрессора;

$V_{ЖТ}$ – объем жаровой трубы, состоящий из объема зоны горения и зоны смешения.

На рис. 5.49 показана зависимость полноты сгорания топлива от значения параметра форсирования $\eta_\Gamma = f\left(K_V\right)$.

Как уже говорилось в §5.1, определение объема проектируемой КС производится на основе сравнения с прототипом, который должен быть выбран к началу проектирования. Целью данного сравнения является определение константы в формуле (5.3), которая считается одинаковой для данного конструктивного исполнения ЖТ, т.е. как для прототипа, так и для проектируемой камеры сгорания. Зная величину этой

константы, вновь по формуле (5.3) рассчитывается потребный объем $V_{ЖТ}$ теперь уже проектируемой КС.

Для кольцевых КС параметр форсирования K_V выбирается 0,2 , причем при $K_V > 0,2$ полнота сгорания уменьшается (рис. 5.49).

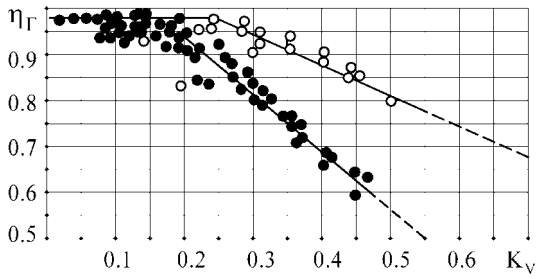


Рис. 5.49 Зависимость полноты сгорания топлива $\eta_Г$ от величины параметра форсирования K_V для трубчато-кольцевых и кольцевых камер:
● – трубчато-кольцевые камеры; ○ – кольцевые камеры

Встает задача ***формирования обводов*** полученного объема по наружному и внутреннему диаметру, чтобы удовлетворить всем требованиям к процессам горения и смешения при минимальных выбросах.

Формирование конфигурации ЖТ и конфигурации КС

Как было условлено ранее в §5.1, будем исходить из того, что изменение высоты жаровой трубы $h_{ЖТ}$ по длине $l_{ЖТ}$ не должно уменьшать вычисленного объема $V_{ЖТ}$, и относительная длина ЖТ, как это достигнуто в кольцевых КС лучших образцов, должна быть в пределах:

$$l_{ЖТ}/h_{ЖТ} \le 2,0...2,2 . \qquad (5.4)$$

Введем понятие средней высоты жаровой трубы $h_{ЖТ\,ср}$, которая при выбранной длине $l_{ЖТ}$ удовлетворяет условию (5.4). Таким образом, по известному объему ЖТ $V_{ЖТ}$, принятой длине $l_{ЖТ}$ и соотношению $l_{ЖТ}/h_{ЖТ}$, выбранному согласно условию (5.4), определяется $D_{ЖТ\,ср}$:

$$V_{ЖТ} = \pi D_{ЖТ\,ср} \cdot l_{ЖТ} \cdot h_{ЖТ\,ср} . \qquad (5.5)$$

Строится исходный контур $h_{ЖТ\,ср} \times l_{ЖТ}$ со средним диаметром $D_{ЖТ\,ср}$, который станет ориентиром при построении обводов (стенок) ЖТ (рис. 5.50).

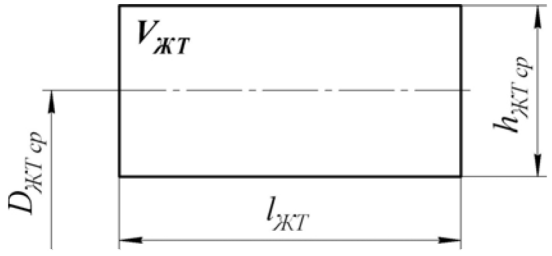


Рис. 5.50. Построение исходного контура ЖТ

Если оказалось, что ЖТ не вписывается в общую компоновку двигателя (находится значительно выше или ниже требуемого положения), то необходимо задаться

новой длиной ЖТ $l_{ЖТ}$ и (или) соотношением $l_{ЖТ}/h_{ЖТ}$ и по формуле (5.5) произвести перерасчет среднего диаметра ЖТ $D_{ЖТ\,ср}$. Это *первый шаг* в формировании конструкции КС.

Из условия количества горелок и их размещения на передней стенке (плите) ФУ используем два подхода при построении обводов стенок ЖТ.

Камеры сгорания с ФУ малой высоты, когда $h_{ФУ} = (0,3...0,5)l_{ЖТ}$. В качестве примера приведено построение обводов и создание конструктивного облика КС ТРДДФ АЛ-31Ф и ТВВД НК-93.

Камеры сгорания с ФУ большой высоты, когда $h_{ФУ} \geq 0,8 \cdot l_{ЖТ}$. За основу взяты камеры сгорания ТРДД TRENT-1000, ТРДД PW4000, ТРДД GE90.

Рассмотрим последующие переходы (шаги) формирования обводов и создания конструкции КС названных двигателей.

ФУ малой высоты, камера сгорания ТРДДФ АЛ-31Ф

1-й шаг (рис. 5.50).

1. Определяются $V_{ЖТ}$, $h_{ЖТ\,ср}$, $D_{ЖТ\,ср}$ ($l_{ЖТ}$ и $l_{ЖТ}/h_{ЖТ}$ задаются).

2-й шаг (рис. 5.51).

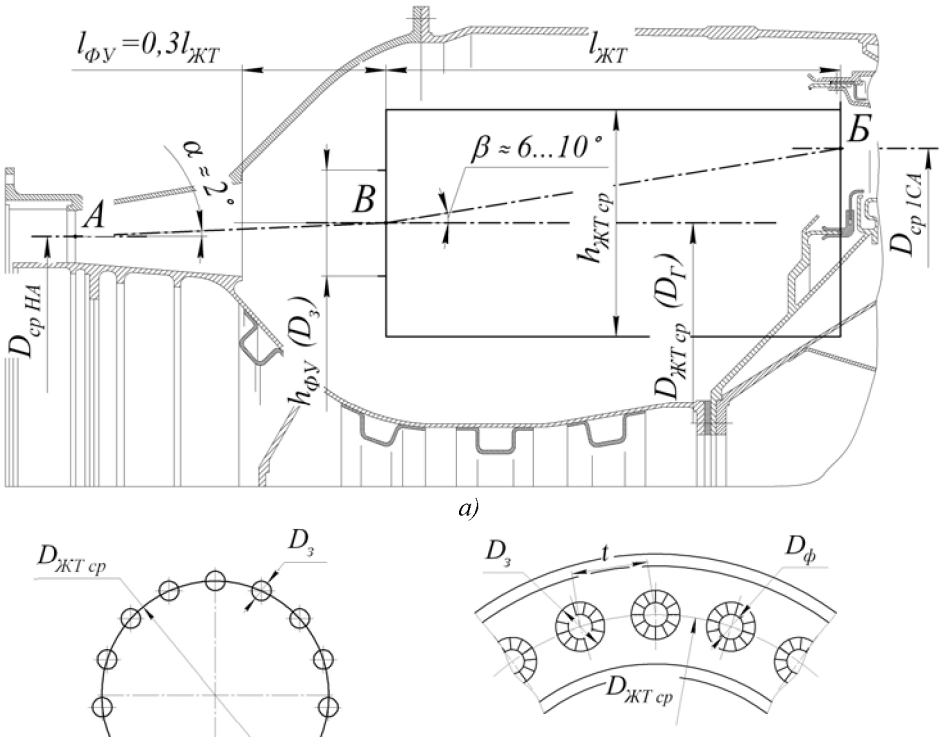


Рис. 5.51. Размещение исходного контура в общей компоновке двигателя: а) общий вид; б) размещение заданного числа горелок на ФУ

2. На среднем диаметре $D_{ср\,НА}$ выходной кромки последнего НА отмечается точка А.

3. Определяется расстояние от диффузора до стыка ЖТ с ФУ по условию $l_{ФУ} = 0,3 \cdot l_{ЖТ}$. В сечении стыка ЖТ с ФУ (на передней границе исходного контура) на пересечении с $D_{ЖТ\,ср}$ отмечается т.В.
4. На среднем диаметре $D_{ср\,1СА}$ 1 СА в выходном сечении ЖТ (на расстоянии $l_{ЖТ}$ от сечения стыка ЖТ с ФУ (т.В)) отмечается т.Б.
5. Проводятся линии АВ и БВ и проверяются углы подъема тракта $\alpha \simeq 2^{\circ}$ и $\beta = 6 \ldots 10^{\circ}$. Если условия не выполняются, то необходимо задаться новым значением длины КС $l_{ЖТ}$ и (или) соотношением $l_{ЖТ} / h_{ЖТ}$ и вернуться к *первому шагу*.
6. Определяется диаметр расположения горелок $D_{Г}$ (т.В), который в данном случае является и $D_{ЖТ\,ср}$ ($D_{Г} = D_{ЖТ\,ср}$).
7. Определяется высота ФУ из условия, что высота фронтового устройства равна диаметру завихрителя $h_{ФУ} = D_{З}$, а $D_{З} = 2D_{Ф}$ (диаметр форсунки $D_{Ф} = 15 \ldots 20$ *мм*). По относительному шагу между горелками $\overline{t} = \dfrac{D_{З}}{t} = 0.2 \ldots 0.5$ находится число горелок (рис. 5.51).
8. Строится базовый прямоугольник $h_{ЖТ\,ср} \times l_{ЖТ}$.

3-й шаг (рис. 5.52).

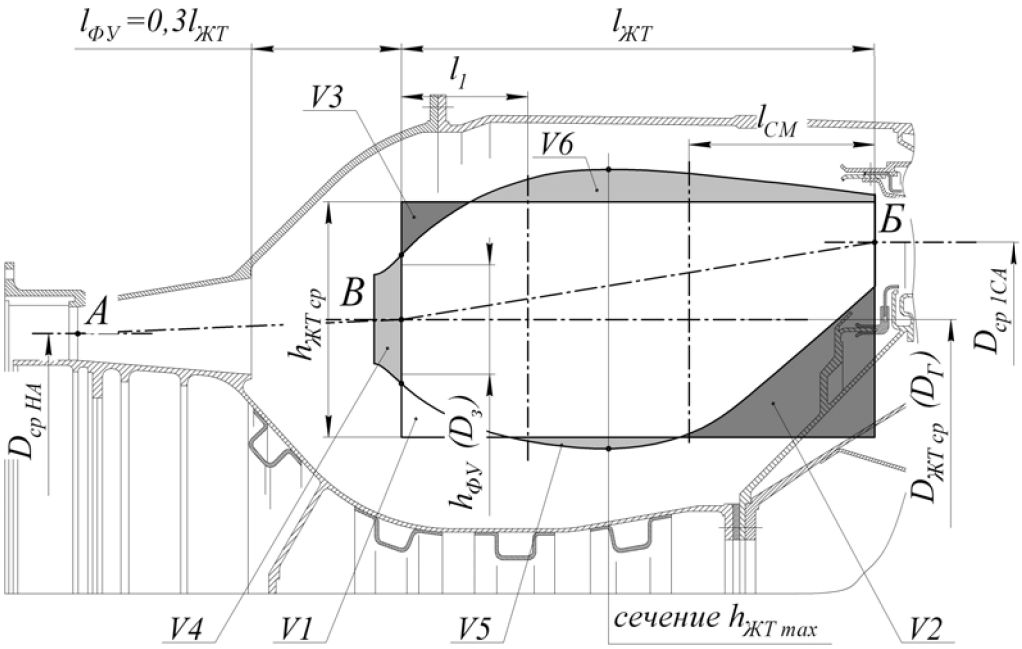


Рис. 5.52. Создание плавных обводов проектируемой КС и определение положения основных отверстий подвода воздуха в ЖТ

9. По условию $l_1 = 3D_{З}$ определяют длину первой зоны горения (до первого ряда отверстий большого диаметра) и длину зоны смешения $l_{СМ} = (1,0 \ldots 1,5) h_{ЖТ\,ср}$, считая от заднего торца ЖТ. Максимальная высота $h_{ЖТ\,max}$ находится примерно

в середине вторичной зоны горения и определяется из условия получения $C_a = 25\ldots30\ м/с$ в этом сечении.

10. Наметив точки контура стенок ЖТ на плите ФУ, в сечении $h_{ЖТ\max}$ и в выходном сечении строят плавные обводы наружной и внутренней стенок ЖТ, опираясь на прототип, выдерживая условия равенства «заимствованных» и «лишних» объемов ($V_1 + V_2 + V_3 = V_4 + V_5 + V_6$) (рис. 5.52).

4-й шаг (рис. 5.53).

11. Производится разделение стенок ЖТ на секции, исходя из оптимального использования заградительного охлаждения: при высоте щели $h_{Щ} = 1,0...2,0\ мм$ длина секции $l_{охл} = (15\ldots20)h_{Щ}$. При использовании материала типа «трансплей» разделения стенок на секции не требуется. Толщина стенок: наружной *1,2... 1,3 мм*, внутренней – *1,0 мм.*

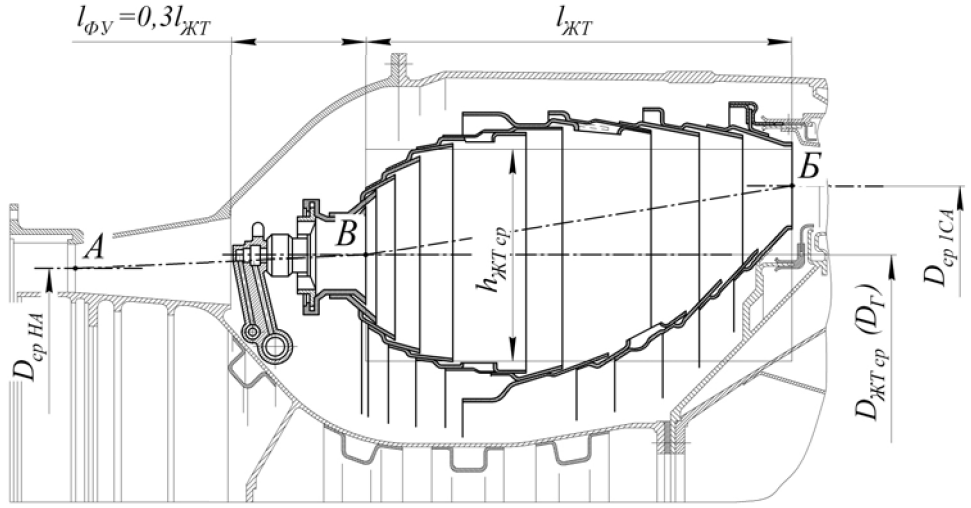


Рис. 5.53. Окончательный вариант компоновки ЖТ ТРДДФ АЛ-31Ф

12. Определяются диаметры и шаг отверстий в стенках ЖТ. За основу берется площадь F_K на входе в диффузор. Суммарная площадь всех отверстий на стенках ЖТ $F_0 \le (1.5\ldots1.7)F_K$. Площадь отверстий в системе охлаждения (отверстий малого диаметра) $F_{охл} \le (0,1\ldots0,3)F_0$, диаметр отверстий *1,0... 1,1 мм* (до *2,0 мм*), шаг отверстий – *5 мм.* Площадь отверстий большого диаметра (*15... 20 мм*) для подвода воздуха в зону горения $F_{О.З.Г} = (0,2\ldots0,3)F_0$, шаг определяется из условия, что относительный шаг $\overline{t} = \dfrac{t}{h_{ЖТ\,ср}} = 0,5$. Отверстия первого ряда на наружной и внутренней стенках размещаются друг против друга, в остальных – со смещением на полшага. Площадь отверстий и патрубков в зоне смешения $F_{О.З.С} = 0.3F_0$. У ЖТ ТРДДФ АЛ-31Ф выполнены козырьки над первым рядом отверстий для ввода воздуха под полным давлением и выступы до и за вторым рядом отверстий для исключения пульсаций в отверстиях ввода (см. рис. 5.36).

13. Определяется конструкция ФУ с завихрителем (расстояние от диффузора до завихрителя $l_з \simeq 0{,}17 l_{ЖТ}$) и центробежной форсункой. Особенностью конструкции топливоподвода является расположение топливных коллекторов I и II контуров внутри КС.
14. Определяется конструкция подвески ЖТ и конструкция стыка ЖТ с 1СА. Крепление ЖТ в ТРДДФ АЛ-31Ф происходит в 1 (первом) поясе радиальными штифтами, в заднем – с использованием плавающего кольца (см. рис. 5.43).
15. Формируется конструкция ступенчатого диффузора (см. §5.1).
16. Создается обвод и конструкция наружного корпуса с проработанной стыковкой с компрессором и турбиной и размещением фланцев для прохода топливопроводов, запального устройства и слива топлива.
17. Прорабатывается обвод и конструкция внутреннего корпуса, определяется место поперечного разъема, размещение ребер жесткости, выбирается конструкция стыка с 1СА турбины.

ФУ малой высоты, многофорсуночная камера сгорания ТВВД НК-93

Особенностью проектирования КС данного типа является то, что средний диаметр исходного контура ЖТ $D_{ЖТ\,ср}$ однозначно определяется средним диаметром последнего НА $D_{ср\,НА}$ ($D_{ЖТ\,ср} = D_{ср\,НА}$). Таким образом, задавшись длиной ЖТ $l_{ЖТ}$ при известном объеме ЖТ $V_{ЖТ}$, по формуле (5.3) определяется средняя высота исходного контура ЖТ $h_{ЖТ\,ср}$, которая, в свою очередь, должна удовлетворять условию (5.2). Это *первый шаг* в формировании конструкции КС *ТВВД НК-93.*

1-й шаг (рис. 5.50).

1. Определяются $V_{ЖТ}$, $h_{ЖТ\,ср}$ ($D_{ЖТ\,ср} = D_{ср\,НА}$ и $l_{ЖТ}$ задаются).
2. Определяется отношение $l_{ЖТ}/h_{ЖТ}$, которое должно удовлетворять условию (5.2). Если условие не выполняется, то необходимо задаться новым значением $l_{ЖТ}$ и вернуться к п.1 *первого шага.*

2-й шаг (рис. 5.54).

3. На среднем диаметре $D_{ср\,НА}$ ($D_{ср\,НА} = D_{ЖТ\,ср}$) выходной кромки последнего НА отмечается точка А. Определяется расстояние от диффузора до стенки (плиты) ФУ по условию $l_{ФУ} = 0.2 l_{ЖТ}$. В сечении стенки (плиты) ФУ (на передней границе исходного контура) на пересечении с $D_{ЖТ\,ср}$ отмечается т.В.
4. На среднем диаметре $D_{ср\,1СА}$ 1 СА в выходном сечении ЖТ (на расстоянии $l_{ЖТ}$ от сечения стенки (плиты) ФУ (т. В)) отмечается т.Б.
5. Проводится линия БВ и проверяется угол подъема тракта $\beta \approx 12^{\circ}$.
6. Определяется высота фронтового устройства из условия, что $h_{ФУ} = 0{,}3 l_{ЖТ}$. По известным $h_{ФУ}$ и $D_{ЖТ\,ср}$ определяются число и размещение горелок (в шахматном порядке, число горелок в наружном и внутреннем контурах одинаковое). Диаметры, на которых расположены оси горелок наружного и внутреннего рядов, соответственно находятся по формулам:

$$D_{Г\,наруж\,(ГН)} = D_{ЖТ\,ср} + h_{ФУ}/2\,;$$

$$D_{Г\,внутр\,(ГВ)} = D_{ЖТ\,ср} - h_{ФУ}/2\,.$$

Суммарное число горелок z (*кратное целое число*) определяется из условия расположения половины из них на внутреннем ряду:

$$z \le \frac{4 \cdot \pi}{2 \cdot \arcsin\left(\dfrac{D_{Г0} + \Delta}{D_{ГВ}}\right)},$$

где $D_{Г0} \approx 30\ мм$ – диаметр горелки, $\Delta = 2 \ldots 5\ мм$ – минимальное расстояние между горелками.

Проверяется условие размещения (неналожения) горелок наружного и внутреннего рядов:

$$D_{Г0} + \Delta \le \sqrt{\left(\frac{h_{ФУ}}{2}\right)^2 + \left(D_{ГВ} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z}\right)\right)^2 - 2 \cdot \frac{h_{ФУ}}{2} \cdot D_{ГВ} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z}\right) \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{z}\right)}.$$

Если условие не выполняется, то следует принять меньшее число горелок z и (или) задаться меньшим допустимым расстоянием между горелками Δ.

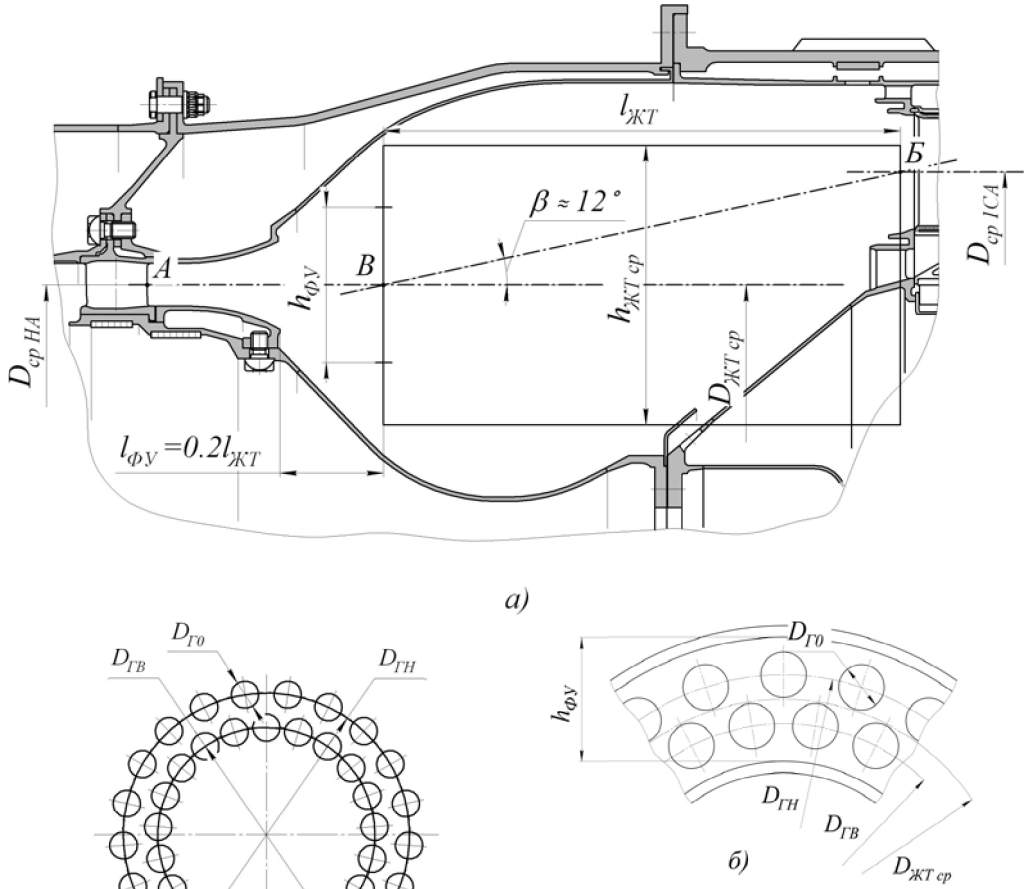


Рис. 5.54. Размещение исходного контура в общей компоновке двигателя: а) общий вид; б) размещение заданного числа горелок на ФУ

7. Строится базовый прямоугольник $h_{ЖТ\ ср} \times l_{ЖТ}$.

3-й шаг (рис. 5.55).

8. По условию $l_1 = 0.5 h_{ФУ}$ определяют длину первичной зоны (расстояние от сечения стенки (плиты) ФУ (т.В) до первого ряда отверстий большого диаметра)

и по условию $l_{СМ} = (0.8...1.0)h_{ЖТ\,ср}$ – длину зоны смешения, считая от заднего торца ЖТ.

Максимальная высота $h_{ЖТ\,\max}$ находится на расстоянии $l_{ЖТ\,\max} = 0.5h_{ЖТ\,ср}$ от границы зоны смешения.

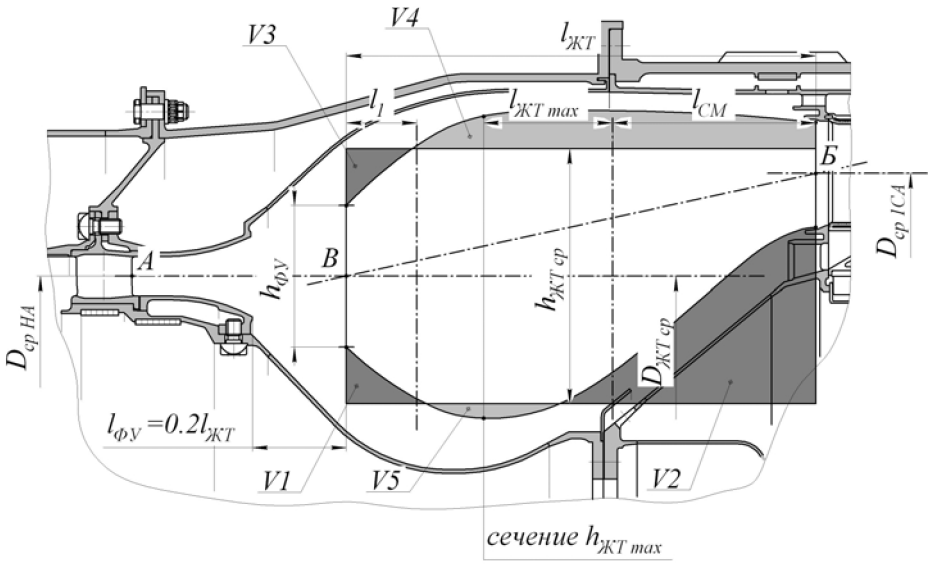


Рис. 5.55. Создание плавных обводов проектируемой КС и определение положения основных отверстий подвода воздуха в ЖТ

9. Наметив точки на ФУ, в сечении $h_{ЖТ\,\max}$ и выходном сечении строятся плавные обводы наружной и внутренней стенки ЖТ, опираясь на прототипы и выдерживая условие равенства «заимствованных» и «лишних» объемов ($V_1 + V_2 + V_3 = V_4 + V_5$).

4-й шаг (рис. 5.56).

10. Разделение стенок ЖТ на секции и выполнение отверстий на стенках ЖТ аналогично операциям на КС ТРДД АЛ-31Ф.
11. Разрабатывается конструкция фронтового устройства – плита с размещением в ней топливных и воздушных каналов, с монтажом центробежных форсунок с индивидуальным фильтром, завихрителей с конической насадкой. На плите размещаются топливные коллекторы I и II контуров, образуя экран-разделитель для подпора потока в диффузоре. Подвод топлива к коллекторам производится раздельно двумя радиальными трубопроводами.
12. Конструкция подвески ЖТ как на АЛ-31Ф – в двух поясах. В первом поясе радиальные стержни с шарнирными креплениями на ЖТ перемещаются во втулках с двумя сферическими опорами, закрепленными на корпусе (рис. 5.53).
13. Ступенчатый диффузор.
14. Наружный корпус имеет две стенки. Канал между стенками используется для транспортирования охлаждающего воздуха из-за третьей ступени КВД к 1СА ТВД.
15. Конструкция внутреннего корпуса с поперечным разъемом и системой отбора воздуха за компрессором для подвода к ТНД через подкручивающую решетку.

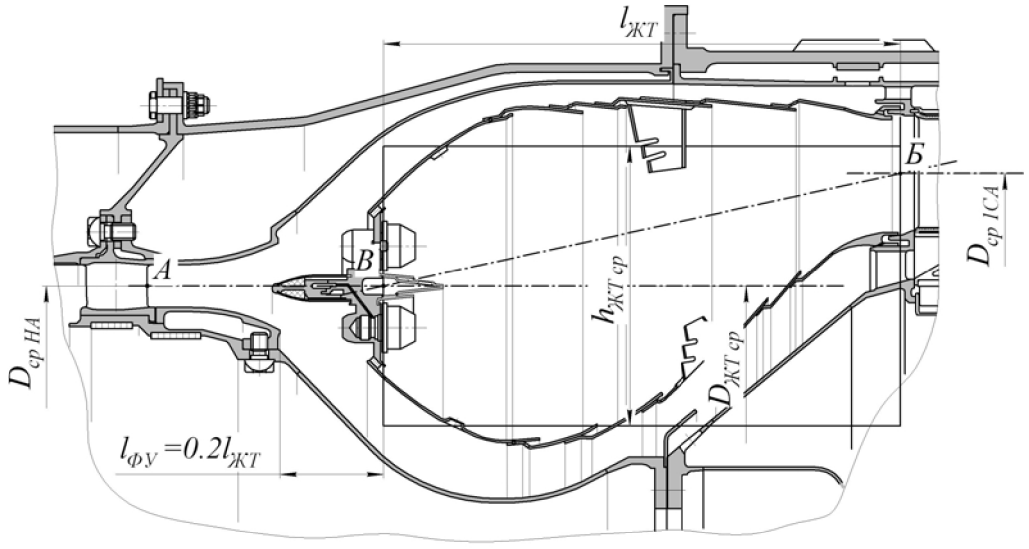


Рис. 5.56. Окончательный вариант компоновки ЖТ ТВВД НК-93

ФУ большой высоты, камера сгорания Trent 1000

Особенностью проектирования КС данного типа является то, что средний диаметр исходного контура ЖТ $D_{ÆÒ_{ñò}}$ определяется в ходе геометрических построений, что, в свою очередь, делает невозможным определение всех геометрических размеров исходного контура на первом шаге проектирования.

Кроме того, КС этого типа отличаются большой величиной отношения длины жаровой трубы к её высоте:

$$l_{ЖТ} / h_{ЖТ} = 2{,}1...2{,}3 .$$

1-й шаг.

1. Определяется $V_{жт}$. Задаётся $l_{жт}$.

2-й шаг (рис. 5.57).

2. На среднем диаметре $D_{срНА}$ выходной кромки последнего НА отмечается точка А.

3. Определяется расстояние от т. А до ФУ по условию $l_{ФУ}=0{,}49l_{ЖТ}$ и проводится передняя граница ФУ. На пересечении границы ФУ с $D_{срНА}$ отмечается т. В.

4. На среднем диаметре $D_{срСА}$ 1 СА в выходном сечении ЖТ на расстоянии $l_{ЖТ}$ от ФУ (т. В) отмечается т. Б.

5. Проводится линия – биссектриса угла раскрытия диффузора, и на пересечении с границей ФУ отмечается точка Г; соединяются прямыми линиями точки А, Г и Г, Б и проверяется угол подъёма тракта $\beta=12°$.

6. Строится базовый прямоугольник $h_{ЖТср}\times l_{ЖТ}$:

– проводится вертикаль через середину линии ГБ и на пересечении отмечается точка Д;

– проводится линия, параллельная оси двигателя, проходящая через точку Д, которая является средней линией базового прямоугольника $\left(D_{ЖТ_{ср}}\right)$;

– по формуле (5.5) определяется средняя высота исходного контура ЖТ $h_{ЖТср}$, которая, в свою очередь, должна удовлетворять условию (5.4). Если условие не выполняется, то задаётся новое значение длины ЖТ $l_{ЖТ}$ и проводится перерасчёт с п. 3.

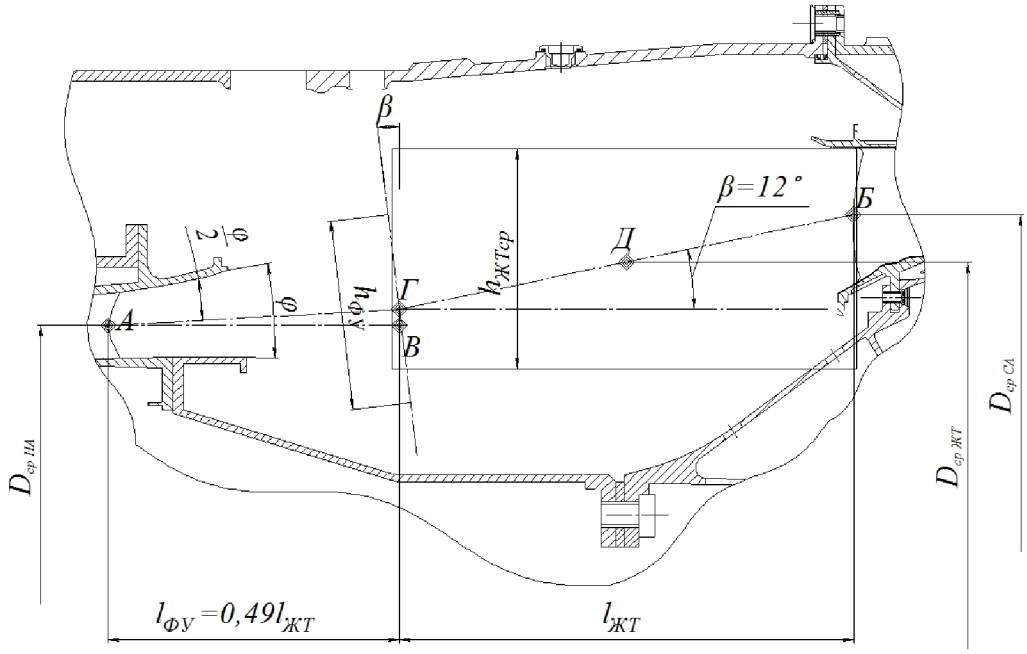


Рис. 5.57 Размещение исходного контура в общей компоновке двигателя

7. Граница ФУ относительно точки Г разворачивается на угол β и задаётся высота плиты ФУ $h_{ФУ} = h_{ЖТср}$.

3-й шаг (рис. 5.58).

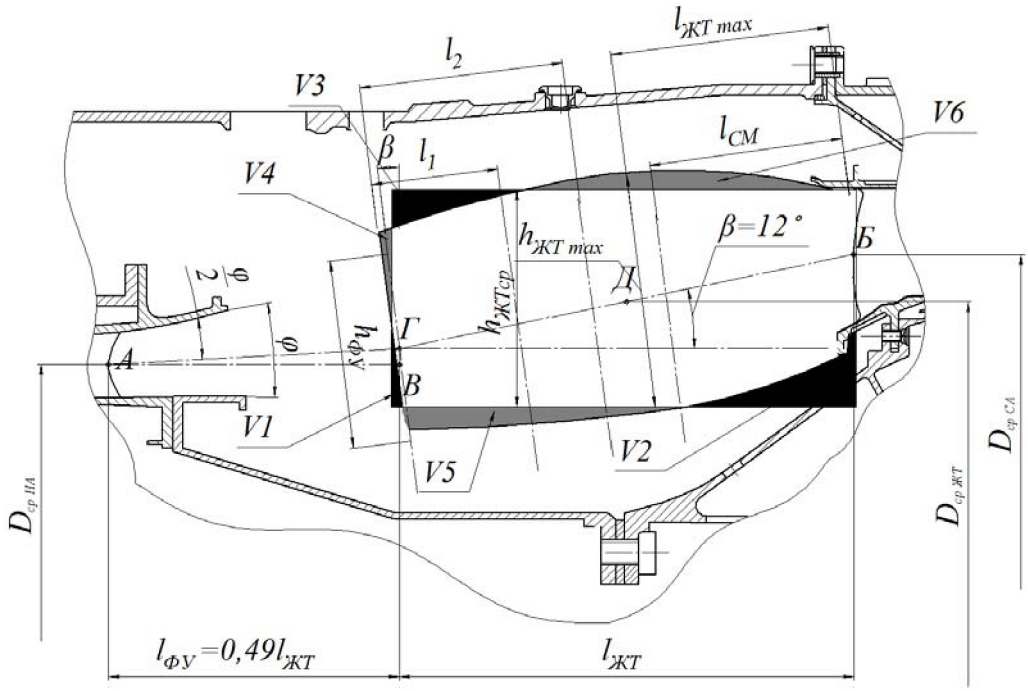


Рис. 5.58 Создание плавных обводов проектируемой КС
и определение положения основных отверстий подвода воздуха в ЖТ

8. По условию $l_1 = 0{,}6h_{ЖТср}$ определяется длина первичной зоны горения (от ФУ до первого ряда отверстий большого диаметра) и $l_2 = 1{,}0h_{ЖТср}$ до второго ряда отверстий большого диаметра. Длина зоны смешения $l_{см} = 1{,}0h_{ЖТср}$. Определяется максимальная высота ЖТ $h_{ЖТmax} = 1{,}15h_{ЖТср}$, которая находится на расстоянии $l_{ЖТmax} = 1{,}1h_{ЖТср}$. Максимальная высота определяется относительно линии БГ, вдоль неё измеряются все расстояния.

9. Наметив точки контура стенок ЖТ на плите ФУ, в сечении $h_{ЖТmax}$ и в выходном сечении, строят плавные обводы наружной и внутренней стенки, используя прототип и выдерживая условие равенства объёмов $V_1+V_2+V_3=V_4+V_5+V_6$.

4-й шаг (рис. 5.59).

10. Назначается толщина стенок – наружной – *1,2…1,3 мм*, внутренней – *1,0 мм*.

11. Определяются диаметры и шаг отверстий в стенках ЖТ, исходя из площади $F_к$ на входе в диффузор, а также число и расположение панелей теплозащитного покрытия. Диаметр отверстий определяется из условия $F_0 \leq (0.2…0.3)F_к$, где F_0 – суммарная площадь всех отверстий, $F_к$ – площадь проточной части в сечении за компрессором. Отверстия в первой и второй зонах горения на внешней и внутренней стенках ЖТ выполняются друг напротив друга, в зоне смешения отверстия имеют форму продолговатых окон. Количество и размеры теплозащитных оребрённых панелей выбираются таким образом, чтобы не нарушалась плавность обводов стенок ЖТ. Каждая панель крепится одним болтом (элемент А на рис. 5.59).

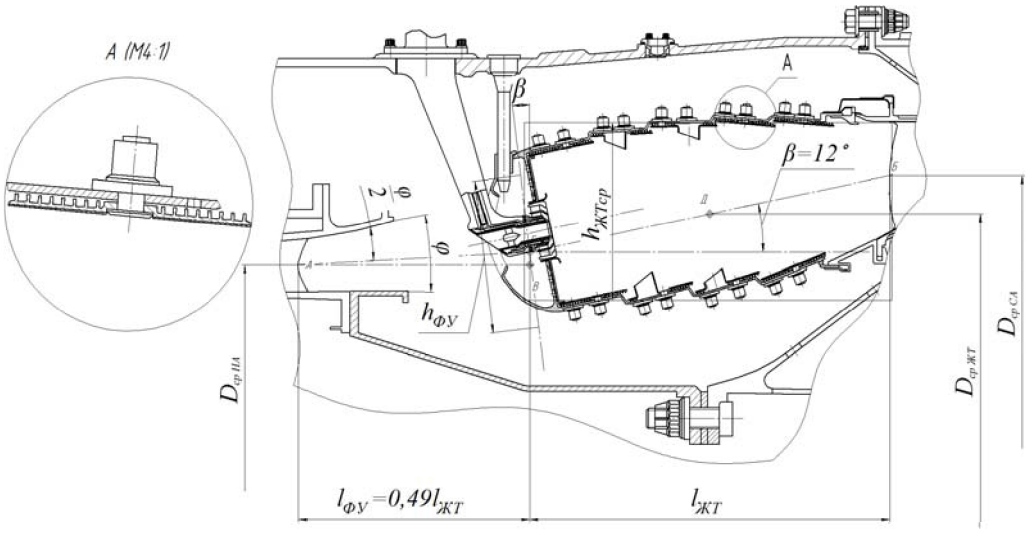


Рис. 5.59 Окончательный вариант компоновки ЖТ ТРДД Trent 1000

12. Определяется конструкция ФУ и двухконтурных топливных форсунок с аэрацией топливного факела. Формируются аэродинамические обводы ФУ.

13. Проектируется подвеска ЖТ. В КС Trent 1000 используется крепление ЖТ радиальными штифтами в зоне ФУ и телескопическое соединение с 1 СА, где радиальные деформации компенсируются податливостью элементов, закреплённых на 1 СА.

14. На наружном корпусе КС выполняется лючок для осмотра стенок ЖТ. Внутренний корпус имеет поперечный разъём. Наружный и внутренний корпуса вместе с диффузором выполняют функцию передачи нагрузок силовой системы корпуса.

ФУ большой высоты, камера сгорания ТРДД PW 4000

Как и для КС ТРДД TRENT-1000, средний диаметр исходного контура ЖТ $D_{ЖТ\,ср}$ определяется в ходе геометрических построений.

1-й шаг.

1. Определяется $V_{ЖТ}$. Задается $l_{ЖТ}$.

2-й шаг (рис. 5.60).

2. На среднем диаметре $D_{ср\,НА}$ выходной кромки последнего НА отмечается точка А.
3. Определяется расстояние от диффузора до ФУ по условию $l_{ФУ} = 0.4 l_{ЖТ}$ и проводится передняя граница ФУ. На пересечении границы ФУ с $D_{ср\,НА}$ отмечается т.В.
4. На среднем диаметре $D_{ср\,1СА}$ 1 СА в выходном сечении ЖТ на расстоянии $l_{ЖТ}$ от ФУ (т.В) отмечается т.Б.
5. Проводится линия – биссектриса угла раскрытия диффузора и на пересечении с границей ФУ отмечается точка Г, соединяются прямыми линиями точки А,Г и Г,Б и проверяется угол подъема тракта $\beta = 12 \ldots 16^{\circ}$.
6. Строится базовый прямоугольник $h_{ЖТ\,ср} \times l_{ЖТ}$:
   - проводится вертикаль через средину линии ГБ и на пересечении отмечается точка Д;
   - проводится линия, параллельная оси двигателя, проходящая через т.Д, которая является средней линией базового прямоугольника ($D_{ЖТ\,ср}$);
   - по формуле (5.5) определяется средняя высота исходного контура ЖТ $h_{ЖТ\,ср}$, которая, в свою очередь, должна удовлетворять условию (5.4). Если условие не выполняется, то задается новое значение длины ЖТ $l_{ЖТ}$ и проводится перерасчет с п.3.
7. Граница ФУ относительно точки Г разворачивается на угол β и задается высота плиты ФУ $h_{ФУ} = 0.8 h_{ЖТ\,ср}$.

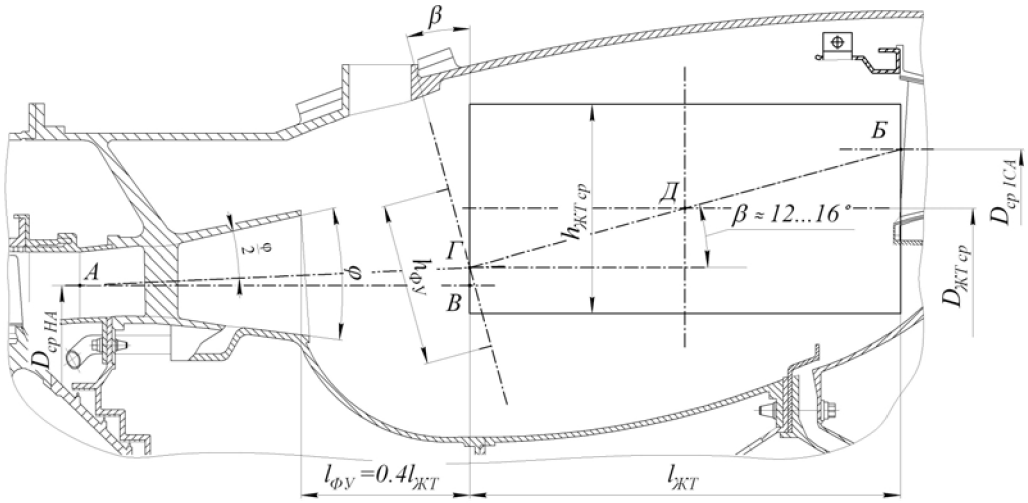


Рис. 5.60. Размещение исходного контура в общей компоновке двигателя

3-й шаг (рис. 5.61).

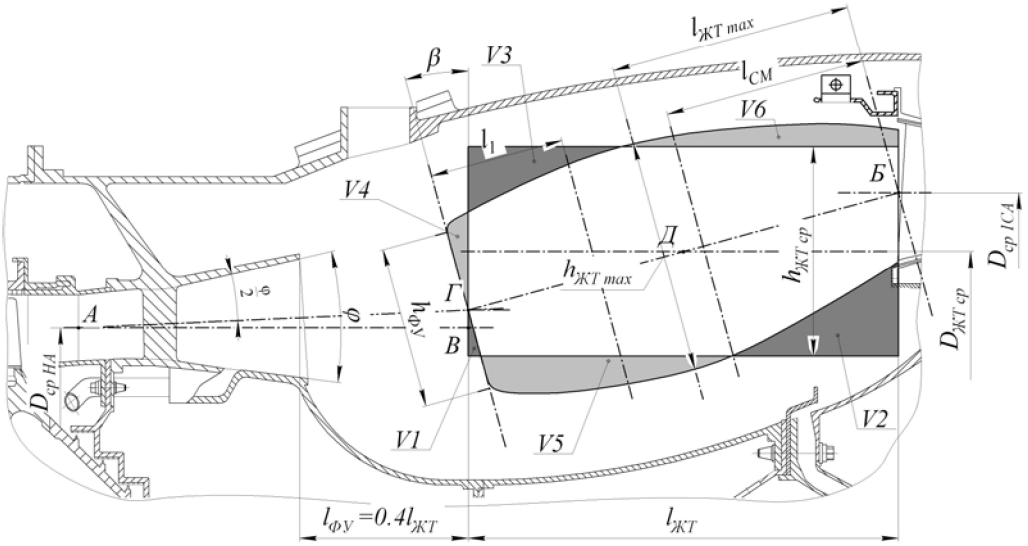


Рис. 5.61. Создание плавных обводов проектируемой КС и определение положения основных отверстий подвода воздуха в ЖТ

8. По условию $l_1 = 2D_3$ ($D_3 = 35\ldots40$ *мм*) определяют длину первичной зоны горения (от границы ФУ до первого ряда отверстий большого диаметра), длину зоны смешения $l_{СМ} = 1.0h_{ЖТ\,ср}$ и максимальную высоту $h_{ЖТ\,max} = 1.15h_{ЖТ\,ср}$, находящуюся на расстоянии $l_{ЖТ\,max} = 1.2h_{ЖТ\,ср}$, считая от выходного торца ЖТ. Максимальная высота $h_{ЖТ\,max}$ определяется относительно линии БВ, вдоль этой линии измеряются и расстояния l_1 и $l_{СМ}$.
9. Наметив точки контура стенок ЖТ на плите ФУ, в сечении $h_{ЖТ\,max}$ и в выходном сечении, строят плавные обводы наружной и внутренней стенки, используя прототип и выдерживая условие равенства объемов $V_1 + V_2 + V_3 = V_4 + V_5 + V_6$.

4-й шаг (рис. 5.62).

10. Производится разделение стенок ЖТ на секции с целью достижения оптимального эффекта от заградительного охлаждения: при высоте щели $h_{Щ} = 1,0...2,0$ *мм* длина секции $l_{охл} = (15\ldots20)h_{Щ}$. Толщина наружной стенки *1,2... 1,3 мм,* внутренней *1,0 мм*.
11. Определяются диаметры и шаг отверстий в стенках ЖТ, исходя из площади F_K на входе в диффузор. Порядок назначения числа и диаметра отверстий показан ранее в первых двух примерах.
12. Определяется конструкция ФУ и топливных форсунок с аэрацией топливного факела. Формируются аэродинамические обводы ФУ.
13. Формируется геометрия и конструкция диффузора со ступенчатым отрывом. В ТРДД фирмы «Пратт-Уитни» стенки диффузора соединяются пустотелыми стойками, через которые проводятся трубопроводы систем маслоподачи, суфлирования, подачи воздуха на охлаждение опоры, установленной перед турбиной. Реализуется двойная разомкнутая связь между корпусом компрессора и турбины.

14. Проектируется подвеска ЖТ. В КС ТРДД PW 4000 используется крепление ЖТ радиальными штифтами в зоне ФУ и телескопическое соединение с 1СА, где радиальные деформации ЖТ компенсируются податливостью элементов, закрепленных на 1СА.

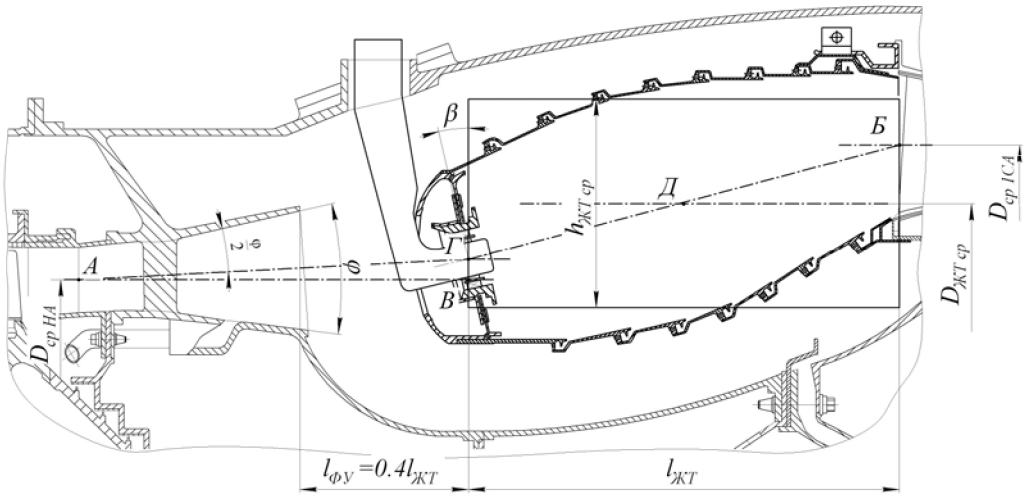


Рис. 5.62. Окончательный вариант компоновки ЖТ ТРДД PW4000

15. Наружный корпус, диффузор и передняя часть внутреннего корпуса выполняются как единое целое и выполняют функцию передачи нагрузок от подшипника на корпус двигателя.

ФУ большой высоты, многофорсуночная КС ТРДД GE 90

Камера сгорания ТРДД GE 90 многофорсуночная двухъярусная и соотношение длины и средней высоты ЖТ здесь другое, чем в ранее рассмотренных образцах:

$$l_{ЖТ}/h_{ЖТ}=0,9...1,0 \qquad (5.6)$$

Средний диаметр исходного контура ЖТ $D_{ЖТ\,ср}$ определяется в ходе геометрических построений.

1-й шаг.

1. Определяются $V_{ЖТ}$. Задается $l_{ЖТ}$.

2-й шаг (рис. 5.63).

2. На среднем диаметре $D_{ср\,НА}$ выходной кромки последнего НА отмечается точка А.
3. Строится биссектриса угла раскрытия диффузора из т. А под углом $\alpha=10^{\circ}$, определяется длина диффузора по наружной стенке $l_{диф}=0,5l_{ЖТ}$ и расстояние от диффузора до плоскости ФУ $l_{ФУ}=0,6l_{ЖТ}$. Пересечение биссектрисы угла раскрытия диффузора с плоскостью ФУ дает точку В, через которую проходит окружность среднего диаметра ЖТ $D_{ЖТ\,ср}$.
4. По формуле (5.5) определяется средняя высота исходного контура ЖТ $h_{ЖТ\,ср}$, которая, в свою очередь, должна удовлетворять условию (5.6). Если условие не выполняется, то задается новое значение длины ЖТ $l_{ЖТ}$ и проводится перерасчет с п.3.

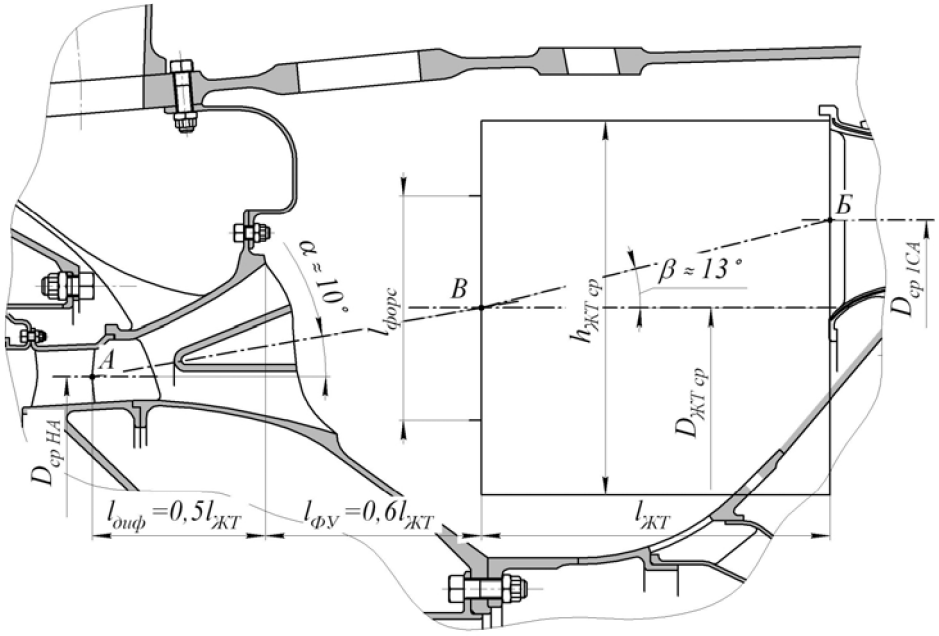


Рис. 5.63. Размещение исходного контура в общей компоновке двигателя

5. На среднем диаметре $D_{ср\,1CA}$ 1 СА в выходном сечении ЖТ на расстоянии $l_{ЖТ}$ от ФУ (т.В) отмечается т.Б.
6. Проводится линия БВ и проверяется угол подъема тракта $\beta \approx 13^\circ$. Если условия не выполняются, то необходимо задаться новым значением длины КС $l_{ЖТ}$ и (или) соотношением $l_{ЖТ}/h_{ЖТ}$ и вернуться к *первому шагу*.
7. Определяется положение осей горелок (форсунок) на плоскости ФУ – расстояние между ними равно $l_{форс}=0,6h_{ЖТ\,ср}$ – и делится поровну относительно средней оси базового прямоугольника.
8. Строится базовый прямоугольник $h_{ЖТ\,ср}\times l_{ЖТ}$ на линии окружности $D_{ЖТ\,ср}$, которая является средней линией прямоугольника.

3-й шаг (рис. 5.64).

9. Определяется длина разделителя зон горения $l_{разд}=(0,4...0,45)l_{ЖТ}$ и длина зоны смешения $l_{СМ}=0,4l_{ЖТ}$. Намечаются точки обвода контуров горелок ЖТ в двух полуплоскостях ФУ относительно средней линии прямоугольника, точки сопряжения с 1 СА. Для внутренней стенки подъем тракта при построении обвода начинается с плоскости, проходящей через оконечность разделителя. В этой же плоскости максимальное значение $h_{ЖТ\,max}=1,05h_{ЖТ\,ср}$ принимает высота ЖТ.
10. Определяются обводы ЖТ, контуры плиты ФУ и разделителя по прототипу и проверяется условие равенства объемов ($V_1+V_2+V_3=V_4+V_5$).

4-й шаг (рис. 5.65).

11. В конструкции ЖТ камеры сгорания GE 90 используется материал «ломиллой» и потому разделения на секции не требуется. Однако при использовании одностенной конструкции разделение на секции должно быть проведено, как показано в ранее рассмотренных образцах.

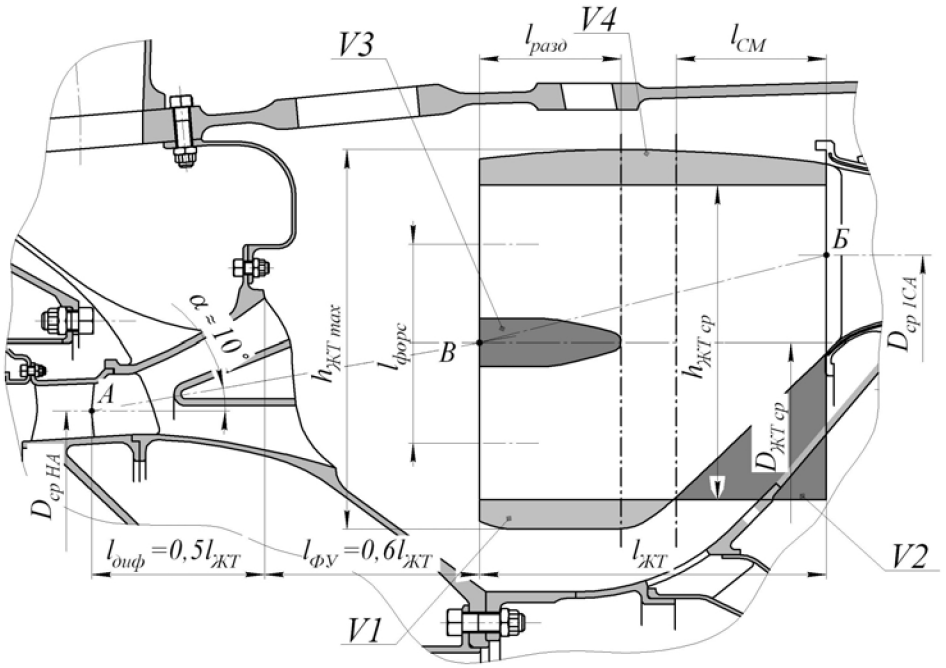


Рис. 5.64. Создание плавных обводов проектируемой КС и определение положения основных отверстий подвода воздуха в ЖТ

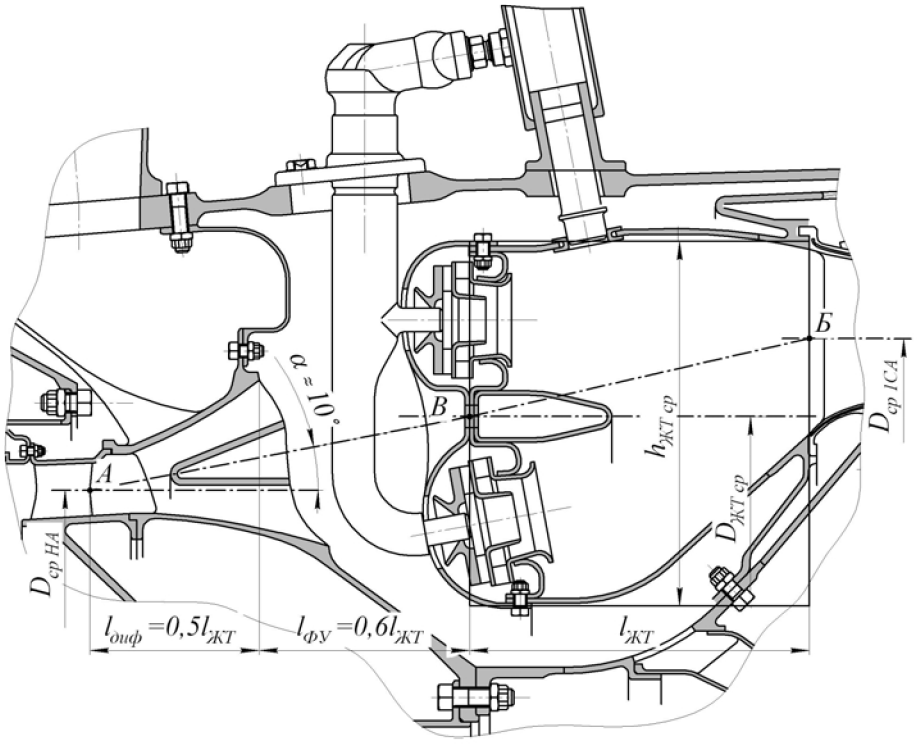


Рис. 5.65. Окончательный вариант компоновки ЖТ ТРДД GE 90

12. Определяются диаметры и шаг отверстий в стенках ЖТ, исходя из площади F_K на входе в диффузор. Порядок назначения числа и диаметра отверстий показан ранее в первых двух примерах.
13. Определяется конструкция ФУ с двумя вертикальными завихрителями и общей форсункой с двумя раздельными соплами с центробежными форсунками.
14. Проектируются аэродинамические обводы ФУ для каждой зоны горения.
15. Формируется по ранее назначенной длине $l_{диф}$ геометрия и конструкция диффузора с разделителем на два диффузора со ступенчатым отрывом.
16. Проектируется подвеска ЖТ в выходном сечении с двумя конусными оболочками с креплением к наружному и внутреннему корпусу.
17. Наружный корпус, диффузор и передняя часть внутреннего корпуса выполнены как единое целое. На задней части внутреннего корпуса крепится подкручивающая решетка для повышения эффективности охлаждения турбины.

Выбор конструкции диффузора

Камеры сгорания практически всех вновь проектируемых двигателей выполняются со ступенчатым диффузором, поэтому по п.1 (см. рис. 5.13) определяют:

- длину диффузора $l_д = 1,75\left(\frac{G_B}{20}\right)^{-\frac{2}{3}}$;
- степень реактивности диффузора $n_д = 1,65 + \frac{l_д}{h_{вх}}$;
- расстояние от плоскости выходного сечения диффузора до ФУ

$$l_1 = 0,32\left(G_B / 20\right)^{-\frac{2}{3}} l_д.$$

Внешняя аэродинамика ЖТ

Для обеспечения безотрывного обтекания ЖТ вторичным воздухом устанавливают разной формы обтекатели, устанавливают ФУ под углом к потоку, вводят на ФУ клиновидные экраны и т.п. Это важно для обеспечения стабильности охлаждения стенок, равномерности поля температур на выходе. Клиновидный экран разделяет диффузор на два с меньшим углом раскрытия и обеспечивает подпор потока, увеличивая устойчивость истечения в диффузоре.

Выбор обводов наружного и внутреннего корпуса производится из условия обеспечения скорости вторичного воздуха *50...80 м/с*. Использование корпуса компрессора ВД с двойной стенкой и КС со ступенчатым диффузором определяют особенность стыка этих модулей – возможность резкого увеличения жесткости корпуса двигателя в «талии».

Подвеска ЖТ

При малой длине ЖТ $l_{ЖТ}/h_{ЖТ} = 1,1...1,5$ рационально выбрать крепление ЖТ в одном заднем поясе, решив задачу теплового согласования деформаций ЖТ и форсунок с запальными устройствами. При двухопорной схеме подвески тепловые деформации ЖТ в осевом направлении компенсируются в заднем поясе.

Топливоподвод

Может быть организован с наружным или внутренним размещением кольцевых коллекторов, от которых питаются форсунки. В первом случае приходится использовать форсунки, закрепленные на наружном корпусе. Преимущество такого размещения – возможность осмотра и замены. Во втором – топливо к коллекторам, размещенным внутри перед фронтовым устройством КС (АЛ-31Ф) или в клиновидном экране (многофорсуночные камеры сгорания ТРДД семейства НК), подводится радиальными трубопроводами. Проход через наружный корпус КС и оболочки II контура должен

обеспечить разность тепловых деформаций осевых и радиальных корпусных деталей и радиальных трубопроводов.

Розжиг КС

Важно определить точку подвода пламени на наружной стенке ЖТ и размещение свечи или запального устройства на корпусе КС выше горизонтали, исключив залив их топливом при ложном запуске.

Удаление топлива после ложного запуска

Для этой цели в нижней точке корпуса располагается дренажный бачок, где скапливается топливо при подаче его без зажигания. При нормальном запуске топливо выдувается из дренажного бачка и сгорает.

Обеспечение контролепригодности

Контролепригодность определяется нормативами эксплуатационной надежности, а конструктивно обеспечивается введением лючков для осмотра форсунок и других деталей с помощью эндоскопа (см. рис. 5.37). Часто для этой цели используются отверстия для свечи или запального устройства.

Итак, компоновка КС – это достаточно проработанный вариант конструкции для того, чтобы проводить последующие проектные процедуры. Компоновка позволяет провести на ЭВМ исследование процессов течения газовых потоков при разных конструкциях горелок, их размещении и числе и проводить улучшение конструкции КС на ранней стадии ее создания.

Принятый вариант компоновки выполняется в виде твердотельной (3D) параметрической модели, которая является основой для выпуска рабочей, технической и эксплуатационной документации.

Ремонтопригодность

Обеспечение ремонтопригодности КС связано с возможностью замены форсунок, воспламенителей, элементов подвески и доработки и устранения неисправностей на главном подузле ЖТ с ФУ. Главном, потому что он определяет ресурс КС.

Ремонт ЖТ связан с устранением нагара, кокса и исправления повреждений на внутренней поверхности наружной и внутренней стенок кольцевой КС. Для этого необходимо обеспечить подход к этим поверхностям, что крайне затруднительно.

Обычно эта задача решается введением заклепочного шва вместо сварного на одной из секций, близкой к ФУ. Недостаток такого исполнения в том, что при больших ресурсах есть опасность выпадения заклепок и повреждения лопаток турбины. Есть другие решения – соединение обеих частей стенки кольцевым проволочным замком (см. рис. 5.48) или торцевым сварным швом (см. рис. 5.39), легко удаляемым и восстанавливаемым при ремонте. Однако и эти конструкции не лишены недостатков и потому не получили распространения.

Кардинальным решением является конструкция ЖТ с фронтовой плитой, выполненной из двух концентрично расположенных половин *1* и *2* (рис. 5.66), соединение которых в единое целое происходит установкой в окна плиты горелок *3* и закрепления их гайками *4*. Конструкция такой камеры разработана в СНТК им. Н.Д. Кузнецова конструкторами Маркушиным А.Н., Епейкиным Л.Ф. (патент №2164323 от 12.03.97г.) и в разных вариациях используется в ГТУ семейства НК.

Рабочая документация. Если рабочая документация корпусов форсунок, деталей подвески и др. выполняется по общим правилам, то документация ЖТ имеет особенности, которые можно показать, пользуясь рис. 5.66.

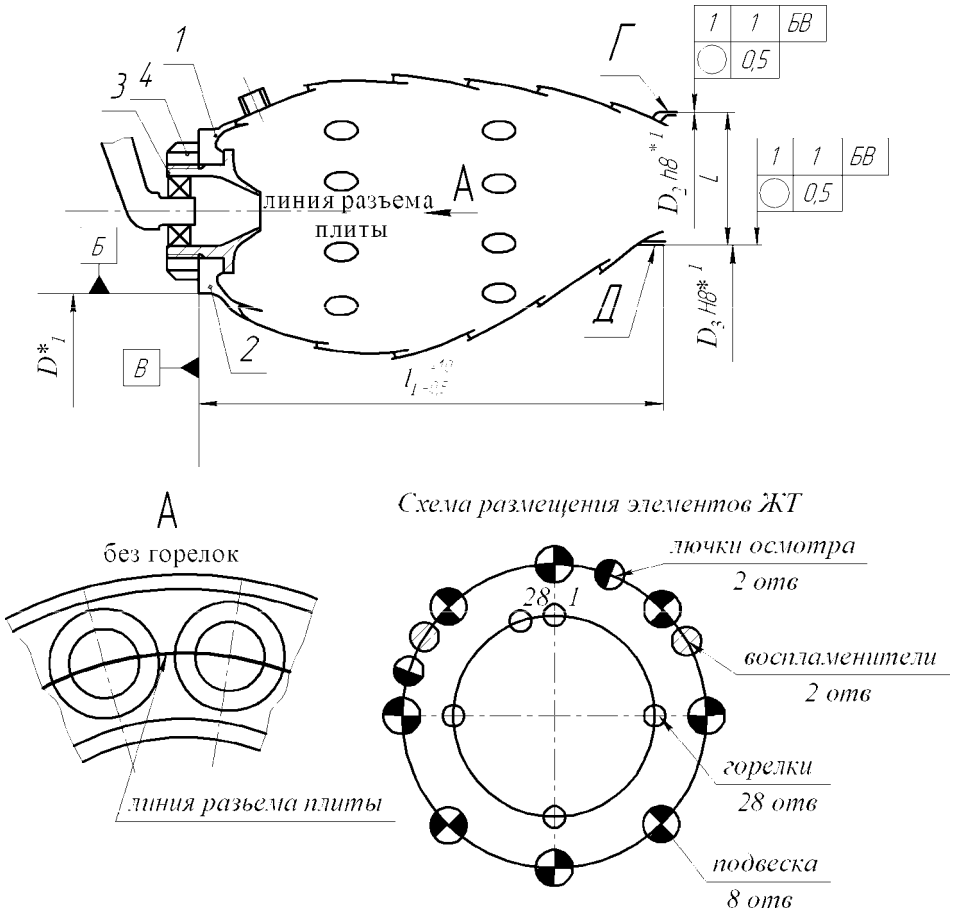


Рис. 5.66 Жаровая труба с разъемной фронтовой плитой:
1 наружная плита ФУ ЖТ;2 внутренняя плита ФУ ЖТ;
3 –горелка; 4 – гайка

В тонкостенных оболочечных конструкциях возникают сложности выполнения технологических требований по точности геометрических параметров: предельные отклонения на размеры, овальность, радиальные и торцевые биения имеют поэтому допустимые значения на порядок выше, чем в компрессоре и турбине. На рис. 5.66 дан сборочный чертеж ЖТ с ФУ, геометрические параметры и их предельные отклонения, характерные для любой КС.

Технические требования (жаровая труба в сборе)

Покажем и наиболее существенные технические требования с комментариями (см. рис. 5.66):

1. При сборке ЖТ совместить нулевые риски обеих половин 1 и 2 (чтобы обеспечить заданное взаиморасположение).

2. Резьбу детали 4 смазать, деталь (гайку) затянуть крутящим моментом $M_{кр} = 98_{-10}$ *нм* (для исключения относительного перемещения половин).

3. Разноразмерность параметра L по окружности не более *1 мм* (ограничение обеспечивает одинаковое поле скоростей на выходе по окружности).

4. Допуск овальности поверхностей Д и Г – *1 мм* (ограничение разноразмерности диаметров снижает затруднения сборки КС с турбиной).

5. *[1] Размеры проверить калибром – имитатором сопрягаемой детали 1СА турбины (гарантирование сборки ЖТ с 1СА).

6. Маркировать цифру «0» способом У, шрифтом 4, располагая ее в плоскости, проходящей через ось первой горелки (обеспечение заданного положения ЖТ в окружном направлении).

7. При сборке, транспортировке и хранении принять меры, исключающие повреждение ЖТ.

§5.3 Конструкционная прочность элементов камеры сгорания[1]

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

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

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

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

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

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

---

[1] Разработано совместно с Кочеровым Е.П.

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

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

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

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

Оценка запасов по местной прочности и потере устойчивости

Расчетная схема, представленная на рис. 5.67, позволяет показать нагружение элементов КС.

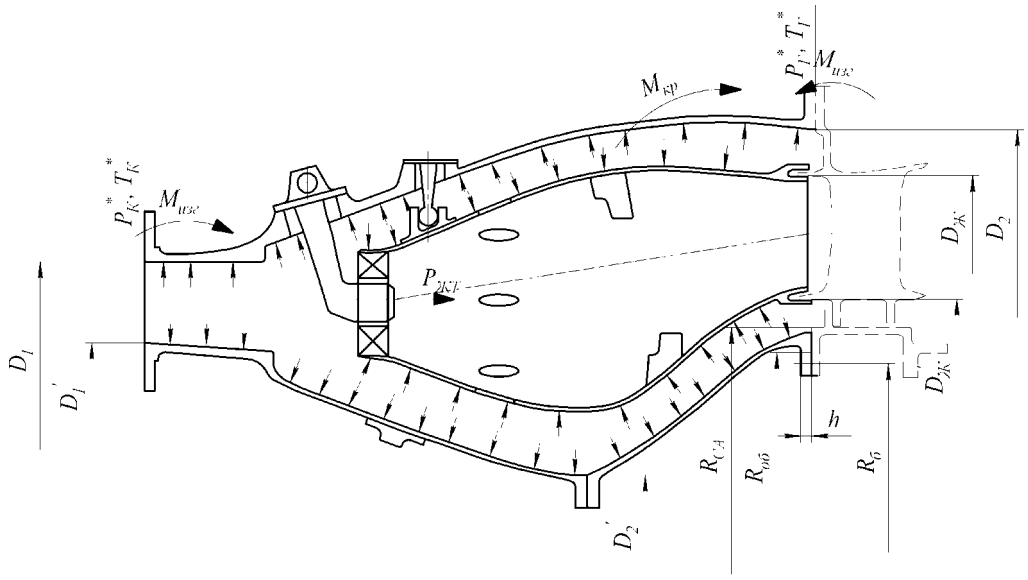


Рис. 5.67 Расчетная схема нагружения элементов кольцевой КС

Наружный корпус

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

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

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

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

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

Запас прочности для каждого из режимов равен:

$$K_m = \frac{\sigma_{вт}^t}{\sigma_y}, \qquad (5.7)$$

где K_m – коэффициент запаса прочности; $\sigma_{вт}^t$ – предел длительной прочности материала, определяющийся для каждого из режимов по времени наработки τ и рабочей температуре t. При отсутствии явления ползучести зависимость от времени исключается и $\sigma_{вт}^t$ заменяется на обычный предел прочности при заданной температуре; σ_y – максимальные меридиональные напряжения.

При отсутствии концентраторов напряжений, пологой форме оболочки, стандартных высотах фланцев доля напряжений от осевой силы, крутящего и изгибающего моментов невелика и действие их можно не учитывать. Тогда достаточно точный результат даёт оценка действующих напряжений в соответствии с решением для тонкой длинной цилиндрической оболочки при действии перепада давлений (см. рис. 5.68).

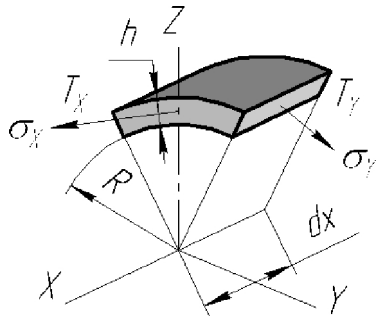


Рис. 5.68 Нагружение элемента цилиндрической оболочки внутренним давлением

Максимальные меридианные напряжения в оболочке корпуса

$$\sigma_y = \frac{\Delta P \cdot R}{h},$$

где ΔP – перепад давления на стенке оболочки;

R – максимальный радиус кривизны оболочки;

h – толщина оболочки в зоне максимального радиуса кривизны.

Достаточно часто (для двигателей гражданской авиации почти всегда) повреждение от максимального взлётного режима в несколько раз превосходит повреждения от остальных режимов эксплуатации. В этом случае нормами прочности разрешено рассчитывать коэффициент запаса по удвоенной длительности максимального режима.

Регламентированный запас $K_m \geq 2,5$.

Для двигателей гражданских самолетов речь о потере несущей способности неповреждённого корпуса (за исключением случаев отклонения от технологии изготовления), как правило, не идет, да и экспериментальный запас несущей способности, определяемый гидравлическими испытаниями и регламентированный Нормами прочности – $K_m \geq 2$, тоже может показаться чрезмерным. На деле ***такой запас практически гарантирует отсутствие пластических деформаций в зонах концентрации и соответственно долговечность вне зоны малоцикловой усталости (более 50 000 циклов) для всех существующих типов конструкций корпусов***, за исключением может быть конструкций с близко расположенными приклёпанными фланцами, где эффективный коэффициент концентрации напряжений может быть значительно выше принятого.

Внутренний корпус

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

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

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

Физически явление потери устойчивости конструкции связано с возможностью возникновения в конструкции ситуаций, когда сколь угодно малое перемещение в элементе конструкции, находящейся под действием комплекса нагрузок, увеличивается под действием этих нагрузок, приводя к лавинному нарастанию перемещения. Для математических моделей (уравнений механики деформируемого твёрдого тела) это точки ***неустойчивости решения***.

Для стержней, колец, тонких оболочек простой формы при простых краевых условиях эти точки неустойчивости относительно просто получить аналитически. Для более сложных конструкций и схем нагружения задачи нахождения особых точек решаются численно, например средствами МКЭ.

Потеря устойчивости оболочек характеризуется уровнем критических нагрузок $P_{кр}$ (давления, момента, осевой силы или их сочетания) и формой потери устойчивости (количество волн прогиба по окружности и меридиану). Физически оболочка может иметь несколько форм потери устойчивости с разными уровнями критических нагрузок. При относительно медленных процессах изменения нагрузок реализация потери устойчивости по форме с минимальными критическими нагрузками обычно настолько меняет геометрию конструкции, что говорить о других формах потери устойчивости, по крайней мере для исходной геометрии оболочки, не приходится.

При использовании МКЭ для решения задач устойчивости в случае наиболее экономного циклически симметричного моделирования или использования 2D-моделей и «гармонических элементов» о множественности решений нужно помнить и искать решение с минимальной критической нагрузкой.

Нормами прочности для выбора толщин оболочек принято значение запаса устойчивости:

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

Нормами прочности рекомендован ***упрощенный подход***, использующий скорректированное коэффициентом аналитическое выражение ***критического давления*** потери устойчивости длинной цилиндрической оболочки при действии внешнего перепада давлений:

$$\Delta P_{кр} = 0,92\frac{Eh^2}{lR}\sqrt{\frac{h}{R}},$$

где $\Delta P_{кр}$ – критический перепад давления;

E – модуль упругости материала;

l – длина оболочки (при наличии кольцевых усиливающих ребер – расстояние между ребрами);

h – толщина оболочки;

R – радиус цилиндрической оболочки (для конической оболочки это $\frac{R}{\cos\varphi}$, где φ – угол конуса).

Критическое осевое усилие потери устойчивости для цилиндрической оболочки:

$$N_{кр} = 3,8Eh^2.$$

Критический крутящий момент потери устойчивости цилиндрической оболочки:

$$M_{кр} = 4,9Eh^2R\sqrt[4]{\frac{hR}{l^2}}.$$

Эти выражения справедливы ***для точно изготовленных точёных оболочек***.

Для сварных оболочек (с существенными отклонениями формы) рекомендуется уменьшать критические нагрузки для критических давлений на 15..20%, критических осевых усилий – в 2...3 раза и крутящих моментов – в 1,7 раза.

В реальных условиях нагрузки, вызывающие потерю устойчивости, действуют в комплексе, и оценить запас устойчивости возможно либо численными методами (МКЭ, процедура BUCKLING), либо натурными испытаниями.

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

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

$$K_m = \frac{\sigma^t_{вт}}{\sigma_y}.$$

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

Инженерный расчёт напряжений в переходе фланца в оболочку (см. рис. 5.67), если оболочка и фланец выполнены по рекомендациям для высоконагруженных фланцевых соединений, производится по формуле:

$$\sigma_y = \frac{3T_{ос}(R_б - R_{об})}{R_{об}h^2},$$

если рекомендации по каким-то соображениям не выполнены, коэффициент 3 в формуле заменяется на 6.

Здесь $T_{ос} = \Delta P \cdot \pi(R^2_{CA} - R^2_{об}) + \frac{T_{осCA}}{2}$ – осевая сила, передаваемая фланцевым соединением;

R_{CA}, $R_{об}$, $R_б$ – наружный радиус внутреннего корпуса первого СА, средний радиус оболочки у фланца, радиус расположения болтов фланца соответственно;

h – толщина фланца (см. рис 5.67);

ΔP – перепад давления на оболочке внутреннего корпуса соплового аппарата;

$T_{ос\,CA}$ – осевая сила первого соплового аппарата.

Регламентированный запас $K_m \geq 2$.

Второй случай нагружения внутреннего корпуса связан с размещением опоры перед турбиной (см. рис. 5.28) и включением оболочки внутреннего корпуса КС в силовую схему опоры и двигателя. Учитывая сложность нагружения, обозначим только направление решения задачи о прочности корпуса как опоры ротора. Как уже показано ранее, при расположении опоры перед турбиной возможны два случая исполнения конструктивной схемы корпуса двигателя:

двойная разомкнутая связь корпуса компрессора и корпуса турбины, и тогда передняя часть внутреннего корпуса вместе с диафрагмой (корпусом) опоры представляют собой единую диафрагму от корпуса подшипника до внутренней стенки диффузора. Нагружение диафрагмы рассматривается в главе 6 «Опоры роторов»;

двойная замкнутая связь, при этом внутренний корпус может быть связан с наружным, как это сделано на двигателях семейства Д-30, или связь опоры с наружным корпусом выполнена независимо от внутреннего корпуса КС, как на ТРДД «Тэй».

Жаровая труба

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

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

Осевая сила, действующая на ЖТ (см. рис. 5.67):

$$P_{ЖТ} = G(C_Г - C_{ФУ}) + \frac{\pi}{4}\left(D_{ЖТ}^2 - D_{ЖТ\min}\right)\left(P_K^* - P_Г^*\right),$$

где G – расход рабочего тела, P_K^* – полное давление за компрессором,

$C_Г$ – скорость на выходе из ЖТ, $P_Г^*$ – полное давление на выходе из ЖТ,

$C_{ФУ}$ – скорость потока во фронтовом устройстве.

Жаровая труба – один из наиболее теплонапряженных узлов двигателя, и критическими для ее прочности и долговечности обычно являются отказы, связанные с окислением наиболее горячих зон, термической усталостью (циклическая термонапряженность), высокочастотной усталостью стенок, контактной усталостью в элементах подвески и уплотнительных соединениях с сопловым аппаратом.

Статическая напряженность так же, как и устойчивость от внешних перепадов давления, как правило, для жаровых труб ***не являются критическими из-за малых перепадов давления*** и относительно небольших нагрузок, а также наличия развитой системы охлаждения в виде часто расположенных поясов ввода охлаждающего воздуха, играющих роль кольцевого оребрения.

Удовлетворительных «инженерных» методик расчета ***термических напряжений*** в жаровых трубах пока нет. Единственный вариант упрощенного анализа заключается в

использовании опыта доводки камер на других двигателях. В этом случае для выбора материала жаровой трубы используется выражение:

$$\sigma_t = E \cdot \alpha \cdot \Delta t ,$$

где σ_t – максимальные температурные напряжения в жаровой трубе;

α – коэффициент линейного расширения;

E – модуль упругости материала при осредненной температуре жаровой трубы;

$\Delta t = KT_Г$ – максимальный перепад температур на типовом элементе конструкции жаровой трубы, определяемый через статистический коэффициент (K) для аналогичных конструкций в зависимости от температуры газа перед турбиной.

При этом ***максимальные температурные напряжения, полученные таким образом, не должны превышать удвоенного предела текучести материала при рабочей температуре (условие приспособляемости).***

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

Поверочный анализ жаровой трубы обычно выполняется на 3D-секторной КЭ модели кожуха средствами пакетов прикладных программ (ANSYS, NASTRAN, COSMOS и др.) при упругопластической модели материала.

При использовании ANSYS и COSMOS температурное состояние получается на той же модели при задании на ее поверхностях тепловых граничных условий конвекции, получаемых из газодинамического анализа и теплового излучения от зоны горения. Для NASTRAN тепловая задача обычно решается в специализированном теплогидравлическом пакете TERMAL.

Обязательно при проектировании определение частот акустических резонансов жаровой трубы и отстройка оболочек жаровой трубы от этих частот.

Элементы системы крепления жаровой трубы

Системы крепления ЖТ достаточно разнообразны. Основные требования к системе крепления:

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

При предварительном проектировании вопросы перемещений ЖТ и ее элементов рассчитываются по ожидаемым средним (обычно оговариваемым в ТЗ на проектирование узла) температурам для контролируемых размеров по обычным уравнениям термического расширения:

$$\Delta l = \alpha \cdot l \cdot \Delta t ,$$

где Δl – изменение линейного размера;

α – коэффициент линейного расширения;

l – контролируемый линейный размер;

Δt – разность температур исходного и рабочего состояний.

В соответствии с расчетной схемой подвески ЖТ (рис. 5.69) возможно, пользуясь выражением для осевой силы $P_{ЖТ}$, действующей на ЖТ, провести расчет нагрузок на элементы подвески.

Для варианта *а*) $P_n = \dfrac{P_{ЖТ}}{\cos\alpha \cdot n}$, для варианта *б*) $P_n = \dfrac{P_{ЖТ}}{n}$.

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

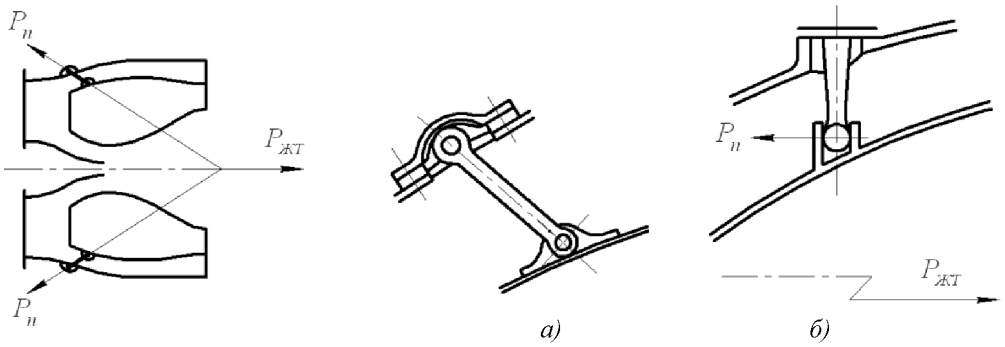


Рис. 5.69 Расчетная схема крепления ЖТ:
а) крепление тягами; б) крепление штырями

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

Оценка долговечности при малоцикловой усталости

Как уже было сказано, критическим для конструкций корпусов камер сгорания и жаровых труб является повреждение от малоцикловой усталости.

Кривую сопротивления усталости металлического образца (рис. 5.70) можно разделить на 4 характерные зоны (см. рис. 5.70 и 5.72):

первая – зона циклической долговечности от одного до нескольких десятков (иногда сотен) циклов нагружения до разрушения. Излом при этом не отличается от статического, а амплитуда разрушающих напряжений близка к пределу прочности. На кривой сопротивления усталости эта зона обычно не показывается;

вторая – зона малоцикловой усталости (МЦУ), где ***циклическая долговечность от нескольких десятков до 10…15 тысяч циклов.*** Разрушение после малого числа циклов нагружения происходит при значительной (до 1%) пластической деформации в макрообъеме образца (детали), то есть нагружение упругопластическое. Зависимость среднестатистической разрушающей амплитуды (размаха) напряжений (деформаций) от логарифма числа циклов до разрушения близка к линейной (уравнение кривой – степенное).

В изломе просматривается очаг разрушения, поверхность развития трещин МЦУ с усталостными бороздками. Имеется значительная зона статического долома. Усталостная трещина развивается как по телу, так и по границам кристаллитов (зёрен);

третья – переходная зона с циклической долговечностью от 10...15 тысяч до 1..2 млн циклов. Здесь происходит смена преимущественного механизма повреждения от малоцикловой усталости к многоцикловой. Зависимость среднестатистической разрушающей амплитуды (размаха) напряжений (деформаций) от логарифма числа циклов до разрушения нелинейная;

четвертая – зона многоцикловой усталости (или просто усталости), где циклическая долговечность составляет более 1…2 *млн* циклов при деформациях в упругой области. Излом от высокочастотной усталости в целом похож на излом от МЦУ, с той лишь разницей, что его структура, содержащая усталостные бороздки, значительно мельче (выглядит более гладкой), зона долома заметно меньше, а трещина проходит по телу кристаллитов (зёрен).

Особый интерес ко второй зоне, зоне МЦУ, основан на том, что авиационные ГТД работают в условиях циклического нагружения, связанных с запусками, остановами двигателя, выходом на максимальный взлетный режим и изменениями режима работы двигателя в полете.

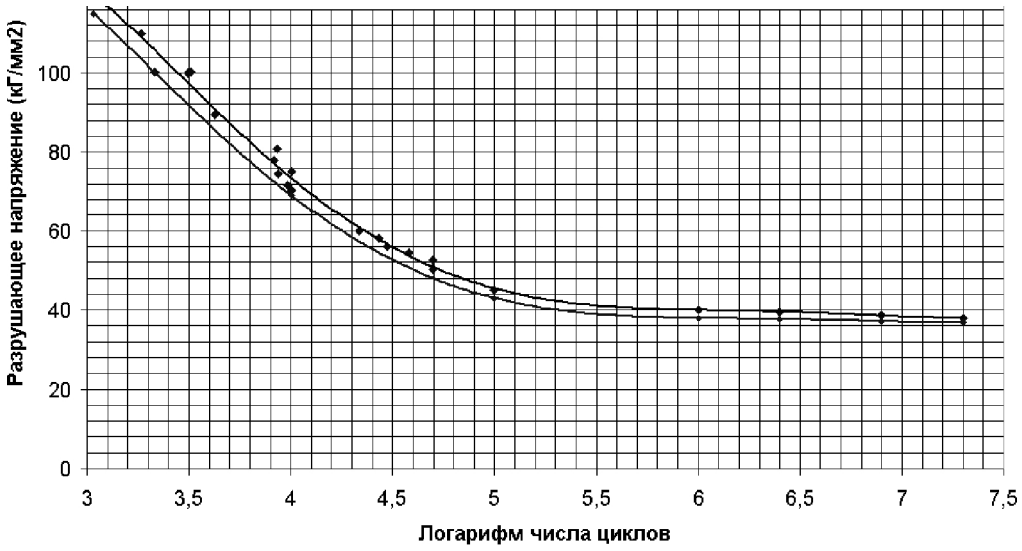


Рис. 5.70 Усталость сплава ЭИ698 при жестком нагружении

При средней продолжительности полета пассажирского самолета средней дальности 2 часа за ресурс 20000 часов нарабатывается более 10000 циклов нагружения (полетов). Дополнительно в каждом полете при наборе высоты, заходе на посадку, реверсировании тяги и рулёжке выполняется до нескольких десятков изменений режимов работы двигателя. Такая цикличность нагружения определяет ресурс основных деталей двигателя (диски компрессора и турбины, охлаждаемые лопатки турбины, элементы камеры сгорания и др.), для которых ресурс рассчитывается и назначается в часах наработки и в числах циклов нагружения, так же как он назначается по результатам испытаний и для двигателя в целом [11].

Так как реальные эксплуатационные циклы сложны по форме и носят вероятностный характер, то для оценки исчерпания долговечности по малоцикловой усталости их схематизируют на базе статистики эксплуатации и устанавливают так называемый ***обобщённый полётный цикл (ОПЦ)***, а затем заменяют его на ***элементарные подциклы*** (рис. 5.71).

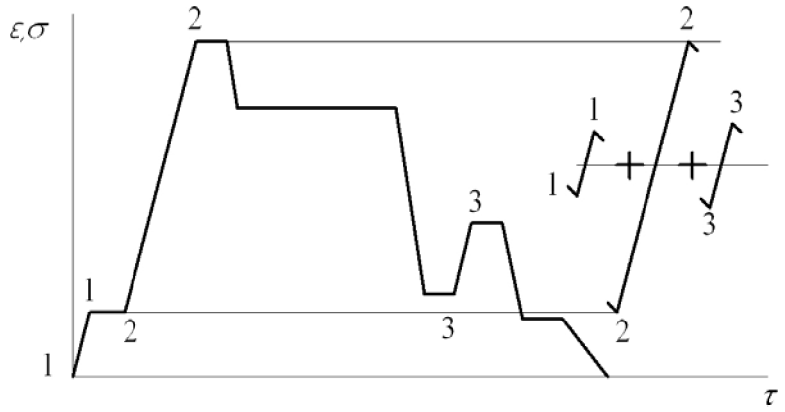


Рис. 5.71 Примерный эксплуатационный цикл авиационного ГТД и схематизация его элементарными подциклами нагружения «0 – максимальный режим – 0» [11]

При анализе малоцикловой усталости различают ***мягкое*** и ***жесткое*** нагружение. ***Мягкое нагружение*** осуществляется с заданной амплитудой нагрузок, жесткое – с заданной амплитудой деформаций.

«Мягкое» нагружение реализуется для большинства деталей двигателя при действии механических нагрузок. Примером типичного «жёсткого» нагружения может служить термическое нагружение.

По стабильности и характеру изменения свойств материалов при циклическом нагружении их разделяют на ***циклически разупрочняющиеся, циклически стабильные и циклически упрочняющиеся***. Иногда характер изменения свойств материала при циклическом нагружении зависит от величины и характера нагрузки.

При мягком нагружении циклически стабильных и циклически разупрочняющихся металлов в них могут накапливаться односторонние пластические деформации, которые могут привести к *квазистатическому* (соответствующему разрушению при однократном статическом нагружении) разрушению. Циклически упрочняющиеся металлы разрушаются только от циклической усталости.

При жестком нагружении не может быть одностороннего накопления деформаций, что исключает возможность квазистатического разрушения и определяет только разрушение усталостного типа.

Математическая модель малоцикловой долговечности при жестком нагружении связывает размах деформаций в цикле нагружения $\Delta\varepsilon$ с числом циклов до разрушения N_p и выражается уравнением Мэнсона-Коффина:

$$\Delta\varepsilon_i = \left[\ln\frac{1}{1-\psi(\tau,t)}\right]^{0,6} N_p^{-0,6} + \frac{3,5\left[\sigma_\tau^t(\tau,t)-\sigma_{mi}\right]}{E(t)} N_p^{-0,12}, \qquad (5.8)$$

где N_p – циклическая долговечность детали (число циклов до разрушения);

$\Delta\varepsilon_i$ – интенсивность размахов деформаций в опасной точке детали, приведенная к деформированному состоянию в гладких образцах, используемых для определения стандартных характеристик материала σ_τ^t, E, ψ;

σ_{mi} – интенсивность среднего напряжения цикла. Среднее напряжение цикла учитывается только в случае, если $\sigma_{mi} > 0$;

$E(t)$ – модуль упругости при максимальной температуре цикла в рассчитываемой точке детали;

$\sigma_\tau^t(\tau,t)$ – предел длительной прочности, соответствующий максимальной температуре и времени действия расчетного режима;

$\psi(\tau,t)$ – коэффициент поперечного сужения материала, соответствующий максимальной температуре и зависящий от длительности нагружения τ и максимальной температуры цикла t.

$$\psi(\tau,t) = \psi_0(t)\cdot\tau^m,$$

где $\psi_0(t)$ – коэффициент поперечного сужения в исходном состоянии (нулевом цикле);

m – постоянная, характеризующая скорость охрупчивания материала, определяемая по экспериментальным кривым $\psi(t)$. Для жаропрочных сплавов при отсутствии экспериментальных данных по $\psi(t)$ принимается:

$$m = -0,1 \text{ при } T \geq 650^\circ C,$$

$$m = 0 \text{ при } T < 650^\circ C.$$

Циклическая долговечность (число циклов до разрушения N_∂), может быть определена и по степенному уравнению, полученному по результатам испытания образцов:

$$\sigma_a \cdot N^{\mu}{}_p = \text{const} \text{ – в напряжениях,} \quad (5.9)$$

$$\Delta\delta \cdot N^{\nu}{}_p = \text{const} \text{ – в деформациях,} \quad (5.10)$$

где σ_a – амплитуда напряжений;

ν, μ – показатель степени.

Запасы прочности по циклической долговечности можно определять по выражению:

$$K_N = \frac{N_{разр}}{N_Э},$$

где $N_э$ – число циклов или эквивалентных циклов за ресурс;

$N_{разр}$ – разрушающее число циклов для материала при программной амплитуде или (размахе) напряжений или деформаций;

$N_{разр}$ определяется с использованием выражений (5.8), (5.9), (5.10) или графических кривых МЦУ для материала в деформациях или напряжениях. Такой подход соответствует Нормам прочности.

При использовании в анализе напряжённо-деформированного состояния деталей конечно-элементных пакетов, например ANSYS, для оценок долговечности при малоцикловой усталости предпочтительнее использование деформационного подхода.

Деформационный подход заключается в создании подробной конечно-элементной модели рассматриваемого элемента двигателя в ANSYS и нагружении его действующими нагрузками по программе обобщённого полётного цикла или по упрощенной программе «0 – максимальный режим – 0», где 0 – означает ненагруженное состояние.

С использованием модуля нестационарного анализа проводится упруго-пластический анализ двух полных циклов нагружения для того, чтобы убедиться в стабилизации цикла деформирования и отсутствии одностороннего накопления деформаций. Из результатов анализа определяются компоненты упругой ε_{ij}^{e} и пластической ε_{ij}^{pl} деформации при нагружении и разгрузке и размахи компонент упругих $\Delta\varepsilon_{ij}^{e}$ и пластических $\Delta\varepsilon_{ij}^{pl}$ деформаций.

Далее вычисляются интенсивности размахов упругих $\Delta\varepsilon_i^{e}$ и пластических $\Delta\varepsilon_i^{pl}$ деформаций и эффективный размах полной деформации $\Delta\varepsilon_i$.

По эффективному размаху полной деформации с использованием кривой малоцикловой усталости (рис. 5.72) или уравнения Мэнсона-Коффина определяется число циклов до разрушения N_p.

Выражения для вычисления эффективного размаха полной деформации $\Delta\varepsilon$:

Параметры НДС при нагружении:

$\varepsilon_{ij}^{e(load)}$ – упругие деформации;

$\varepsilon_{ij}^{pl(load)}$ – пластические деформации.

Параметры НДС при разгрузке:

$\varepsilon_{ij}^{e(unload)}$ – упругие деформации;

$\varepsilon_{ij}^{pl(unload)}$ – пластические деформации.

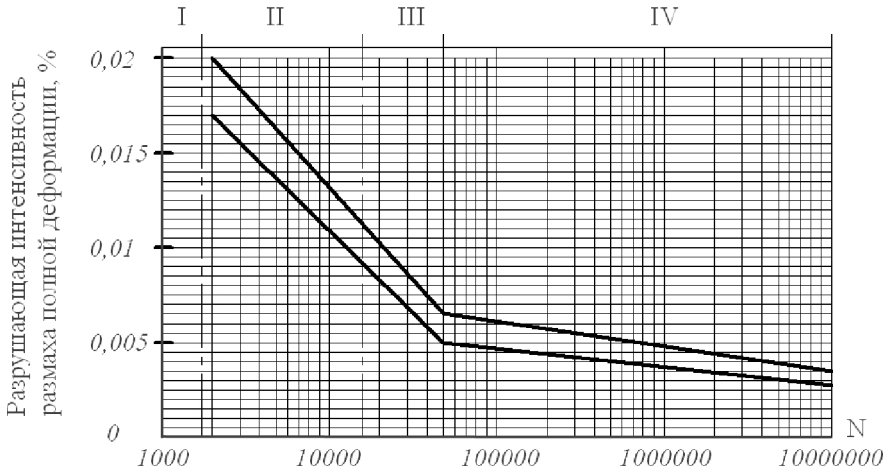


Рис. 5.72 Кривая малоцикловой усталости

Изменение (размах) параметров НДС в цикле нагружения:

$\Delta\varepsilon_{ij}^{e} = \varepsilon_{ij}^{e(load)} - \varepsilon_{ij}^{e(unload)}$ – размах упругих деформаций,

$\Delta\varepsilon_{ij}^{pl} = \varepsilon_{ij}^{pl(load)} - \varepsilon_{ij}^{pl(unload)}$ – размах пластических деформаций.

Интенсивность размахов:

$$\Delta\varepsilon^{e} = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{\left(\Delta\varepsilon_{11}^{e}-\Delta\varepsilon_{22}^{e}\right)^2+\left(\Delta\varepsilon_{22}^{e}-\Delta\varepsilon_{33}^{e}\right)^2+\left(\Delta\varepsilon_{33}^{e}-\Delta\varepsilon_{11}^{e}\right)^2+\frac{3}{2}\left[\left(\Delta\varepsilon_{12}^{e}\right)^2+\left(\Delta\varepsilon_{23}^{e}\right)^2+\left(\Delta\varepsilon_{31}^{e}\right)^2\right]},$$

$$\Delta\varepsilon^{pl} = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{\left(\Delta\varepsilon_{11}^{pl}-\Delta\varepsilon_{22}^{pl}\right)^2+\left(\Delta\varepsilon_{22}^{pl}-\Delta\varepsilon_{33}^{pl}\right)^2+\left(\Delta\varepsilon_{33}^{pl}-\Delta\varepsilon_{11}^{pl}\right)^2+\frac{3}{2}\left[\left(\Delta\varepsilon_{12}^{pl}\right)^2+\left(\Delta\varepsilon_{23}^{pl}\right)^2+\left(\Delta\varepsilon_{31}^{pl}\right)^2\right]},$$

$$\Delta\varepsilon = \frac{3}{2\left(1+\mu\right)}\Delta\varepsilon^{e} + \Delta\varepsilon^{pl}.$$

Определение запаса по долговечности K_N производится по установленному принятым обобщённым циклом эксплуатации значению числа эксплуатационных циклов N и числу циклов до разрушения N_p, полученному по кривым малоцикловой усталости в деформациях или с помощью уравнения Мэнсона-Коффина.

В соответствии с нормами прочности для основных деталей расчётный коэффициент запаса циклической долговечности принимается

$$K_N = \frac{N_p}{N} > 5,$$

где N – число циклов нагружения за время работы,

N_p – число циклов нагружения до разрушения при действующем размахе напряжений $\Delta\sigma$ или деформаций $\Delta\varepsilon$.

Запасы долговечности по допустимым деформациям ползучести

Как и пластическая деформация, деформация ползучести носит необратимый характер и характеризует повреждение материала. Все основные детали горячей части авиационного ГТД работают в условиях, при которых реализуется процесс ползучести и, соответственно, требуют подтверждения их работоспособности в течение заданного ресурса. Нормативно такое подтверждение может устанавливаться либо в виде запасов долговечности по допускаемым деформациям, либо в расчёте запасов местной

прочности по пределу длительной прочности $\sigma_{B\tau}^{t}$, как это уже было показано для расчёта прочности наружных корпусов КС.

Запасы долговечности по допускаемым деформациям ползучести определяются нестационарным анализом КЭ моделей с учётом ползучести (в свойствах материала задаётся уравнение, построенное по экспериментально полученным кривым ползучести (рис. 5.73)), а запасы по пределу длительной прочности оцениваются по кривым длительной прочности (рис. 5.74).

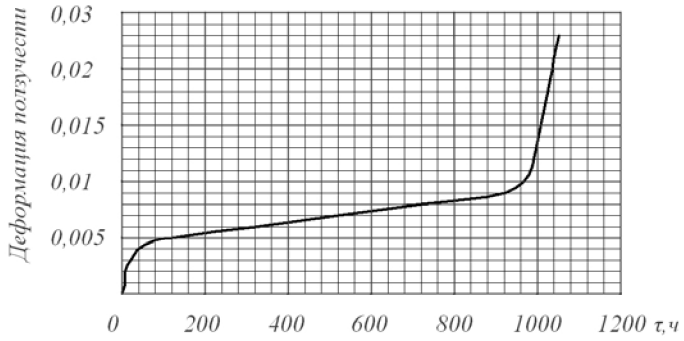


Рис. 5.73 Кривая ползучести для заданного уровня напряжения и температуры

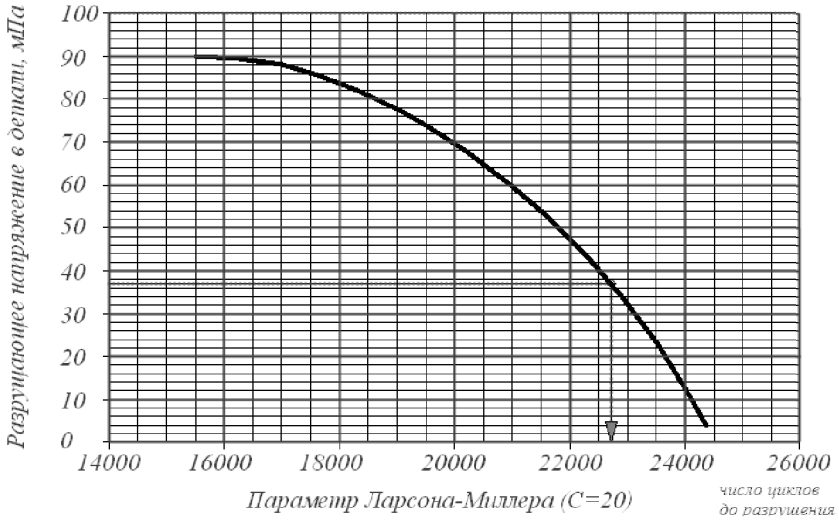


Рис. 5.74 Типичная кривая длительной прочности

Кривые длительной прочности строятся по результатам эксперимента с использованием уравнения Ларсена-Миллера (параметра $P_{л.м.}$).

Это уравнение используется для экстраполяции опытных данных по длительной прочности, полученных при некоторой температуре на другие значения температур.

$$\sigma_{B\tau}^{t} = f\left(P_{л.м.}\right), \quad P_{л.м.} = T\left(C + \lg\tau\right) = \text{const}, \tag{5.11}$$

где T – абсолютная температура испытаний; τ – время до разрушения;

C – постоянная.

Исследованиями Ларсена и Миллера установлено, что для большинства жаропрочных сталей значения константы $C = 18..22$, в среднем $C = 20$.

При принятом обобщенном полетном цикле (ОПЦ) и наличии эффекта ползучести на нескольких эксплуатационных режимах учитывается повреждение от каждого режима. Запас прочности при этом называют ***эквивалентным*** и обозначают $K_{m\Im j}$.

Расчет $K_{m\Im j}$ базируется на гипотезе линейного суммирования повреждений. Повреждением от ползучести $П_{ij}$ каждого режима эксплуатации за ресурс называют отношение суммарного времени работы за ресурс τ_i на этом режиме ко времени, за которое материал разрушается при напряжениях и температуре режима $\tau_{ijразр}$:

$$П_{ij} = \frac{\tau_i}{\tau_{ijразр}} \tag{5.12}$$

И суммарные повреждения от ползучести за ресурс в соответствии с гипотезой линейного суммирования повреждений от каждого режима:

$$П_{\sum j} = \sum_i П_{ij} \,. \tag{5.13}$$

Разрушающее повреждение $П_{\sum jразр} = 1$.

Алгоритм расчета $K_{m\Im j}$ средствами Mathcad, Excel строится итерационно:

- выбирается ряд значений $K_{m\Im j}$;
- для всех учитываемых режимов нагружения определяются наборы значений $\sigma_{ij} = \sigma_i K_{m\Im j}$;
- по значениям σ_{ij} и кривым длительной прочности в любой форме определяются наборы значений $\tau_{ijразр}$;
- определяются наборы значений $П_{ij} = \frac{\tau_i}{\tau_{ijразр}}$ и суммарные повреждения каждого набора $П_{\sum j} = \sum_i П_{ij}$;
- если $П_{\sum j}$ все оказываются больше или меньше единицы $(П_{ij} > 1)$, то ряд значений $K_{m\Im j}$, соответствующих окружающим единицу значениям $П_{\sum j}$, организуют стандартный итерационный процесс получения $K_{m\Im}$ с заданной точностью (учитывая, что запасы прочности нормируются до десятых долей единицы, итерационный процесс прекращается при достижении точности $K_{m\Im} = 0{,}05$ и менее).

Цикл обязательных испытаний и исследований

В соответствии с нормами прочности для наружного корпуса камеры сгорания, обычно относящегося к категории основных наиболее ответственных деталей, предусмотрены следующие испытания:

1. Определение запаса несущей способности посредством гидроиспытаний

$$K_в = \frac{P_{разр}}{P_{раб_{\max}}} > 2 \,,$$

при этом $P_{раб_{\max}}$ корректируется по пределу длительной прочности:

$$P_{раб_{\max}} = P_{раб} \frac{\sigma_в^{20}}{\sigma_{вт}^{t}} \,.$$

2. Каждый экземпляр корпуса проходит гидроиспытания давлением в специальной оснастке, конструкция которой и схема испытаний оговариваются в чертеже.

$$P_u = 1{,}15 \cdot P_{раб_{\max}} .$$

3. Для оценки стабильности технологии изготовления один корпус от годовой программы проходит гидроиспытания для проверки запаса по разрушению:

$$K_в = 2 .$$

4. Рекомендуется перед сертификацией двигателя выполнить циклические гидроиспытания наружного корпуса по циклу изменения перепада давлений:

$$\Delta p = 0 \rightarrow \Delta p_{\max} \rightarrow \Delta p = 0$$

с запасом по числу циклов $N_{разр}$ относительно эксплуатационного числа циклов $N_{экспл}$ за ресурс:

$$K_N = \frac{N_{разр}}{N_{экспл}} \geq 5 .$$

5. К числу обязательных исследований перед сертификацией двигателя относится термометрирование жаровой трубы, динамическое тензометрирование топливных трубопроводов.

Материалы деталей камеры сгорания

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

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

Максимальный перепад давления на корпусных деталях доходит до $4\ldots5\ МПа$ при температуре стенок $650\ldots750\ ^\circ C$.

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

Отсюда основные требования к материалам КС:

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

Этим требованиям удовлетворяют жаростойкие и жаропрочные стали и сплавы на никелевой и кобальтовой основе с большим количеством хрома, с молибденом, вольфрамом, алюминием (табл. 5.1).

Для повышения жаростойкости стенки ЖТ используют эмалирование – покрытие специальными эмалями, работоспособными до температур $1000\ldots1100\ ^\circ C$.

Для повышения жаростойкости и снижения температуры стенки ЖТ на неё наносятся термобарьерные покрытия с толщиной до $600\ мкм$ (пример ЖТ камеры сгорания ТРДД RB211-535 (см. рис 5.41)).

Таблица 5.1

Марка и химический состав	Плотность $\rho \cdot 10^3$, $кг/м^3$	Отн. удл. δ%	E, $МПа$	$\sigma^t_{в/100} / \sigma^t_{-1}$, $МПа$				
				20 °C	600 °C	700 °C	800 °C	1000 °C
ЭН696А **Х12Н20Т2Р** (Fe – основа, Cr-12, Ni-20, Ti-2.6, Mo-1.6, Mn-0.6)	7,9	22	$1,9 \cdot 10^5$	900	540 / 450	320 / 370	-	-
ЭИ962 **13Х11Н2В2МФ** (Fe – основа, Cr-11, Ni-1.8, V-0.3, W-2, Mo-0.3)	7,8	10-16	$2,0 \cdot 10^5$	1100 / 520	220 / 360	-	-	-
ВЖ-101 **ХН56ВМТЮ** (Ni – основа, Cr-19-22, W-9-11, Mo- 4-6, Al-2.1-2.6, Ti- 1.1-1.6,)	8,64	25	$2,19 \cdot 10^5$	1000 / 250	-	570 / 400	280 / 410	30 / -
ЭИ602 **ХН75НБТЮ** (Ni – основа, Cr-21, Mo-2.3, Nb-1.3, Ti-0.75, Mn<0.4)	8,3	45	$2,0 \cdot 10^5$	840 / 280	-	160 / 240	65 / 190	-
ВЖ-145 **ХН30КВ** Ni – основа,Cr -20-23, Co-26-30, W -13-16, Al – 0.3-0.7, Nd(La) -до 0.1по расч.	9,037	60	$1,9 \cdot 10^5$	80 / 35			140 / 350	30 / -
ВХ4А **Х35Н50ВМ** (Ni –основа, Cr-35, W-5.3, Mo-3, Nb-1.1, Ti-1.1, Al-1.1)	8,18	25	$1,96 \cdot 10^5$	950 / 400	-	-	150 / 280	-
ВЖЛ-14 (Ni –основа, Cr-20, Mo-5.5, Al-1.5, Ti-2.9, Fe-10)	8,17	14	-	900 / 180	-	700 / 200	-	-
ЭП718 **ХН45МВТЮБР** Ni – основа, Cr -14-16, Mo-4-5.2, W-2.5-3.5, Nb-0.8-1.5,Ti-1.9-2.4, Al-0.9-1.4, Fe-ост	8,29	13	$1,98 \cdot 10^5$	1100 / 400	810 / 460	460 / 420	-	-
ЭИ435 **ХН78Т** Ni-основа, Cr-19-22, Ti-0.15-0.35	8,35	35	$1,95 \cdot 10^5$	730 / 220	-	105 / 150	45 / 140	-

§5.4 Особенности конструкции камер сгорания приводов энергетических установок

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

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

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

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

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

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

6. Эксплуатационная надежность, определяемая ресурсом и ремонтопригодностью, должна обеспечивать эксплуатацию ГТУ без снятия на капитальный ремонт в течение 30 000…150 000 часов.

Проведем анализ этих задач.

Снижение эмиссии вредных веществ

Нормирование вредных выбросов

В отличие от авиационных ГТД, где выбросы загрязняющих веществ определяются параметром эмиссии $Д_i$ за цикл «взлет – посадка», в ГТУ Российской Федерации таким параметром является концентрация вредных веществ в единице объема – $мг/нм^3$. Это количество вещества в миллиграммах ($мг$), отнесенное к кубическому метру выхлопных газов, приведенных к «нормальным» условиям: $t = 0°C$, $P = 0{,}1013\ МПа$ (обозначается $нм^3$). Этот параметр используется в большинстве европейских стран. Принято концентрацию вредных веществ приводить для сухих продуктов сгорания и условной концентрации в них кислорода, равной 15% (обозначается [15% O_2]).

Сделаем вывод, что в ГТУ нормированный уровень эмиссии вредных веществ характеризует «качество выхлопа». Если привести такой же параметр для авиационных ГТД, то, как указывалось ранее, уровень выбросов будет выше, чем у ГТУ.

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

Соотношение «*ppm* V» и «$мг/нм^3$»

по оксидам азота:

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

по монооксиду углерода

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

по несгоревшим углеводородам

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

В соответствии со стандартом ГОСТ 28775-90 содержание вредных веществ на выхлопе газотурбинной установки не должно превышать значений, указанных в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Тип ГТУ	NO_X, *мг / нм*^{3}	CO, *мг / нм*^{3}	C_nN_m, *мг / нм*^{3}
Газоперекачивающие агрегаты (ГПА)			
ГТУ без регенерации тепла	150	300	
ГТУ с регенерацией тепла	200	300	
Привод электрогенераторов			
ГТУ на жидком топливе	100		
ГТУ на газообразном топливе	50		

Кроме того, нормируются выбросы вредных веществ в атмосферу в рабочей зоне ГТУ и в населенных пунктах вблизи рабочей зоны. Предельно допустимые концентрации (ПДК) показаны в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Вещество	ПДК рабочей зоны, *мг / нм*^{3}	ПДК населенных мест, *мг / нм*^{3}	
		разовая	среднесуточная
NO_2	2	0,085	0,04
NO	-	0,4	0,06
CO	20	5	3
SO_2	10	0,008	-
бензапирен	0,00015	0,1	$0,001 \cdot 10^{-3}$

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

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

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

3) для ГТУ разрабатываются новые малоэмиссионные камеры.

Первое направление

Использовалось при создании ГПА в 70-80 годы прошлого столетия. Примером использования авиационной КС может служить ГТУ НК-12СТ $\left(\eta = 26{,}1\%, N = 6{,}3 МВт, G_B = 57{,}1 кг/с, T_K^* = 593 K, \pi_K = 8{,}9, T_Г^* = 947 K\right)$, созданная конвертацией авиационного ТВД НК-12МВ (рис. 5.75).

Камеру сгорания НК-12СТ относят к классу традиционных [7], в которых происходит предварительное смешение топлива (газа) с воздухом в горелках при богатом составе смеси ($\alpha = 0{,}1...0{,}7$). Горение в таких условиях считается *диффузионным*. Напомним, если скорость процесса горения ограничивается скоростью химической реакции, то горение называется *кинетическим*. Примером такого процесса является горение гомогенной, заранее подготовленной смеси. Если скорость химической реакции превышает скорость испарения и диффузии паров топлива в воздухе, то есть скорость реакции горения определяется и временем подготовки смеси, то такое горение называется *диффузионным*. К такому виду относится горение гетерогенных ТВС.

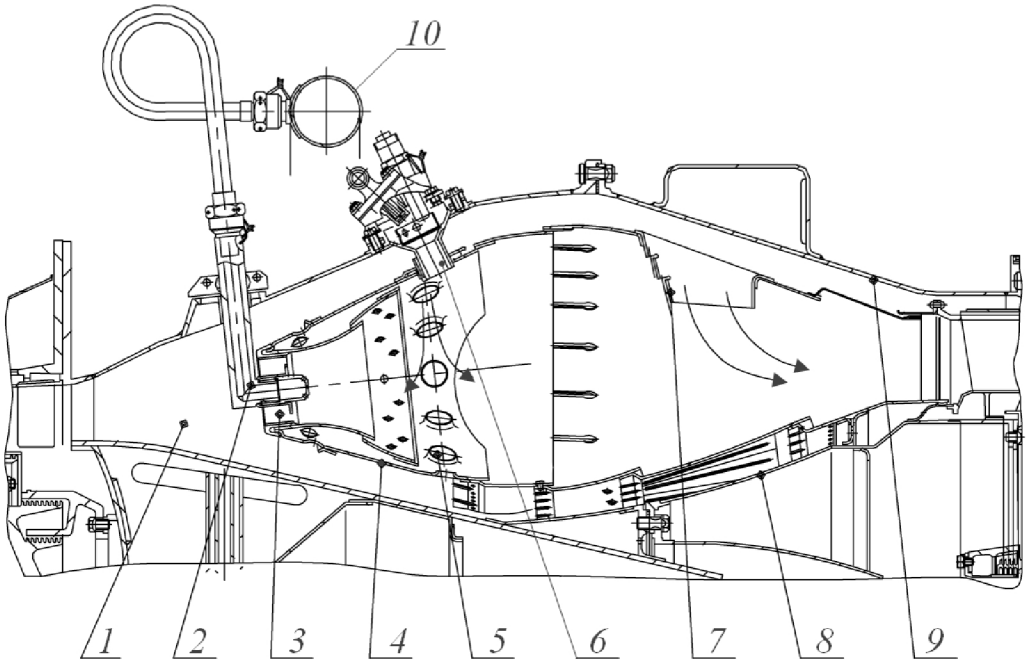
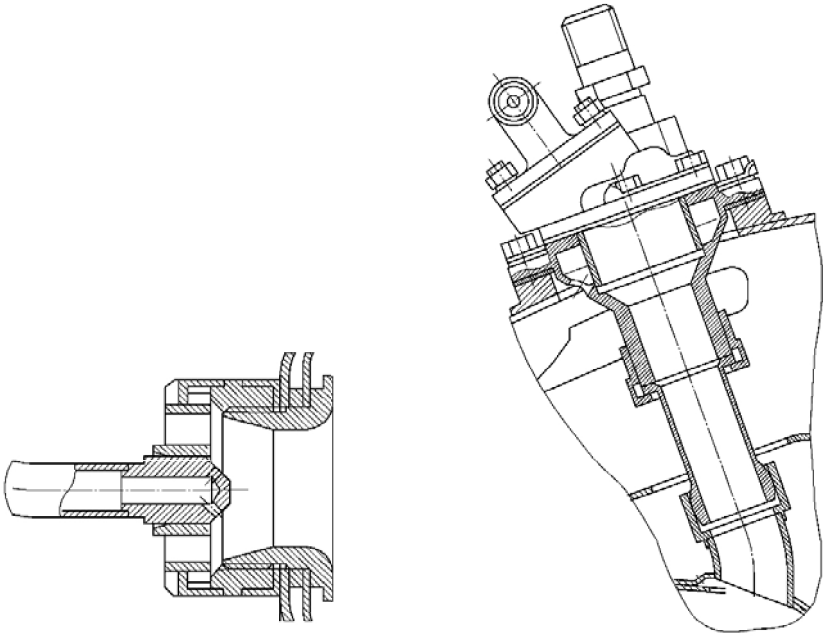


Рис. 5.75 Камера сгорания ГТУ НК-12СТ:
1 – диффузор; 2 – форсунка; 3 – завихритель; 4 – жаровая труба; 5 – первый ряд отверстий; 6 – запальное устройство; 7 – карманы (зона смешения); 8 – внутренний корпус; 9 – наружный корпус; 10 – топливный (газовый) коллектор



а) *б)*

Рис. 5.76 Элементы КС газотурбинного привода:
а) форсунки для подачи природного газа в КС;
б) пусковой воспламенитель

Камера сгорания ГТУ НК-12СТ кольцевая с индивидуальными 12 головками, где устанавливается фронтовое устройство, состоящее из завихрителя с плоскими лопатками (11 штук), устанавливаемыми под углом 30° к потоку, и струйных форсунок с 10 соплами диаметром $3мм$ (рис. 5.76,*а*). Секции ЖТ соединяются сваркой, охлаждение стенок конвективно-пленочное, смешение горячих газов со вторичным воздухом происходит с помощью карманов, размещенных на наружной и внутренней стенках. Розжиг топливного газа происходит с помощью двух воспламенителей (рис. 5.76,*б*). Конструкция КС и технология изготовления соответствуют авиационному прототипу, и это – преимущество такого метода создания КС при конвертации авиационного ГТД в ГТУ.

Однако выбросы вредных веществ в этом случае велики, хотя и укладываются в нормы для ГТУ Российской Федерации (табл. 5.4)

Таблица 5.4

Компоненты / Двигатели	NO_X $[15\%O_2]$ *ppm*	CO $[15\%O_2]$ *ppm*
НК-12СТ	68	238
норма	<75	240

Второе направление

Связано с использованием авиапроизводных ГТД с высокими параметрами цикла ($\pi_к^* > 20$). Покажем это на примере доводки КС ГТУ НК-36СТ, выполненной на базе ТРДД НК-321 ($\eta = 36,5\%,\ N = 25МВт,\ T_К^* = 770К,\ G_В = 98кг/с,\ \pi_К = 23,6,\ T_Г^* = 1420К$).

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

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

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

Базовый вариант имел ту же длину ЖТ, что и исходный авиадвигателя и уровень выбросов:

$$NO_X\ [15\%O_2] - 560\ мг/нм^3, \qquad CO\ [15\%O_2] - 15\ мг/нм^3.$$

Снижение NO_X производилось за счет:

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

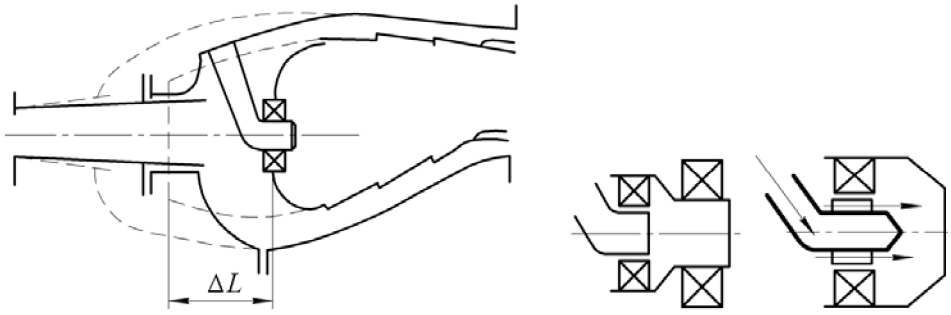
Предельные возможности снижения NO_X в таких традиционных КС сдерживаются:

- трудностями обеспечения запасов по бедному срыву пламени в наиболее неблагоприятных условиях работы двигателя, когда происходит резкое обеднение ТВС: режим малый газ и закрытие клапанов перепуска воздуха (в первый момент происходит резкое увеличение расхода воздуха через КС);

- снижением полноты сгорания $\eta_Г$, которая определяет (в нашем случае повышает) выбросы CO;

- ухудшением равномерности радиального и окружного поля температур перед турбиной.

На рис. 5.77 показаны наиболее эффективные для снижения NO_X конструктивные варианты КС и ее элементов (было исследовано более 30 вариантов, в том числе 22 варианта горелок), которые позволили снизить выброс NO_X до 250 $мг/нм^3$. При этом произошло ожидаемое ухудшение параметров устойчивости горения, равномерности температурного поля и выбросов CO, уровень которых приблизился к допустимым нормам.



а) *б)*

Рис. 5.77 Конструктивные решения по снижению выбросов вредных веществ: а) уменьшение времени пребывания до 6,9 мс за счет укорочения жаровой трубы на ΔL; б) обеднение смеси в горелке [7]: 1 – за счет увеличения площади подвода воздуха в горелку; 2 – за счет уменьшения ЗОТ подачей кольцевой струи вдоль оси горелки

Отметим одно важное обстоятельство. Уменьшение времени пребывания $\tau_{пр}$ первоначально было выполнено уменьшением длины зоны горения путем приближения смесительных патрубков к ФУ. Это дало снижение NO_X до 460 $мг/нм^3$ (на 18%). И только при уменьшении длины и зоны горения и общей длины ЖТ (за счет увеличения длины диффузора), когда объем ЖТ уменьшился в 2 раза, выбросы снизились до 340 $мг/нм^3$ (на 40%). Авторами исследования [7] делается вывод, что эффект снижения выбросов NO_X связан не только с уменьшением $\tau_{пр}$ до 6,9$мс$, но и уменьшением объема, так как при этом повышается интенсивность процессов в зоне циркуляции.

Уровень выбросов NO_X в ГТУ НК-38СТ с кольцевой КС не удалось довести до нормативных и поэтому был сделан переход к 3-му направлению снижения оксидов азота. Однако технология предельных возможностей, разработанная при исследовании и доводке камеры сгорания по 2-му направлению, позволяет снизить содержание оксидов азота до требуемых нормативов в ГТУ с $\pi_к^* < 18$.

Третье направление

При проектировании малотоксичных камер сгорания для ГТУ утвердилась концепция LPP («Lean – premixed and prevapozised» буквально «бедная, перемешанная и

испаренная»). Она основана на сжигании предварительно перемешанной, бедной ТВС ($\alpha \geq 1,8$) при температуре пламени $T^*_{пл} < 1800...1900K$, когда выделяемое количество NO_X минимально.

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

- тщательное смешение топлива с воздухом при поступлении в зону горения (гомогенная смесь);
- состав смеси ($\alpha \geq 1,8$) должен обеспечить температуру пламени $1800\ldots1900K$;
- для снижения выбросов CO и C_nN_m необходимо иметь большее время пребывания во вторичной зоне горения и «горячие» стенки ЖТ, чтобы исключить замораживание у стенок (прекращение реакции горения) и без того низкотемпературных продуктов сгорания гомогенной смеси. Это ведет к увеличению объема (длины) КС;
- на низких и переходных режимах необходима «огневая» поддержка в зоне горения бедной гомогенной смеси введением дежурного факела (дежурной зоны).

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

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

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

Двухзонная кольцевая камера сгорания

Двухзонная кольцевая КС ГТУ НК-36СТ (рис. 5.78) предназначена для работы на газообразном и жидком топливе, она имеет дежурную зону, где сгорает при работе на природном газе 10…15% от обычного расхода газа. Горение происходит в диффузионном режиме.

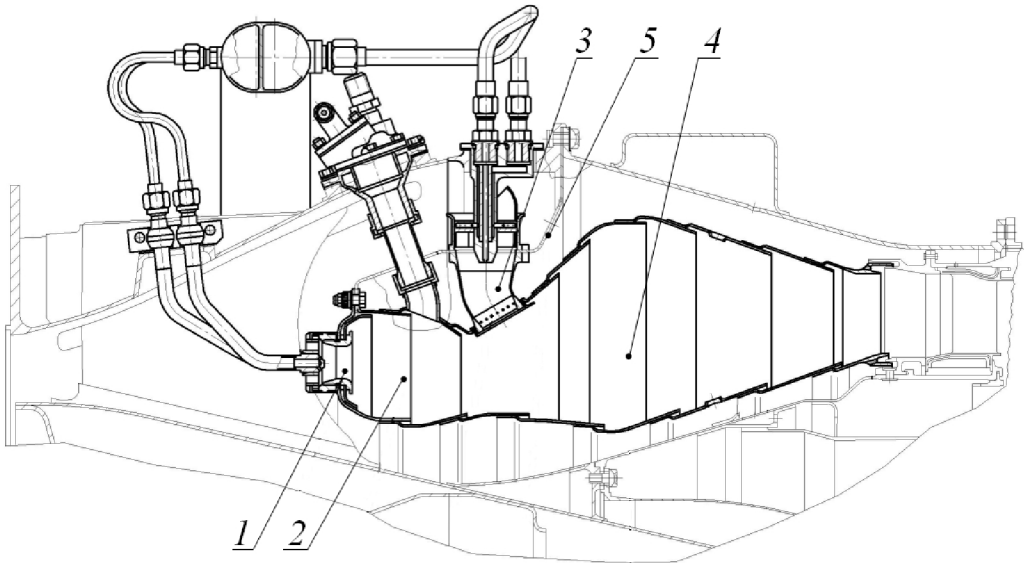
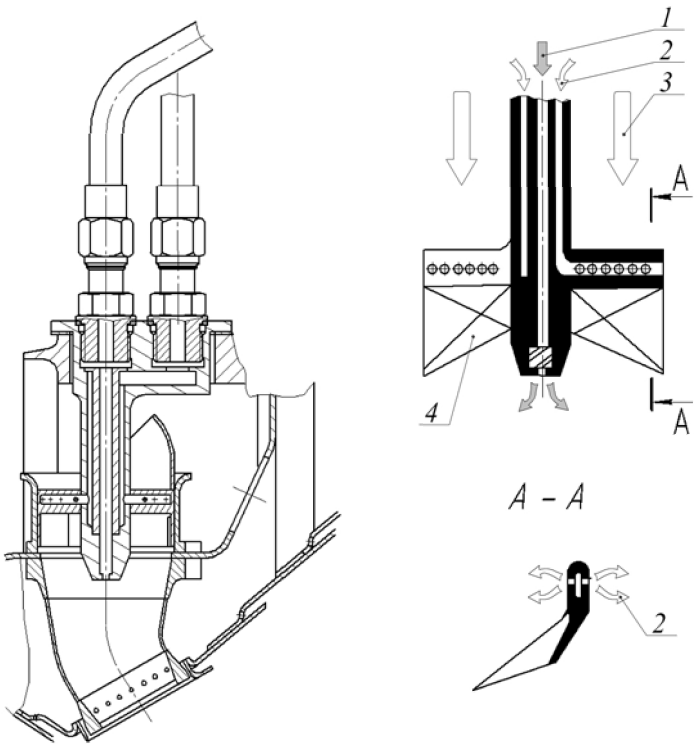


Рис. 5.78 Двухзонная кольцевая КС ГТУ НК-36СТ:
1 – горелка дежурной зоны; 2 – дежурная зона; 3 – горелка предварительного смешения основной зоны; 4 – основная зона; 5 – перфорированная перегородка



а) *б)*

Рис. 5.79 Горелка предварительного смешения для работы на двух видах топлива: а) конструктивное исполнение; б) принцип распыления топлива: 1 – жидкое топливо; 2 – газ; 3 – воздух; 4 – полые лопатки завихрителя

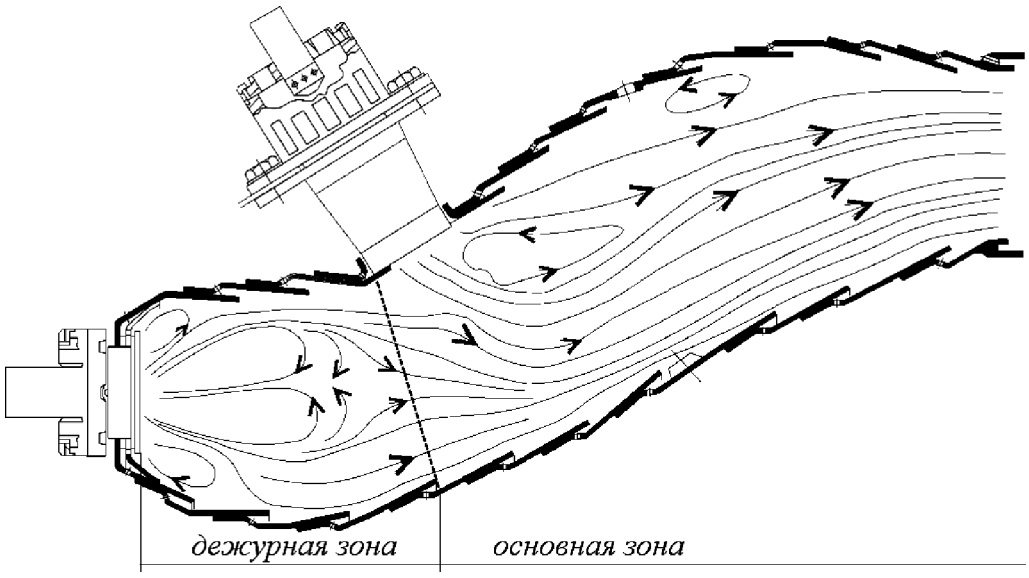


Рис. 5.80 Структура течения потока газов в двухзонной кольцевой КС

Остальное топливо сгорает в основной зоне при бедном составе смеси (гомогенная ТВС, предварительно подготовленная в горелках-карбюраторах). Дежурная зона обеспечивает надежный запуск, устойчивость и эффективность горения на малых

режимах, основная зона – малую эмиссию вредных веществ на режиме номинальной мощности.

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

Дежурная зона имеет малый объем и отделена от основной зоны заужением сечения на 40% относительно миделевого сечения основной зоны. ЖТ закрепляется к корпусу по переднему сечению с помощью перфорированной перегородки, которая служит и для организации течения вторичного воздуха по внешнему каналу. В выходном сечении ЖТ крепится к сопловому аппарату турбины телескопическим соединением.

Фронтовое устройство дежурной зоны состоит из 28 горелок с двухрядным завихрителем и топливной форсункой. В дежурной зоне установлено два запальных устройства, конструктивно схожих с авиационными запальными устройствами.

Основная зона (после заужения) строится с увеличением площади, а затем – в зоне смешения с заужением. Подвод вторичного воздуха осуществляется через систему отверстий диаметром 12…15 *мм* на внутренней стенке ЖТ (3-я секция от выходного сечения).

Горелки предварительного смешения (48 горелок) закрепляются на перегородке и входят в основную зону нормально к стенке ЖТ. Для исключения проскока пламени в горелку (что не допускается) на выходе из горелки увеличивается скорость (до 100 *м/с*) и подаются заградительные струи воздуха через мелкие отверстия.

Закрутка воздуха в горелке осуществляется осевым завихрителем, через центральное тело которого подводится топливный газ и распыляется через отверстия в полых лопатках завихрителя (рис. 5.79).

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

В основной зоне за высокоскоростными струями при их повороте образуются зоны возвратных течений, с помощью которых и происходит стабилизация передней границы фронта пламени (рис. 5.80).

Двухзонная камера сгорания с выносными жаровыми трубами (ВЖТ)

Двухзонная КС с ВЖТ (рис. 5.81) по идее организации горения схожа с кольцевой двухзонной КС. Однако формирование передней границы фронта пламени, запуск и управление горением с малой эмиссией на режимах, отличных от расчетного, имеют различия, но основные различая – в конструкции камер. В конструкции рассматриваемой КС выделим кольцевой газосборник, в котором по посадочным отверстиям устанавливаются ВЖТ под углом к оси двигателя. Количество выносных труб 9…12 и зависит от размерности двигателя.

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

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

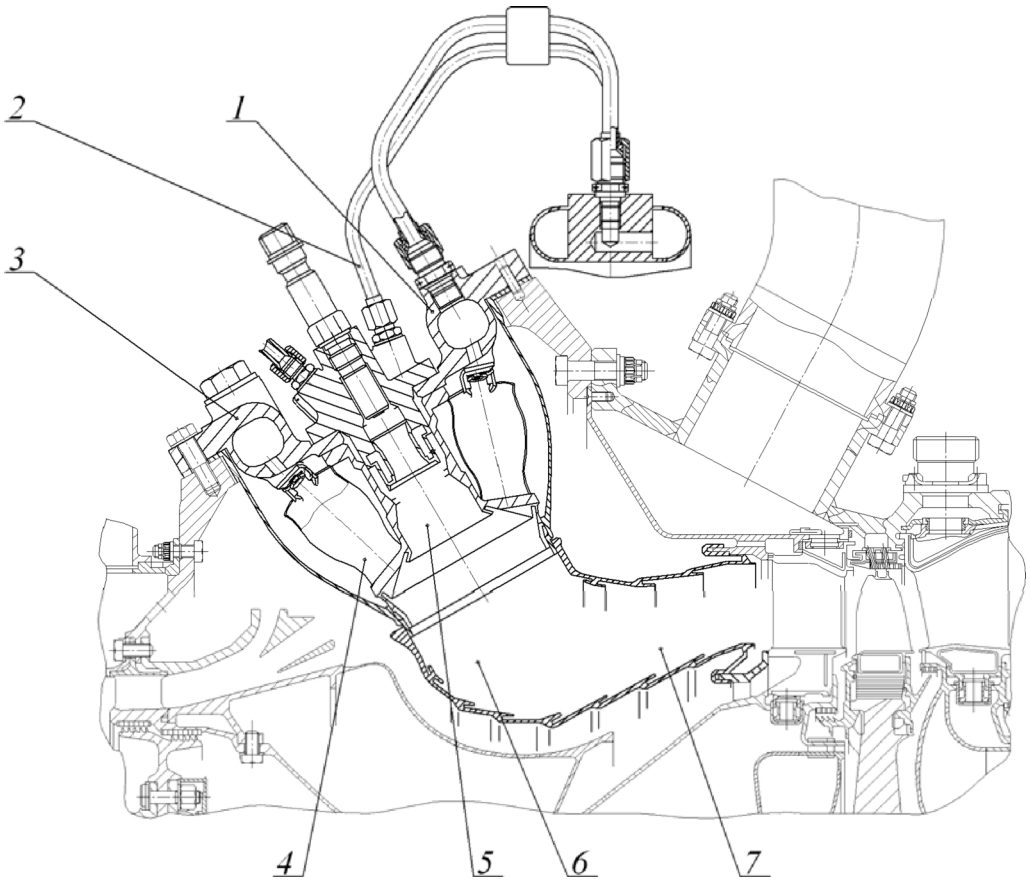


Рис. 5.81 Двухзонная КС с выносными жаровыми трубами:
1 – выносные ЖТ; 2 – подвод топлива в дежурную зону; 3 – подвод топлива в основную зону; 4 горелка предварительного смешения; 5 – дежурная зона; 6 – основная зона; 7 – газосборник

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

Топливная система КС с ВЖТ состоит из 5 контуров: один – для подачи топлива в дежурную зону одновременно во все ВЖТ и четыре – для подачи топлива в основную зону по режимам работы двигателя (6ВЖТ+2ВЖТ+2ВЖТ+2ВЖТ).

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

Автоматическая система управления КС ГТУ НК-37 (рис. 5.82)

Вначале включается первый основной контур (ВЖТ №1, 3, 5, 7, 9, 11) и открывается перепуск воздуха из зоны горения в выходную зону КС. В этой позиции включается второй контур (+2ВЖТ №2 и 8). Перепуск воздуха в КС позволяет улучшить горение первых порций топлива, поступающих из первого и второго контуров, и таким образом повышает полноту сгорания топлива на промежуточных режимах и снижает выбросы CO и C_nH_m. На режиме примерно 0,5 Ne перепуск закрывается и последовательно включается третий контур (+2ВЖТ №4 и 10) и четвертый контур (+2ВЖТ №6 и 12).

В двухзонной КС с ВЖТ ГТУ НК-38СТ выбросы составили: NO_X [15%O_2]-90*ppm* и CO[15% O_2] -130*ppm*.

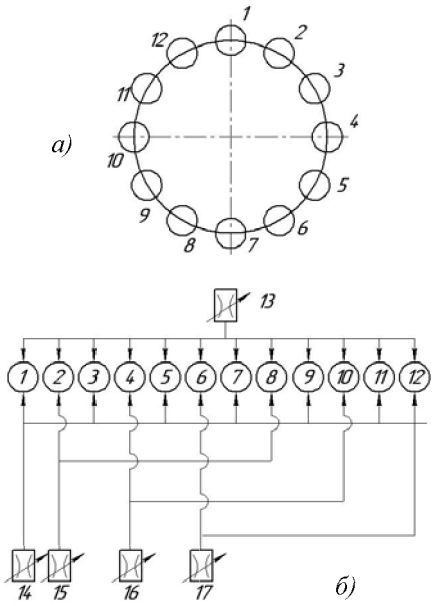


Рис. 5.82 Схема автоматизированной системы управления КС:
а) расположение ВЖТ по окружности (1…12 номера ВЖТ); б) разделение топливной системы на 5 контуров: 13 – дозатор топлива в дежурную зону всех ВЖТ; 14…17 дозаторы топлива основных контуров

Малотоксичная КС ГТУ LM6000+ фирмы «Дженерал электрик»

Малотоксичная КС (рис. 5.83) имеет увеличенный объем при сравнении с авиадвигателем, что позволяет увеличить время пребывания $\tau_{пр}$ для завершения реакции оксидов CO и C_nH_m. Фронтовое устройство состоит из трех кольцевых рядов горелок, разделенных двумя кольцевыми стенками. Два внешних кольца имеют по 30 горелок, внутреннее кольцо – 15 горелок. Такое размещение 75 горелок обеспечило эффективное управление подачей топлива по режимам и уровень выбросов по всем компонентам ниже 25 *ppm*. Конструктивно это обеспечивается размещением горелок на отдельных стойках: 15 стоек по 3 горелки и 15 стоек по 2 горелки, равномерно расположенных по окружности.

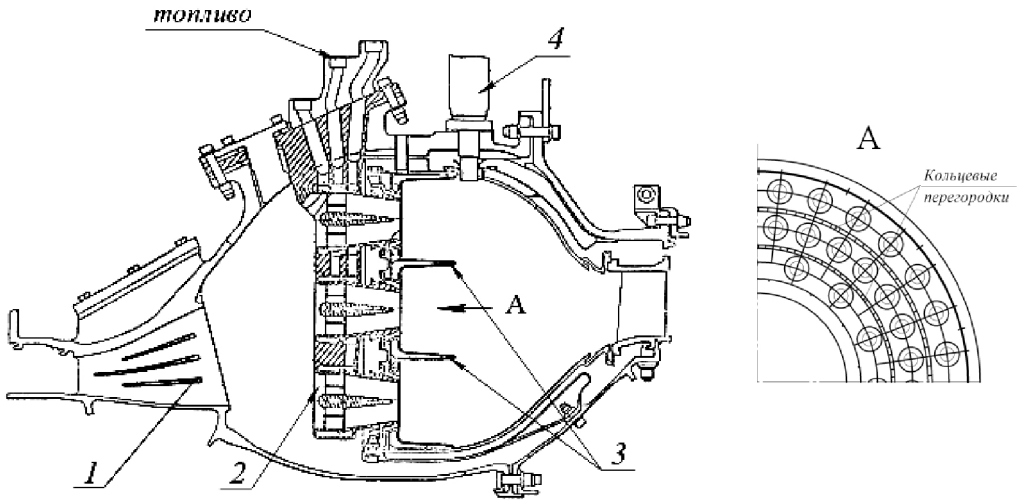


Рис. 5.83 Малотоксичная КС ГТУ LM6000+:
1 – диффузор с разделительными стенками; 2 – фронтовое устройство; 3 – кольцевые перегородки; 4 – запальное устройство

Горелки, называемые горелками-предсмесителями (рис. 5.84), имеют два ряда завихрителей с обратной закруткой и центральным телом. Обратная закрутка и центральное тело предотвращают образование ЗОТ в конусе самой горелки.

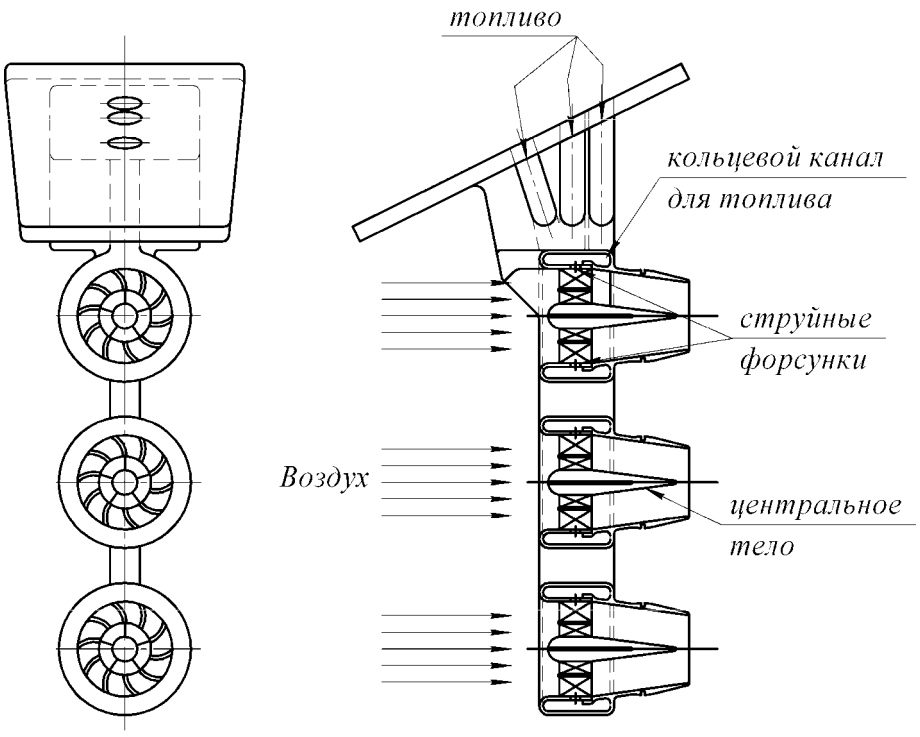


Рис. 5.84 Схема топливной стойки с горелками-предсмесителями

Топливо входит в завихрители через отверстия в наружной стенке внешнего завихрителя из кольцевого канала, в который оно попадает из радиального канала в стойке. Каждая горелка имеет в стойке свой подвод, и топливная система имеет 4 контура: 1 контур – работают все 75 горелок, 2 контур – работают 60 горелок 1 и 2 ряда, 3 контур – работают 45 горелок 2 и 3 ряда, 4 контур – работают 30 горелок 2 ряда, что обеспечивает управление подачей топлива при работе ГТУ на основном, расчетном режиме и на режимах сниженной мощности. Кольцевые перегородки изолируют кольцевые зоны горения друг от друга, когда на режимах частичной нагрузки топливо подается не во все контуры (зоны). Это и есть зонное горение бедной гомогенной смеси ТВС, позволяющее обеспечить за счет изменения площади горения температуру пламени $T_{пл} \approx 1800K$. Этому способствует изменение расхода воздуха, поступающего в КС с использованием перепуска воздуха и РНА на режимах малой мощности.

Камера имеет диффузор со стабилизированным отрывом и тремя разделительными стенками.

Размещение горелок на стойках, которые можно заменить, обеспечивает высокую ремонтопригодность и эксплуатационную надежность многофорсуночной КС, но ценой усложнения системы топливоподвода.

Система управления КС, как и в КС ГТУ НК-37, поддерживает на всех режимах температуру пламени $T_{пл} \approx 1800K$, что обеспечивает эмиссию NO_X, CO и C_nH_m менее $25ppm$. Это первая серийная ГТУ, которая обеспечивает такие низкие выбросы.

Недостатки такой конструкции:
- сложность конструктивного исполнения и высокая стоимость;
- малые запасы устойчивости из-за отсутствия поддержки дежурным факелом;
- трудность модернизации камеры для применения жидкого топлива.

По аналогичной схеме выполнена КС ГТУ АЛ-31СТ (рис. 5.85). Фронтовое устройство имеет 56 модулей, расположенных в два яруса. Модули представляют собой устройства для смешения газа с воздухом и состоят из центральной и периферийной горелок. Образование зонного горения достигается независимой стадийной подачей топлива.

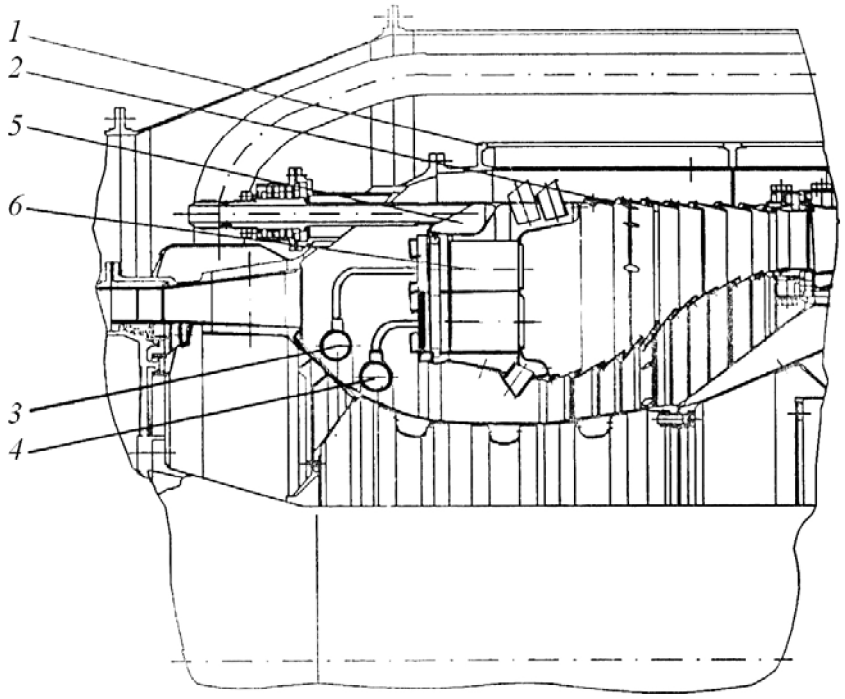


Рис. 5.85 Малотоксичная КС ГТУ АЛ-31СТ:
1 – корпус; 2 – жаровая труба; 3,4 – подача газа к центральным горелкам; 5 – подача топлива к периферийным горелкам;
6 – модули

Каталитические КС (рис. 5.86)

Катализаторы снижают температуру воспламенения топлива и вводятся в конструкцию ЖТ для того, чтобы сжигать топливо при $T_{пл} = 1200...1500\ K$ и получить снижение выбросов NO_X на порядок и более по сравнению с современными малотоксичными камерами ГТУ (менее 5 *ppm*). Жаровая труба имеет зону подготовки ТВС, зону каталитического горения и зону дожигания на выходе. Такие камеры исследуются и скоро будут широко внедряться, так как стоимость снижения выбросов NO_X здесь самая низкая [7].

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

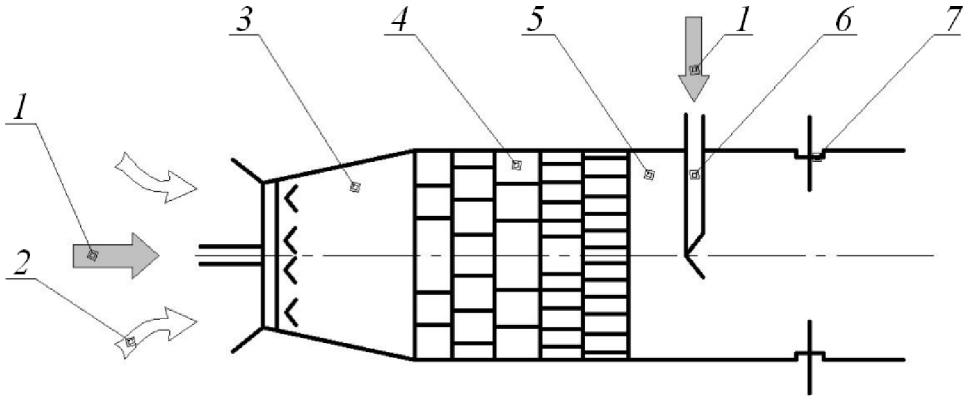


Рис. 5.86 Схема каталитической КС:
1 – подача топлив; 2 – подача воздуха; 3 – зона подготовки ТВС;
4 – блок катализаторов; 5 – зона дожигания; 6 – модуль запуска;
7 – зона разбавления

Эксплуатационная надежность

ГТД в качестве привода нагнетателя или электрогенератора наземной стационарной установки должен работать на природном газе и иметь ресурс, в несколько раз превышающий ресурс конвертируемого авиационного двигателя (30000...300000 *ч*). Конструкция его должна обеспечивать круглосуточную безотказную работу без постоянного присутствия обслуживающего персонала с межрегламентными наработками 1000...1500 часов.

ГТУ должна работать в широком диапазоне климатических зон (северные районы, южные пустыни) при значительной естественной запыленности атмосферы и возможном попадании на вход продуктов сгорания из выхлопного устройства при неблагоприятном направлении ветра.

Пылевые примеси по характеру воздействия на конструкцию могут быть коррозионно – и эрозионноопасными (растворы солей, кислот, кварцевый шпат), опасными из-за образования налета, пленки на поверхности элементов КС (мелкая липкая пыль, мошка и т.д.) и термоопасными (торфяная пыль, масла, сажа и т.д.).

Поэтому ставятся ограничения по количеству примесей $-0,3\ мг/м^3$, из них размером частиц более 20 *мкм* – не более $0,03 мг/м^3$ и используются покрытия ЖТ специальными эмалями, а также термобарьерные покрытия.

Система автоматического управления двигателя должна обеспечивать автоматическую проверку готовности двигателя к запуску и сам запуск и останов.

Топливный и пусковой газ должны быть очищены от механических примесей, от влаги и масла. Содержание твердых частиц в газе должно быть не более $4 мг/м^3$, а доля частиц размером более 100 *мкм* – не более $0,3 мг/м^3$. Содержание коррозионно опасных реагентов: сероводорода, серы, натрия, калия от $0,02...0,001\ мг/м^3$.

Присутствие этих примесей должно учитываться при выборе материала топливопроводов и ФУ.

КС должна отвечать требованиям контролепригодности и ремонтопригодности (как при регламентных проверках, так и при ремонтах).

Контрольные вопросы

1. При проектировании КС высокотемпературных ГТД приходится не снижать, а увеличивать гидравлическое сопротивление ЖТ. С чем связано такое требование? Почему до определенного уровня температур $T_Г^*$ стремились снижать эти потери? Какими конструктивными мерами достигается это увеличение?

2. Анализ нагружения наружного и внутреннего корпуса и ЖТ кольцевой КС сводится к нагружению четырех оболочек. Какие деформации испытывает каждая из них под действием перепада давлений? Какие еще действуют нагрузки? Укажите пути повышения жесткости наружной стенки ЖТ и внутреннего корпуса.

3. КС является элементом силовой схемы ГТД, она причастна к формированию осевой силы, действующей на корпус. Как формируется суммарная осевая сила КС и каково ее направление? Какова природа возникновения изгиба и кручения наружного корпуса и как это влияет на выбор его конструктивных форм?

4. В КС современных ТРДД используется диффузор со стабилизированным отрывом. В каком сечении диффузора в соответствии с процессами, происходящими в нем, необходимо сделать уступ? Каковы потери полного давления? Каковы геометрические параметры уступа?

5. ЖТ нагревается значительно больше, чем наружный и внутренний корпус КС, что порождает две проблемы: компенсация разности тепловых деформаций и центрирования ЖТ. Какие три схемы подвески ЖТ используются? Что такое центрирование ЖТ и к чему приводит нарушение его? Каковы затруднения в реализации консольного закрепления?

6. Проведите сравнение плавного диффузора и диффузора со стабилизированным отрывом по длине, массе и потерям полного давления.

7. Для создания циркуляционного течения в первичной зоне КС используются три способа. Дайте характеристику каждого способа по структуре течения, по конструктивному исполнению ФУ и применяемым типам форсунок.

8. Эффективным способом создания циркуляционного течения в первичной зоне КС является использование завихрителей с разными типами форсунок. Какова структура течения за однорядным завихрителем? Какими способами возможно управлять диаметром и длиной циркуляционной зоны? Чем отличается радиальный завихритель от осевого?

9. Для создания циркуляционного течения в первичной КС используются двухрядные завихрители. Каково назначение каждого из них? Каково направление закручивания в первичном и вторичном завихрителе? Как влияет на эффект закрутки потока переход от плоских к изогнутым лопаткам?

10. Условия течения в кольцевом канале вторичного воздуха влияют на течение воздуха через отверстия большого диаметра и на температуру стенки ЖТ. Когда возможно образование вихря над отверстиями подвода воздуха внутрь ЖТ? Каковы конструктивные приемы исключения вихря? Как конструктивно обеспечить подвод статического и полного давления на охлаждение стенки и при вводе струй большого диаметра?

11. Для подачи топлива используются форсунки с механическим и пневматическим способами распыления. Анализируя процесс распыления топлива в центробежной форсунке, отметьте способ распыления, отличия в работе одноступенчатой и двухступенчатой форсунки и отличия от струйной форсунки.

12. В современных ГТД используется значительная доля общего расхода воздуха через КС на охлаждение стенок ЖТ. Какова эта доля? Какие конструктивные приемы используются для повышения эффективности заградительного охлаждения? Какой тип охлаждения реализуется при использовании материала «трансплей»?

13. Одно из требований к конструкции КС – надежный розжиг в земных и высотных условиях. Опишите операции при земном запуске с использованием пускового запального устройства и свечи непосредственного розжига. Преимущества и недостатки того и другого способа запуска? Каковы трудности розжига на высоте?

14. В связи с установкой норм на выбросы вредных веществ авиадвигательные фирмы разрабатывают КС с малой эмиссией («чистые» КС). Каковы принципы организации процесса горения в КС, позволяющих снизить содержание CO и NO_X в выхлопных газах? Как реализуются эти принципы в двухзонной КС фирмы «Дженерал электрик» (ТРДД GE90)? Как решается задача в многофорсуночной КС ТРДД НК-8, появившейся на 30 лет раньше?

15. В ГТД для вертолетов и вспомогательных силовых установок (ВСУ) нашли применение противоточные КС и КС радиально-кольцевые с вращающимися форсунками. Чем привлекательны такие схемы в названных случаях? Какие принципы организации процессов в той и другой КС? Каковы недостатки этих КС?

16. В конструкции ЖТ используются, как в лопатках турбины, два типа покрытий: защитные и «термический барьер». Назначение того и другого покрытия? На какой поверхности стенки (наружной или внутренней) нужно его наносить? Какова толщина покрытия?

17. Конструктивно ЖТ состоит из отдельных секций, соединенных различными способами сварки. Как выбирается длина секций и какими способами сварки рационально их соединять? Каков материал и толщина стенок ЖТ? Возможно ли изготовить стенку точением? Как обеспечивается контролепригодность и ремонтопригодность ЖТ?

18. На ЖТ действуют газовые силы, которые воспринимаются элементами ее подвески к корпусу КС. Как определяются силы, действующие на ЖТ? Составьте расчетную схему подвески, стержни которой в 1 поясе испытывают только деформации растяжения. Как в этом случае обеспечивается компенсация радиальных тепловых деформаций?

19. Допускаемыми нормами выбросы вредных веществ наземных ГТУ по сравнению с авиационными двигателями значительно сокращены (по оксидам азота NO_X в 5 раз). С чем связано такое повышение требований по выбросам? Каковы отличия в оценке величины выбросов в авиационных двигателях и ГТУ? Какими методами достигаются малые выбросы?

20. Для получения низких выбросов по оксидам азота NO_X в ГТУ используются двухзонные кольцевые КС и двухзонные КС с выносными жаровыми трубами (ВЖТ). Каков основной принцип организации процесса горения, который позволяет получить низкие выбросы NO_X? Каково назначение дежурной зоны? Как выдерживаются заданные значения по коэффициенту избытка воздуха в основной зоне по режимам в обеих камерах?

Список литературы

1. Формирование технических объектов на основе системного анализа. / В.Е. Руднев, В.В. Володин, К.М. Лучанский [и др.] – М.: Машиностроение, 1991. – 320с.

2. Кулагин, В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учеб. / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2002. – 616с.

3. Лефевр, А. Процессы в камерах с горания ГТД / А. Лефевр; пер. с англ. – М.: Мир, 1986. –566с.

4. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей / Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачёв [и др.] – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 527с.

5. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: учеб. / С.А. Вьюнов, Ю.И. Гусев, А.В. Карпов [и др.]; под общ. ред. Д.В. Хронина – М.: Машиностроение, 1989. – 368с.

6. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения. / Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачёв [и др.] – Самара: СНЦ РАН, 2004. – 266с.

7. Постников, А.М. Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ / А.М. Постников. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 286с.

8. Мингазов, Б.Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. Конструкция, моделирование процессов и расчет: учеб. пособие. / Б.Г. Мингазов. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2004. – 220с.

9. Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С.П. Королева. Сер.: Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. Вып. 1 – 1998. Вып. 2 – 1999. Вып. 3 – 2000.

10. Старцев, Н.И. Конструкция и проектирование ВРД. Изучение и анализ конструкции: учеб. пособие. / Н.И. Старцев; Самар. гос. аэрокосм. ун-т. – Самара, 2002. – 303с.

11. Ануров, Ю.М. Основы обеспечения прочностной надежности авиационных двигателей. / Ю.М. Ануров, Д.Г. Федорченко. – СПб.: СПб. – ГПУ, 2004. – 390с.

Глава 6. Опоры ротора

Опоры роторов – это отдельные модули, которые входят в конструктивно-силовую систему двигателя, но в отличие от таких узлов как компрессор, турбина, камера сгорания не несут прямых функций в рабочем процессе ГТД как тепловой машины. Они обеспечивают расчетное взаимоположение и вращение ротора относительно статора. Однако с точки зрения проектирования и доводки двигателя эти модули требуют решения разноплановых задач. Так, являясь связующими элементами силовой системы ротора и силовой системы статора двигателя, опоры формируют суммарную осевую силу – тягу двигателя, которая через детали подвески, опять-таки связанные с опорами, передается на летательный аппарат.

Каждая опора не только составляет часть газовоздушного тракта, но также выступает как объект масляной системы и системы суфлирования двигателя, обеспечивая теплозащиту и смазку подшипников. Через одну из опор осуществляют передачу крутящего момента от стартера к ротору двигателя при его запуске, а также производят отбор мощности от ротора двигателя к коробкам приводов, на которых установлены приводные агрегаты: насосы, генераторы, суфлеры и др. Важную роль играют опоры в снижении амплитуд резонансных колебаний роторов и уровня общей вибрации двигателя.

Следует отметить, что содержание понятия «опоры ротора» приобретает несколько иной смысл в сравнении с тем, что имелось в виду в предыдущих главах. Ранее под «опорой ротора» понимался подшипник с прилегающими деталями (система уплотнений, демпфирования и др.). Говорилось, что «ротор имеет две или три опоры и под этим понималось – ротор устанавливается на двух или трех подшипниках. Все элементы, связывающие подшипники с корпусом двигателя, не рассматривались. Здесь же опора ротора рассматривается как модуль, выполняющий все функции, показанные выше. Это не значит, что такое определение неверно. Просто в одних случаях, когда речь заходит о нагружении ротора, правомерно сказать: опора – это подшипник, а в случае комплексного рассмотрения конструкции двигателя: опора – это модуль двигателя с многочисленными структурными и функциональными связями с другими модулями.

Конструктивно-силовая схема опоры. На рис. 6.1. в качестве примера показана задняя опора двигателя PW6000. Силовой корпус опоры включает наружное кольцо, внутреннее кольцо, соединяющие их ребра, корпус подшипников и диафрагму. Наружное, внутреннее кольца и ребра определяют проточную часть опоры. На наружном кольце располагаются детали подвески двигателя. Внутреннее кольцо из условия нагружения имеет коробчатое сечение. Нагрузка от подшипника к внутреннему кольцу передается через коническую диафрагму. Корпус подшипников – это жесткая цилиндрическая толстостенная втулка, в которую устанавливается подшипник, демпфирующее устройство, элементы маслоподводящей системы.

Масляная полость, система уплотнений. Учитывая, что данная опора концевая, масляная полость между вращающимся валом и неподвижным корпусом перекрывается одним уплотнением – радиально-торцевым контактным уплотнением (РТКУ) с разрезным кольцом и плоской пружиной между половинками кольца. Такое уплотнение обеспечивает минимальную протечку воздуха в масляную полость и герметичность масляной полости на останове. Второй ярус уплотнения – лабиринтные

уплотнения. Объем между лабиринтным уплотнением и РТКУ называется предмасляной полостью. Она наддувается воздухом из-за промежуточной ступени компрессора с давлением выше, чем давление в масляной полости. Таким образом, исключается выход масла из масляной полости. Чтобы постоянно выдерживать такое условие, масловоздушная смесь отсасывается в атмосферу из масляной полости через специальное сепарирующее устройство – суфлер, где масло отделяется от воздуха и возвращается в маслосистему, а воздух через специальный трубопровод выбрасывается в атмосферу.

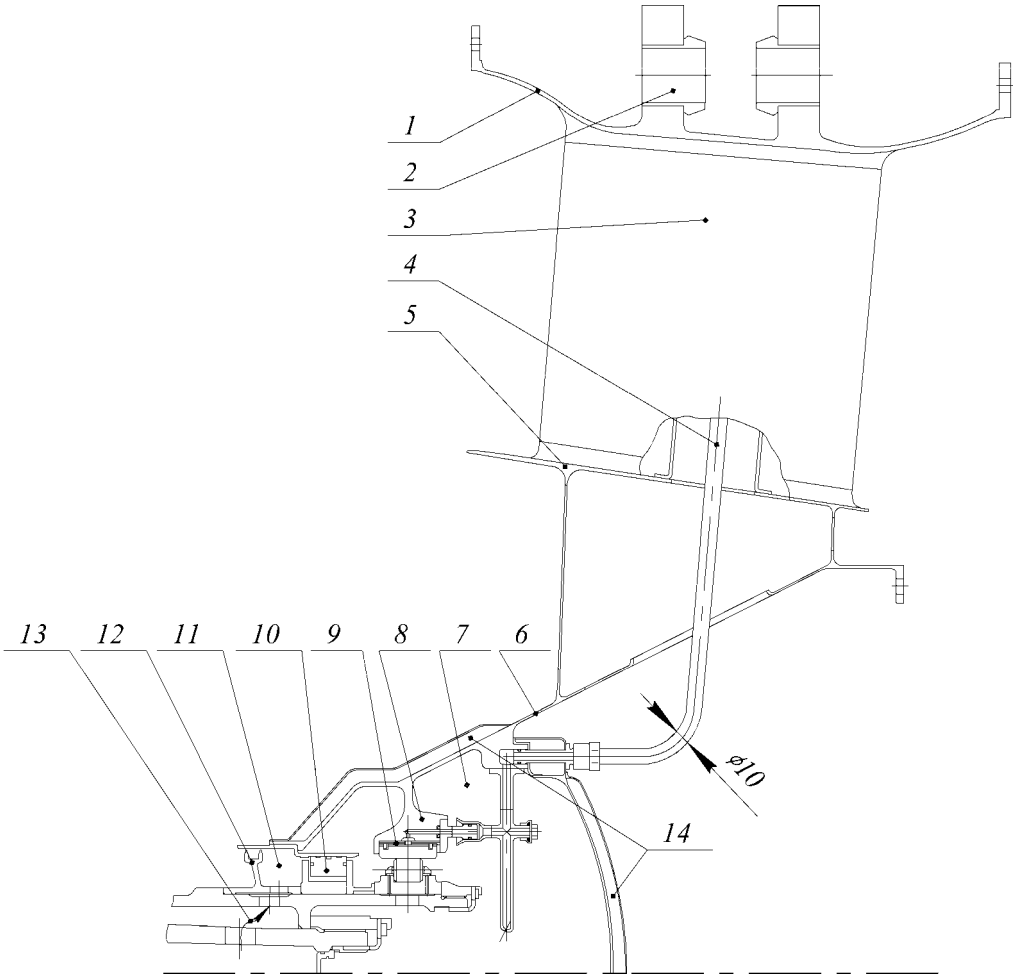


Рис. 6.1 Конструктивная схема опоры и основные элементы масляной полости и подвески (задняя опора ТРДД PW6000):1 – внешнее кольцо; 2 – элементы заднего пояса подвески двигателя на самолете; 3 – ребро (стойка); 4 – трубопровод подвода масла к гидродинамическому демпферу (ГДД) и к подшипнику; 5 – внутреннее коробчатое кольцо; 6 – диафрагма; 7 – масляная полость; 8 – корпус подшипника; 9 – ГДД; 10 – РТКУ; 11 – предмасляная полость; 12 – лабиринтное уплотнение; 13 – воздух на наддув предмасляной полости; 14 – теплоизоляция масляной полости

Трубопроводы. К масляной полости необходимо подвести как минимум три трубопровода: подвода масла, слива масла и суфлирования. Исходя из того, что нагнетающие и откачивающие масляные насосы располагаются на корпусе двигателя, а чаще на корпусе II контура, прокладка этих трубопроводов составляет отдельную конструкторскую задачу: нужно обеспечить герметичность проточной части, температуру и заданные предельные статические и переменные напряжения в трубопроводах, выполнить требования монтажа. Трубопровод проходит через тракт II контура, внутри ребра, через тракт I контура и далее по диафрагме к масляной полости. При этом трубопровод слива масла проходит через нижнее ребро, трубопровод суфлирования – через ребро верхней половины опоры, а трубопровод подвода масла – через любое ребро наиболее коротким путем.

Теплозащита от внешних тепловых потоков (поток горячего газа, обтекающий опору и кок, тепло от нагретого диска и элементов его крепления к валу, тепло от самого вала) обеспечивается в рассматриваемом примере в передней части опоры защитой из пяти стенок (три металлические и две воздушные), в задней части опоры – из трех стенок (две металлические и одна воздушная), торцевая поверхность – три стенки (две металлические и одна – теплоизоляционный материал). Внутренняя концевая полость вала, на которой установлен подшипник, непрерывно охлаждается маслом.

Демпфирование колебаний ротора. Для снижения уровня резонансных колебаний ротора вводится гидродинамический демпфер (ГДД) или демпфер с выдавливаемой масляной пленкой. Он представляет собой камеру (зазор) высотой 0,15…0,3 мм между втулкой с установленным в нее наружным кольцом подшипника и корпусом, ограниченную уплотнительными кольцами. Масло в зазор поступает из маслосистемы двигателя.

Подвод масла к подшипнику. Из подводящего трубопровода масло поступает в форсунки (3…5 шт.), из которых струя масла попадает на подшипник. В рассматриваемой опоре масло одной форсункой подается внутрь полости на конце вала и, попадая на стенки вращающегося вала, скапливается в канавке, образуя масляную ванну. Центробежные силы увеличивают давление в масляном слое ванны и масло по отверстиям во внутреннем кольце омывает тела качения, разбрызгивается и отнимает тепло от стенок масляной полости. Центрирование сепаратора подшипника обычно происходит по наружному кольцу. Внешнее тепло, проникающее через стенки или от трения в подшипнике, тепло, приходящее с воздухом через уплотнение, – отбираются маслом, которое интенсивно подается на подшипник и стенки маслополости. Нагретое масло откачивается насосом и охлаждается в специальном теплообменнике перед тем, как вернуться в опоры.

Конструкция и место размещения по окружности элементов подвески на наружном кольце опоры диктуется самой схемой подвески двигателя на самолете. Обычно это кольцевые ребра (часто не по всей длине окружности) с отверстиями для шарнирного соединения со стержнями подвески.

§6.1 Анализ конструкции опор по их расположению в двигателе

Следует отметить, что до сих пор нет одинаковых для всех конструкторских организаций, фирм наименований опор, размещенных по длине двигателя; более того, нет определения модуля «опора ротора». И ГОСТ 23851-79 «Двигатели газотурбинные авиационные. Термины и определения» обходит это определение стороной.

Как указывалось выше, в одних случаях опорой ротора называют всю конструкцию опоры как модуль, а в других – только ее часть, где размещен подшипник. Хотя понятно, что в одном контексте опора – это модуль, в другом – подшипник. В двухвальном ТРДД CFM-56 ротор каскада НД трехопорный, т.е. размещен на трех подшипниках, хотя двигатель имеет только две опоры, два модуля.

В анализе используется определение «опора ротора» как модуль и даются названия опор, принятые в конструкторском бюро СНТК им. Н.Д. Кузнецова, где разрабатывались авиационные ГТД одновальной, двухвальной и трехвальной схем и где эту задачу с наименованиями опор пришлось решать (см. рис. 6.25).

Отправной точкой в классификации является опора перед компрессором высокого давления, которая называется средней во всех случаях.

Учитывая превалирующее место двухвальных ТРДД в иерархии двигателей, используемых в современной авиации, правомерно начать анализ с этого типа.

Двухвальный ТРДДФ F100-PW-229 для истребителей ($P_Ф$ = 12,8 *кН*; $P_{Б/Ф}$ = 7,9 *кН*; m = 0,36; $\pi_K^* = 32$; $D_{ВХ}$ = 880 *мм*; $D_{ДВ\,МАХ}$ = 1180 *мм*; L = 4850 *мм*; $M_{ДВ}$ = 1680 *кг*) В двигателе четыре опоры: передняя, средняя, опора, расположенная перед турбиной ВД, и задняя опора. Ротор каскада ВД опирается на два подшипника, ротор каскада НД – на три (рис. 6.2).

Передняя опора ТРДД F100-PW-229 (рис. 6.3) – это опора, размещенная перед вентилятором, на которую опирается передний носок ротора вентилятора. Она имеет один роликовый подшипник.

Наружное кольцо опоры, как и у других двигателей с такой опорой, выполнено с двойной стенкой, между которыми образуется ресивер для подвода горячего воздуха из промежуточных ступеней компрессора ВД, используемый для обогрева стоек (лопаток ВНА), стенок и входного кока при обледенении.

Важным элементом в конструкции такой опоры является крепление лопаток ВНА к наружному и внутреннему кольцам. Исполнения могут быть разными: разъемное болтовое соединение (АЛ-31Ф), сварное по наружному кольцу и фланцевое по внутреннему (НК-25) и др. В рассматриваемом случае на наружном и внутреннем кольцах выполнены выступы высотой 10…12 *мм* с толщиной стенки 1,5…2 *мм* точно по контуру пустотелой лопатки. По этим выступам происходят соединения сваркой встык лопаток ВНА с наружным и внутренним кольцами. На F100-PW-229 и ряде других двигателей лопатки ВНА имеют силовую переднюю часть и управляемую поворотную хвостовую часть. Хвостовая часть лопатки тоже пустотелая, поворачивается на оси по типу лопатки РНА и управляется общей системой управления компрессором.

К силовому фланцу внутреннего кольца крепится диафрагма, выполненная как единое целое с корпусом подшипника, в котором устанавливается роликовый подшипник на упругой втулке с ограниченным зазором $\Delta = 0,2$ мм. Упругая втулка является нелинейным элементом в силовой системе опоры (см. гл. 4). На передней крышке масляной полости сваркой закреплены элементы трубопроводов подвода масла ($d_{ВН}$ = 6 *мм*) с форсункой, слива масла и суфлирования. С этими трубопроводами через элементы соединения стыкуются трубки, проходящие через пустотелую переднюю часть лопатки. Путь масла к телам качения такой же, как на рис. 6.1.

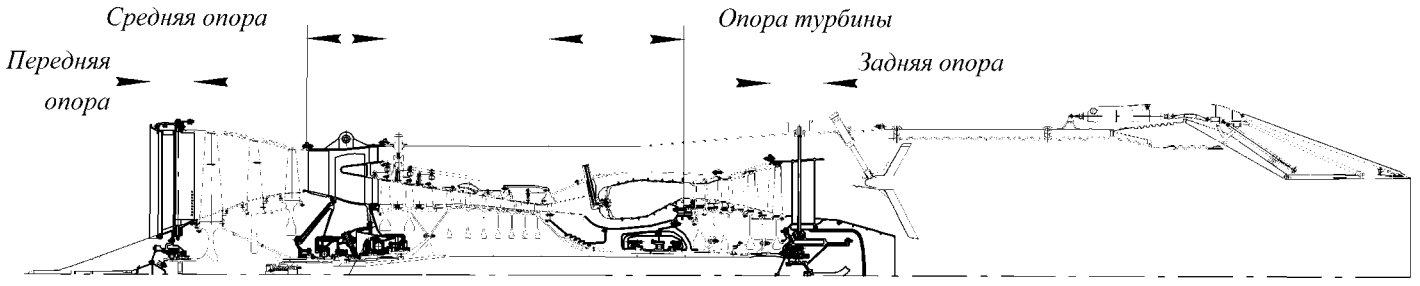


Рис. 6.2 Размещение опор ТРДД F100-PW-229

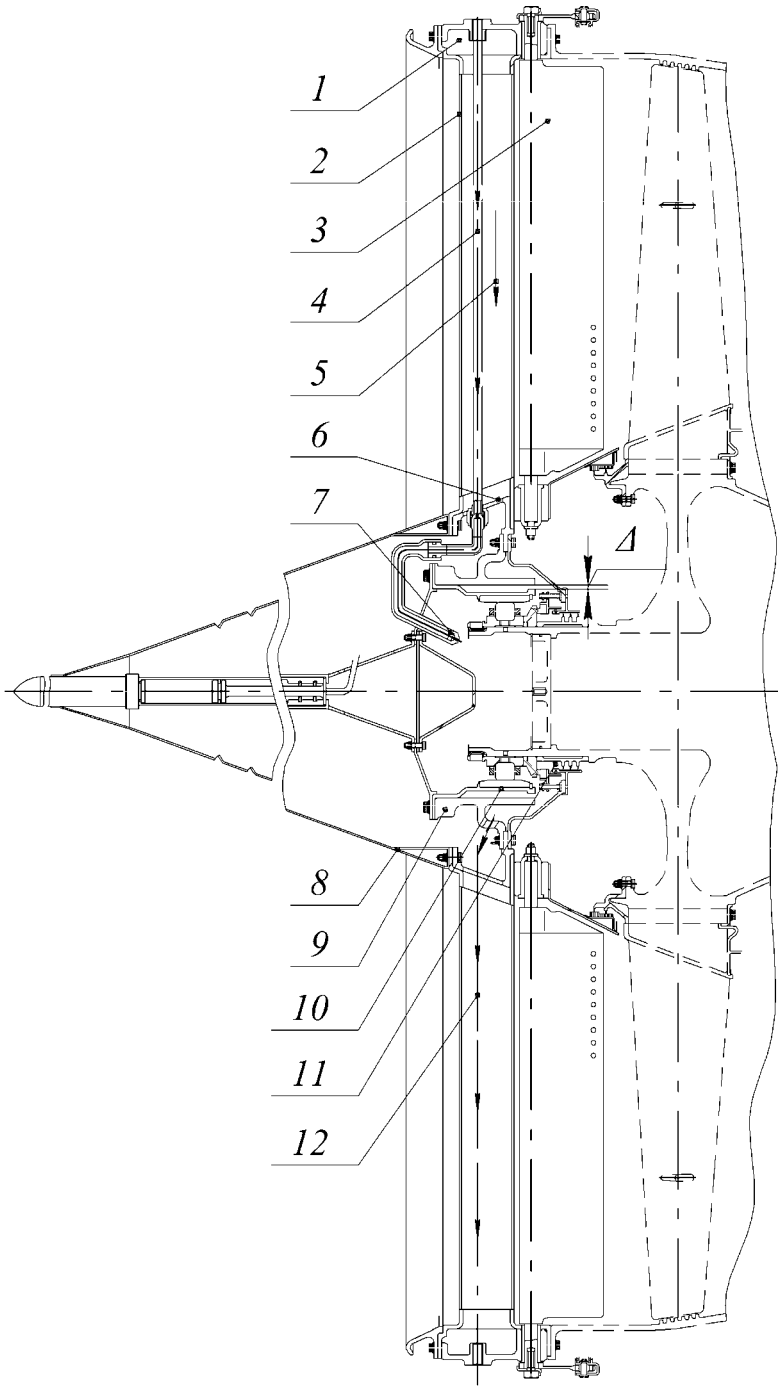


Рис. 6.3 Передняя опора ТРДД F100-PW-229: 1 – наружное кольцо и ресивер подвода воздуха на обогрев; 2 – ребро опоры (лопатка ВНА); 3 – управляемая хвостовая часть лопатки; 4 – подвод масла; 5 – воздух на обогрев лопаток и кока; 6 – внутреннее кольцо; 7 – форсунка подвода масла; 8 – кок; 9 – корпус подшипника; 10 – упругий нелинейный элемент; 11 – предмасляная полость; 12 – слив масла

Средняя опора ТРДД F100-PW-229 (рис. 6.4) – опора, расположенная перед компрессором ВД. Проточная часть опоры разделяет воздушный поток на внешний и внутренний с помощью кольцевого разделителя потоков, который скрепляется с ребрами опоры. На входе устанавливается НА третьей ступени вентилятора, а на выходе – второй ряд НА третьей ступени во II контуре.

Наружное, внутреннее кольца и разделитель потоков – это основной силовой элемент опоры, выполненный без разъемов литьем.

В отличие от передней опоры на наружном кольце средней опоры размещены проушины системы подвески – средняя опора является передним поясом подвески двигателя на самолете.

К наружному кольцу консольно, через оболочку наружного контура, крепятся форсажная камера и реактивное сопло. Задний фланец разделителя потоков связан с корпусом компрессора ВД. Внутреннее кольцо через переднюю и заднюю конические диафрагмы связано с корпусом подшипника ротора НД (РУП) и корпусом подшипника ротора ВД (РУП). Задняя диафрагма играет роль упругой втулки нелинейного элемента, автоматически увеличивающей жесткость опоры при проходе ротора ВД через резонанс, когда выбирается зазор между упругой втулкой *19* и корпусом *18*.

Средняя опора несет еще одну функцию по передаче усилий. Во внутренней полости между внутренним кольцом и корпусами подшипников расположен закрепленный на специальном фланце внутреннего кольца корпус-блок центрального привода, в котором размещены два подшипника (шариковый и роликовый), а на них консольно-коническая шестерня, которая входит в зацепление с центральной конической шестерней на конце ротора ВД. Шлицевая рессора, проходящая через одно из ребер опоры, передает крутящий момент от этой внутренней конической пары к аналогичной внешней, укрепленной на наружном кольце.

Такая пара может служить для передачи крутящего момента от стартера к ротору ВД (именно этот ротор раскручивается при запуске ТРДД). Такая же передача, проходящая через другое ребро, служит уже передачей крутящего момента от ротора ВД к коробкам приводов агрегатов, обслуживающих двигатель и самолет.

Опора имеет три ряда уплотнений масляной полости: переднее, заднее и межвальное. Конструктивно все они выполнены одинаково – это торцевые контактные уплотнения с графитовым кольцом (ТКУ).

Подвод масла производится трубопроводом диаметром $d_{ВН} = 10 \ldots 12 \, мм$, проходящим через ребро. Масло на подшипник ротора НД подается радиальной струйной форсункой через «захваты» центростремительного насоса (отверстия, см. рис. 6.70, наклоненные в сторону вращения) во внутренние каналы и далее на тела качения и металлические кольца (контртела) двух ТКУ. На подшипник ротора ВД масло подается путем формирования масляной ванны на гайке ротора ВД. Слив масла происходит самотеком через нижнее пустотелое ребро на вход в откачивающий насос; суфлирование производится через верхние ребра.

Опора турбины ВД ТРДД F100-PW-229 (рис. 6.5) с роликовым подшипником имеет конструктивные особенности:

– опора расположена перед турбиной ВД в зоне с большим уровнем удельных тепловых потоков, что при положительном эффекте-снижении расстояния между опорами ротора ВД требует особых мер по теплозащите масляной полости;

– силовой корпус опоры и камера сгорания совмещены, что предопределяет затруднения с размещением трубопроводов подвода и слива масла, суфлирования и охлаждения опоры.

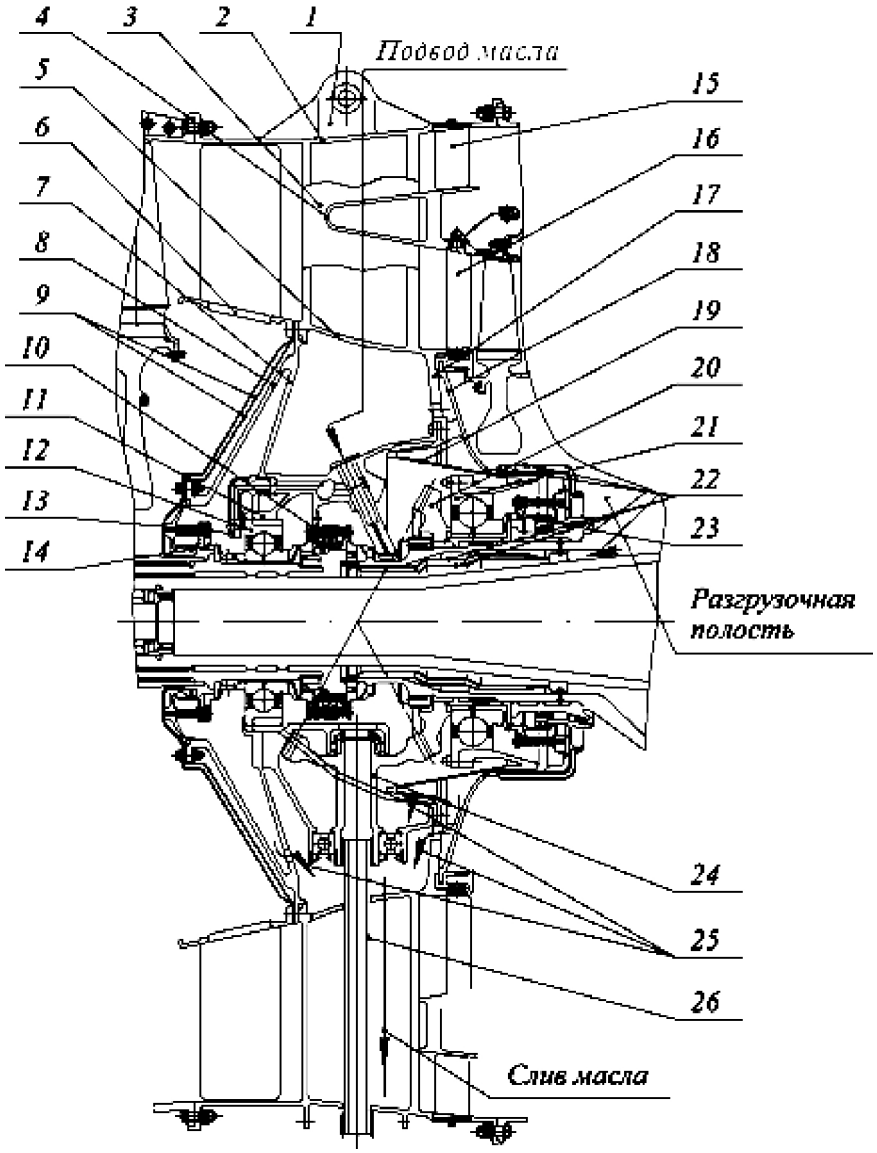


Рис. 6.4 Средняя опора ТРДДФ F100-PW-229: 1 – элемент подвески; 2 – наружное кольцо корпуса опоры; 3 – пустотелое ребро; 4 – разделитель потоков; 5 – внутреннее кольцо; 6 – НА каскада НД; 7 – передняя диафрагма опоры; 8 – несущая стенка ТКУ; 9 – теплоизоляция; 10 – межвальные ТКУ; 11 – корпус подшипника ротора НД; 12 – радиально-упорный подшипник ротора НД; 13 – масляная форсунка; 14 – переднее ТКУ; 15 – НА каскада НД II контура; 16 – РНА каскада ВД; 17 – задняя диафрагма; 18 – несущая стенка заднего ТКУ; 19 – упругая втулка опоры ротора ВД; 20 – шестерня для отбора мощности от ротора ВД; 21 – радиально-упорный подшипник ротора ВД; 22 – элементы теплоизоляции; 23 – заднее ТКУ; 24 – центральный привод; 25 – слив масла из опоры; 26 – рессора центрального привода

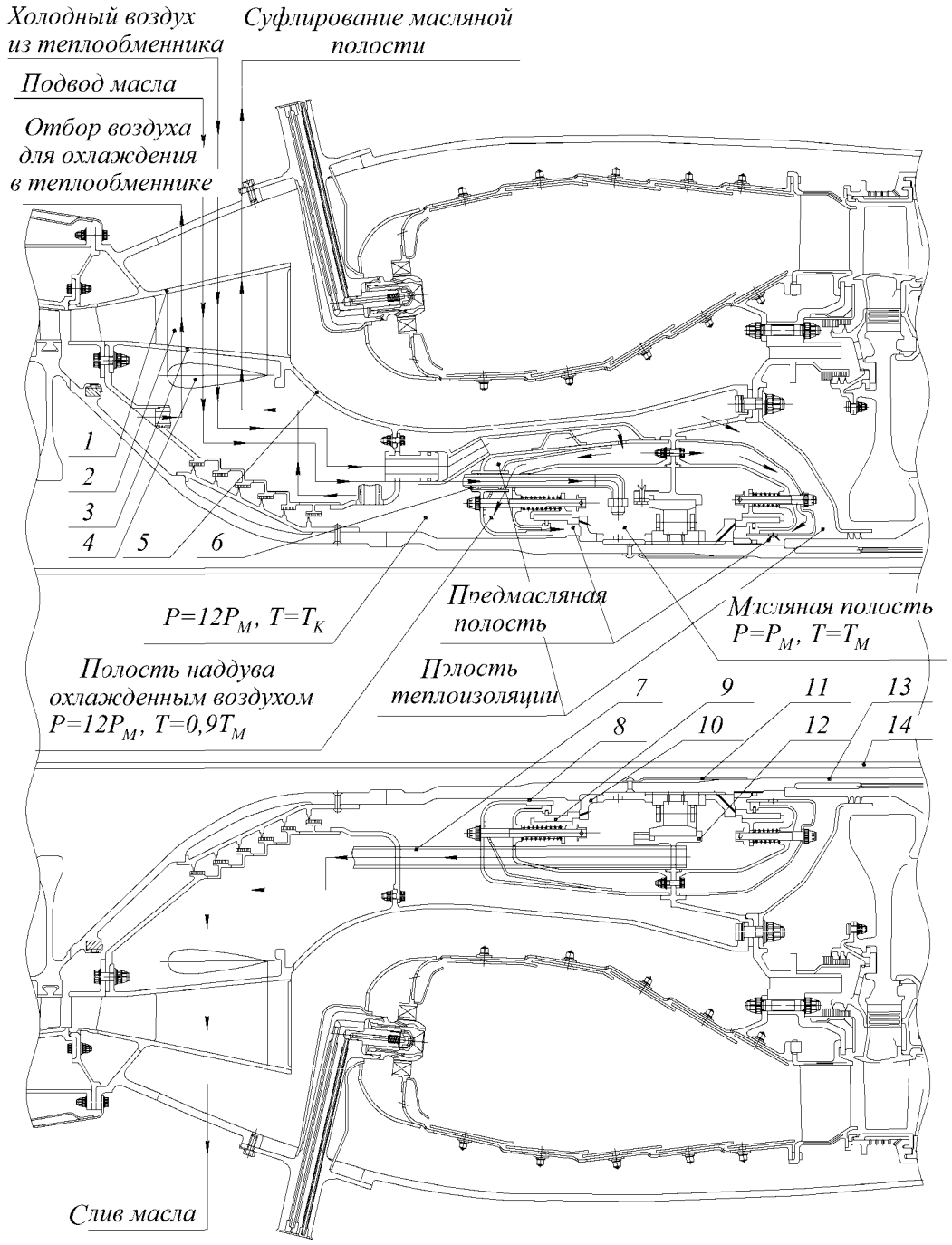


Рис. 6.5 – Опора турбины ТРДД F100-PW-229: 1 – наружная стенка диффузора; 2 – пустотелое ребро; 3 – внутренняя стенка диффузора; 4 – конфигурация полости ребра; 5 – внутренний корпус КС; 6 – трубопровод слива масла; 7 – подвод масла с радиальной форсункой; 8 – система тепловой защиты масляной полости опоры; 9 – графитовое кольцо ТКУ; 10 – металлическое кольцо (контртело) ТКУ; 11 – теплоизоляция подшипника; 12 – корпус подшипника опоры; 13 – вал ВД; 14 – вал НД

В качестве ребер опоры, соединяющих наружное и внутреннее кольца, могут быть пустотелые ребра, соединяющие стенки диффузора камеры сгорания (как в рассматриваемой опоре) или лопатки последнего НА компрессора ВД. В последнем случае все коммуникации приходится проводить через поток воздуха, выходящий из диффузора.

Итак, наружным кольцом опоры является наружный корпус камеры сгорания, а внутренним – внутренний корпус. Элемент, соединяющий корпус подшипника с внутренним кольцом, следует, как и раньше, называть диафрагмой.

К диафрагме крепятся несущие стенки масляной полости опоры, на которых установлены торцевые контактные уплотнения (ТКУ) – переднее и заднее. С креплением на детали подводящих трубок, укрепленных на стенке масляной полости, устанавливаются еще две передние защитные оболочки. Тогда масляную полость от внутреннего корпуса КС отделяют пять стенок (три металлические, две воздушные). Задние защитные оболочки крепятся к диафрагме и составляют три стенки. Первая воздушная полость над масляной полостью охлаждается воздухом с давлением $P = 12P_{м}$ и $T = 0,9T_{м}$ (принято по [4]), где $P_{м}$ и $T_{м}$ – давление и температура воздуха в масляной полости. Воздух для охлаждения забирается за компрессором ВД или из промежуточных ступеней и теряет тепло в теплообменнике, размещенном во II контуре. При проводке трубопроводов в масляную полость, чтобы обеспечить монтаж, их приходится делать из отдельных участков. Так, трубопровод подвода масла от насоса до форсунки должен пройти через пять-шесть стенок.

Задняя опора ТРДД F100-PW-229 (рис. 6.6) – опора, расположенная за турбиной НД. Основные подходы к проектированию задней опоры были рассмотрены при анализе опоры (рис. 6.1). Следует отметить особенности конструкции этой опоры. Учитывая, что диаметр турбины НД здесь значительно меньше, меньше и диаметр опоры, поэтому диафрагма выполнена в виде вертикальной стенки. Для защиты от тепловых потоков со стороны форсажной камеры усилена теплоизоляция по цилиндрическим стенкам и по торцевой поверхности и сделано охлаждение ребер и стенок масляной полости воздухом, эжектируемым из II контура.

Альтернативой рассмотренной схеме размещения и конструкции опор ТРДДФ может служить ТРДДФ НК-144 (рис. 6.7), где число опор уменьшено до трех: исключена опора перед турбиной, а задняя опора турбины имеет два подшипника – подшипник ротора каскада НД и межвальный подшипник ротора каскада ВД.

Двухвальный ТРДДФ НК-144 для сверхзвукового пассажирского самолета ($P_{Ф} = 196,7$ *кН*; $m = 0,36$; $\pi_{K}^{*} = 14,75$; $D_{ВХ} = 1350$ *мм*; $D_{ДВ\,МАХ} = 1350$ *мм*; $L = 7550$ *мм*; $M_{ДВ} = 3540$ *кг*) имеет три опоры.

Передняя опора ТРДДФ НК-144 (рис. 6.8): лопатки ВНА сплошные, но имеют срез входной кромки, которая восполняется тонким дефлектором, а через образовавшуюся полость подается горячий воздух на обогрев лопаток и кока при обледенении [29]. Для подвода воздуха на обогрев лопаток наружное кольцо опоры выполнено с двойной стенкой. Лопатки ВНА выполнены с поясами, по которым свариваются с наружным кольцом и связываются болтами по двум фланцам внутреннего кольца, образуя жесткий корпус, т.к. внутреннее кольцо, диафрагма и корпус подшипника – единое целое. Одностороннее уплотнение состоит из РТКУ и лабиринтного уплотнения. Предмасляная полость наддувается воздухом, отбираемым за подпорными ступенями. Откачивающий масляный насос увеличенной производительности расположен в масляной полости и выполняет функцию откачки масла и суфлирования масляной полости.

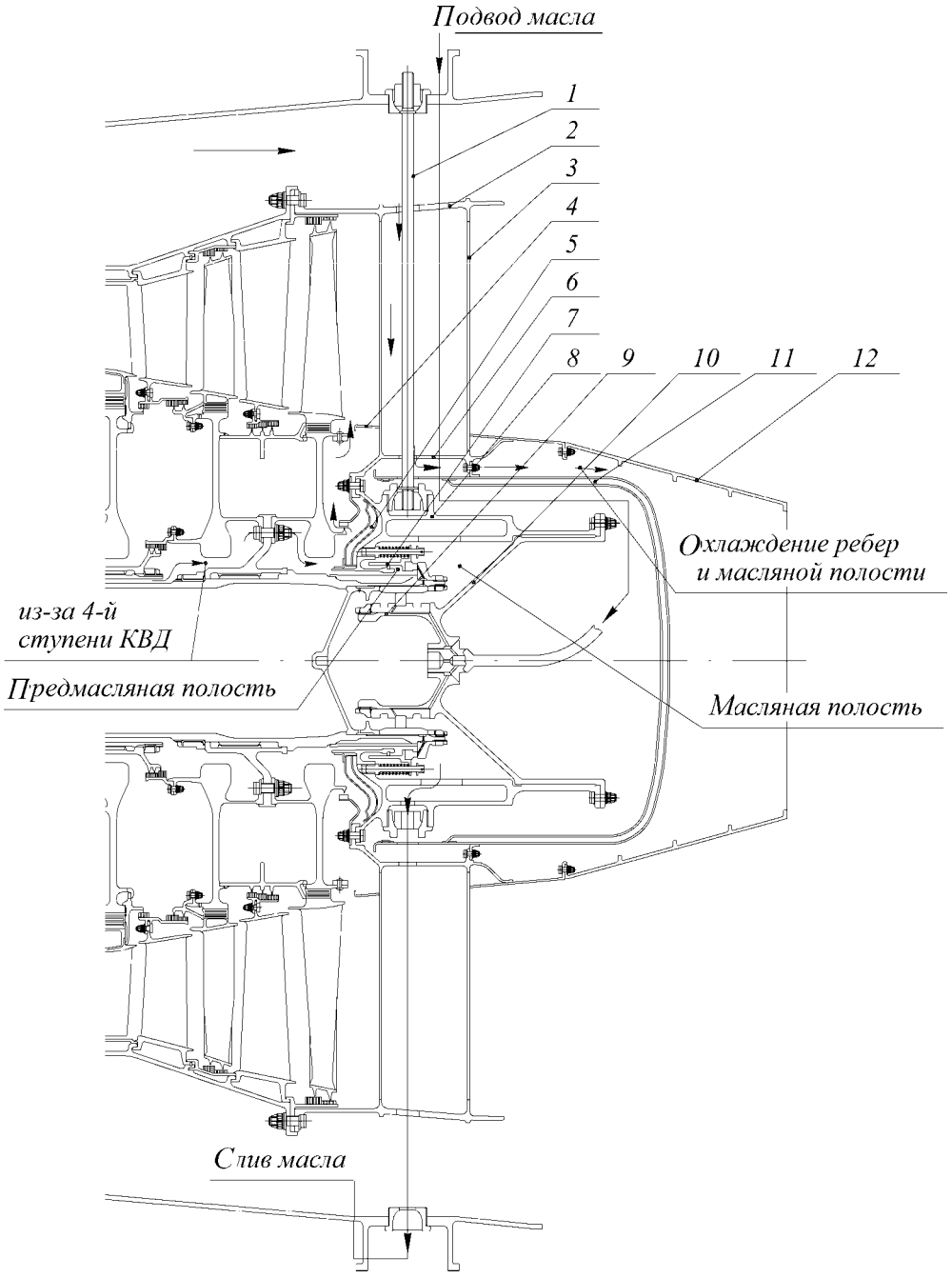


Рис. 6.6 Задняя опора турбины ТРДД F100-PW-229: 1 – несущие стержни силовой связи с наружной оболочкой; 2 – наружное кольцо опоры; 3 – ребра; 4 – обтекатель; 5 – теплоизоляция передняя; 6 – внутреннее кольцо опоры; 7 – ТКУ; 8 – диафрагма (составная); 9 – корпус подшипника; 10 – упругий нелинейный элемент; 11 – теплоизоляция задняя; 12 – кок-стекатель

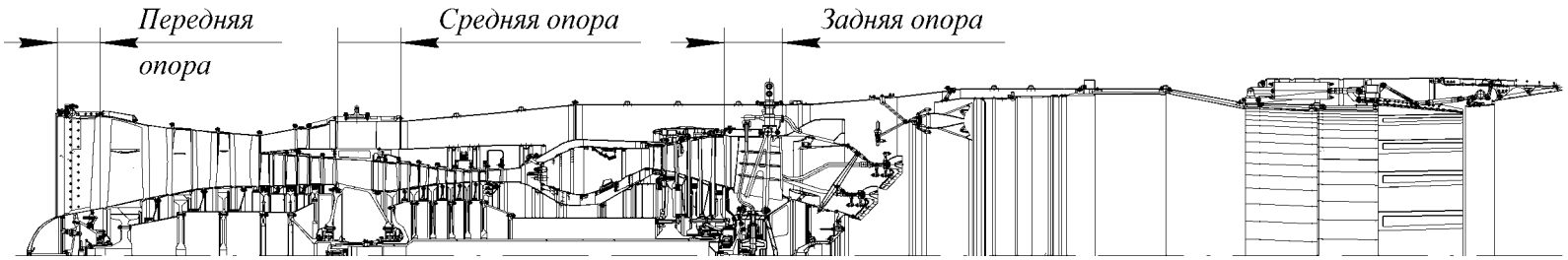


Рис. 6.7 Размещение опор в ТРДДФ НК-144

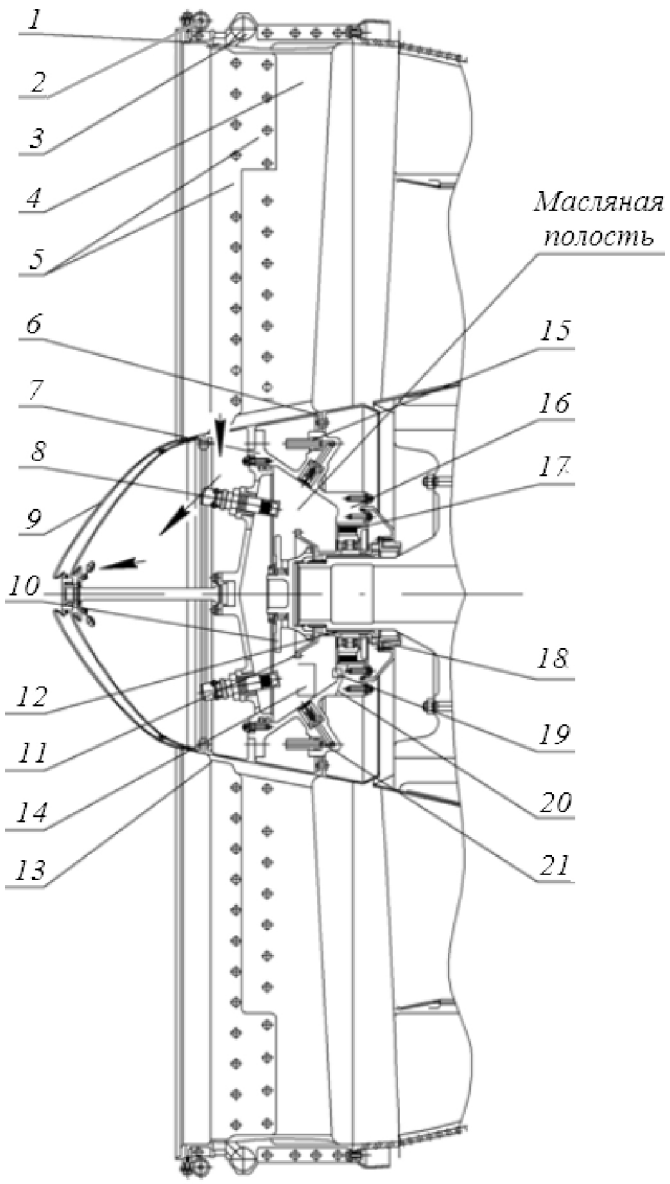


Рис. 6.8 Передняя опора ТРДДФ НК-144: 1 – наружное кольцо; 2 – трубопровод подвода огнегасящей жидкости в масляную полость; 3 – трубопровод подвода нагретого воздуха; 4 – лопатка ВНА; 5 – дефлектор лопатки; 6 – внутреннее кольцо опоры; 7 – диафрагма опоры; 8 – сигнализатор возможного возгорания масла; 9 – кок обогреваемый; 10 – грузы для подбалансировки ротора НД на стенде; 11 – шестерня привода откачивающего масляного насоса; 12 – втулка стальная (носок вала титановый); 13 – трубопровод принудительной откачки масла и суфлирования опоры; 14 – откачивающий масляный насос; 15 – подвод огнегасящей жидкости; 16 – корпус подшипника; 17 – пластинчатый демпфер; 18 – ТКУ; 19 – выход масла из откачивающего насоса; 20 – канал для подвода масла к форсунке; 21 – защитный фильтр

Средняя опора ТРДДФ НК-144 (рис. 6.9) литая, из алюминиевого сплава, является основным поясом подвески двигателя на самолете, включает в себя центральный привод и два радиально-упорных подшипника ротора ВД и ротора НД, которые устанавливаются на пластинчатых демпферах.

Все три уплотнения (переднее, заднее и межвальное) одного типа – торцевое контактное уплотнение (ТКУ).

Учитывая, что в каскаде НД три подпорных ступени компрессора, разделитель потоков оказался далеко впереди опоры. В самой опоре остается корпус разделителя потоков, к которому спереди крепится статор подпорных ступеней, а сзади – корпус компрессора ВД и внутренняя оболочка наружного контура. Корпус разделителя потоков делит проточную часть опоры на внешнюю и внутреннюю. К заднему фланцу опоры консольно крепится форсажная камера и реактивное сопло через наружную оболочку II контура.

Задняя опора ТРДДФ НК-144 (рис. 6.10). Особенностью силовой схемы опоры является конструкция силовых связей наружного кольца с внутренним. Они жестко связаны парой стержней (один вертикальный, другой наклонный) в одной точке – точке крепления к наружному кольцу. С внутренним кольцом стенки скреплены шарнирно, образуя силовой треугольник с вершиной в точке соединения с наружным кольцом.

Внутреннее кольцо имеет двойную стенку и совмещено со стенками масляной полости, поэтому проточная часть опоры ограничивается обтекателями силовых ребер, на которых закреплена внутренняя стенка опоры. Силовых ребер три, остальные ребра (обтекатели) используются для прохода трубопроводов к масляной полости. Опора является вторым задним поясом подвески, которая воспринимает вес и боковую силу. Особенность опоры – динамический суфлер и откачивающий маслонасос вместе с деталями привода размещены внутри масляной полости, что сократило число трубопроводов и повысило живучесть двигателя. Для поддержания заданной температуры в масляной полости (200°C) разбрызгивается масло через отверстия в кольцевом трубопроводе (см. рис. 6.10, поз. 15). Охлаждение силовых ребер и трубопроводов обеспечивается продувкой воздухом внутренней полости обтекателей ребер с помощью эжектора.

Господствующее положение в современном авиадвигателестроении занимает схема с одноступенчатым вентилятором и большой степенью двухконтурности ($m = 9...12$), когда передняя опора исключается, а функции ее принимает на себя средняя опора, при этом из-за большого числа ступеней турбины НД вновь появляются две опоры турбины: межкаскадная опора (за турбиной ВД) и задняя опора турбины. Такова схема ТРДД GE90 и GEnx.

Двухвальный ТРДД GEnx ($P_0 = 235,8...312\,кН$; $m = 9,6$; $\pi_K^* = 23$; $\pi_\Sigma^* = 42$; $D_B = 2820\,мм$) для пассажирского самолета имеет три опоры (рис. 6.11).

Средняя опора ТРДД GEnx (рис. 6.12) несет два радиально-упорных подшипника ротора ВД и ротора НД и два роликовых подшипника – в передней опоре ротора НД и в передней опоре ротора ВД.

Основой силовой схемы опоры является корпус внутреннего воздушного канала с корпусом разделителя потоков, отлитые за одно целое. К этому корпусу крепятся все остальные элементы силовой системы опоры: лопатки НА вентиляторного контура и через них наружное кольцо опоры, корпус компрессора НД (подпорных ступеней) с разделителем потоков, три силовых диафрагмы с корпусами для установки подшипников, а также корпус центрального привода, система перепуска воздуха и сепарации твердых частиц. На задней стенке корпуса разделителя потоков устанавливаются коробки приводов и элементы подвески, воспринимающие тягу двигателя. Другие детали подвески первого пояса, воспринимающие вес двигателя, крутящий момент и боковую силу, размещаются в верхнем секторе наружного кольца.

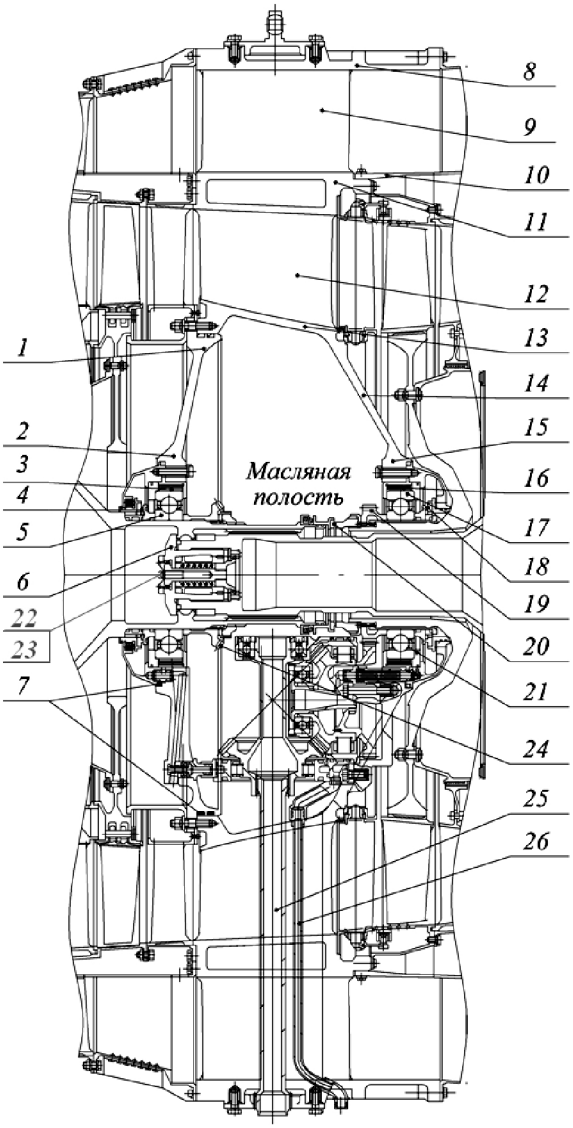


Рис. 6.9 Средняя опора ТРДДФ НК-144: 1 – передняя диафрагма опоры; 2 – корпус подшипника ротора НД; 3 – пластинчатый демпфер; 4 – переднее ТКУ; 5 – радиально-упорный подшипник ротора НД; 6 – стяжной болт с фиксатором ротора НД; 7 – уплотнения неподвижные (резиновое кольцо); 8 – наружное кольцо корпуса опоры; 9 – пустотелое ребро II контура; 10 – внутренняя оболочка II контура; 11 – корпус разделителя потоков; 12 – пустотелое ребро I контура; 13 – внутреннее кольцо корпуса опоры; 14 – задняя диафрагма опоры; 15 – корпус подшипника ротора ВД; 16 – пластинчатый демпфер; 17 – радиально-упорный подшипник ротора ВД; 18 – заднее ТКУ; 19 – цилиндрическая шестерня отбора мощности от ротора ВД; 20 – межвальное ТКУ; 21 – форсуночное кольцо (6 форсунок) для подвода масла к подшипнику; 22, 23 – болт и контровка; 24 – коническая шестерня отбора мощности от ротора НД; 25 – рессора центрального привода; 26 – трубопровод подвода масла

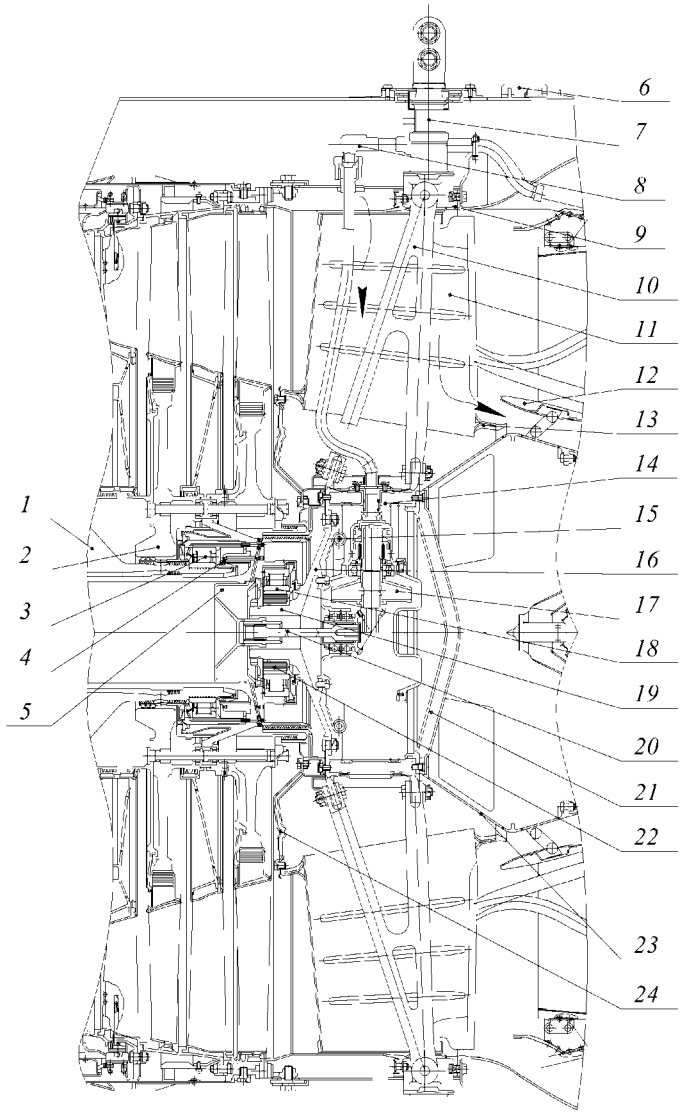


Рис. 6.10 Задняя опора ТРДДФ НК-144: 1 – ротор ТВД; 2 – ротор ТНД; 3 – межвальный подшипник ротора ВД; 4 – канал и форсунка подвода масла к межвальному подшипнику; 5 – полость масляной ванны; 6 – телескопическое соединение корпуса двигателя и ФК; 7 – стойка подвески двигателя на самолете; 8 – трубопровод отвода воздуха от динамического суфлера в диффузор ФК; 9 – наружное кольцо корпуса опоры; 10 – силовое ребро, соединяющее наружное и внутреннее кольца опоры (3 шт.); 11 – обтекатель; 12 – наружная стенка эжектора; 13 – внутренняя стенка тракта опоры; 14 – внутреннее кольцо корпуса опоры; 15 – кольцевой трубопровод с форсуночными отверстиями для подвода масла на охлаждение маслополости; 16 – диафрагма корпуса опоры; 17 – динамический суфлер; 18 – подшипник ротора НД; 19 – корпус подшипника ротора НД; 20 – приводная рессора динамического суфлера и откачивающего маслонасоса; 21 – теплоизоляция; 22 – пластинчатый демпфер; 23 – корпус центрального запального устройства ФК; 24 – теплоизоляция

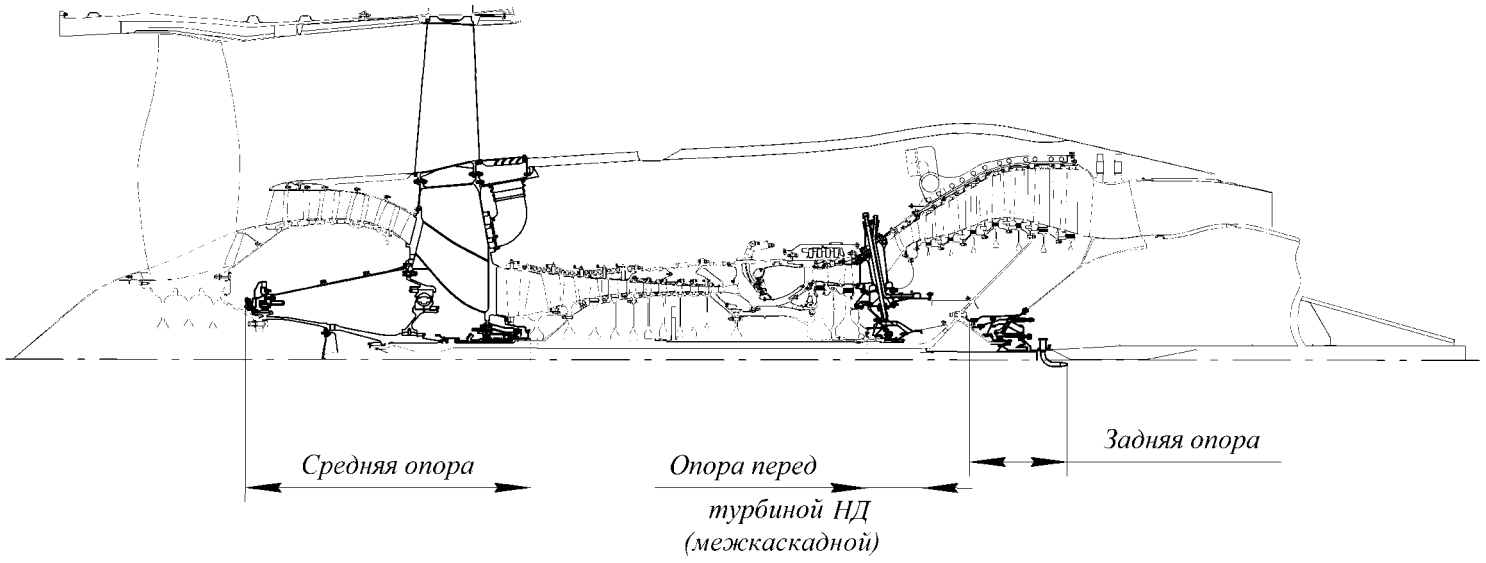


Рис. 6.11 Размещение опор ТРДД GEnx

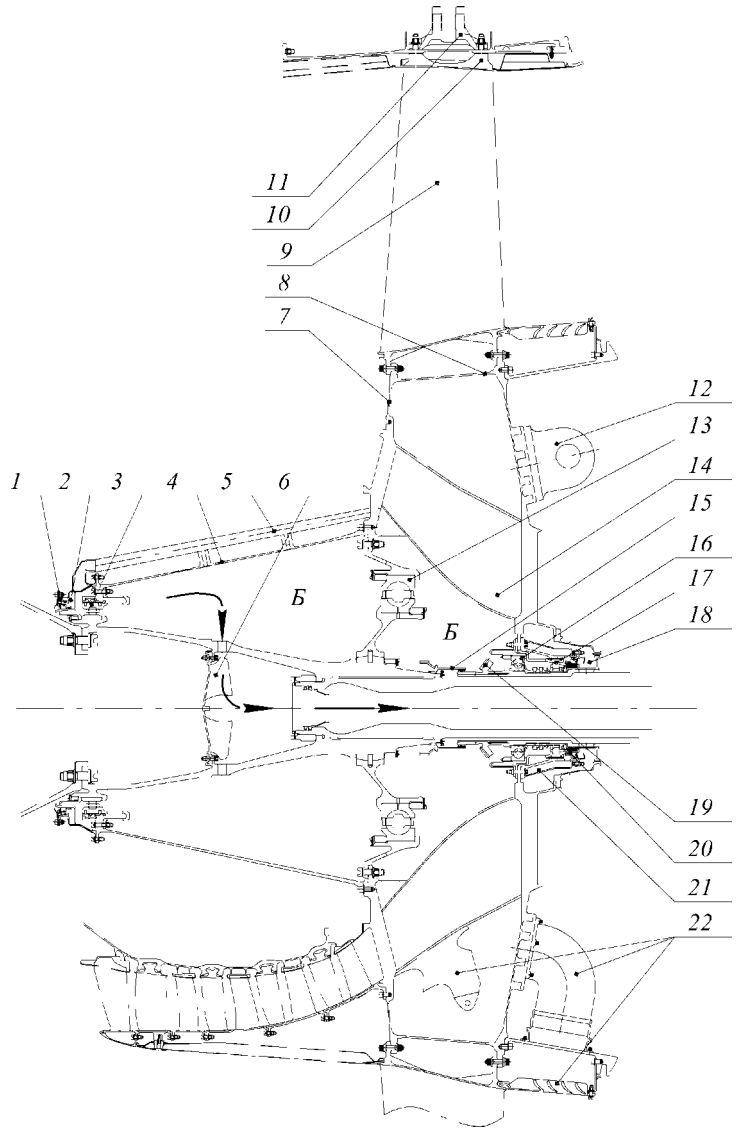


Рис. 6.12 Средняя опора ТРДД GEnx: 1 – передняя система уплотнений; 2 – передняя предмасляная полость; 3 – роликоподшипник (передняя опора ротора НД); 4 – передняя силовая диафрагма; 5 – система наддува передних уплотнений; 6 – крыльчатка динамического суфлера; 7 – корпус разделителя потоков; 8 – внутреннее кольцо наружного контура; 9 – ребро опоры; 10 – наружное кольцо; 11 – элементы подвески (вес, боковая сила); 12 – элементы подвески (тяга); 13 – РУП ротора НД с упругим элементом; 14 – ребро опоры (внутренний контур); 15 – межвальные уплотнения; 16 – РУП ротора с упругим элементом; 17 – роликоподшипник с ГДД; 18 – полость наддува задних и межвальных уплотнений; 19 – шестерня центрального привода; 20 – задняя система уплотнений; 21 – система подвода масла с вращающимися захватами; 22 – система удаления твердых частиц; Б – масляная полость

Учитывая, что коробки приводов и агрегаты находятся под внутренней оболочкой II контура, рессора центрального привода проходит только пустотелые ребра внутреннего контура, а коробки приводов располагаются у задней стенки корпуса разделителя потоков. Такое решение упрощает прокладку трубопроводов. Однако это ставит задачу о подходе к агрегатам и коммуникациям в эксплуатации. Чаще всего в этом случае прибегают к раскрывающемуся на две половины корпусу реверсивного устройства и разъемной оболочки внешнего контура.

Падающий тракт подпорных ступеней и малый средний диаметр проточной части компрессора ВД определяют угол наклона внутреннего канала ($\sim 35^\circ$).

Как было отмечено, передняя опора ротора ВД включает два подшипника: радиально-упорный с нелинейным элементом в виде упругой втулки и роликовый подшипник с гидродинамическим демпфером на упругой втулке «беличье колесо». Гидродинамический демпфер установлен и в передней опоре НД с роликовым подшипником.

Особое значение имеет место установки радиально-упорного подшипника НД: на месте передней опоры (GE90) или на месте средней опоры (GEnx). Меняя место установки, можно изменять критическую частоту ротора.

Подвод и слив масла осуществляются через пустотелые ребра внутреннего контура опоры. Суфлирование – через динамический суфлер, размещенный внутри вала вентилятора с выходом воздуха через центральную трубу вала НД на срез реактивного сопла.

Опора имеет три уплотнения: переднее – РТКУ, заднее – РТКУ в сочетании с лабиринтом и межвальное – лабиринтное уплотнение на «длинной» оболочке.

Наддув предмасляных полостей всех уплотнений, включая и уплотнения опор турбин, осуществляется воздухом, отбираемым за первой ступенью компрессора ВД (по аналогии с ТРДД GE90).

Этот воздух, которым заполняется внутренняя полость ротора ВД вплоть до шестой ступени, по зазору между трубой и валом НД идет на наддув уплотнений и охлаждения стенок масляных полостей опор турбин.

Межкаскадная опора турбины ТРДД GEnx (рис. 6.13). Наружным силовым кольцом опоры является корпус турбины НД. На внутреннем кольце коробчатого сечения закрепляются силовые стойки, на которые надеваются обтекатели, определяющие проточную часть опоры по наружному, внутреннему диаметру тракта и по обводу стоек. Секторы обтекателя посадочными поясами устанавливаются в кольцевые канавки внутреннего кольца и входят в зацепление с наружным кольцом по посадочным пояскам.

Силовые стойки крепятся к внутреннему кольцу втулками, а к наружному – болтами через цилиндрические элементы с резьбой («сухари»).

От внутреннего кольца отходит коническая диафрагма к корпусу подшипника. Роликовый подшипник устанавливается с нелинейным упругим элементом.

Трубопроводы подвода и слива масла, системы суфлирования и системы наддува междисковых полостей проходят через пустотелые стойки опоры.

Учитывая, что опора турбины ВД и задняя опора конструктивно связаны системой наддува уплотнений и охлаждения стенок масляной полости ***Б*** воздухом из-за подпорных ступеней компрессора ВД и общей «буферной» полостью, выгоднее рассматривать их совместно (рис. 6.14).

Воздух из-за первой ступени компрессора ВД, пройдя каналы охлаждения стенок масляной полости ***Б*** и обеспечив наддув лабиринтов через отверстия в конической диафрагме ротора турбины НД, уходит к задней опоре.

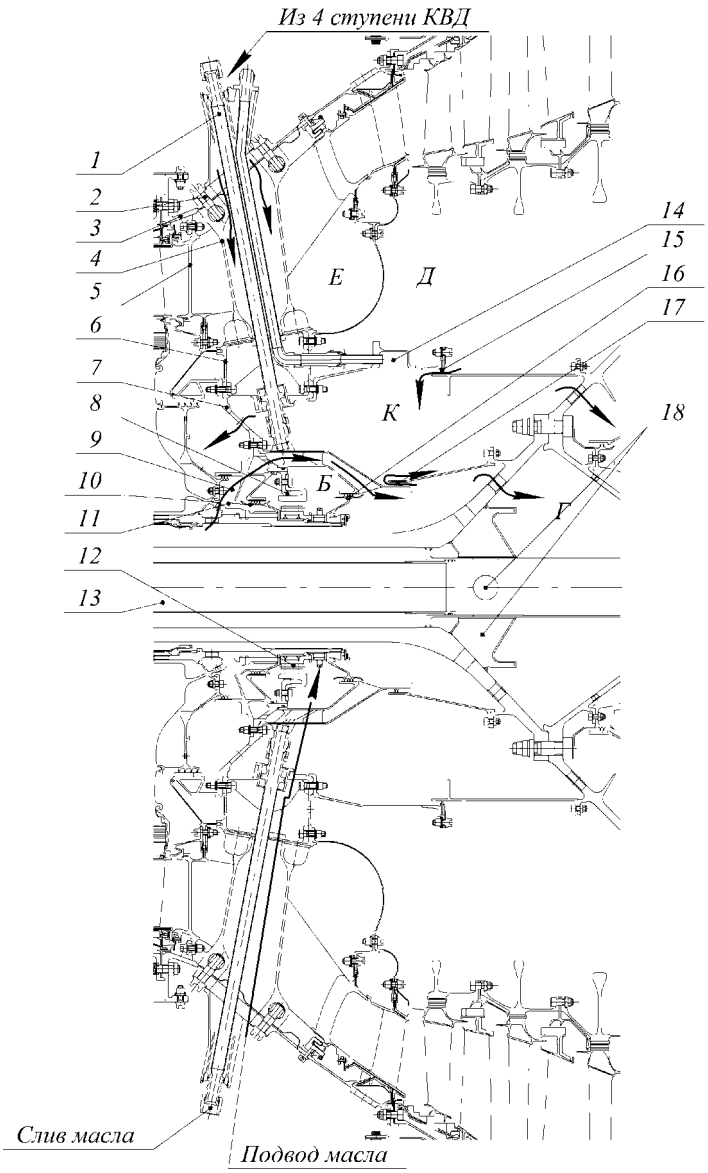


Рис. 6.13 Опора турбины ТРДД GEnx: 1 – трубопровод подвода масла к опоре; 2 – «сухари»; 3 – наружное кольцо опоры; 4 – силовая стойка (ребро); 5 – обтекатель силовых стоек; 6 – внутреннее кольцо опоры коробчатого сечения; 7 – силовая диафрагма опоры; 8 – упругий нелинейный элемент опоры; 9 – предмасляная полость; 10 – маслоотбойное кольцо; 11 – переднее лабиринтное уплотнение масляной полости; 12 – подшипник ротора ВД; 13 – труба системы суфлирования опоры; 14 – ресивер системы охлаждения щеточного уплотнения; 15 – щеточное уплотнение; 16 – заднее лабиринтное уплотнение масляной полости; 17 – лабиринтное уплотнение предмасляной полости; 18 – динамический суфлер; Е – полость, ограничивающая утечки охлаждающего воздуха рабочих колес ТВД; Д – полость с охлаждающим воздухом из-за четвертой ступени КВД для охлаждения рабочих колес ТНД; К – «буферная» полость; Г – полость наддува системы уплотнений задней опоры

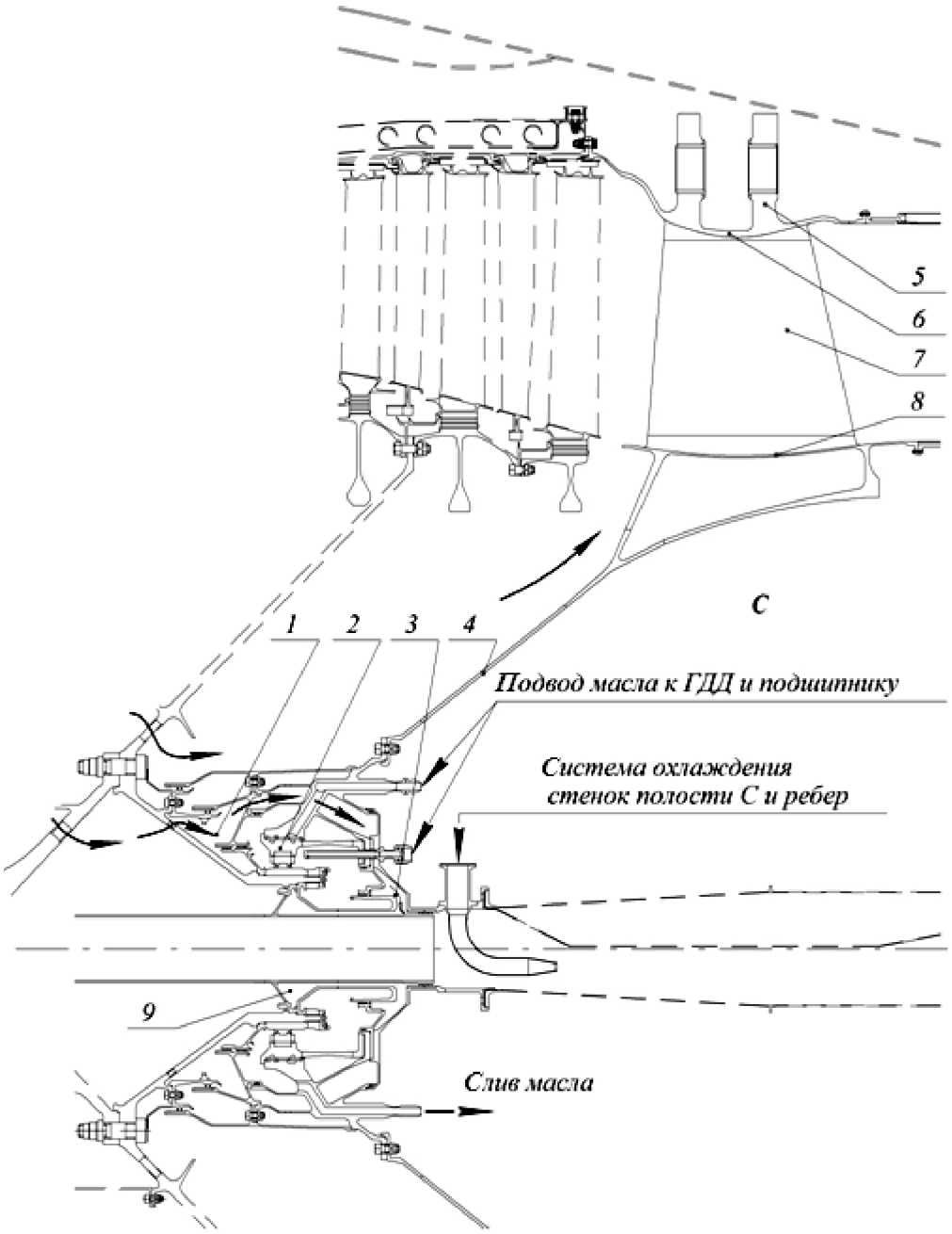


Рис. 6.14 Задняя опора ТРДД GEnx: 1 – передняя предмасляная полость; 2 – роликовый подшипник с ГДД; 3 – задняя предмасляная полость; 4 – диафрагма; 5 – узлы подвески (вес, боковая сила, крутящий момент); 6 – наружное кольцо; 7 – пустотелое ребро; 8 – внутреннее кольцо; 9 – динамический суфлер; С – внутренняя полость выходного конуса

Полость ***Д*** через ребро опоры заполняется воздухом из-за четвертой ступени компрессора ВД, который охлаждает диски и замковые соединения лопаток первых пяти ступеней турбины НД, а избыток срабатывается в «буферную» полость ***К*** с давлением, меньшим чем в полости ***Д*** и предмасляных полостях опоры. Воздух из полости ***К***, охлаждая шестую и седьмую ступени ротора ТНД, выходит в тракт.

Следует отметить, что в формировании «буферной» полости использованы щеточные уплотнения.

Задняя опора ТРДД GEnx (рис. 6.14). Силовая схема опоры мало отличается от рассмотренной на рис. 6.1. Наружное кольцо, пустотелые стойки, внутреннее кольцо коробчатого сечения, диафрагма с корпусом подшипников соединены сваркой и выполнены из листового материала.

Наружное кольцо по всей окружности имеет вогнутую форму, определяя тем самым заужение площади выходного канала из турбины НД, что уменьшает закрутку газового потока на входе в реактивное сопло и снижает внутренние потери в сопле. Опора является задним поясом подвески двигателя на самолете. Во впадинах кольца размещаются ребра и проушины для подсоединения стержней подвески.

Роликовый подшипник установлен с гидродинамическим демпфером. Подвод масла к опоре выполнен с раздельной подачей масла на подшипник и к ГДД.

Наддув предмасляных полостей и охлаждение стоек масляной полости выполнены так же, как в опоре турбины ВД – тем же воздухом из-за первой ступени компрессора ВД, который затем сбрасывается в центральную трубу суфлирования.

Для снижения теплового потока от турбины сделана дополнительная изоляционная полость.

Для повышения эффективности отсоса воздуха из центральной трубы суфлирования в опоре установлен эжектор с подводом активного воздуха через ребро опоры.

В двухвальном ТРДД с умеренной степенью двухконтурности $(m < 4-6)$ и малым числом подпорных ступеней и ступеней турбины НД (3-4) возможно обойтись двумя опорами.

Двухвальный ТРДД CFM 56-7B для пассажирских самолетов $(P_0 = 100\,кН,\ P_{КР} = 24\,кН,\ \pi_K^* = 25,\ m = 5,\ D_{ВХ} = 1520\,мм,\ L = 2360\,мм,\ M_{ДВ} = 1680\,кг)$ имеет две опоры (рис. 6.15).

Средняя опора ТРДД CFM 56-7B (рис. 6.16). Внутренний корпус опоры с двенадцатью пустотелыми ребрами вместе с корпусом разделителя потоков получены литьем. Восемь пустотелых стоек наружного канала опоры крепятся к наружному кольцу своими фланцами с помощью болтов, а к стенкам корпуса разделителя потоков – сваркой, проточная же часть II контура опоры образуется и по наружному и по внутреннему диаметру листовыми обтекателями, выполненными из отдельных секций.

На наружном силовом кольце размещены элементы переднего пояса подвески, воспринимающие вес двигателя и боковую силу.

В опоре размещены четыре подшипника: радиально-упорный и роликовый подшипник ротора НД, радиально-упорный подшипник, установленный на упругой втулке (нелинейный элемент) и роликовый подшипник ротора ВД.

В опорах ТРДД CFM 56 используется только лабиринтное уплотнение, поэтому интерес представляет система наддува всех трех уплотнений: переднего, заднего и межвального.

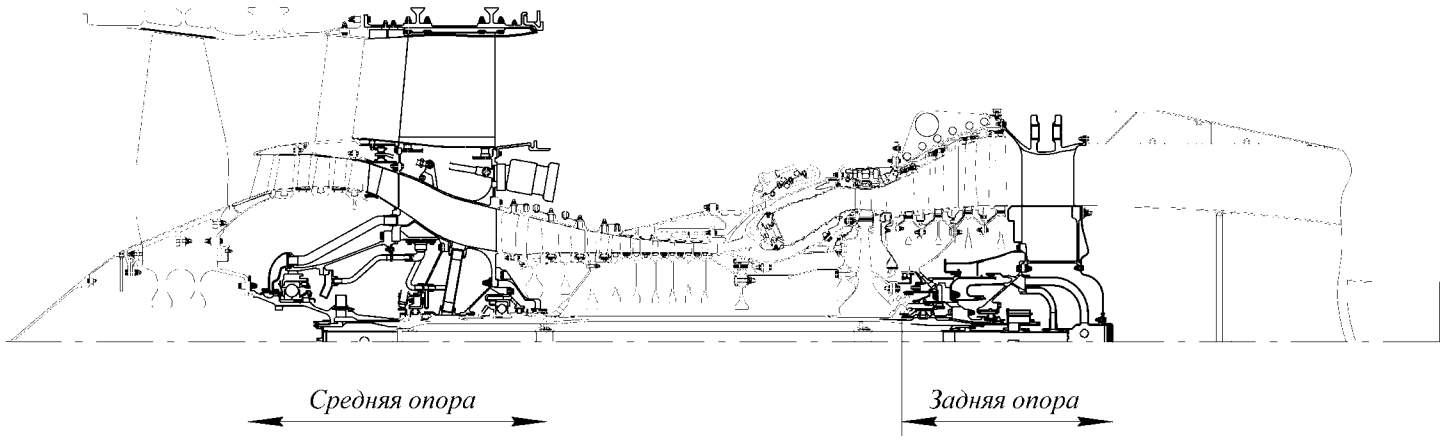


Рис. 6.15 Размещение опор ТРДД CFM56-7B

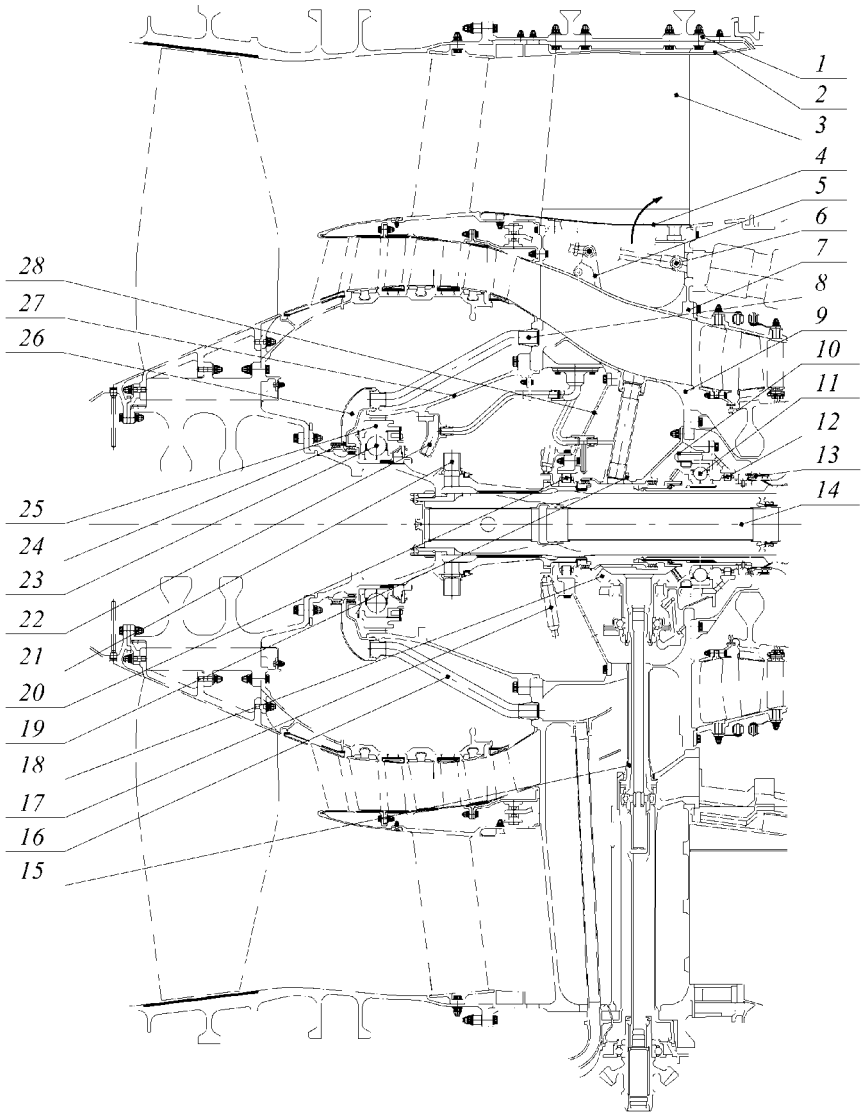


Рис. 6.16 – Средняя опора ТРДД CFM 56-7B: 1 – наружное кольцо 2 контура; 2 – обтекатель; 3 – ребро; 4 – выходные каналы системы удаления твердых частиц (СУТЧ); 5 – заслонка СУТЧ; 6 – привод заслонки СУТЧ; 7 – корпус разделителя потоков с внутренним каналом; 8 – трубопроводы для наддува системы уплотнений; 9 – задняя диафрагма; 10 – упругий нелинейный элемент; 11 – РУП КВД; 12 – радиальный подшипник КВД; 13 – задняя система уплотнений; 14 – труба системы суфлирования; 15 – промежуточная опора рессоры центрального привода; 16 – трубопровод слива масла из предмасляной полости; 17 – указатель частоты вращения; 18 – центральный привод; 19 – система межвальных уплотнений; 20 – промежуточная опора ротора НД; 21 – динамический суфлер; 22 – система подвода масла; 23 – РУП ротора НД; 24 – передняя система уплотнений; 25 – корпус подшипника; 26 – предмасляная полость; 27 – передняя диафрагма; 28 – промежуточная диафрагма

Все три уплотнения имеют предмасляные полости, к которым подводится воздух от одного источника – воздух забирается за подпорными ступенями.

Масляная полость окружена холодным воздухом, и подогрев масла, проходящего через опору, невелик. Этим же воздухом наддуваются и уплотнения масляной полости задней опоры. Воздух транспортируется по радиальному трубопроводу и далее по зазору между валом НД и трубой, соединяющей роторы компрессора и турбины ВД.

Подвод масла к РУП ВД через внешний захват выполнен трубопроводом, проходящим через пустотелое ребро. Масло к радиально-упорному подшипнику НД подается через масляную ванну, образованную на части крепления подшипника на валу, а к остальным подшипникам и на коническую зубчатую передачу центрального привода – через форсунки. Слив масла обеспечивается через зазор между рессорой центрального привода и кожухом.

Суфлирование масляной полости происходит через динамический суфлер, встроенный внутри опоры. Он представляет собой набор цилиндрических втулок, расположенных над отверстиями в стенке переднего носка вала НД. Через эти отверстия, трубу внутри вала НД и конический насадок выходного кока воздух под перепадом давления выходит в спутный поток газа из сопла. Капли масла, попадая на стенки вращающихся цилиндрических втулок под действием центробежных сил, отбрасываются назад в масляную полость.

Центральный привод с конической шестерней на носке ротора ВД крепится к задней силовой стенке внутри опоры. Приводная рессора проходит через девятое внутреннее и наружное ребра к внешней конической паре, корпус которой закреплен на фланце наружного кольца (слева по полету). Коробка приводов выдвинута вперед в сторону вентилятора и привод ее от внешней конической пары осуществляется через длинную рессору.

В корпусе разделителя потоков размещена система перепуска воздуха и сепарации твердых частиц с решетками вывода их в тракт II контура, размещенными между наружными стойками опор по внутренней стенке тракта.

Задняя опора ТРДД CFM 56-7B (рис. 6.17) несет два роликовых подшипника: роликовый подшипник с гидродинамическим демпфером – опора ротора НД – и межвальный подшипник – опора ротора ВД. Силовая схема корпуса опоры представляет собой два силовых кольца – наружное и внутреннее, связанные наклонными пустотелыми ребрами (см. рис. 6.91). Внутреннее кольцо имеет значительно меньший диаметр, чем внутренний диаметр тракта опоры, что обеспечивает необходимую длину наклонных ребер. Внутреннее кольцо с внутренней частью ребер и наружное кольцо получают литьем. Оба кольца соединяются сваркой через среднюю часть ребер. Внутренняя стенка тракта опоры образуется листовым обтекателем.

Все уплотнения опоры, включая межвальные уплотнения-лабиринты, наддуваются воздухом, отбираемым за подпорными ступенями компрессора НД.

Динамический суфлер также размещен внутри опоры с выбросом воздуха в ту же трубу, что и воздух из динамического суфлера передней опоры.

Масло подается через масляную ванну, образованную в концевой полости вала НД, на подшипник ротора НД и далее через отверстие во фланце вала подается в масляную полость вала ВД и от нее через отверстия во внутреннем кольце – на ролики подшипника. Слив масла из нижней точки масляной полости осуществляется трубопроводом, проходящим через нижнее ребро.

Диафрагма и корпус подшипника выполнены как единое целое литьем, подвод масла к гидродинамическому демпферу выполнен внутренним каналом в диафрагме.

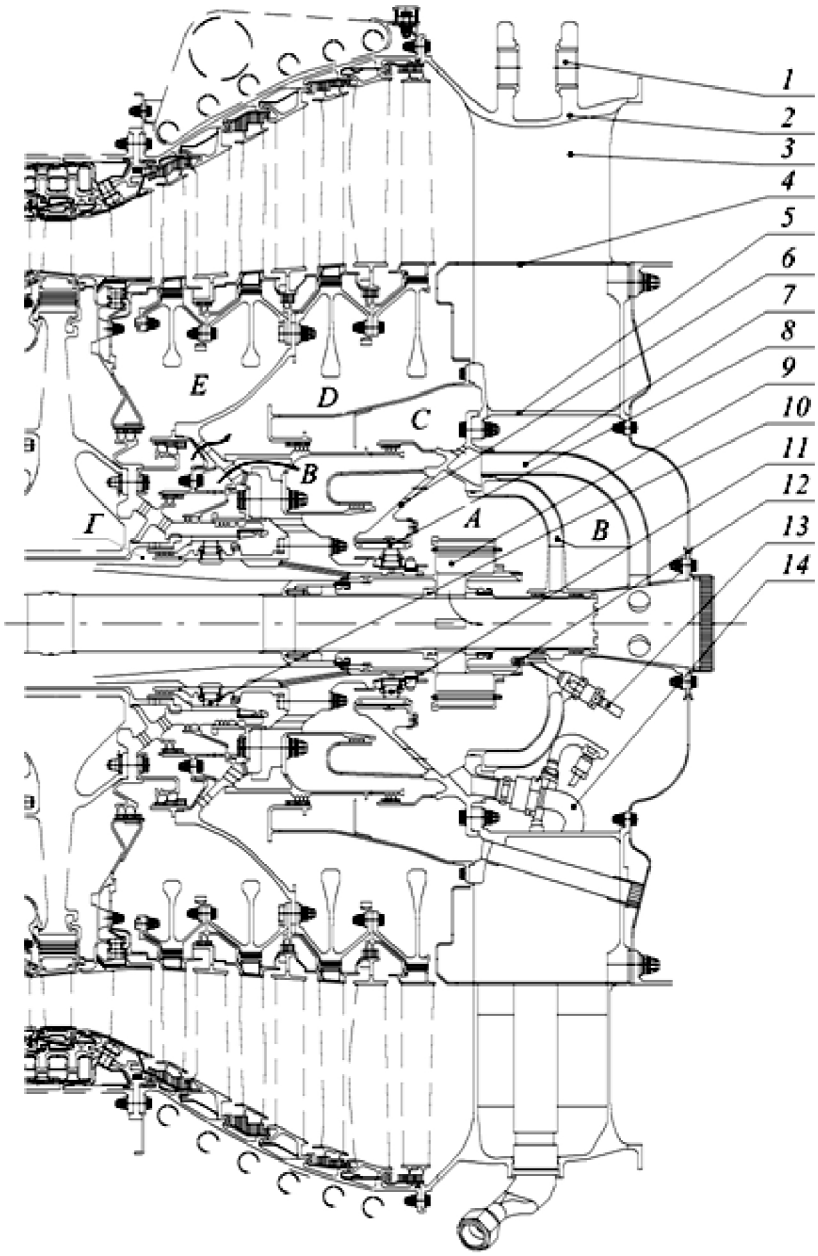


Рис. 6.17 Задняя опора ТРДД CFM 56-7B: 1 – кронштейны подвески; 2 – наружное кольцо; 3 – ребро; 4 – обтекатель; 5 – внутреннее кольцо; 6 – диафрагма; 7 – трубопроводы выброса воздуха из полости С; 8 – ГДД; 9 – динамический суфлер; 10 – межвальный подшипник ротора ВД; 11 – подшипник ротора НД; 12 – подвод масла; 13 – трубопровод подвода масла; 14 – трубопровод слива масла; А – масляная полость; В – предмасляная полость; С – буферная полость; Д – междисковая полость задняя; Е – междисковая полость передняя; Г – предмасляная полость межвального уплотнения

Изоляция масляной полости от тепловых потоков со стороны турбины ВД и турбины НД хорошо организованы: первый барьер создается полостью ***Г***, через которую проходит холодный воздух из подпорных ступеней через зазор между валами, второй барьер – полости ***Е*** и ***Д***. Полость ***Е*** наддувается «горячим» воздухом из четвертой ступени КВД, подаваемого ко второму СА турбины по трубопроводу. Далее через вторую полость лопаток второго СА он заполняет полость ***Е***. Полость ***Д*** заполняется воздухом из-за четвертой ступени КВД, поступающего из внутренней полости ротора КВД.

Для исключения попадания «горячего» воздуха в масляную полость предназначена буферная полость ***К***, соединенная с центральной трубой системы суфлирования. «Горячий» воздух минует полости ***Г*** и ***В***, так как давление в буферной полости меньше, чем в ***Е*** и ***Д***.

Опора является задним поясом подвески двигателя, и на наружном кольце во впадинах тракта располагаются проушины, с которыми четырьмя серьгами соединяется силовая платформа. Задний пояс на этом двигателе является основным и передает на пилон самолета прямую и обратную тяги (при реверсировании), инерционные и аэродинамические силы, действующие в горизонтальной и вертикальной плоскости, и крутящий момент в плоскости перпендикулярно оси двигателя.

Остановимся на трехвальной схеме ТРДД. В трехвальной схеме добавляются два или три подшипника, или один или два модуля опоры. На рис. 6.18 изображена конструктивно-силовая схема гипотетического трехвального ТРДД малой степени двухконтурности с максимальным числом опор, равным пяти. Ротор ВД на двух опорах, роторы СД и НД на трех, общее число подшипников – восемь. При сравнении с двухвальными ТРДД добавляется промежуточная опора компрессора, где размещается радиально-упорный подшипник ротора СД.

Однако в практике двигателестроения постоянное стремление к снижению веса привело к тому, что одна из опор (передняя или задняя) или обе могут быть исключены из конструктивной схемы. Так трехвальный ТРДДФ НК-25 имеет четыре опоры (нет задней опоры), а ТРДДФ RB.199 – три опоры (нет передней и задней опоры). Последнее возможно, если число ступеней вентилятора и турбины НД невелико (от 1 до 3).

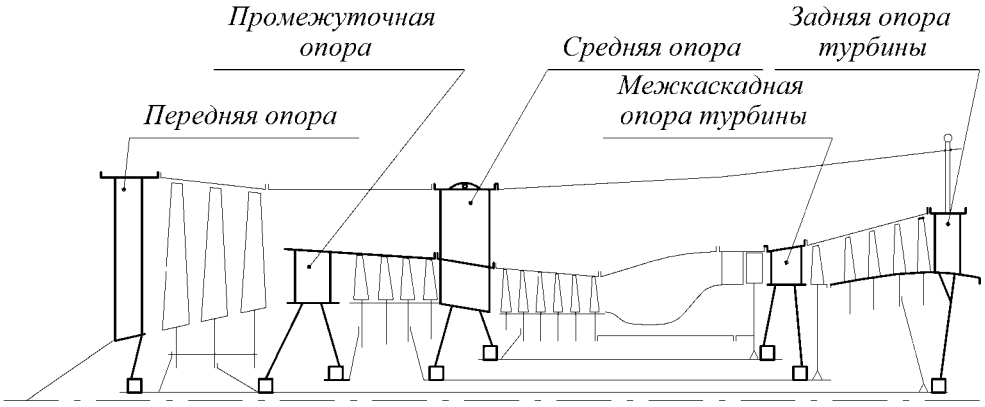


Рис. 6.18 Конструктивно-силовая схема трехвального ТРДД

Трехвальный ТРДДФ RB.199 ($P_{\Phi} = 7,675\,кН$; $P_{Б\Phi} = 4,38\,кН$; $m = 1,1$; $T_{\Gamma}^{*} = 1590\,К$; $\pi_{К\Sigma}^{*} = 25$; $D_{ВХ} = 730\,мм$; $L = 3250\,мм$; $M_{ДВ} = 3250\,кг$) (рис. 6.19).

В системе уплотнения масляных полостей опор используются лабиринтные уплотнения.

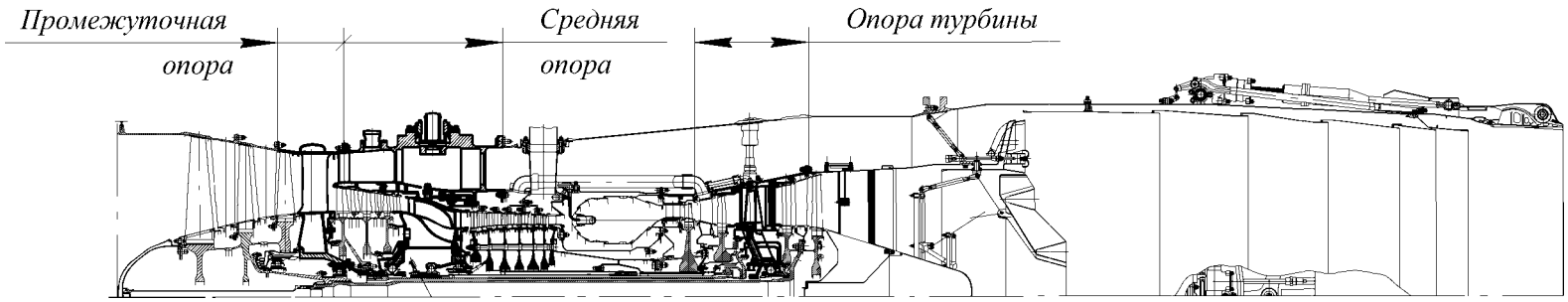


Рис. 6.19 Размещение опор ТРДДФ RB.199

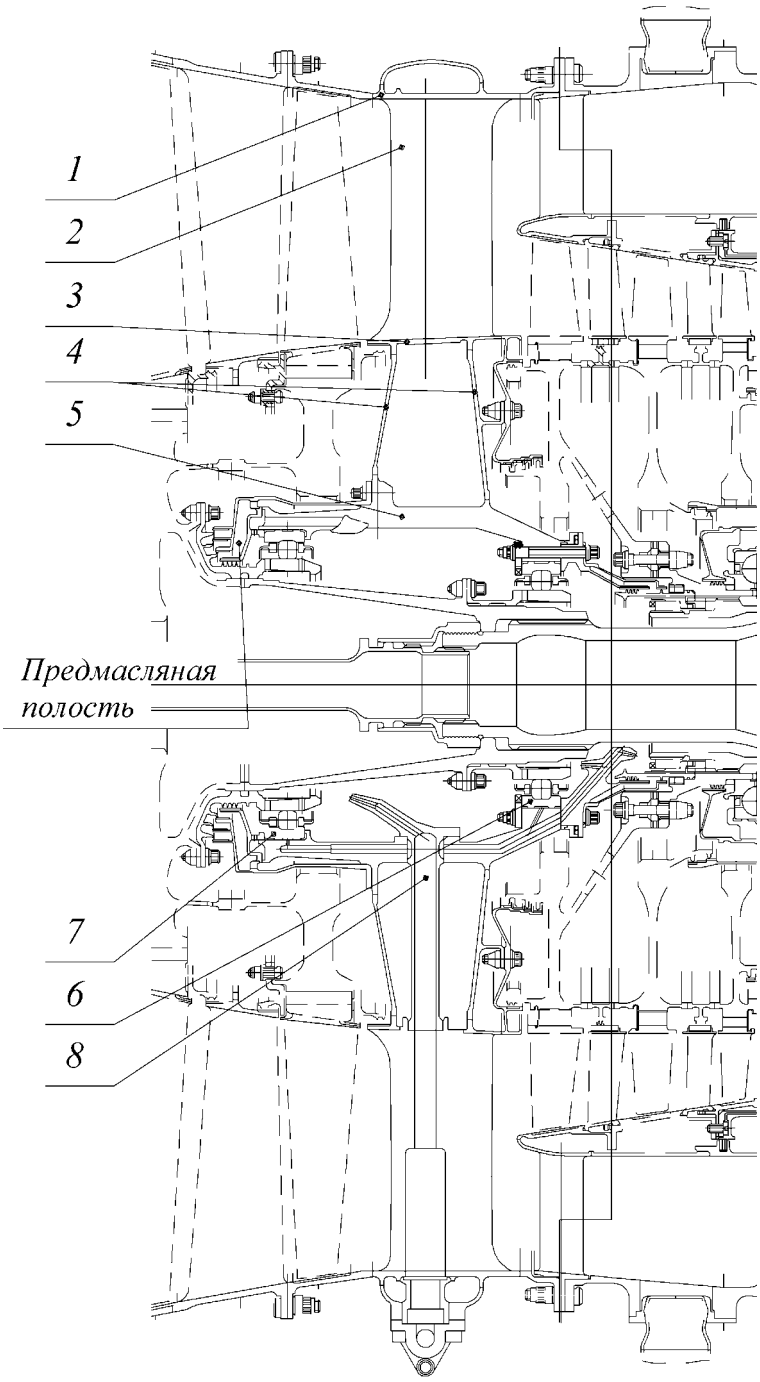


Рис. 6.20 Промежуточная опора ТРДДФ RB.199: 1 – наружное кольцо; 2 – ребро; 3 – внутреннее кольцо; 4 – диафрагма; 5 – корпус подшипников; 6 – подшипник ротора НД (передний) с гидродинамическим демпфером; 7 – подшипник ротора НД (средний) с гидродинамическим демпфером; 8 – подвод масла

Для наддува предмасляных полостей всех опор подводится воздух из-за компрессора СД: в проточной части средней опоры размещается заборник полного давления.

При подводе масла к подшипникам использован принцип масляной ванны. Сами подшипники (кроме РУП каскада ВД и межвального подшипника турбины ВД) устанавливаются в корпус вместе с гидродинамическими демпферами.

Промежуточная опора ТРДДФ RB.199 (рис. 6.20) – два роликовых подшипника, установленных в опоре – для ротора НД. Конструктивная схема опоры проста: наружное кольцо одинакового диаметра с наружной оболочкой II контура и внутреннее кольцо одинакового диаметра с внутренним диаметром тракта компрессора соединены ребрами. От внутреннего кольца отходят передняя и задняя силовые диафрагмы с корпусом подшипника.

Системы лабиринтных уплотнений по передней и задней стенке масляной полости наддуваются давлением воздуха за компрессором СД. Межвальные уплотнения в опоре отсутствуют, т.к. масляная полость промежуточной опоры и опоры турбины сообщаются по межвальному кольцевому зазору.

Средняя опора ТРДДФ RB.199 (рис. 6.21) имеет обычную конструктивно-силовую схему для опор ТРДД: проточная часть наружного контура – корпус разделителя потоков – проточная часть внутреннего контура. Передняя и задняя силовые диафрагмы соединены внутренней облочкой, что позволило уменьшить объем и площадь стенок масляной полости. Учитывая, что компрессор СД имеет всего три ступени, опоры – промежуточная и средняя – в зоне валов практически примыкают друг к другу, задние уплотнения промежуточной опоры и передние уплотнения средней опоры имеют общую полость наддува. Как и в промежуточной опоре, отсутствует межвальное уплотнение и масляная полость опоры сообщается с опорой турбины по межвальному зазору.

В опоре три подшипника: радиально-упорный подшипник ротора СД и радиально-упорный и роликовый подшипники передней опоры ротора ВД. В средней опоре размещен центральный привод – одна коническая пара, на опоре размещены элементы переднего пояса подвески двигателя на самолете.

Опора турбины ТРДДФ RB.199 (рис. 6.22) размещается между турбинами СД и НД и несет три подшипника: радиально-упорный подшипник ротора НД с гидродинамическим демпфером, роликовый подшипник ротора СД с гидродинамическим демпфером и межвальный роликовый подшипник ротора ВД. Причины неожиданного размещения РУП в опоре турбины, связанные с отстройкой колебаний ротора НД, рассмотрены в [30].

Система лабиринтных уплотнений обеспечивает наддув уплотнений масляной полости опоры.

Как уже отмечалось, межвальные уплотнения в опоре отсутствуют – масляная полость сообщается с масляной полостью промежуточной опоры.

Воздух для наддува предмасляных полостей, как в промежуточной и средней опоре, забирается за компрессором СД и охлаждает стенки масляной полости. Воздух для охлаждения стоек опоры (как и для охлаждения СА турбины СД) и для наддува межвальных полостей турбины НД отбирается из-за третьей ступени КВД. Далее этот воздух сбрасывается во внутреннюю полость турбины НД и, обогревая вращающейся входной кок ротора КНД, уходит в проточную часть.

Наружное кольцо опоры совмещено с корпусом турбины, силовые стойки размещены на внутреннем кольце и соединяются с наружным кольцом радиальными болтами. Проточная часть опоры является сопловым аппаратом первой ступени турбины НД.

Пустотелые охлаждаемые лопатки закреплены в кольцевых канавках внутреннего кольца и по центрующим пояскам – на наружном корпусе турбины.

Внутренние кольца вместе с диафрагмой, корпусом подшипников и каналами для масляной системы и системы суфлирования получены литьем.

Теплоизоляция представлена тройным рядом металлических стенок с продувкой воздуха между ними.

Опора является задним поясом подвески, имеет места креплений стержней.

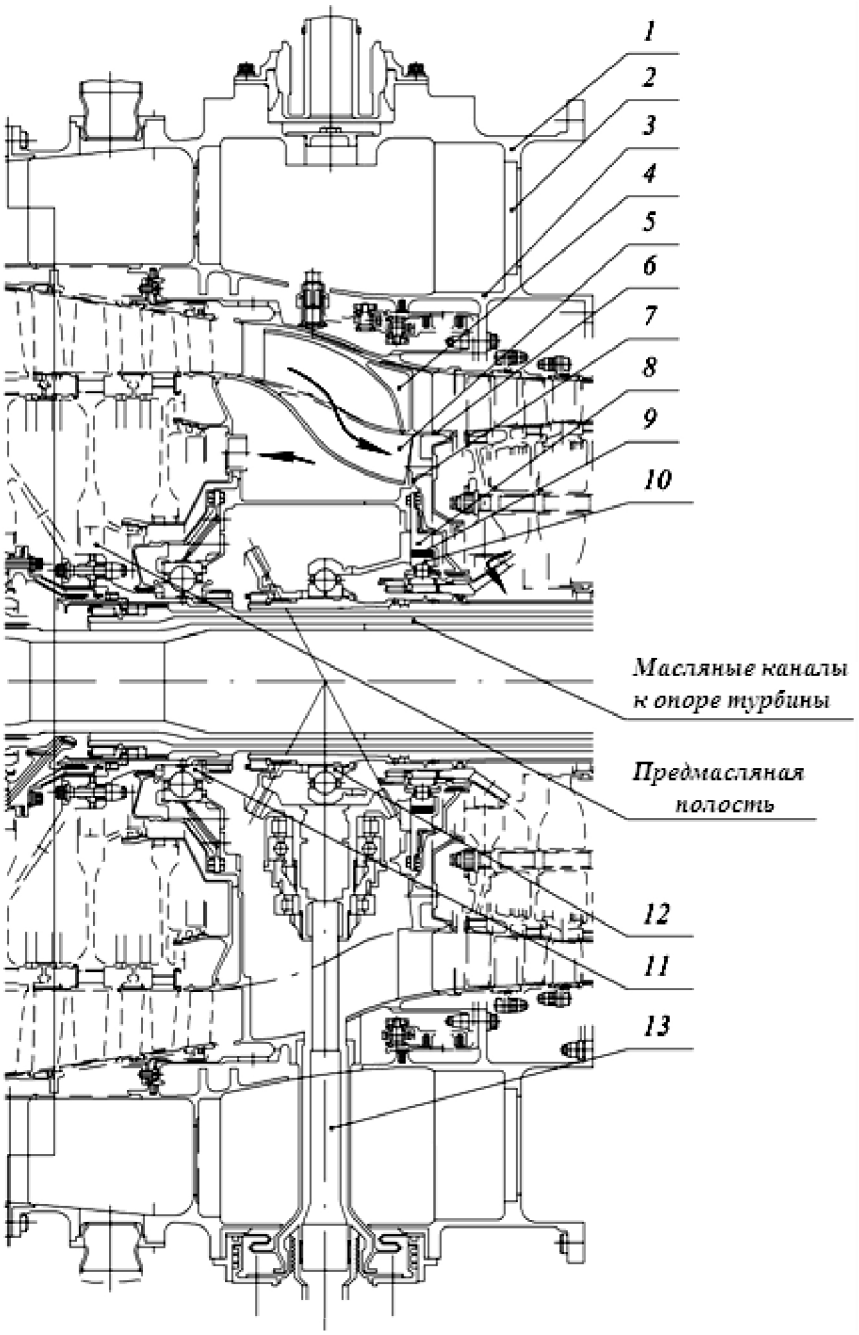


Рис. 6.21 Средняя опора ТРДДФ RB.199: 1 – наружное кольцо; 2 – ребро; 3 – корпус разделителя потоков составной; 4 – ребро канала I контура; 5 – канал отбора воздуха на наддув уплотнений опор; 6 – внутреннее кольцо; 7 – диафрагма; 8 – корпус подшипников; 9 – пластинчатый демпфер; 10 – подшипник ротора ВД (передний) роликовый; 11 – подшипник ротора СД с гидродинамическим демпфером; 12 – подшипник ротора ВД (передний) шариковый; 13 – центральный привод

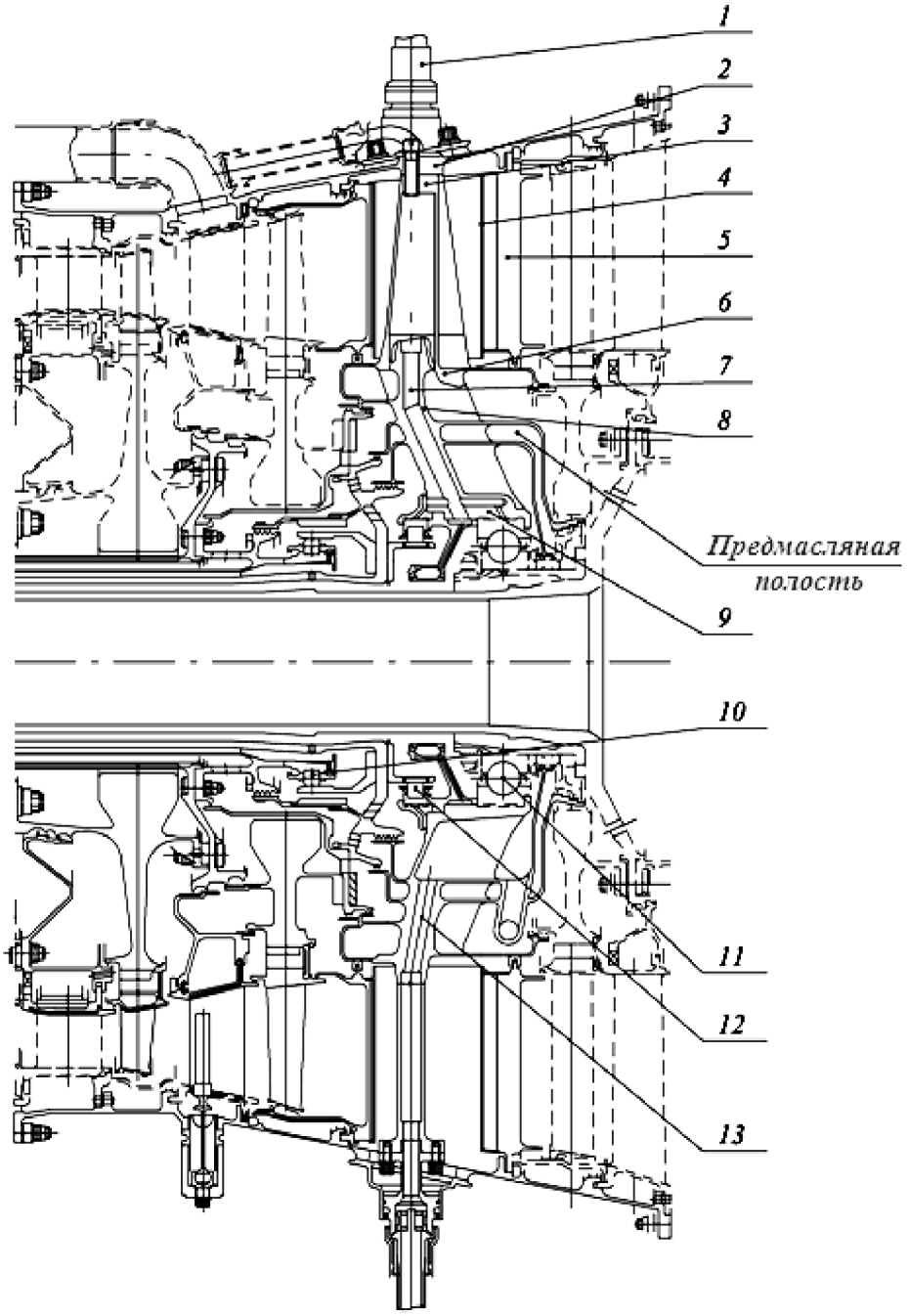


Рис. 6.22 Опора турбины ТРДДФ RB.199: 1 – подвеска, задний пояс; 2 – наружное кольцо (корпус турбины); 3 – силовая стойка; 4 – дефлектор; 5 – лопатка соплового аппарата; 6 – внутреннее кольцо; 7 – канал подвода масла; 8 – диафрагма; 9 – корпус подшипника; 10 – подшипник ротора ВД; 11 – радиально-упорный подшипник ротора НД; 12 – подшипник ротора СД с гидродинамическим демпфером; 13 – канал слива масла

Газотурбинный привод НК-37 (номинальная мощность $N = 25 МВт$; $\eta_{эф} = 36,4$; расход топливного газа $G_Г = 50136 кг/с$) дается как пример конвертации авиационного трехвального ТРДДФ НК-25 в привод электрогенератора (рис. 6.23).

В приводе сохранены следующие модули: промежуточная и средняя опоры, компрессоры СД и ВД, турбины ВД и СД и опора турбины. Вентилятор доработан на меньший диаметр ротора и обеспечивает движение воздуха только по тракту газогенератора, поэтому для его привода достаточно только одной ступени турбины НД. От второй ступени турбины НД оставлен только диск рабочего колеса, чтобы сохранять силовую систему ротора НД и систему уплотнений в опоре.

В приводе НК-37 топливом может служить природный газ, состоящий в основном из метана CH_4, или жидкое топливо, поэтому используется малотоксичная двухзонная камера сгорания [31].

Электрогенератор приводится от вала свободной турбины, который вращается с частотой *3000 об/мин*. Силовая турбина имеет с газогенератором только газовую связь, но корпус ее и опора входят в силовую систему корпуса всего привода.

Опора свободной турбины НК-37 (рис. 6.24). Консольно размещенный ротор четырехступенчатой турбины имеет удлиненный вал и две плоскости крепления: первую ближе к центру масс ротора турбины и вторую, удаленную от первой на *1450 мм*. В первой размещен роликовый подшипник с системой уплотнений из двух лабиринтов, образующих предмасляную полость, во второй – шариковый радиально-упорный подшипник в комплексе с радиальным роликовым подшипником с системой уплотнений и предмасляной полостью, как в первой плоскости.

Конструктивно-силовая схема опоры имеет наружное и внутреннее кольца, 6 ребер, переднюю и заднюю диафрагмы и два корпуса подшипников, связанных силовой схемой масляной полости. Связь с ротором электрогенератора осуществляется специальной упругой муфтой.

Разгрузочная полость ротора свободной турбины от действия избыточных осевых сил образована задней стенкой ротора и стенкой передней силовой диафрагмы с подачей воздуха из КНД по трубопроводу, проходящему через пустотелое ребро.

Системы подвода масла и откачки масла из масляной полости свободной турбины (СТ) соединены с этими системами газогенератора. Система суфлирования масляной полости СТ – автономная. Теплозащита масляной полости обеспечивается за счет продува охлаждающего воздуха из общей системы охлаждения корпуса газогенератора.

Классификация опор (рис. 6.25)

Проведенный анализ позволяет провести классификацию опор по наиболее значительным классификационным признакам.

По нагружению: опоры можно разделить на опоры, воспринимающие только радиальные нагрузки, в составе которых роликовые подшипники и опоры, воспринимающие радиальные и осевые нагрузки, с одним шариковым подшипником или с парой подшипников – шариковым и роликовым (для одного вала).

Кроме воздействия массовых сил роторов нагружение опор определяется перепадом давлений и температурным полем на стенках элементов опоры и силами, идущими от стержней подвески.

По числу уплотнительных узлов (подсистем) вращающихся валов: опоры с одним узлом (подсистемой) уплотнений – это концевые опоры: передняя и задняя; с двумя – промежуточная опора и опора перед турбиной; с тремя – средняя опора; с четырьма и более узлами уплотнений – опоры, установленные между каскадами турбины ВД, (СД), НД в двух- и трехвальном двигателях.

По составу (числу рядов и типов уплотнений) узла (подсистемы): опоры, содержащие в каждом уплотнительном узле один ряд и один тип уплотнений, например в каждом узле одно лабиринтное уплотнение; два ряда – два уплотнения одного типа

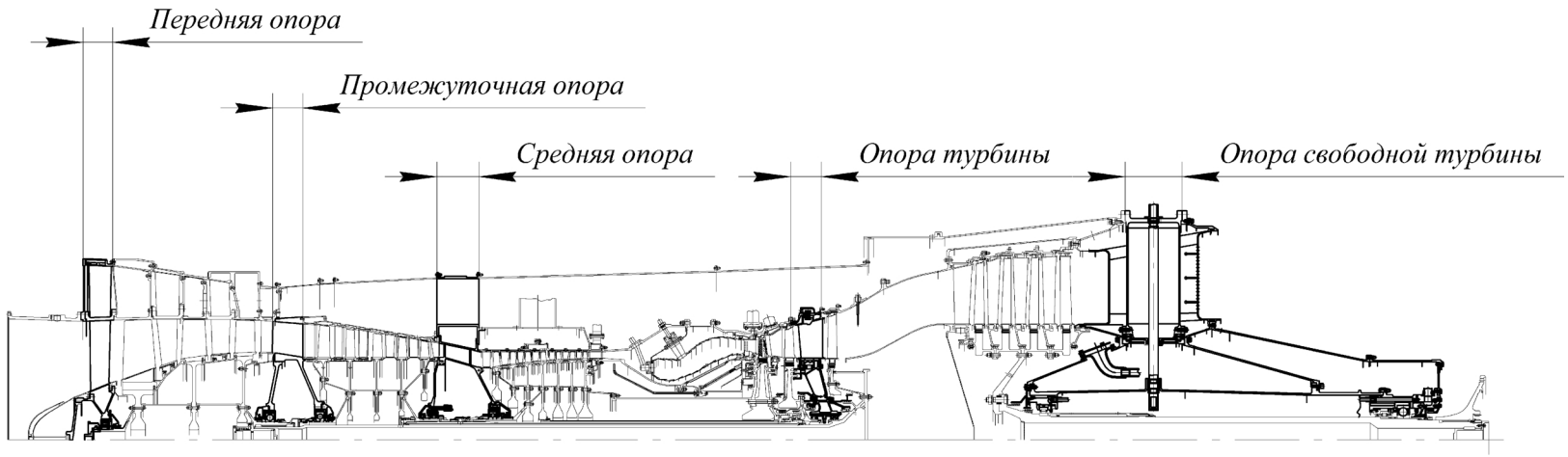


Рис. 6.23 Размещение опор газотурбинного привода НК-37

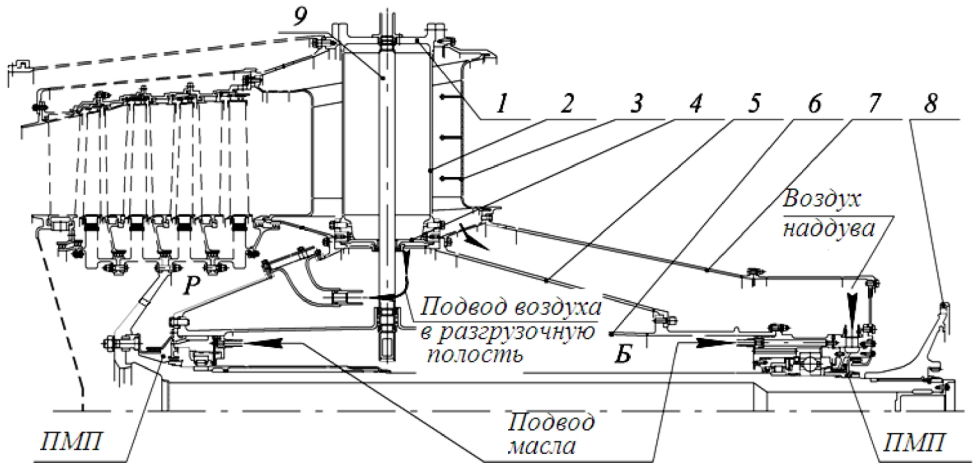


Рис. 6.24 Опора свободной турбины газотурбинного привода НК-37:
1 – наружное кольцо; 2 – ребро опоры; 3 – обтекатель ребра; 4 – внутреннее кольцо; 5 – задняя силовая диафрагма; 6 – силовая стенка масляной полости; 7 – защитный кожух; 8 – муфта отбора мощности на генератор; 9 – трубопровод системы суфлирования; Р – разгрузочная полость; Б – масляная полость; ПМП – предмасляная полость

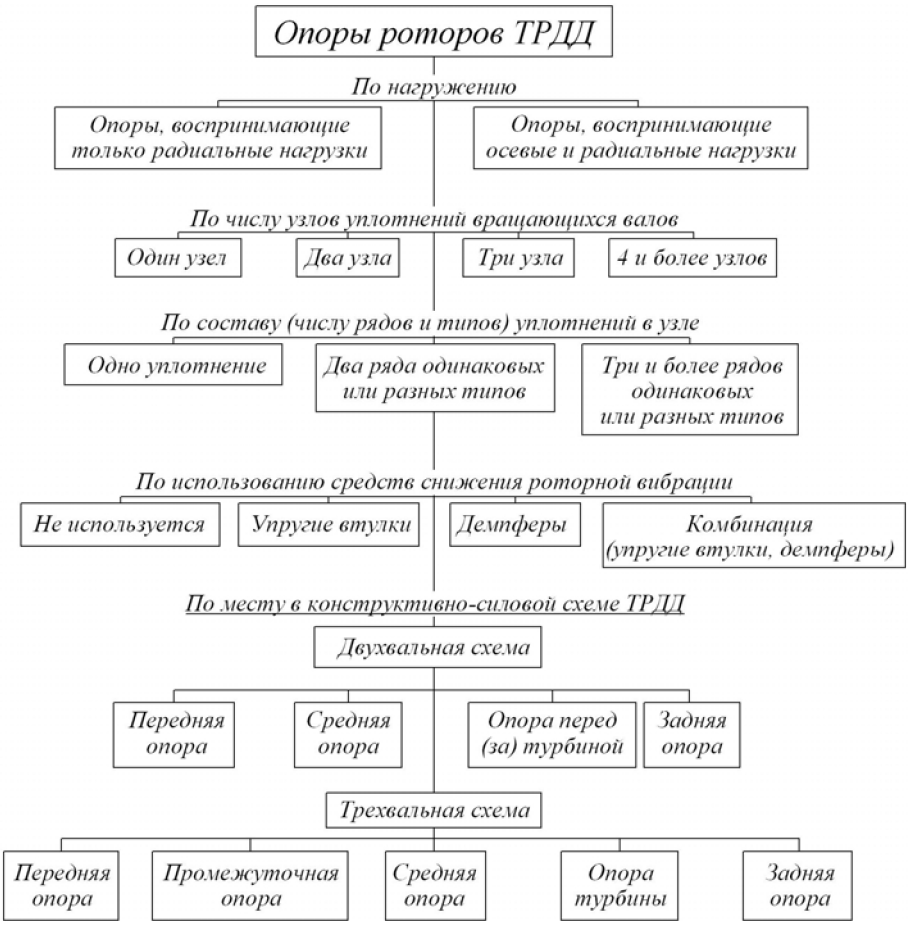


Рис. 6.25 Классификация опор ТРДД

или два уплотнения двух типов, например, два лабиринтных уплотнения на одном или разных радиусах или лабиринтное уплотнение – 1-й ряд и контактное уплотнение – 2-й ряд; три и более рядов уплотнений одного или разных типов, что чаще используется в турбинных опорах.

По использованию средств снижения роторной вибрации: опоры разделяют на 4 вида: опоры, не имеющие этих устройств; опоры, в которых устанавливаются упругие втулки с линейной и нелинейной характеристиками, в том числе втулка Аллисона и втулка «беличье колесо»; опоры, где устанавливаются демпфирующие устройства: гидродинамические, дроссельные и пластинчатые демпферы; и, наконец, опоры, где для одного вала используется комбинация средств снижения роторной вибрации – вводится в опору и демпфер, и упругая втулка.

По месту в конструктивно-силовой схеме ТРДД: благодаря этому разделению каждая опора обретает свое имя. Как уже отмечалось выше, за основу классификации приняты названия опор, используемые в ОКБ ОАО «Кузнецов», где средней опорой называется опора, размещенная между компрессором НД (СД) и компрессором ВД (перед компрессором ВД). Она является началом для отсчета (следовательно, и названия) других опор. По конструктивно-силовой схеме у ТРДД двухвальной схемы число опор 4, а у ТРДД трехвальной схемы – 5.

Но если в ТРДД двухвальной схемы отсутствует передняя опора, то при присуждении названий принятый порядок нарушаться не должен – опора перед компрессором ВД так и остается «средней», хотя она и занимает первое место. Таким же образом сохраняются исходные названия и для всех остальных опор.

§6.2 Опора ротора как технический объект: декомпозиция и структурно-параметрическое описание

Как отмечалось в начале главы, опора, в отличие от компрессора или турбины не является устройством, производящим действия с наперед заданным результатом, и в соответствии с правилами системного анализа ее нельзя однозначно отнести к подсистемам со всеми свойствами объекта. Однако особая важность опор в структурных связях модулей двигателя, в функционировании двигателя как сложной системы и в связях двигателя с самолетом позволяет квалифицировать опору ротора как подсистему и объект уровня ниже, чем сам двигатель.

Для анализа связей опор с другими модулями двигателя и с элементами самой опоры использована схема существенных связей опор двигателя (рис. 6.26), сформированная на базе двухвального ТРДД.

Структурно-параметрическое описание следует начать с краткой характеристики всех уровней, а затем проводить анализ существенных связей подсистем и элементов каждого из последних 3 уровней.

Уровень 0 определяет основной объект – самолет и связи двигателя с самолетом. Они изучались в [30]. Здесь следует отметить только то, что передача силы тяги двигателя на самолет происходит через стержни подвески, закрепленные на опорах.

Уровень 1 отражает объект низшего уровня – двигатель. В контексте связи корпуса ТРДД с ротором, вращающимся с высокой частотой (4000….50000 об/мин), главной функцией опор является обеспечение заданного взаиморасположения роторов и корпуса по всей длине турбокомпрессора. Отсюда важность повышения изгибной жесткости всего корпуса двигателя и соосности опор.

Изгибная жесткость корпуса двигателя зависит не только от строительной высоты его стенок, но и от количества фланцевых болтовых соединений, связывающих отдельные модули. Снижение их числа увеличивает жесткость корпуса.

Получение и сохранение в течение ресурса соосности опор связано с жесткостью самих опор, с точностью изготовления посадочных мест и технологией центрирования опор при сборке.

Как было показано в [30], силовая схема подвески двигателя на самолете, в которую входит и корпус двигателя, определяет деформации корпуса, и чем эти деформации меньше, тем меньше радиальные зазоры в компрессоре и турбине и тем стабильнее они с наработкой двигателя.

Уровень 2 определяет структурные связи каждой из опор с соседними модулями и функции самих опор.

За основу анализа принят двухвальный ТРДД, включающий условно все 5 опор, что позволяет очертить важность и конструкторские особенности каждой опоры: передней, средней, опоры перед и за турбиной ВД и задней.

Уровень 3 определяет структуру связей элементов самой опоры, позволяющих выполнить ей многочисленные функции, отмеченные ранее.

Уровень 4 характеризует структурные и функциональные связи тех элементов опоры, которые обеспечивают защиту от обледенения и работоспособность подшипников, демпферов, уплотнений и др.

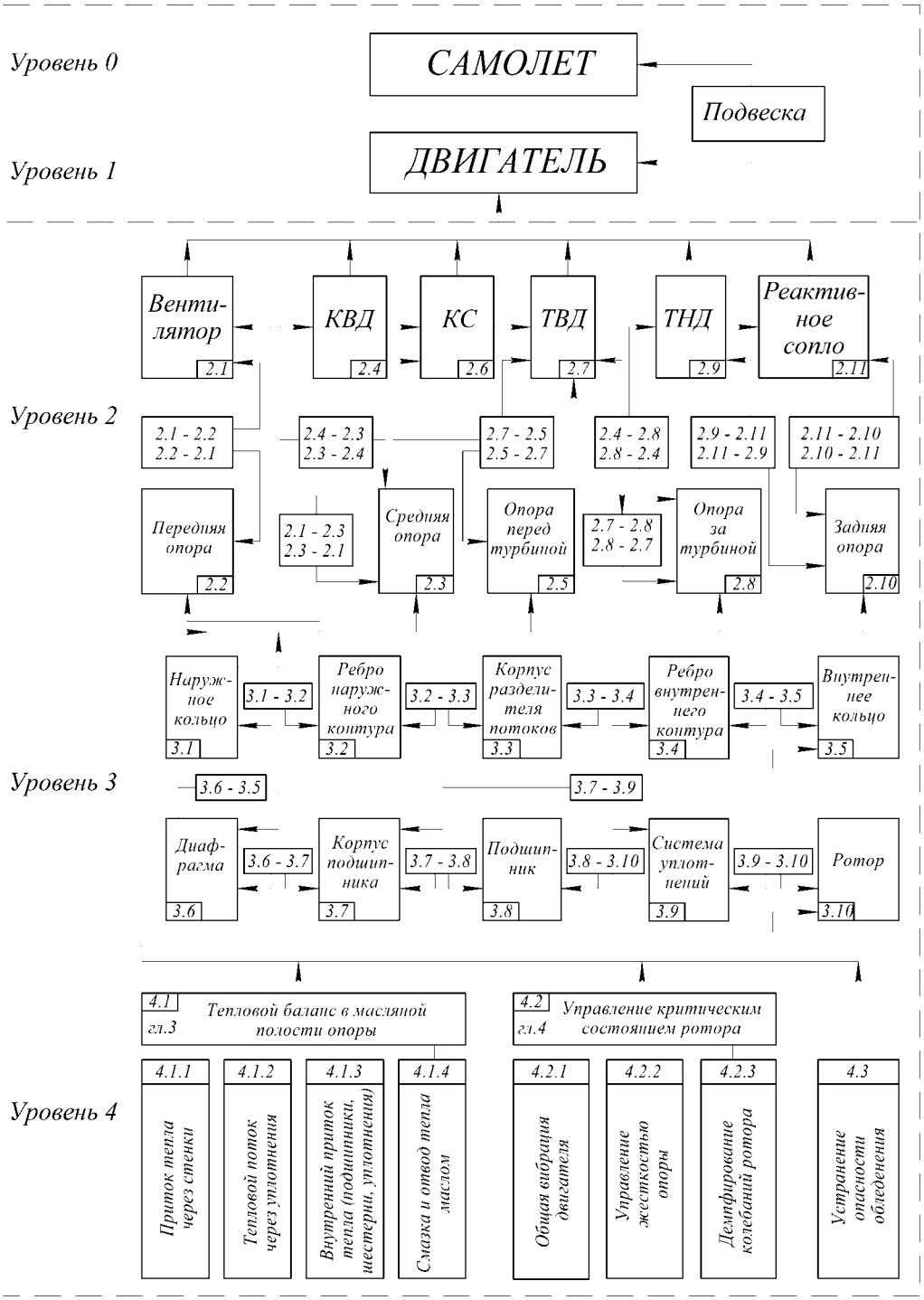


Рис. 6.26 Схема существенных связей опор ротора с подсистемами и элементами низших уровней

Уровень 2. Анализ существенных связей с другими модулями

Построение схем существенных связей второго уровня отличается от подобных схем таких объектов как компрессор или турбина тем, что число основных объектов здесь не один, а четыре – пять.

При анализе связей опоры с другими модулями следует различать *внешнюю*, *внутреннюю связь* и связь по проточной части – *газовую.*

Внешние связи формируют корпус статора двигателя, а внутренние определяют связи корпуса двигателя с ротором, включая носок ротора, подшипник, демпфер, масляную полость, систему уплотнений и тепловой защиты, а со стороны корпуса опоры – корпус подшипника и силовую диафрагму.

Газовая связь определяет результат взаимодействия решетки рабочего колеса компрессора (турбины) с ребрами опоры или решеткой НА (СА).

Передняя опора [2.2] и связи [2.1-2.2, 2.2-2.1] (см. рис. 6.3)**.**

Внешняя связь осуществляется по переднему фланцу опоры с ВУ, конструкция фланца которого согласуется с самолетным ОКБ, по заднему фланцу – с корпусом вентилятора. Отнесем к внешним связям и внешние коммуникации подвода, слива масла и суфлирования масляной полости, а также противообледенительную систему (ПОС).

Исходя из этого определения внешней связи, при проектировании опоры необходимо найти конструктивные решения для систем:

- подвода и слива масла из опоры, суфлирования опоры;
- подвода воздуха на обогрев лопаток ВНА, ребер и кока.

Решение первой задачи вызывает затруднение, особенно в опоре с ВНА, где профили лопаток с малой толщиной сводят к минимуму внутренние объемы лопаток, где можно было бы разместить трубки. Чтобы найти решение, приходится от круглого сечения трубки переходить на овальное, делать каналы в теле самих лопаток, что при их большой длине также делает эту задачу непростой.

Для решения второй задачи обычно на наружном кольце опоры образуют кольцевой ресивер, к которому подводится воздух из ПОС [29, 30] как минимум в двух местах по окружности ресивера. От ресивера производится раздача нагретого воздуха по лопаткам и далее – на обогрев кока.

В случае, когда ВНА выполнен с управляемой частью лопатки (закрылок), возникает опасность образования льда не только на поверхности лопатки, но и на закрылке. Поэтому закрылок выполняется пустотелым и через ось в него можно направить воздух для обогрева (ТРДД АЛ-31Ф).

На наружном кольце обычно устанавливается датчик обледенения.

Внутренняя связь. Ротор вентилятора своим передним носком через подшипник опирается на корпус подшипника опоры. Это роликовый или шариковый подшипник, который может работать совместно или с демпфером, или с упругим нелинейным элементом.

Если передняя опора – опора концевая, то, как в случае с опорой на рис. 6.1, передняя стенка масляной полости закрытая и уплотнение необходимо только по задней стенке. Система уплотнений обычно состоит из двух рядов уплотнений и предмасляная полость, образующаяся между ними, наддувается воздухом из промежуточной ступени компрессора, что позволяет гарантировать положительный перепад давлений на первом ряде уплотнений со стороны масла и исключает возможности утечки масла из опоры. Подвод масла на смазку и охлаждение подшипника и уплотнений осуществляют или через форсунку, или посредством масляной ванны.

Газовая связь. Следует отметить, что неподвижный кок опоры формирует конфузорный канал во ВУ перед входом в проточную часть опоры, что обеспечивает ускорение потока и равномерность поля скоростей и давлений на входе в вентилятор.

Взаимодействие решетки ВНА (стоек) и рабочего колеса приводит к возникновению шума и возбуждает колебания лопаток рабочего колеса. Как было показано в [29], оба эти процесса ослабевают при увеличении осевого зазора. Для снижения шума вентилятора из конструкции двигателя исключают ВНА, переходят на одноступенчатый вентилятор и увеличивают зазор между РК и НА до величины 2…2,5 хорд лопаток РК.

Средняя опора [2.3] и связи [2.1-2.3, 2.3-2.1] (см. рис. 6.4)

Внешние связи. Средняя опора в силовой системе двигателя выполняет ведущую роль, являясь передним поясом подвески. Она воспринимает по внешним фланцам нагрузки от силовой системы наружного контура: по переднему фланцу – от компрессора НД, по заднему – от наружной оболочки II контура, форсажной камеры, реактивного сопла в ТРДДФ и реверсивного устройства в ТРДД. Эти узлы присоединены к заднему фланцу консольно.

Внутренние связи определяются передачей осевых и радиальных сил на корпус двигателя от ротора каскада ВД и от ротора каскада НД. Средняя опора – место размещения радиально-упорных подшипников, межвальных уплотнений и центрального привода для отбора мощности для вращения насосов, генераторов и передачи мощности от стартера при запуске.

Газовая связь. Средняя опора несет разделитель потока газов на I и II контур (или корпус разделителя потоков в ТРДД с подпорными ступенями). Учитывая большие перепады радиусов расположения проточной части КНД и КВД в ТРДД с большой степенью двухконтурности, проточную часть средней опоры приходится выполнять в форме изогнутого канала с углом наклона более 30°. Поэтому главная цель при анализе проточной части – это снижение потерь давления и достижение равномерного поля скоростей и давлений на входе в КВД.

Важно использовать этот падающий тракт для улавливания твердых частиц с выбросом их во II контур через каналы в средней опоре [29].

Опора перед турбиной [2.5], связи [2.5-2.7, 2.7-2.5] (см. рис. 6.5)

Сложность анализа конструкции такой опоры состоит в том, что конструктивно опора совмещена с наружным и внутренним корпусами камеры сгорания, связанными либо лопатками выходного НА, либо пустотелыми ребрами.

Внешняя связь. Наружный корпус камеры сгорания (в нашем случае это наружное кольцо опоры) входит в силовую систему корпуса газогенератора и структурно связан с компрессором и турбиной ВД.

Внешняя и газовая связи целиком определяются функциями камеры сгорания.

Внутренняя связь определяет передачу радиальных усилий от подшипника ротора турбины ВД через диафрагму, внутренний корпус камеры сгорания, пустотелые ребра к наружному корпусу.

При таком размещении подшипника возникают две проблемы. Первая – обеспечение температуры воздуха в масляной полости опоры в пределах 100...110° С при температуре окружающей среды, дневной температуре за компрессором и температуре стенки опоры до 400...500° С. И вторая – проводка коммуникаций через проточную часть камеры сгорания. Необходимо провести трубопроводы подвода и

слива масла и системы суфлирования через скоростной поток горячего газа, провести трубопроводы с воздухом к теплообменнику, размещенному во II контуре, и от теплообменника с охлажденным воздухом для охлаждения стенок опоры.

Опора за турбиной ВД [2.8] и связи [2.8-2.7, 2.8-2.9] (см. рис. 6.13)

Рассмотрим опору за турбиной ТРДД GEnx. Как и в опоре перед турбиной, ***внешняя связь*** определяется наружным кольцом опоры, которое соединяет корпусы турбин ВД и НД. Опора находится в зоне высоких температур. Система охлаждения опоры показана ранее. Системой охлаждения определяется надежность ***внутренней связи*** – в данном случае, согласование деформации наружного и внутреннего колец.

Газовая связь основывается на конфигурации канала проточной части, продиктованной разностью радиусов тракта ТНД и ТВД с подъемом до 30°. Первая ступень турбины НД имеет сопловой аппарат (СА), установленный после опоры, поэтому задача состоит в снижении потерь давления.

В других конструкциях опора за турбиной может быть совмещена с СА первой ступени ТНД с увеличенным числом стоек (лопаток).

Задняя опора турбины [2.10] и связи [2.10-2.9] (см. рис. 6.14)

Внешняя связь. Опора является частью корпуса газогенератора и вторым поясом подвески, что диктует требования к жесткости и к системе компенсации тепловых деформаций ребер и наружного кольца.

Особенность ***внутренних связей*** определяется высокими температурами окружающей среды и местом размещения опоры – опора концевая с закрытой задней стенкой маслополости и с одним поясом уплотнений.

Газовая связь. В проточной части сечение зажато по сравнению с выходной площадью турбины НД профилированием наружного кольца опоры, что, как отмечалось ранее[29], позволяет уменьшить окружную скорость газового потока на входе в сопло.

Уровень 3. Структурные связи основных элементов опор ТРДД

Силовым корпусом опоры можно назвать следующие ее элементы: наружное кольцо, ребра и внутреннее кольцо, связанные неразъемными или разъемными (фланцевыми) соединениями в общий блок, который определяет внешние связи и, главное, жесткость опоры и корпуса двигателя в целом, а через диафрагму – и внутреннюю связь.

Самый сложный силовой корпус имеет средняя опора двухвального ТРДД, так как в ее составе наружное кольцо, ребра внешнего контура, корпус разделителя потоков, ребра внутреннего контура и внутреннее кольцо (см. рис 6.12). Именно этот полный состав элементов силового корпуса и представлен в схеме существенных связей на рис. 6.26. Остальные опоры имеют упрощенный состав силового корпуса: наружное кольцо, ребра и внутреннее кольцо. Поэтому анализ элементов опоры правильнее провести для средней опоры и начать с первой группы блоков [3.1-3.5].

Средняя опора, первая группа блоков [3.1…3.5], определяющая внешние связи.

Конструкция средней опоры неодинакова у ТРДД с разной степенью двухконтурности.

ТРДД с малой степенью двухконтурности (m = 0,2…3,0)

В наших примерах к ним относятся ТРДДФ F100-PW-229 и НК-144.

Самое простое решение в формировании силового корпуса имеет средняя опора ТРДДФ НК-144 (см. рис. 6.9), где все элементы силового корпуса и задняя диафрагма с корпусом подшипников есть единое целое, полученное литьем из магниевого сплава.

Примерно такое же решение использовано и в средней опоре ТРДДФ F100-PW-229 (см. рис. 6.4). Отсутствие подпорных ступеней в компрессоре НД позволило здесь свести к минимуму длину разделителя потоков.

Подобное исполнение конструкции средних опор используется и в ТРДД малых тяг PW 300, PW 500, AS 907 и др.

Однако литые опоры из алюминиевых и магниевых сплавов имеют ограничения в применении на двигателях для сверхзвуковых самолетов при $M_П = 2,5...3,0$ и из-за трудности обеспечения требуемой шероховатости поверхности воздушного тракта. Поэтому в опорах ТРДДФ АЛ-31Ф и РД-33 силовой корпус выполнен сварным из титанового сплава (рис.6.27). Ребра опор свариваются с внутренним и наружным кольцами. Выполненный из листового материала, к ребрам приваривается и разделитель потоков.

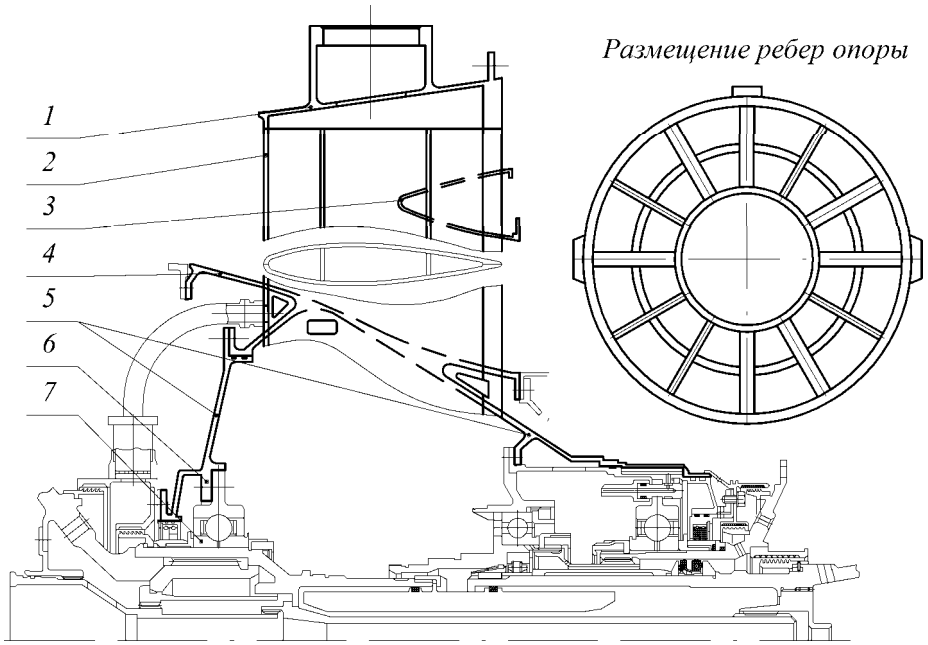


Рис. 6.27 Конструктивно-силовая схема средней опоры ТРДДФ АЛ-31Ф: 1 – наружное кольцо; 2 – ребро; 3 – разделитель потоков; 4 – внутреннее кольцо; 5 – диафрагмы; 6 – корпус подшипника;7 – внутреннее кольцо подшипника

ТРДД со степенью двухконтурности m = 4,0…6,0 (CFM56-7B)

На двигателях с такой степенью двухконтурности и с подпорными ступенями (см. рис.6.16) основой конструкции силового корпуса средней опоры становится корпус разделителя потоков [блок 3.3], выполненный литьем совместно с ребрами внутреннего контура [блок 3.4] и внутренним кольцом [блок 3.5] (рис. 6.28). Через тракт внутреннего контура и далее через разделитель потоков проходят пустотелые ребра. Пустотелые ребра внешнего контура [блок 3.2] соединяются с ребрами в разделителе потоков [связь 3.2-3.3] и с наружным кольцом [блок 3.1 и связь 3.1-3.2].

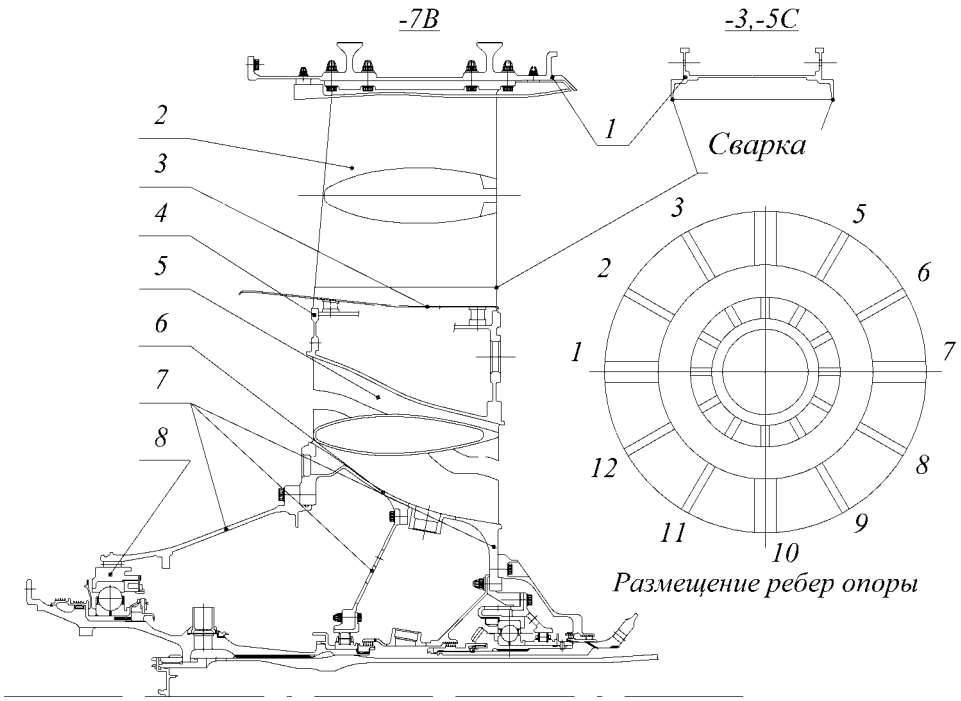


Рис. 6.28 Конструктивно-силовая схема средней опоры ТРДД CFM-56: 1 – наружное кольцо; 2 – ребро наружное; 3 – обтекатель внутренний; 4 – корпус разделителя потоков; 5 – ребро внутреннее; 6 – внутреннее кольцо; 7 – диафрагмы; 8 – корпус подшипника

Необходимость пустотелых ребер от наружного до внутреннего кольца в таких ТРДД объясняется тем, что коробка с приводными агрегатами размещается на наружном корпусе двигателя и приводную рессору приходится вести через тракт внутреннего и внешнего контура (через пустотелые ребра).

Соединение пустотелых ребер внешнего контура с ребрами разделителя потоков [связь 3.2-3.3] выполняется обычно сваркой встык, а с наружным кольцом [связь 3.1-3.2] – или сваркой встык, или болтами.

В первом случае на внутренней поверхности наружного кольца должны быть ответные выступы (высотой 25…50 мм) по профилю ребер.

Во втором случае ребра на периферийном диаметре должны иметь фланцы, которыми они стыкуются с наружным кольцом.

Для формирования цилиндрических поверхностей внешнего тракта в зоне опоры используются обтекатели, выполненные из листа, которые крепятся к наружному кольцу [блок 3.1] и к корпусу разделителя потоков [блок 3.3] винтами.

Пустотелые ребра опоры [блоки 3.2, 3.3, 3.4] имеют разную толщину профиля. Максимальная толщина и длина хорды профиля у ребер, расположенных по горизонтали и вертикали, они имеют отъемную хвостовую часть во внешнем контуре. Увеличение толщины вертикальных ребер сделано по двум причинам: 1) вертикальные стенки испытывают большие инерционные нагрузки при эволюциях самолета; 2) через нижнюю вертикальную стойку осуществляется слив масла.

Горизонтальные «толстые» ребра вместе с вертикальными определяют жесткость опоры, через одно из них (№ 10) проходит рессора привода коробки приводных агрегатов, а через другое (№ 4) проходит блок трубопроводов с внутреннего корпуса на наружный. Коммуникации могут проходить и через другие ребра.

ТРДД со сверхвысокой степенью двухконтурности m = 8…12

При проектировании силового корпуса средней опоры у двигателей такого класса (см. рис. 6.12) также доминирует концепция соединения корпуса разделителя потоков [блок 3.3] с внутренним кольцом [блок 3.5] и ребрами [блок 3.4] в единой отливке. Ребра наружного контура [блок 3.2] имеют фланцевые болтовые соединения и с корпусом разделителя потоков [блок 3.3], и с наружным кольцом [блок 3.1].

Такое решение оправдано не только уходом от технологических затруднений при изготовлении опоры, но и тем, что коробка приводов в этом случае размещена или на задней стенке разделителя потоков (ТРДД GEnx), или за ней на корпусе внутреннего контура (ТРДД PW4000) (рис. 6.29). Это означает, что приводные агрегаты размещены под внутренней оболочкой II контура и приводная рессора коробки приводов должна проходить только через ребра I контура.

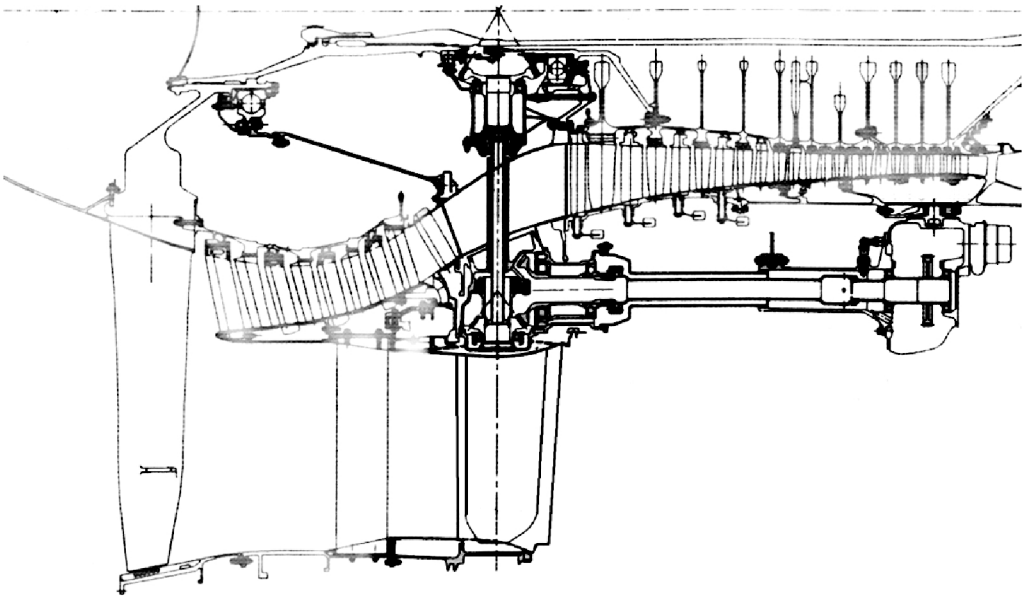


Рис. 6.29 Средняя опора ТРДД PW4000 с центральным приводом и размещением агрегатов под внутренней оболочкой второго контура: 1 – корпус; 2 – центральный привод; 3 – приводная рессора; 4 – коробка приводов агрегатов

Следует отметить, что такое решение возможно только при разъемных оболочках наружного контура или разъемном корпусе реверсивного устройства.

Средняя опора, как было показано в [30], является основным поясом подвески двигателя на самолете. Узлы подвески размещаются на наружном кольце и на задней стенке корпуса разделителя потоков, т.е. на элементах силового корпуса опоры.

Выводы из анализа

У ТРДД с малой степенью двухконтурности m = 0,2…3,0 силовой корпус опоры выполняется как единое целое литьем или сваркой.

У ТРДД со степенью двухконтурности m = 4,0…6,0 литьем выполняется часть силового корпуса, состоящая из разделителя потоков, ребер внутреннего контура и внутреннего кольца; ребра наружного контура соединяются с корпусом разделителя потоков сваркой, а с наружным кольцом – сваркой или фланцевыми соединениями.

Все ребра пустотелые, а коробка приводов размещается на наружном корпусе двигателя.

У ТРДД со степенью двухконтурности m = 8…12 коробка приводов размещается или на задней стенке корпуса разделителя потоков, или на корпусе компрессора ВД. Силовой корпус состоит, как и в предыдущем случае, из корпуса разделителя потоков, отлитого вместе с ребрами и кольцом внутреннего контура, но ребра наружного контура крепятся болтами как с наружным кольцом, так и с разделителем потоков.

Средняя опора, вторая группа блоков [3.6…3.10], формирующая внутренние связи.

3.6 Диафрагма. Соединяя корпус подшипников с силовым корпусом опоры, диафрагма определяет жесткость опоры ротора в радиальном и осевом направлениях. Перемещения по этим двум направлениям ограничиваются по разным причинам.

Радиальные перемещения увеличивают радиальные зазоры в компрессоре и турбине, искажают окружное распределение их величин и в итоге снижают КПД.

Осевые смещения в РУП каскада ВД ограничены заботой о работоспособности конической зубчатой передачи центрального привода (при осевом смещении ротора вперед уменьшается монтажный зазор в зацеплении), а также требованиями сохранения геометрии рабочих поверхностей контактных уплотнений. Осевые смещения влияют и на осевые зазоры в проточной части.

Важна роль диафрагмы и в компенсации тепловых деформаций на участке между внутренним кольцом [блок 3.5] и корпусом подшипников [блок 3.7].

Конструктивные формы диафрагмы определяются нагружением (требуемой жесткостью) и местом размещения подшипника относительно силового корпуса опоры.

Связь диафрагмы с силовым корпусом опоры [3.6–3.5] может быть разъемной (фланцевое соединение) и неразъемной – все определяется возможностями монтажа остальных деталей в самой опоре.

3.7 Корпус подшипников. 3.8 Подшипники. Важно рассматривать оба блока одновременно и проводить анализ их геометрических параметров в связях [3.7-3.8] и [3.8-3.10].

Многообразие конструкций подшипниковых узлов с элементами фиксации гаек показано на рис. 6.30.

Корпус подшипников – кольцо с увеличенной толщиной стенки, позволяющей сохранить требования к геометрии на разных режимах нагружения опор. Обычно он несет на себе элементы маслоподвода и уплотнения опор. Масло подводится не только на смазку и охлаждение подшипника, но и в камеры гидродинамических демпферов. Поэтому каналы маслоподвода часто выполняются в стенках корпуса.

При установке в корпус РУП [связь 3.7-3.8] предпочтительнее воспринять осевую силу заплечиком корпуса, а не гайкой. Однако это не всегда удается сделать из-за невозможности сборки подшипникового узла.

При креплении роликового подшипника ротора двигателя с помощью упора в заплечик возможна осевая фиксация и стопорным кольцом (ТРДДФ РД-33).

Установка подшипников в алюминиевые и магниевые корпуса производится через стальную втулку.

Установка РУП на носок вала [связь 3.8-3.10] обычно выполняется в упор заплечика вала через регулировочное (дистанционное) кольцо или через деталь системы уплотнения, выполняющую роль этого кольца, чтобы выдержать монтажные осевые зазоры в проточной части. Требования к геометрии корпуса и носка вала приведены на (рис. 6.31).

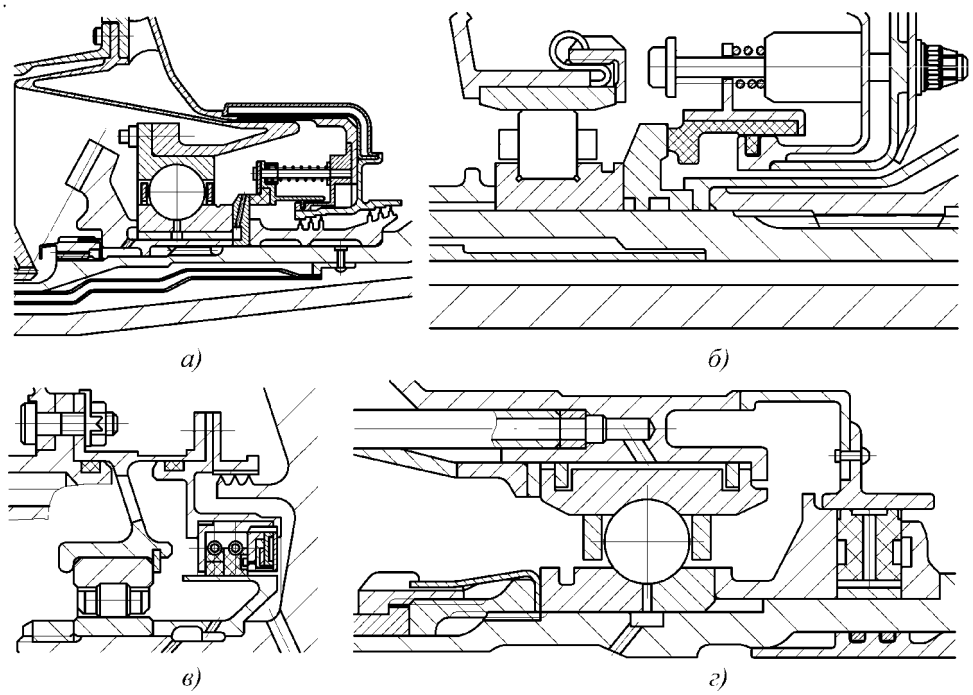


Рис. 6.30 Примеры конструктивного исполнения блока «корпус подшипника-подшипник-вал-система уплотнений»: а) F100; б) V2500; в) РД-33; г) Д-27

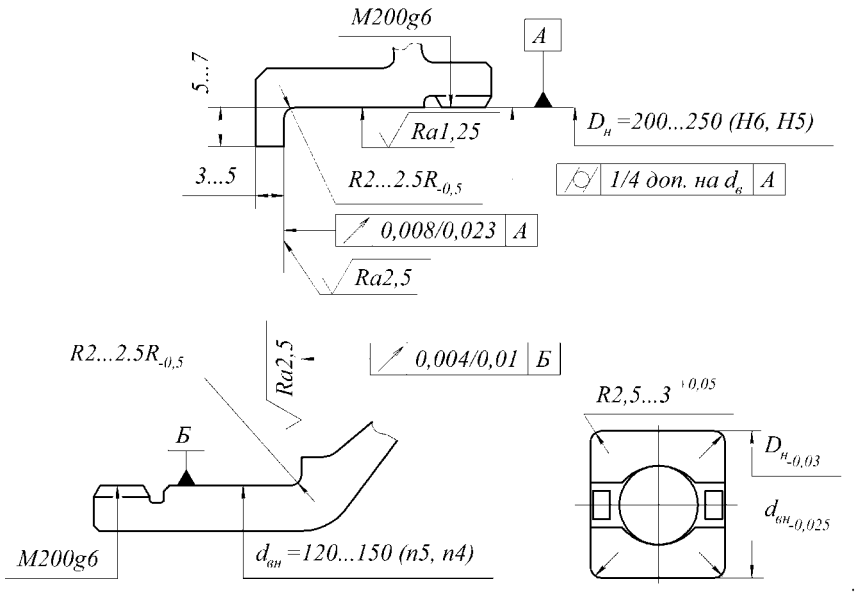


Рис. 6.31 Примерные требования к геометрии посадочных мест в корпусе и на валу
($D_н$ = 200...250 мм, $d_{вн}$ = 120...150 мм)

Для анализа принят некоторый средний (часто применяемый в ГТД) диапазон габаритов подшипников по диаметрам: наружному $D_{H} = 200...250\,мм$ и внутреннему $d_{ВН} = 120...150\,мм.$

Правила назначения посадок подшипников в корпус и на вал определены стандартами в [30].

3.9 Система уплотнений. В соответствии с требованиями к конструкции опоры не допускается выход масла из масляной полости в проточную часть двигателя. Опасность попадания масла в тракт компрессора определяется тем, что происходит недопустимое загрязнение воздуха, который отбирается в систему кондиционирования самолета, а при попадании в проточную часть турбины неизбежно загорание масла, которое может распространиться и на масляную полость (дефект – «возгорание масла в опоре»).

Проблема герметизации масляной полости опоры состоит в том, что одна из ее стенок – вращающийся вал, и этот зазор между вращающимся валом и примыкающими к нему неподвижными стенками полости необходимо уплотнить. Таких зазоров в зависимости от положения опоры в конструктивно-силовой схеме двухвального ТРДД может быть от одного до трех.

В концевых опорах передней и обычно задней – один зазор (см. рис. 6.3 и 6.6), два – в опоре турбины с одним подшипником (см. рис. 6.13), три – в средней опоре (см. рис. 6.12) и опоре турбины с двумя подшипниками (см. рис. 6.17). Отметим, что в опоре турбины трехвального ТРДД НК-56 с межвальным подшипником 6 зазоров.

Исключить вытекание масла через эти зазоры можно, используя целую систему уплотнений, при выполнении двух непременных условий: давление воздуха снаружи опоры, т.е. перед уплотнениями, должно быть выше, чем внутри масляной полости и, учитывая ограниченный объем полости, должен быть обеспечен отвод воздушно-масляной смеси из масляной полости через систему суфлирования или через систему откачки масла из опоры.

Совокупность всех уплотнений в опоре называют *системой уплотнений*, а уплотнения, закрывающие каждый из зазоров – *подсистемой уплотнений*.

Подсистему уплотнений переднего и заднего зазора стремятся выполнить в две ступени, создавая, таким образом, *предмасляную полость*, которая позволяет решить две задачи: поставить еще один заслон при утечке масла из опоры и, главное, обеспечить *одинаковость давлений наддува всех уплотнений масляной полости опоры.*

Это последнее условие не является обязательным требованием к конструкции опоры, но его стремятся выполнить, т.к. нарушение его увеличивает вероятность вытекания масла из опоры в проточную часть на нерасчетных режимах в высотных условиях, когда перепад давления на одном из уплотнений масляной полости станет критическим из-за падения давления наддува.

Первая ступень может состоять из маслоотражательного кольца и лабиринтного уплотнения или из контактного уплотнения. Во второй ступени обычно устанавливаются лабиринтные уплотнения.

Отметим, что при компоновке подсистем *межвальных уплотнений* (рис. 6.32) доминируют два подхода: 1 – корпус уплотнения (невращающаяся часть) соединен с корпусом опоры (F100-229, CFM56); 2 – все элементы уплотнения закрепляют на вращающихся валах (НК-8, НК-144, GEnx).

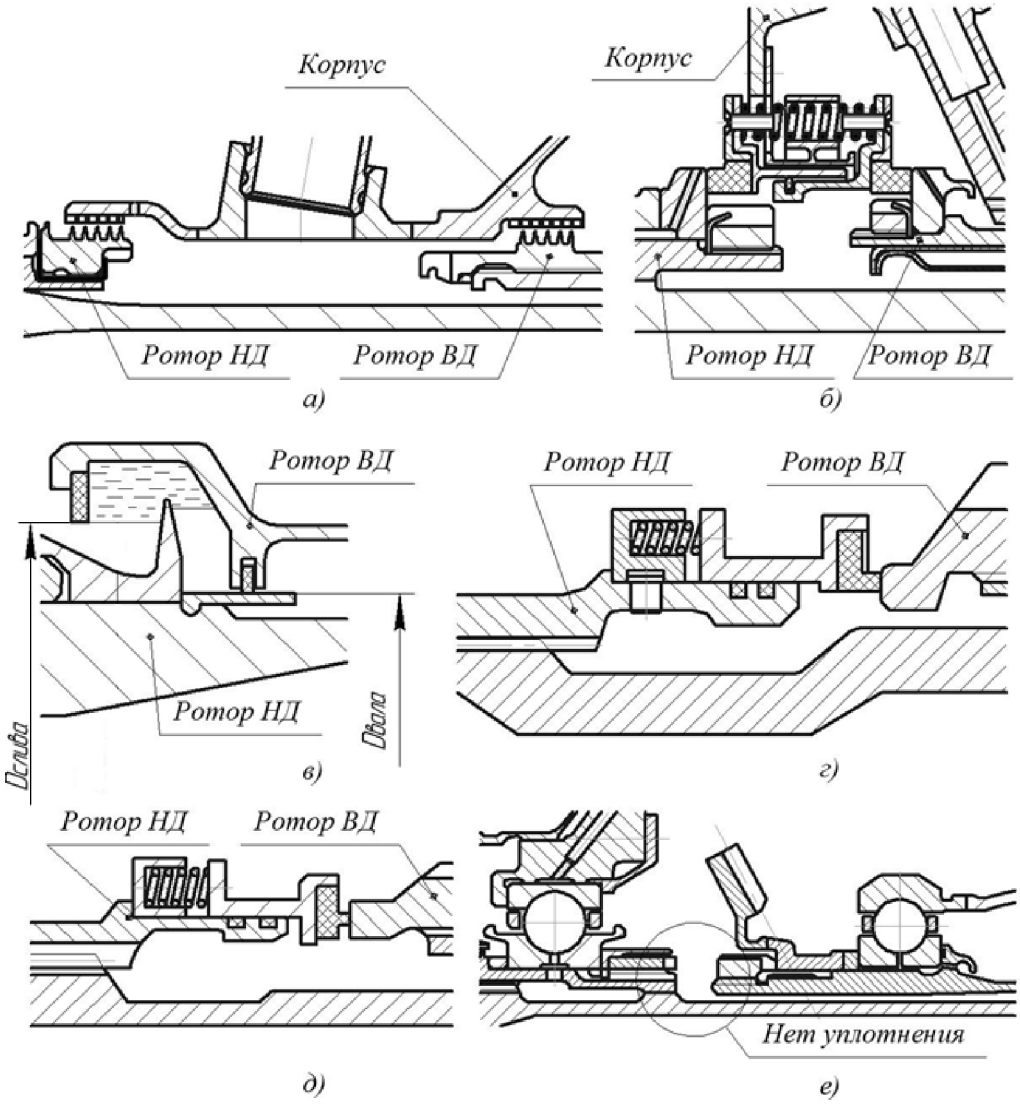


Рис. 6.32 Подсистема межвальных уплотнений: а) ТРДД CFM56-7B; б) ТРДДФ F100-229; в) ТРДД V2500(гидрозатвор); г) ТРДД НК-8; д) ТРДДФ НК-144; е) ТРДДФ RB199

3.10 Ротор. Ротор в модуле «Опора ротора» представлен элементом, которым он опирается на подшипник.

Для анализа функций этого участка ротора возьмем носок вала ротора ВД ТРДД (рис. 6.33), который является элементом структурных связей, обеспечивая:

- соосность ротора и статора, радиальные и осевые зазоры в каскаде ВД;
- передачу радиальной и осевой силы от ротора к РУП;
- внутренний подвод масла на смазку и охлаждение РУП;
- формирование масляной полости, ее системы уплотнений, включая межвальное уплотнение;
- создание предмасляной полости и ее уплотнений;
- передачу крутящего момента на шестерни центрального привода;
- теплоизоляцию и наддув системы уплотнений.

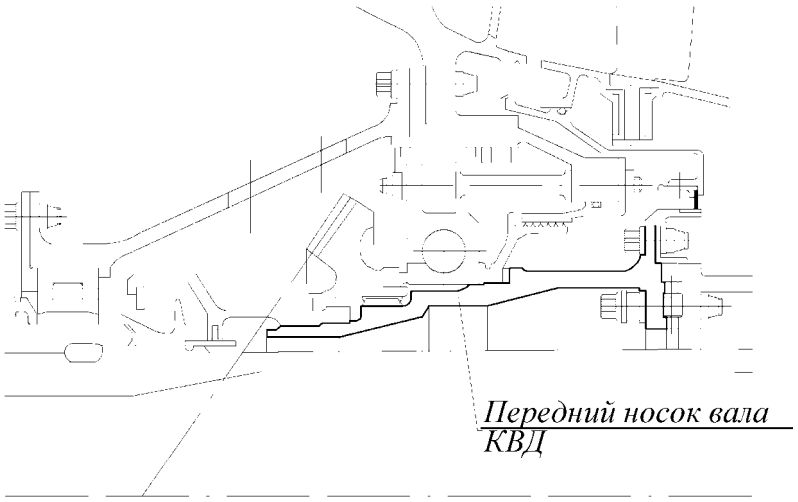


Рис. 6.33 Конструктивное оформление, функциональные и структурные связи ротора КВД и опоры (ТРДД V2500)

Уровень 4. Элементы, обеспечивающие тепловое состояние и работоспособность системы «ротор – опоры»

На этом уровне декомпозиции опоры (см. рис. 6.26) выделены два направления:

1. Методы снижения тепловых потоков от внешних и внутренних источников (блок 4.1).

2. Способы управления критическим состоянием ротора (блок 4.2).

Учитывая важность и число рассматриваемых задач, оба блока выделены в отдельные разделы:

3. Тепловой баланс в масляной полости опоры.

4. Управление критическим состоянием ротора.

Анализируются возможности снижения тепловых потоков в масляную полость и достижения баланса между подводом и отводом тепла, подробно рассматриваются меры по снижению прогибов ротора при проходе через критические частоты вращения и меры против обледенения элементов передней опоры. Дан анализ конструкции центрального привода для отбора мощности от ротора на привод агрегатов.

§6.3 Тепловой баланс в масляной полости опоры

Масляная полость опоры является основным объектом масляной системы двигателя, именно здесь организуется смазка пар трения: подшипников, шестерен, шлиц и др.

Однако масло, подаваемое на эти элементы, выполняет еще одну не менее важную функцию – это отвод тепла от ротора и стенок масляной полости. С этой целью через масляную полость прокачивается значительно большее количество масла, чем это необходимо для самого процесса смазывания пар трения. К примеру, для смазки радиально-упорного подшипника достаточно $0{,}1...0{,}2\,л/ч$, а для отвода от него тепла ($10...20\,кВт$) на четыре порядка больше – $540...600\,л/ч$ ($0{,}15\,л/с$) [1].

Отвод тепла необходим для сохранения смазывающей способности масла, которая снижается при нагреве, т.к. улетучиваются легкие фракции, меняются его физико-химические свойства (плотность, вязкость и др.).

Эта температура составляет 120...150°С для минеральных масел (МС-8П) и 200...220°С – для синтетических масел (ИПМ-10, ВНИИНП-50).

При дальнейшем росте температуры масло может начать коксоваться, а при локальном перегреве стенок масляной полости может произойти его возгорание. Это явление более вероятно в опорах турбины.

Высокие температуры в масляной полости сокращают время устойчивого функционирования масла и его приходится чаще заменять.

Тепловой поток в масляную полость идет от источников тепла – *внешних* (рис. 6.34) и *внутренних*.

Внутренние источники связаны с выделением тепла при трении $(Q_{тр})$: в подшипниках $(Q_{подш})$, шестернях центрального привода $(Q_{ш})$ и контактных уплотнениях $(Q_{конт.упл.})$.

Внешние источники – это:

– тепло, проникающее через стенки масляной полости $(Q_{ст})$ от нагретого воздуха, который ее окружает, и тепло от контакта вала с нагретым диском;

– тепло нагретого воздуха, проникающего через уплотнения масляной полости $(Q_{упл})$.

$$Q_{тр} = Q_{подш} + Q_{ш} + Q_{конт.упл},$$

$$Q_{ст} = \Sigma Q_{бок.ст} + Q_{цилиндр.ст} + Q_{вала},$$

$$Q_{упл} = \Sigma G_{T_B} C_{p_B} (t_B - t_{М.П.}),$$

где G_{T_B} – расход воздуха через систему уплотнений опоры, кг/с ;

C_{p_B} – теплоемкость воздуха, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$

$t_B, t_{М.П.}$ – температура воздуха наддува и воздуха внутри масляной полости, $К$.

Общее количество тепла, поступающего в масляную полость:

$$Q_{М.П} = Q_{тр} + Q_{ст} + Q_{упл}.$$

Чтобы поддерживать заданную температуру масла, тепло, поступающее в масляную полость $(Q_{М.П})$, отдают «холодному» маслу $(Q_{масла})$, которое в ней циркулирует.

Для установления теплового равновесия, теплового баланса в масляной полости количество тепла, отводимого маслом из опоры, именуемое теплоотдачей в масло $(Q_{масла})$, должно быть равно количеству тепла, поступающему в масляную полость $(Q_{М.П})$:

$$Q_{масла} = Q_{М.П}.$$

Тогда потребное количество масла в единицу времени или прокачка масла через опору:

$$W = \frac{Q_{масла}}{C_{P_M}(t_{м.вых} - t_{м.вх})},$$

где $Q_{масла}$ – теплоотдача в масло на максимальном режиме $(H = 0, V = 0)$, $Вт$;

C_{P_M} – теплоемкость масла, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$;

$t_{м.вых}$, $t_{м.вх}$ – температура масла на выходе и входе в опору, $К$.

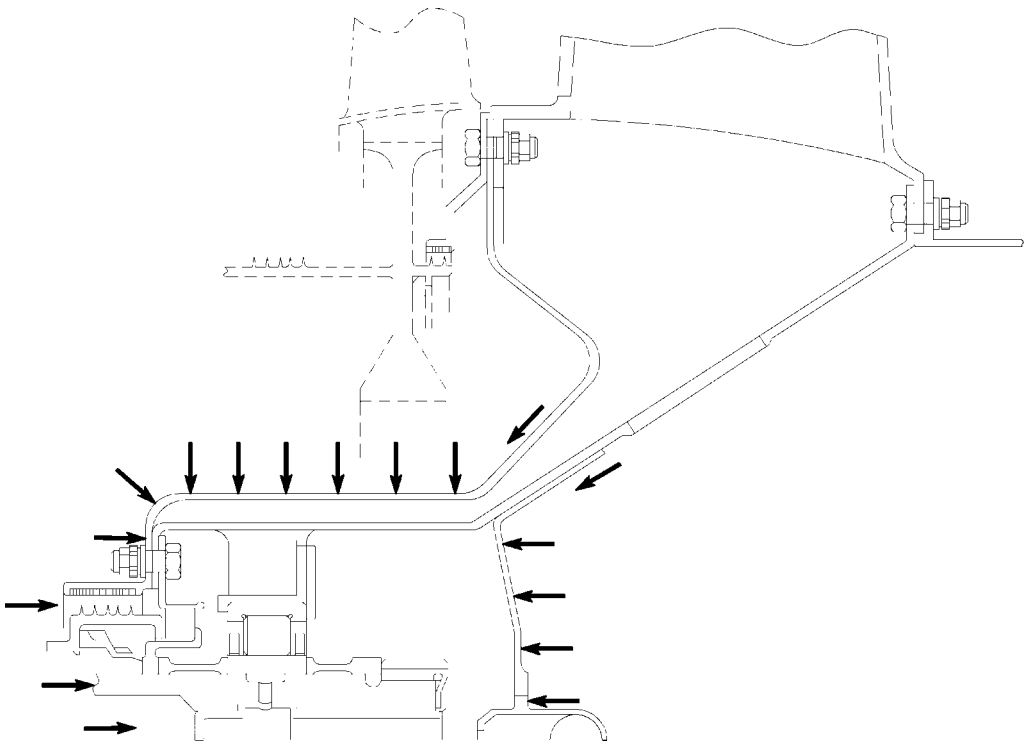


Рис. 6.34 Схема внешних тепловых потоков в масляной полости опоры (ТРДД PW6000)

Тепловая задача при проектировании опоры состоит в том, чтобы обеспечить тепловой баланс при минимальной прокачке масла. Это возможно только за счет снижения величины теплового потока в опору.

Для снижения теплового потока в масляную полость используют:

1) минимизацию объема и поверхности стенок масляной полости;

2) теплоизоляцию и охлаждение стенок воздухом;

3) повышение эффективности систем уплотнений опоры.

Управление притоком тепла через стенки (4.1.1, см. рис. 6.26**)**. Анализируя тепловой баланс для всех опор проектируемого двигателя, можно наметить конструктивные меры по снижению теплового потока в масляную полость, по достижению требуемой температуры масла на выходе при минимальной прокачке масла.

Для анализа возможностей снижения теплового потока через стенки масляной полости опоры используем основные положения теории теплопередачи [3].

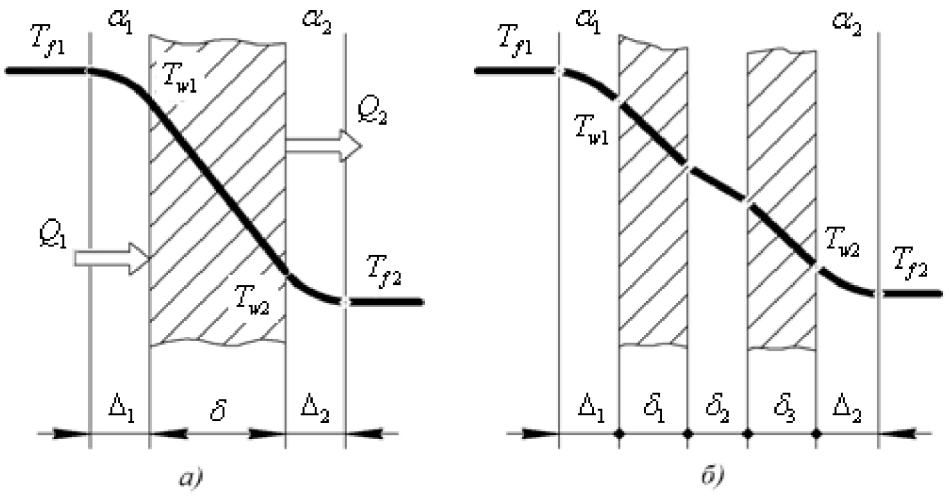


Рис. 6.35 Теплопередача от газа к стенке через твердую плоскую стенку и от стенки к газу: а) однослойная стенка; б) многослойная стенка

Согласно гипотезе Фурье количество тепла, проходящее через единичную площадь плоской стенки в единицу времени, пропорционально градиенту температур (рис. 6.35):

$$q = \frac{Q}{S\tau} = \lambda \frac{(T_{W_1} - T_{W_2})}{\delta},$$

где q – поверхностная плотность теплового потока (удельный тепловой поток), $\frac{Вт}{м^2}$;

Q – количество тепла, передаваемое через систему, $Вт$;

S, δ – площадь и толщина стенки, $м^2$, $м$;

τ – время, $с$;

λ – коэффициент теплопроводности, $\frac{Вт}{м \cdot К}$;

T_{W_1}, T_{W_2} – температура на левой и правой стороне стенки, $К$.

Количество тепла, тепловой поток через стенку:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta}(T_{W_1} - T_{W_2})S\tau.$$

Величина отношения $\frac{\lambda}{\delta}$ характеризует термическое сопротивление стенки.

Удельный тепловой поток от газа к стенке (см. рис. 6.35) и от стенки к газу связан с ***турбулентным пограничным слоем*** Δ_1 и Δ_2, где происходит интенсивный перенос тепла.

Учитывая, что распределение температуры в пограничном слое оценить трудно, удельный тепловой поток определяют по формуле Ньютона, и значение его к левой поверхности:

$$q = \alpha_1 (T_{f_1} - T_{W_1}),$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи, $\frac{Bm}{м^2 \cdot K}$, а его обратная величина $\frac{1}{\alpha_1}$ характеризует термическое сопротивление тепловому потоку со стороны T_{f_1} к стенке с температурой T_{W_1}.

Тепловой поток от правой поверхности стенки к газу:

$$q = \alpha_2 (T_{W_2} - T_{f_2}),$$

Тогда

$$T_{f_1} - T_{f_2} = q\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}\right).$$

Выражение в скобках называют ***суммарным термическим сопротивлением*** пограничного слоя на левой стороне стенки, твердой стенки и пограничного слоя на правой поверхности стенки и обозначают $\frac{1}{k}$, где k– коэффициент теплопередачи от воздуха к маслу.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

В случае с многослойной стенкой (n стенок) в конструкции опоры (см. рис. 6.1)

$$q = \frac{T_{f_1} - T_{f_2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad Q = \frac{\left(T_{f_1} - T_{f_2}\right) S}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \tag{6.1}$$

Выражения (6.1) дают возможность наметить пути снижения теплового потока в масляную полость через стенки.

Температура снаружи масляной полости T_{f_1} должна быть снижена конструктивными мерами. Это важно в первую очередь для турбинной опоры. Решение этой задачи показано в конструкции опоры турбины ТРДД CFM56 (см. рис. 6.17), когда в междисковую полость турбины подается воздух из промежуточной ступени компрессора, а стенка маслополости омывается холодным воздухом из подпорных ступеней.

В термическом сопротивлении стенки ее толщина δ не играет большой роли, т.к. эти толщины находятся в пределах $1...3\,мм\,(0,001...0,003\,м)$ в турбинной опоре и $3...5\,мм$ в средней опоре.

Однако толщина стенки важна в теплоизоляционных слоях и, в первую очередь, в «воздушных стенках». Коэффициент теплопроводности воздуха ниже, чем у стали, на два порядка, а в сравнении с алюминиевым сплавом – на три порядка. Важную роль в создании эффективной теплоизоляции масляной полости играет подбор материала с малым значением коэффициента теплопроводности λ. В табл. 6.1 представлены λ для материалов, применяемых в конструкции опор.

Таблица 6.1. ***Коэффициенты теплопроводности для материалов опор***

Материал стенки	λ, $Вт/м \cdot К$				
	20°	100°	200°	300°	400°
Алюминиевый сплав АЛ-4	152	155	161	169	173
Сталь ЭИ-609	24,3	25,1	26,0	26,4	25,1
Титановый сплав ВТ-20	-	8,8	10,2	10,9	12,2
Магниевый сплав МЛ-9	117	117	117	122	122
Теплоизоляционные материалы					
Воздух	0,0257	0,0303	0,0393	0,0478	0,0541
Вата стеклянная	0,035…0,081				
Войлок асбестовый	0,052…0,093				
Вата каолиновая	0,076				

Конструктивное оформление теплоизоляции показано на рис. 6.36 и ранее – на опорах других двигателей.

Наиболее распространенная тепловая защита – это экран с воздушной прослойкой, продуваемой охлаждающим воздухом наддува уплотнений или непродуваемой, замкнутой. В последнем случае даже двухмиллиметровый воздушный слой снижает тепловой поток наполовину:

$$T_{CT\ \text{ср}} = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2}.$$

Использование теплоизоляционных материалов требует мер по защите их от внешнего воздействия, чтобы исключить разрушение, и от загрязнения (например, маслом), чтобы не потерять изолирующие свойства.

Обычно теплоизоляционная вата накладывается на изолируемую поверхность на клею, а затем аккуратно накрывается рифленым слоем фольги толщиной $0,05...0,08\,мм$ из жаропрочной стали.

Температуры стенки. Температуру стенки опоры (см. рис. 6.35, *а*) можно оценить, используя выражение для удельного теплового потока (6.1), находя T_{w1}, T_{w2} и среднее значение температуры стенки $T_{ст.ср}$:

$$q = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{k}; \qquad T_{w1} = \frac{\alpha_1 \cdot T_{f1} - q}{\alpha_1};$$

$$T_{w2} = \frac{\alpha_2 \cdot T_{f1} - q}{\alpha_2}; \qquad T_{ст.\text{ср}} = \frac{(T_{w1} + T_{w2})}{2}.$$

В опорах турбины для увеличения термического сопротивления в стыке диска турбины с носком вала и при посадках подшипников, уплотнений и др. на вал используются меры воздействия на площадь контакта S (рис. 6.37).

Фланцевое соединение носка вала с диском делают ступенчатым, с выфрезеровками, фланец на диске с удлиненной оболочкой, а вал в месте посадки кольца подшипника делают с кольцевыми канавками или устанавливают подшипник через промежуточное кольцо того же назначения.

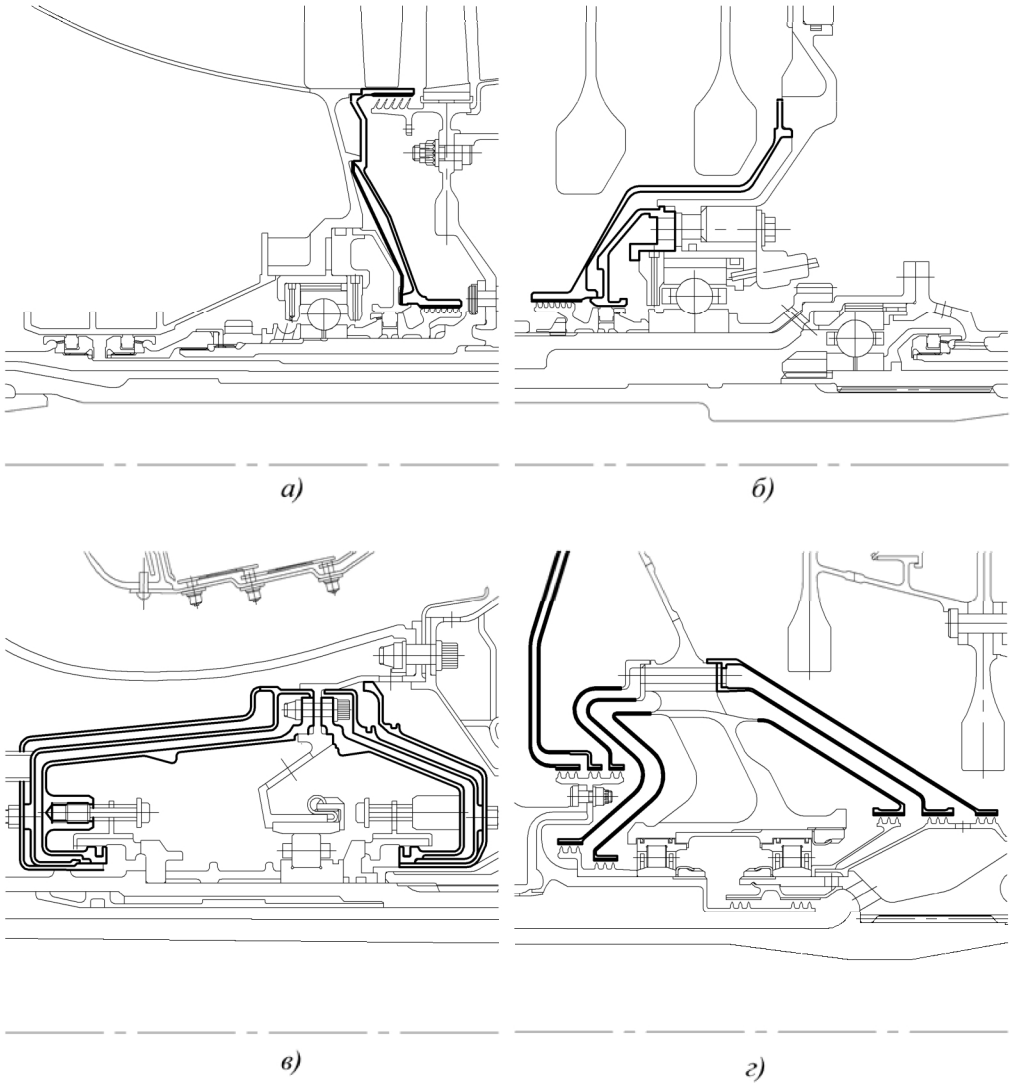


Рис. 6.36 Примеры конструктивного исполнения теплоизоляции опор: а) средняя опора ТРДД НК-44 (проект); б) средняя опора ТВВД НК-93; в) опора турбины ТРДД V2500; г) опора турбины ТРДД RB432

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 представляют основную сложность при анализе величины термического сопротивления стенки, т.к. определяются или экспериментально, или решением дифференциальных уравнений, описывающих перенос тепла от газа к твердой стенке и от твердой стенки к газу, т.е. в тепловом пограничном слое (Δ_1 и Δ_2), или методом обобщенных параметров.

В таком слое газа у поверхности твердого тела теплота передается теплопроводностью, поэтому для определения теплового потока можно применять закон Фурье $q = -\lambda \cdot \mathrm{grad}\, T$ [3].

Из уравнения $\alpha \Delta T = \lambda \cdot \mathrm{grad}\, T$ выделяют комплекс:

$$\frac{\alpha \Delta T}{\lambda \cdot \mathrm{grad}\, T} \to \frac{\alpha l}{\lambda} \equiv \mathrm{Nu}$$ – критерий Нуссельта,

где α – коэффициент теплоотдачи, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$;

l – характерный размер поверхности теплообмена, м;

λ – теплопроводность газа в тепловом пограничном слое, $\frac{Вт}{м \cdot К}$.

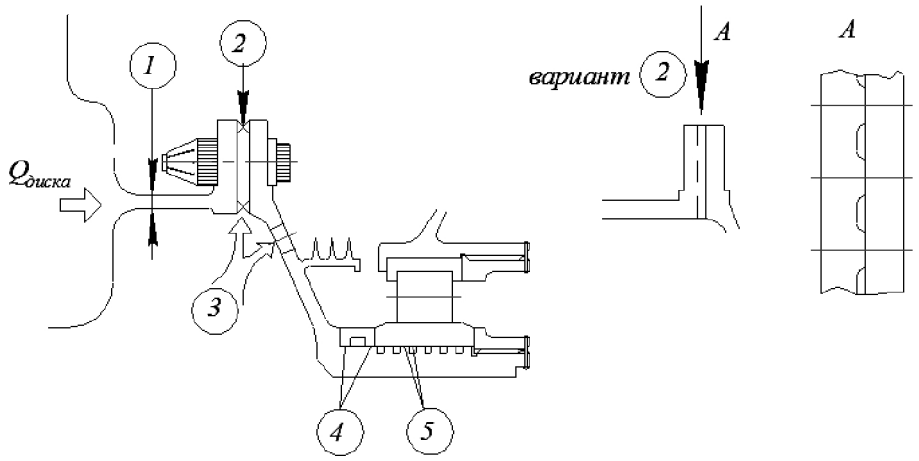


Рис. 6.37 Примеры увеличения термического сопротивления носка вала конструктивными мерами: 1 – тонкостенная удлиненная оболочка (заужение площади); 2 – торцевое шлицевое соединение (уменьшение площади контакта), вариант 2 – уменьшение площади контакта по фланцам с помощью выфрезеровок; 3 – охлаждение воздухом; 4, 5 – уменьшение контакта с валом (контакт по узким плоскостям втулки и кольцевым пояскам вала)

Нахождение коэффициента теплоотдачи сводится к определению величины критерия Нуссельта для конкретного случая теплопередачи. Критерий Нуссельта есть функция от числа Рейнольдса (Re) и числа Прандтля (Pr):

$$\mathrm{Nu} = f\left(\frac{x}{l}, \mathrm{Re}, \mathrm{Pr}\right), \qquad \mathrm{Re} = \frac{wl}{\nu}, \qquad \mathrm{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda_г},$$

где $\frac{x}{l}$ – относительная длина участка теплообмена;

w – скорость течения газа, $\frac{м}{с}$;

ν – кинематическая вязкость газа, $\frac{м^2}{с}$;

μ– динамическая вязкость, $\frac{Н \cdot с}{м^2}$;

$\lambda_г$ – теплопроводность газа $\frac{Вт}{м \cdot К}$;

c_p – удельная теплоемкость газа, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$.

Так, при определении теплоотдачи в ламинарном пограничном слое на длине x [3]:

$$\mathrm{Nu}_x = 0,323\sqrt{\mathrm{Re}}\sqrt[3]{\mathrm{Pr}},$$

$$\alpha = \frac{0,323\sqrt{\mathrm{Re}}\sqrt[3]{\mathrm{Pr}}\lambda_г}{x}.$$

Можно заключить, что при увеличении скорости обтекания стенки нагретым газом w, длины участка нагрева l коэффициент теплоотдачи будет расти.

Снижение площади поверхности стенок S (а следовательно и объема маслополости) особо важно в опорах турбины, где велик удельный тепловой поток из-за большой разности температур $T_{f_1} - T_{f_2}$.

Однако возможность такого снижения ограничивают два обстоятельства:

1. Уменьшение объема маслополости до некоторого критического значения приводит к интенсивному разбрызгиванию масла при ударе о стенки после срыва масла с вращающихся роторных деталей. Это приводит к дополнительным утечкам масла через систему суфлирования и уплотнений.

2. Масляная полость должна иметь достаточные размеры для того, чтобы масло, стекающее со стенок при останове двигателя, не стало вытекать через зазоры в уплотнениях, т.е. уровень масла на стоянке не должен быть выше «ватерлинии», проходящей через нижнюю точку зазора в уплотнении.

Уменьшение теплового потока через уплотнения (4.1.2, см. рис. 6.26)

Роль системы уплотнений в снижении теплового потока, идущего в масляную полость, определяется основным принципом функционирования опор роторов ГТД: выход масла из опоры исключается за счет создания и поддержания положительного перепада давлений между средой, окружающей масляную полость, и масловоздушной смесью внутри масляной полости. Недостаток такой схемы в том, что воздух, который проникает через уплотнения, несет дополнительное тепло в масляную полость. Но с этим мы вынуждены мириться.

На рис. 6.38 дана зависимость $Q_в = f(G_в)$ – приток тепла $Q_в$ с каждым граммом воздуха $G_в$, проникающего через лабиринт в масляную полость опоры при разных температурах этого воздуха $t_в$. Оценки сделаны при температуре масла на выходе $150°\mathrm{C}$ [17].

Задача состоит в том, чтобы снизить расход воздуха через уплотнения.

В анализе следует исходить из того, что расход воздуха зависит от величины давлений, а также от типа и конструкции уплотнения.

В лабиринтных уплотнениях вращающиеся гребешки устанавливаются в корпус с зазором, что исключает или, по крайней мере, уменьшает их изнашивание и определяет больший ресурс уплотнения. Однако расход через такие уплотнения выше, чем через контактные, и потому перепад давлений на них приходится ограничивать.

Контактные уплотнения, где вращающийся элемент, располагаемый на валу, постоянно контактирует с неподвижной ответной частью, характеризуются малыми расходами воздуха, большими перепадами давления, но страдают от изнашивания, имеют ограничение по ресурсу.

Уплотнения турбинных опор функционируют в зоне высоких температур.

Все это необходимо учитывать при выборе уплотнений и при оценке требований к ним.

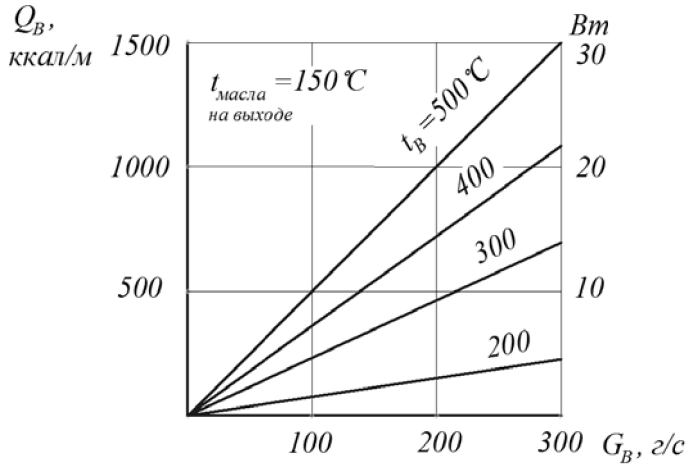


Рис. 6.38 Теплоотдача в масло в зависимости от температуры и расхода воздуха через уплотнение при температуре масла на выходе 150°С

Требования к системе уплотнений масляной полости

1) Минимальная утечка воздуха в масляную полость при перепадах давления $\Delta p = 0,5...1,2$.

2) Надежность при температуре воздуха $t = -40...+600$℃ и окружных скоростях вращения $U = 30...150$ *м / с*.

3) Минимальное изнашивание и, следовательно, большой ресурс.

4) Система уплотнений должна работать на одинаковом перепаде давлений.

5) В масляной полости турбинных опор течение масла и воздуха должно быть организовано так, чтобы исключить возможность возгорания масла, для чего:

- должны отстутствовать локальные перегревы стенок, контактирующих с маслом;
- должны быть исключены застойные зоны воздушно-масляной смеси;
- должно быть минимальным время пребывания масла в зоне высоких температур.

Классификация уплотнений (рис. 6.39)

Многочисленные конструкции уплотнений, применяемые в опорах, можно свести в определенные группы, используя выбранные классификационные признаки. Таких групп две:

1) *подвижные уплотнения вращающихся валов или уплотнения с вращающимся элементом;*
2) *неподвижные уплотнения*, используемые во фланцевых соединениях и соединениях трубопроводов.

Первую из этих групп разделяют на две большие подгруппы – *бесконтактные* и *контактные* – по очень важному признаку: отсутствие (или присутствие) контакта вращающегося элемента с неподвижным.

Неподвижные уплотнения могут быть с резиновым, металлическим уплотнением в виде кольца или прокладки из разных материалов (паронит, ферронит, медь).

Далее приведен подробный анализ всех типов уплотнений и намечены пути их использования в соответствии с принятой классификацией.



Рис. 6.39 Классификационная схема уплотнений опор

Бесконтактные уплотнения

Лабиринтные уплотнения. Лабиринтные уплотнения представляют собой систему кольцевых камер на валу, образованную гребешками высотой $h = 5...10\,мм$ и выше, с шагом $t = 5...10\,мм$ и более, установленную в корпус с зазором δ, величина которого в значительной мере определяет расход (утечки) через уплотнение.

Весь перепад давления распределяется между несколькими камерами (рис. 6.40). При проходе через первый зазор давление газа падает до p'. В камере A, куда попадет газ, скорость, возникающая из-за заужения сечения, при внезапном расширении полностью или частично убывает вследствие удара и трения о стенки камеры и вихреобразования. Работа сил трения превращается в тепло, и теплосодержание газа в камере, понизившееся при расширении, вновь достигает начальной величины.

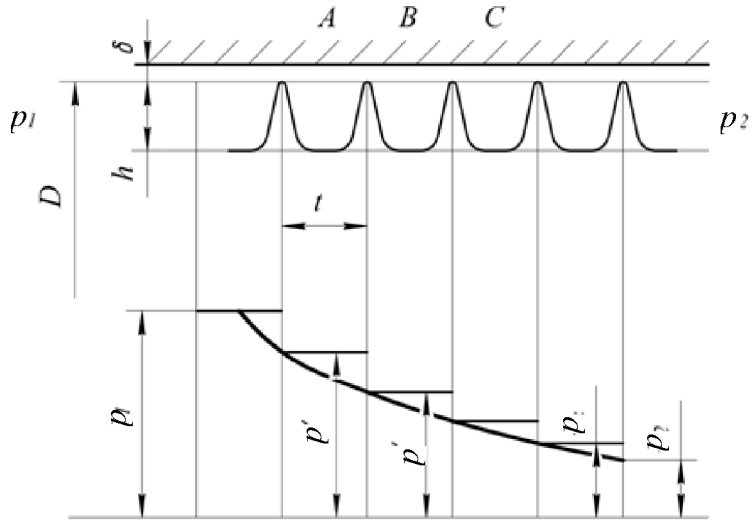


Рис. 6.40 К объяснению принципа действия лабиринтного уплотнения

В следующей щели давление газа падает до p'', в камере ***В*** скорость газа теряется, теплосодержание вновь достигает начальной величины и т.д.

Так как при расширении газа в лабиринте работа не производится, то полное теплосодержание газа остается неизменным и процесс расширения представляет собой процесс дросселирования $(T = \text{const})$. В итоге, из-за чередования внезапных заужений и расширений канала потери давления в лабиринтном уплотнении выше, чем в чисто кольцевом зазоре и, соответственно, меньше утечки газа, а расход определяется перепадом давления на последнем зазоре. Критическая скорость $(\lambda = 1)$ может возникнуть только на последнем гребне, во всех предыдущих зазорах скорость всегда меньше критической.

При докритическом перепаде в последней ступени расход газа через уплотнение определяется выражением:

$$G = \mu f \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{RT \cdot z}} = \mu \pi D \delta \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{RT \cdot z}},$$

где μ – коэффициент расхода;

f – площадь зазора;

z – число гребешков лабиринтов.

Коэффициент расхода μ представляет произведение:

$$\mu = \mu' \cdot K,$$

где μ' – коэффициент, зависящий от радиуса гребня и равный 0,7…0,8, меньшие значения относятся к гребням с острой кромкой $(r = 0,2...0,4\,мм)$, большие – к закругленным;

K – коэффициент формы, характеризующий конструкцию уплотнений (форму гребней).

Тепловой поток через лабиринтное уплотнение будет равен

$$Q_B = G_B \cdot c_{pB}(t_B - t_{м.п.}), \qquad (6.2)$$

где G_B, c_{pB}, t_B – расход, удельная теплоемкость и температура воздуха;

$t_{м.п.}$ – температура воздуха в масляной полости.

При увеличении числа гребней утечки через уплотнение уменьшаются. Показано, что уже при числе камер 25 избыток давления на линии вход-выход практически равен нулю [13]. Однако увеличение числа гребней увеличивает длину уплотнения, что всегда вызывает конструктивные затруднения. Это противоречие можно разрешить использованием уплотнений с малым значением коэффициента K (рис. 6.41) (ступенчатые, равновысокие лабиринты) и расположением лабиринтных участков ступенями на разных радиусах [14,16].

Наиболее часто используется вариант ***В***, допускающий любые осевые смещения гребенки относительно корпуса – качество, которого нет в варианте ***Г***. Исполнение ***Е*** позволяет снизить расход за счет увеличения объема камеры и уменьшения площади зазора на выходе. Ступенчатая форма гребешка увеличивает его жесткость и прочность, особенно при возникновении колебаний гребней, и позволяет делать переточки (восстановление геометрии с уменьшением диаметра) при ремонте. Вариант ***Д*** можно использовать только при разъемном корпусе. Следует подчеркнуть, что эффективность лабиринтного уплотнения выше, если гребни размещены на валу и на возможно

меньшем диаметре, выбран вариант с малым коэффициентом формы и оптимальное число гребней (от 2 до 7, не более), назначен и выдерживается на всех режимах минимальный радиальный зазор $\delta = 0,2...0,4$ *мм*. Радиальный зазор на разных режимах работы двигателя может изменяться из-за биений гребенки относительно корпуса, из-за силовых и температурных деформаций их, колебаний [15].

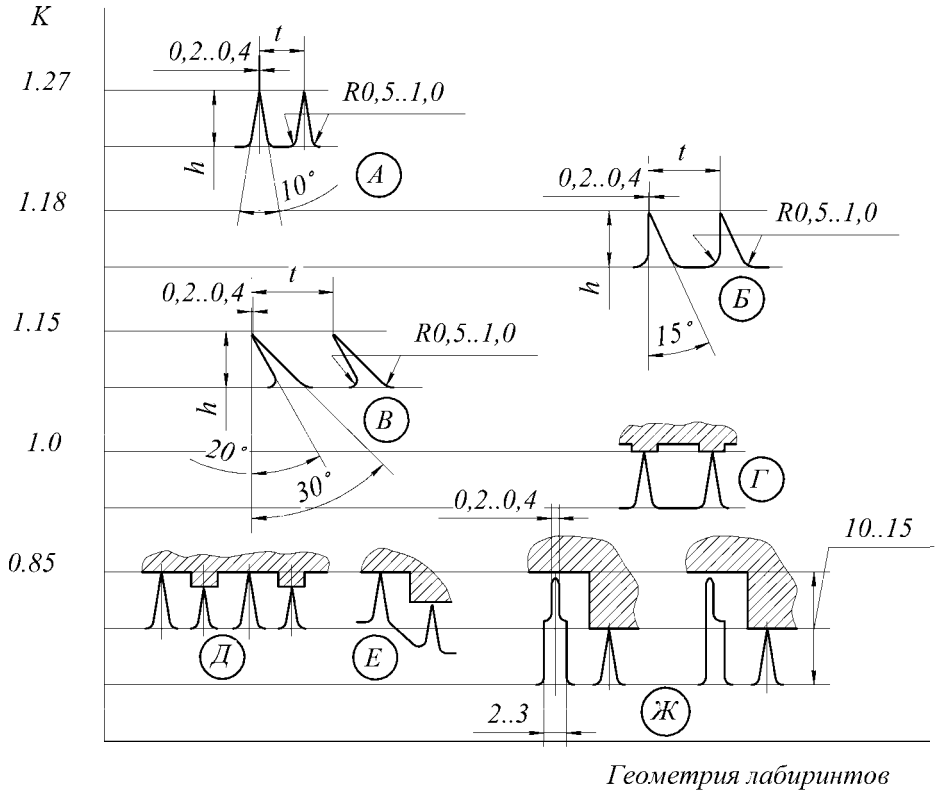


Рис. 6.41 Коэффициент формы К в зависимости от геометрии лабиринта

Удержать зазор стремятся нанесением на корпус срабатываемых покрытий из разных композиций и применением сотовых покрытий [16].

Маслоотражательное кольцо (рис. 6.42). Конструктивно это диск, по диаметру равный диаметру подшипника (может быть больше или меньше), размещенный на валу ротора на расстоянии 10...30 *мм* от лабиринтного уплотнения и на 10...50 *мм* от вертикальной стенки маслополости. Периферийная часть диска заострена и наклонена к оси вращения под углом 15…45° в сторону стенки. Этот способ исключения утечки масла через зазор между валом и корпусом эффективен в совокупности с лабиринтным уплотнением. Идея маслоотражательного кольца состоит в том, что пограничный слой вращающегося кольца взаимодействует с частицами масла, находящимися в масляной полости так, что капля, оказавшаяся в поле центробежных сил, сходит на острую кромку кольца и срывается на стенки маслополости, то есть возвращается в масляную полость, не дойдя до радиального зазора базового уплотнения [12].

Однако к этому бытующему объяснению работы маслоотражательного кольца можно сделать добавление.

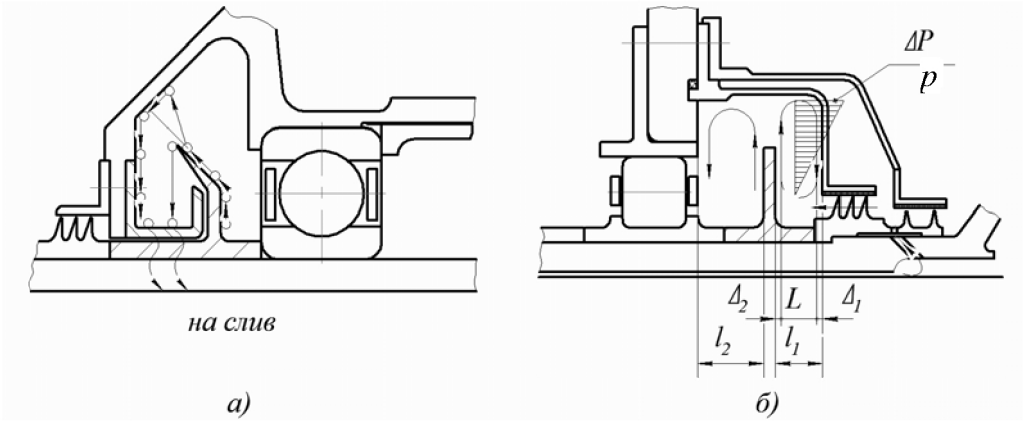


Рис. 6.42 Принцип действия маслоотражательного кольца: а) с наклонной периферийной частью и втулкой на корпусе, исключающей попадание масла в зазор [12]; б) с плоским диском: l_1 и l_2 – расстояние от диска до стенки (по типу CFM56-7B), Δ_1 и Δ_2 – пограничный слой соответственно у стенки корпуса и у стенки диска, L – область между пограничными слоями, Δp – эпюра изменения давлений в зоне L

Доказано, что при равномерном вращении диска в цилиндрическом корпусе с плоскими стенками возникает сложное пространственное течение. Имеет место притекание воздуха к вращающемуся диску и последующее отбрасывание его к периферии. Это приводит к циркуляции воздуха по стенкам корпуса масляной полости и перемещению его от периферии к центру [13]. В области ***L***, находящейся между пограничными слоями Δ_1 и Δ_2 (рис. 6.42,б), возникает такое же распределение окружных скоростей, как и в диске, но с меньшей угловой скоростью ω_1:

$$\frac{\omega_1}{\omega} = 0,5.$$

В этом слое устанавливается градиент давления:

$$\frac{dp}{dr} = \rho\omega_1 r .$$

Такая же картина, очевидно, реализуется и по другую сторону диска. Это означает, что в периферийной зоне осевых промежутков l_1 и l_2 давление несколько выше, чем в остальном объеме маслополости. Отсюда еще три эффекта маслоотражательного кольца:

- исключается прямое воздействие на подшипник потока нагретого воздуха из лабиринтного уплотнения;
- снижается перепад давлений на лабиринтном уплотнении и, следовательно, снижается приток воздуха и тепла в масляную полость;
- исключается или уменьшается вероятность попадания капель масла в зону лабиринтного уплотнения, что важно на переходных режимах (при уходе на малый газ давление в масляной полости может быть и выше, чем снаружи).

В варианте *б)* на рис. 6.43 выполнены два козырька малой высоты, между которыми находится маслоотражательное кольцо: левый изменяет осевое направление движения воздуха, прошедшего через лабиринт и РТКУ, и формирует вертикальную

воздушную стенку, а правый образует интенсивную масляную пелену между этой воздушной стенкой и подшипником, изолируя, таким образом, подшипник от теплового потока, и исключает выход масла в зазор.

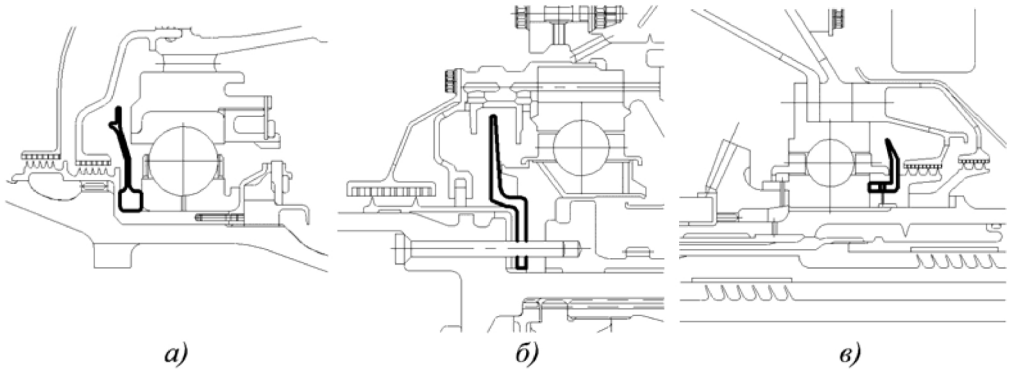


Рис. 6.43 Конструкции уплотнений с маслоотражательным кольцом:
а) РУП КНД ТРДД CFM56-7B; б) РУП КНД ТРДД RB211;
в) РУП КВД ТРДД RB211

Очевидно, геометрию и конфигурацию маслоотражательного кольца необходимо оптимизировать для каждого конкретного случая, используя современные программные комплексы.

Винтовое уплотнение (рис. 6.44). Роль резьбового уплотнения аналогична роли маслоотражательного кольца – исключить выход масла к лабиринтному уплотнению на всех режимах работы двигателя. Такой тип уплотнения получил название «маслосгонная резьба».

Эффект уплотнения создается за счет воздействия на объем жидкости в винтовой канавке центробежных сил и сил вязкости – в результате в зазоре образуется вихревое поле, препятствующее движению жидкости из-за перепада давлений [18].

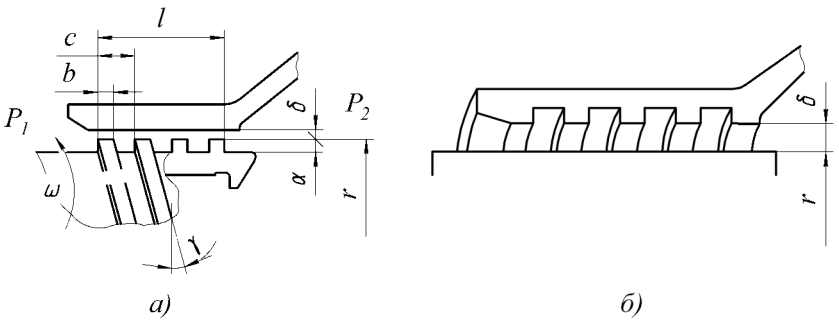


Рис. 6.44 Винтовое уплотнение с прямоугольной (ленточной) резьбой:
а) на роторе; б) на статоре: l – шаг резьбы, γ – угол нарезки,
α – глубина нарезки

На работу уплотнения влияют геометрические характеристики винтовой нарезки. Рекомендуется использовать: число заходов $18 \le Z \le 35$, угол наклона винтовой линии $\gamma \ge 8°$, глубину канавки $a = 0,2...2\,мм$, радиальный зазор, минимально допустимый

(для повышения турбулизации потока). Форма профиля нарезки влияет на величину коэффициента гидравлического сопротивления: у прямоугольного профиля он равен 1,0, у трапециевидного – 1,3, у метрического – 1,8…2,0.

Утечки через уплотнение можно оценить по соотношению, полученному Белоусовым А.И. для определения расхода через щелевое уплотнение (кольцевой зазор) при турбулентном режиме течения уплотняемой жидкости [7]:

$$G = \frac{2\pi r\delta}{\sqrt{\lambda}}\sqrt{2\rho\Delta p - k\frac{l}{\delta}\rho u^2},$$

где $k = (0{,}57...0{,}85)10^{-3}$ – полуэмпирический коэффициент;

$u = \omega r$ – угловая скорость вращения, $\frac{м}{с}$;

ω – окружная скорость, $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}\left(\frac{рад}{с}\right)$;

λ – коэффициент сопротивления, по [18] $\lambda = \frac{19}{1 + 4{,}2 \cdot 10^{-4}\,\mathrm{Re}_u^{1{,}044}}$, $\mathrm{Re}_u = \frac{r\omega\delta}{\nu}$;

ν – кинематическая вязкость, $\frac{м^2}{с}$.

Гидравлическое уплотнение. Можно показать действие такого уплотнения в опоре на примере ТРДД V2500 (см. рис. 6.32). Следует условно отнести его к бесконтактным уплотнениям с жидкостной рабочей средой.

Принцип действия такого уплотнения основывается на свойствах масляного слоя на вращающейся втулке, разделенного вращающимся диском.

Масло из масляной полости попадает непосредственно в ванну на втулке, которая, в свою очередь, разделена вращающимся диском, находящимся на соосном валу, на полость со стороны воздуха и на полость со стороны масла. Учитывая, что давление в масляной полости ниже, чем давление наддува, толщина слоя масла в ванне со стороны воздуха всегда меньше, чем в полости со стороны масла.

На останове уровень масла в нижнем секторе устанавливается на диаметре $D_{слива}$ (см. рис. 6.32), который больше диаметра $D_{вала}$ и потому масло на останове не попадает в межвальную полость.

Однако для гарантии исключения попадания масла в межвальную полость устанавливают уплотнения типа РТКУ с металлическим кольцом.

Контактные уплотнения

Торцевые контактные уплотнения (ТКУ) (рис. 6.45). Эта группа уплотнений отличается тем, что может работать при больших перепадах давления и обеспечивает расход (утечки) в 15...25 раз ниже, чем лабиринтные при такой же разности давлений на входе и выходе. Затруднения вызывают поиски конструктивных решений по уменьшению изнашивания, обеспечению ресурса.

Поэтому точки зрения по выбору бесконтактных и контактных систем уплотнений в опорах двигателя в разных конструкторских коллективах не совпадают.

Зарубежные фирмы General Electric, Rollce-Royce используют всегда, в том числе и в новых разработках, лабиринтные уплотнения, но фирма Pratt-Whitney и многие отечественные ОКБ предпочтение отдают контактным уплотнениям.

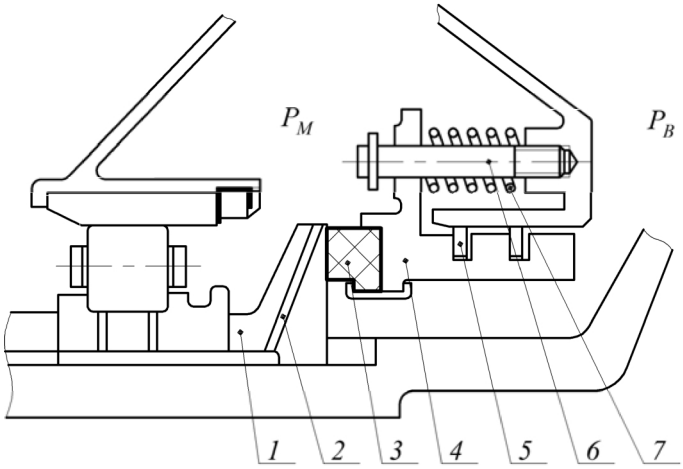


Рис. 6.45 Торцевое контактное уплотнение: 1 – вращающееся кольцо (контртело); 2 – отверстия для охлаждения кольца маслом; 3 – графитовое кольцо; 4 – подвижная втулка (суппорт); 5 – вторичное уплотнение; 6 – направляющие для осевого перемещения втулки (с ограничителем); 7 – пружина

Такое уплотнение реализует уплотнительный процесс за счет гарантированного контакта неподвижного графитового кольца с вращающейся торцевой поверхностью металлического кольца, которое называют *контртелом*. Для удержания этого контакта графитовое кольцо укрепляется на корпусе-суппорте, который перемещается по направляющим строго параллельно оси вращения. Естественно, для герметизации зазора в корпусе, в котором перемещается суппорт, необходимо уплотнение, называемое обычно *вторичным уплотнением*. Оно выполняется в виде одного-двух упруго-металлических или резиновых колец. Первоначальное прижатие графитового кольца к контртелу обеспечивается набором мягких пружин (10-18), расположенных равномерно по окружности. Эти пружины обеспечивают уплотнение масляной полости при останове двигателя.

На рабочем режиме прижатие графитового кольца к вращающемуся кольцу обеспечивается за счет перепада давлений снаружи и внутри масляной полости и пружин.

Расчетная схема ТКУ (рис. 6.46) определяет нагружение графитового кольца (суппорта) силой прижатия $P_B f_B$ плюс осевая сила пружин $F_{пр}$. Равновесие графитового кольца удерживается силами давления со стороны контртела на графитовое кольцо. Эпюру этого давления принимают в виде треугольника и силу, действующую на кольцо, – $P_B f_k k$, где $k = \frac{1}{2}$. Если принять $P_{М.П.} = 0$, тогда $P_B = \Delta P$, где $\Delta P = P_B - P_{М.П.}$.

Равнодействующая всех сил (без учета сил трения во вторичном уплотнении), действующих в контакте графитового кольца с контртелом *P*:

$$P = P_B f_B - P_B f_k k + F_{пр}. \qquad (6.3)$$

Удельное давление в зоне контакта:

$$P_{уд} = \frac{P}{f_k} = P_B \left(\frac{f_B}{f_k} - \frac{1}{2} \right) + \frac{F_{пр}}{f_k}.$$

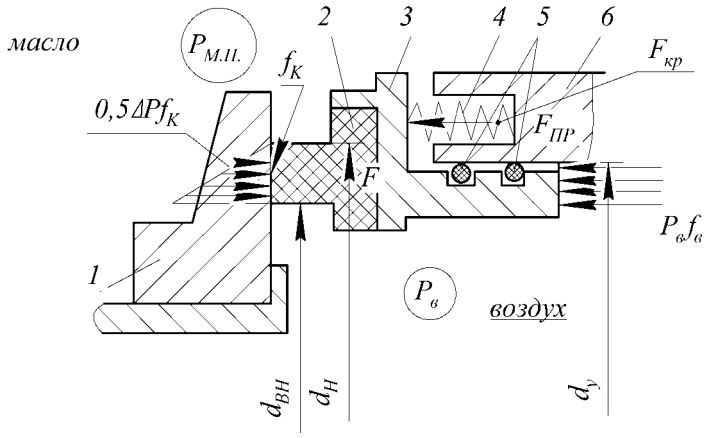


Рис. 6.46 Расчетная схема ТКУ: 1 – кольцо, закрепленное на валу; 2 – графитовое кольцо; 3 – втулка, подвижная вдоль оси; 4 – пружины (10-24 шт.); 5 – уплотнительные кольца; 6 – корпус

Далее определяют условие раскрытия уплотнения в случае отсутствия дополнительного усилия прижатия от пружин при $F_{пр} = 0$:

$$P_B\left(\frac{f_B}{f_k}-\frac{1}{2}\right)\le 0.$$

$P_B \le 0$ противоречит начальным условиям, следовательно условие раскрытия запишется как $\frac{f_B}{f_k}-\frac{1}{2}\le 0$ или $\frac{f_B}{f_k}\le\frac{1}{2}$, а условие герметичности при любых значениях $P_B > 0$, т.е. в широком диапазоне рабочих режимов по давлению уплотняемой среды (по перепаду давлений):

$$\left.\begin{array}{ll} \text{при } F_{пр}=0 & \dfrac{f_в}{f_k}>\dfrac{1}{2}, \\ \text{при } F_{пр}\neq 0 & F_{пр}\ge 0,5P_B.f_k - P_B f_{\,в} \end{array}\right\}. \qquad (6.4)$$

Условие герметичности предполагает отсутствие зазора в зоне контакта. Однако в реальных условиях зазор в зоне контакта на отдельных режимах (по окружной скорости, температуре) может появляться из-за непараллельности (торцевых биений) и тепловых деформаций поверхностей контакта, изменений перепада давлений.

Утечки. Пара трения в ТКУ работает в режиме полусухого или полужидкого трения. При этом средняя толщина жидкостной пленки изменяется от десятых долей микрона до нескольких микронов $(0,1...3,0\,мкм)$, т.е. соизмерима с величиной микронеровностей уплотняющих поверхностей. Часть этих неровностей вступает в непосредственный контакт, причем трение между ними отличается от сухого, т.к. происходит в присутствии тонких молекулярных слоев жидкости. С другой стороны, трение между слоями жидкости в тонких пленках тоже отличается от обычного жидкостного трения.

Из-за сложности процессов в паре трения пока нет теории, которая позволяла бы с достаточной точностью получить расчетным путем распределение давления и температуры в зазоре, расход уплотняемой среды и скорость износа контактных поверхностей. Поэтому важное значение в создании ТКУ имеет эксперимент и машинное моделирование с использованием современных программных комплексов.

Из-за отсутствия аналитического выражения для оценки расхода через ТКУ выразим этот расход как функцию от зазора δ, $D_{ср}$, перепада давлений Δp, окружной скорости V и $P_{уд}$:

$$G_в = f\left(\delta, D_{ср}, \Delta p, P_{уд}, V\right).$$

Тогда утечки по аналогии с лабиринтным уплотнением будут пропорциональны площади зазора и перепаду давлений.

Ресурс. В анализе ТКУ важным параметром является комплекс $P_{уд}V$, определяющий величину износа рабочего пояска, которая возрастает при увеличении $P_{уд}$ и окружной скорости V. Параметр PV стремятся уменьшить.

На (рис. 6.47,*а*) дан характер зависимости $P_{уд} = f\left(\Delta p\right)$ при гарантийной герметичности ТКУ, позволяющей сделать вывод, что при увеличении перепада давлений Δp нет необходимости в прямопропорциональном росте $P_{уд}$.

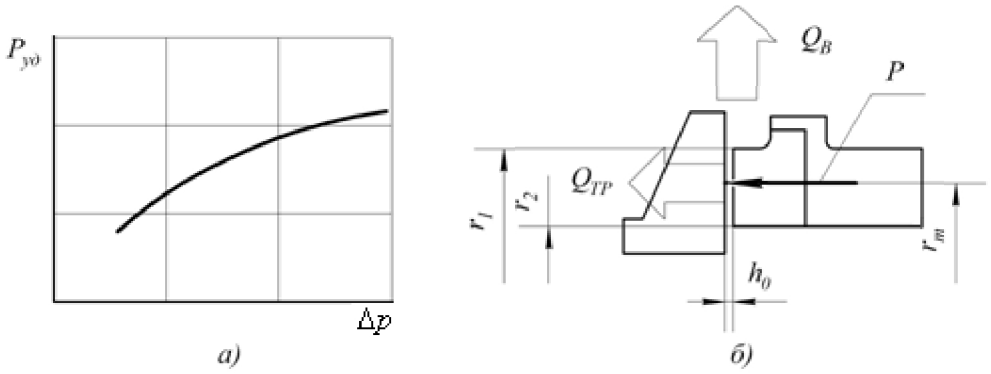


Рис. 6.47 Характер зависимости $P_{уд} = f(\Delta p)$ при $G_в = \text{const}$ (а), схема тепловых потоков в ТКУ (б)

Интересен опыт использования контактных уплотнений ТРДД НК-8-4 первых серий [17]. Конструкция ТКУ представляет однопоясковое уплотнение с шириной пояска графитового кольца $2{,}5\,мм$, $F_{пр} = 24\,кг$ (12 пружин), $P_{уд}$ составляет: на стоянке – $1{,}63\ кг/см^2$, на максимальном режиме – $1{,}88\ кг/см^2$, окружная скорость $V \approx 50\ м/с$, параметр $PV \approx 50$.

Основной дефект уплотнения – износ графитового кольца, определяющий ресурс, который составляет 3500 *ч*. Это же уплотнение в составе опор ТРДДФ НК-144 имело ресурс 600 *ч*.

Такое ограничение ресурса стало причиной перехода на новый тип бесконтактных уплотнений ТБКУ и ТГСУ, рассматриваемых ниже.

Тепловая задача. В ТКУ можно условно рассматривать генерирование двух тепловых потоков (см. рис.6.47, *б*):

– утечки нагретого воздуха через радиальный зазор. Когда рабочим телом в зазоре является газ, в зависимости от величины и формы зазора выделяется четыре режима течения в уплотнительном зазоре: молекулярный, переходный, ламинарный, турбулентный.

При зазорах 5…20 мкм в основном реализуется ламинарный режим течения [1]. Если считать, что зазор между уплотнительными поверхностями плоскопараллельный, то объемный расход [41]:

для газа – $$V = \frac{\pi \cdot h^3 \cdot (p^2 - p^1)}{12 \cdot \mu \cdot R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)};$$

для жидкости – $$V = \frac{\pi \cdot h^3 \cdot (p^2 - p^1)}{12 \cdot \mu \cdot R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)},$$

где h – зазор между уплотнительными поверхностями;

R_2, R_1 – радиусы уплотнительных поверхностей, определяющие длину зазора;

$(p_2 - p_1)$ – перепад давлений на уплотняющем зазоре;

μ – динамическая вязкость уплотняющей среды;

– тепловой поток из зоны контакта Q_{TP} определяется по принятым геометрическим параметрам уплотнения и значению силы P (6.3) и момента трения:

$$M_{TP} = Pf_k \mu r_m,$$

тепловой поток (мощность трения):

$$Q_{TP} = M_{TP} \cdot \omega = M_{TP} \frac{\pi n}{30} [Bm].$$

Суммарный тепловой поток от контактного уплотнения:

$$Q_{TKУ} = Q_B + Q_{TP}.$$

Радиально-торцевое контактное уплотнение (РТКУ) (рис. 6.48,*а*). Уплотнительный процесс реализуется так же, как в ТКУ – за счет прижатия графитового кольца к металлической поверхности, но в данном случае этих поверхностей две: f_{oc} – стенка канавки для размещения графитового кольца и f_{pad} – цилиндрическая поверхность корпуса опоры.

Уплотнение состоит из графитового разрезного кольца (один или два разреза) и стальной втулки – контртела. Канавка образуется обратным контртелом. На рабочих режимах кольцо контактирует с цилиндрической поверхностью втулки (корпуса) и плоской поверхностью контртела. На переходных режимах и останове, когда давление в масляной полости будет выше, чем перед уплотнением, кольцо будет контактировать с обратным контртелом. Уплотнение используется обычно в совокупности с лабиринтным уплотнением, в предмасляную полость между ними подается воздух с давлением p_B.

Расчетная схема РТКУ (рис. 6.48, *б*) аналогична ТКУ. Можно записать равнодействующие осевых и радиальных сил:

$$P_{ос} = p_B f_{B_{ос}} - k p_B f_{КТ},$$

$$P_{рад} = p_B f_{Bр} - k p_B f_{КЦ};$$

удельные давления:

$$p_{уд.ос} = \frac{P_{ос}}{f_{КТ}} = P_B \left(\frac{f_{Bос}}{f_{КТ}} - k \right),$$

$$p_{уд.рад} = \frac{P_{рад}}{f_{КЦ}} = P_B \left(\frac{f_{Bр}}{f_{КЦ}} - k \right)$$

и условие герметичности:

$$\frac{f_{Bос}}{f_{КТ}} > \frac{1}{2}, \quad \frac{f_{Bр}}{f_{КЦ}} > \frac{1}{2}.$$

На выбор рабочих площадей $f_{КТ}$ и $f_{КЦ}$ накладывается еще одно ограничение – уплотнительное кольцо не должно вращаться при вращении вала, а лишь периодически проворачиваться. Выполнение этого условия требует, чтобы момент трения кольца по цилиндрической поверхности $M_{ТРЦ}$ был бы больше момента трения по торцевой поверхности $M_{ТРТ}$:

$$M_{ТРЦ} > M_{ТРТ},$$

$$P_{рад} f_{КЦ} \mu_1 R > P_{ос} f_{КТ} \mu_2 R_m.$$

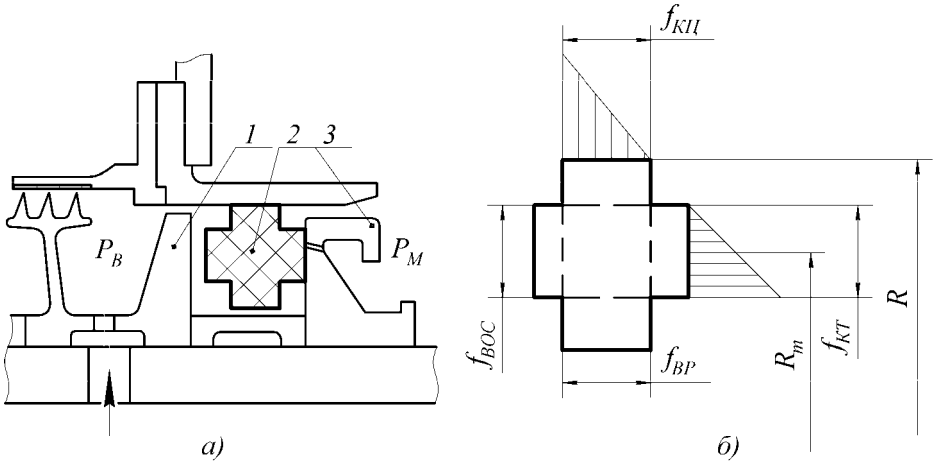
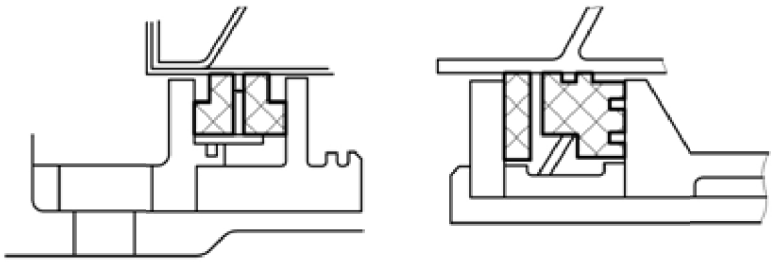


Рис. 6.48 Радиально-торцевое контактное уплотнение:
а) конструктивная схема РТКУ: 1 – обратное контртело, 2 – графитовое разрезное кольцо, 3 – вращающееся кольцо (контртело); б) расчетная схема РТКУ

РТКУ имеет преимущество перед ТКУ в том, что оно допускает осевые перемещения уплотнительного кольца по втулке и потому используется в турбинных опорах и передней опоре ТРДД.

Особого внимания заслуживает РТКУ с разрезным кольцом и кольцевой пружиной (рис. 6.49), которая прижимает обе половины кольца к стенкам канавки, усиливает давление на контактной поверхности $f_{КТ}$ и обеспечивает герметичность на переходных режимах и на останове.



а) *б)*

Рис. 6.49 РТКУ с разделенным кольцом и пружиной:
а) ТРДД PW6000; б) ТРДД Д-36

РТКУ, дополненные гидродинамическими камерами, которые обеспечивают тонкий слой (более 2,0 *мкм*) газа в зоне контакта и исключают контакт и износ рабочих поверхностей, используются в современных ТРДД.

Торцевые бесконтактные уплотнения (ТБКУ). Торцевые бесконтактные уплотнения (ТБКУ) конструктивно отличаются от ТКУ и РТКУ, используемых в авиационных ГТД, тем, что между поверхностями контакта находится тонкий слой (2,0 *мкм* и более) газа или жидкости. На уплотнительное графитовое кольцо (суппорт) с одной стороны действует осевая сила $P_в f_в + F_{пр}$, с другой – равнодействующая сил давления со стороны слоя газа или жидкости $\int_{f_K} P df$, которая называется *несущей способностью смазочного слоя.*

Гарантированный зазор реализуется при условии равенства этих сил [8]:

$$\int_{f_K} P df = P_B f_0 + F_{пр}. \qquad (6.5)$$

Выполнить это условие, значит сделать так, чтобы газ, вязкость которого мала, удерживался бы под давлением в открытом с двух сторон зазоре.

Таких механизмов два: первый – создание в зазоре гидростатического давления и второй – создание в зазоре гидродинамического давления.

Гидростатическое давление в зазоре создается за счет подачи в торцевую щель воздуха под высоким давлением или из уплотняемой полости, или от внешнего источника (рис. 6.50, *а*).

Появление таких отрицательных сторон, как потеря устойчивости из-за засорения каналов подвода воздуха, низкая жесткость смазочной пленки при перекосах и др. порождает трудности в использовании гидростатического давления в зазоре. Этот механизм используется в гибридных уплотнениях, где для уравновешивания кольца используются газостатическое и газодинамическое давления в зазоре.

Гидродинамическое давление в зазоре возникает при подаче воздуха со стороны высокого давления (уплотняемой среды) в камеру в виде клиновидной щели, растянутой

в окружном направлении и ориентированной так, что вращающееся кольцо затягивает воздух в клин и давление в этой зоне резко возрастает.

На рис. 6.50, *б* показана такого рода камера – камера Релея. Она состоит из радиальной канавки глубиной $h_1 = 0{,}1...0{,}15\,мм$, по которой подается воздух в клиновидную щель с начальной глубиной $4...5\,мкм$. Таких камер по окружности столько, чтобы выполнить условие (6.5).

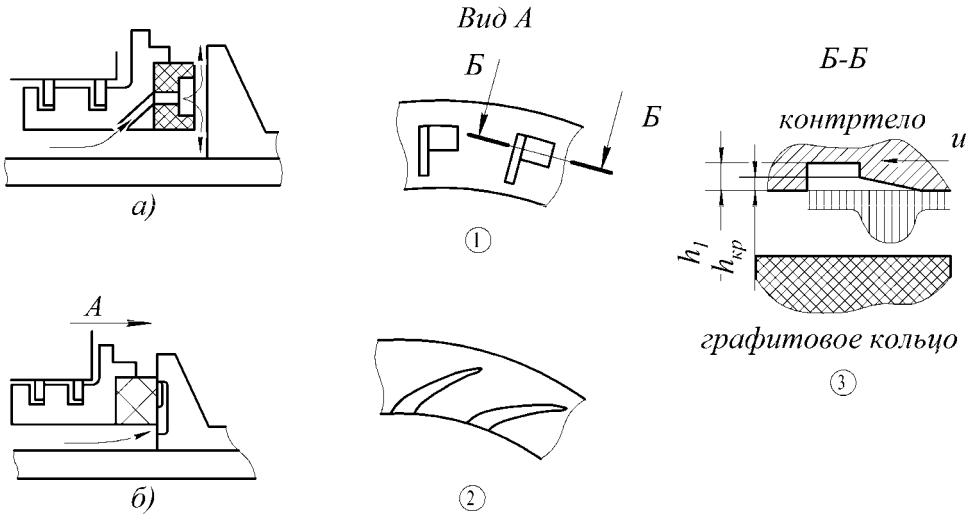


Рис. 6.50 Методы создания давления в зазоре ТБКУ: а) создание гидростатического давления; б) создание гидродинамического давления. Вид А на металлическое кольцо: 1 – камера Релея; 2 – спиральные канавки. Сечение Б-Б: h_1 – высота канала подвода воздуха в камеру, $h_{КР}$ – максимальная высота камеры Релея

Кроме канавок такой формы используются спиральные односторонние канавки, U-образные реверсивные канавки и др. (рис. 6.50, *б*).

Создание компоновки ТБКУ будет показано на примере торцевого уплотнения с камерами Релея для случая строго параллельных уплотнительных поверхностей $(h_0 = \text{const})$ [8]. Расчетная схема приведена на рис. 6.51.

При проектировании рекомендуется исходить из следующего:

- площадь поперечного сечения графитового кольца должна быть в пределах $50...150\,см^2$;
- при выборе значений r_1, r_2, r_y и $F_{пр}$ необходимо выдержать условие герметичности (6.4);
- подвижная втулка (суппорт) должна центрироваться в корпусе опоры, чтобы исключить непараллельность плоскостей контакта;
- шероховатость уплотняющих поверхностей должна быть выбрана с учетом того, что в гидродинамических парах трения трущиеся поверхности разделены слоем газа, контакты микронеровностей носят случайный характер, $R_a = 0{,}08...0{,}16\,мкм$;

– непараллельность рабочих поверхностей не более $0,05\,мм$;

– радиальное биение вращающегося кольца не более $0,2\,мм$;

– осевое перемещение подвижной втулки не более $5\,мм$;

– при выборе геометрии камер Релея и размещения их на вращающемся кольце можно использовать рекомендуемые соотношения: зазор между графитовым кольцом и контртелом $h_0 = 2...3\,мкм$, $r_1 - r_2 = 6...12\,мм$, $b_1 = r_{B_2} - r_{B_1} = 4...6\,мм$, $\alpha_K = 4...15°$, $\varphi_K = 8...18°$, число камер $z = 20...40$, $0,75 \geq \frac{\alpha_K}{\varphi_K} \geq 0,6$; $P_1 = 0,1МПа$, $P_2 = 0,4...12МПа$ и выше, $r_m = \frac{r_1 + r_2}{2}$.

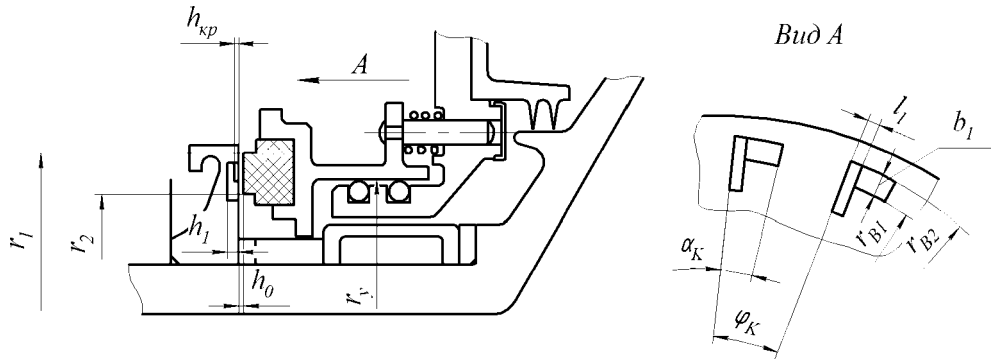


Рис. 6.51 – Расчетная схема ТБКУ с камерами Релея. Вид А на металлическое кольцо с геометрическими параметрами канавок Релея

После создания компоновки расчетным путем определяется распределение давлений $(P_2 - P_1)$ между радиусами r_1 и r_2, несущая способность газового слоя и оцениваются объемные утечки через уплотнение [8, с. 68]:

$$V = \frac{\pi r_m}{6\mu(r_2 - r_1)}\left[P_2 - P_1 - \frac{3}{20}\rho\omega^2\left(r_2^2 - r_1^2\right)\right]2h_0$$

где μ – коэффициент динамической вязкости;

h_0 – величина зазора.

Торцевое гидродинамическое уплотнение. **ТГДУ** – торцевое газодинамическое уплотнение – работоспособно при перепаде давления *45МПа* (*450 атм*), окружной скорости до *200 м/с* и температуре *T=673K* (*400°C*). Возможности использования уплотнений впечатляют и делают их незаменимыми в стационарных газотурбинных приводах ГПА и высоконапорных компрессорах. Обычно ТГДУ входит основной составляющей в единый модуль с другими уплотнениями: лабиринтными, резьбовыми, маслоотражателями и пр.

Условия работы такого уплотнения: 1) сохранение зазора менее *3 мкм* (для этого оба элемента контакта – графитовое невращающееся кольцо и кольцо-контртело из карбида вольфрама закреплены так, что имеют возможность самоустанавливаться); 2) чистый отфильтрованный воздух на наддув предмасляной полости.

На рис. 6.52 показано «сухое» (т.е. без подачи масла в зону контакта) ТГДУ в средней опоре газотурбинного привода НК-36СТ.

Лабиринтное уплотнение выполняет резервную роль в случае отказа ТГДУ. Из полости М воздух удаляется через систему суфлирования. Подобное уплотнение работает в дожимном компрессоре газотурбинного привода НК-37СТ с перепадом давления 2,7МПа, с частотой вращения ротора до 25000 об/мин, утечки не превышают 0,5 г/с.

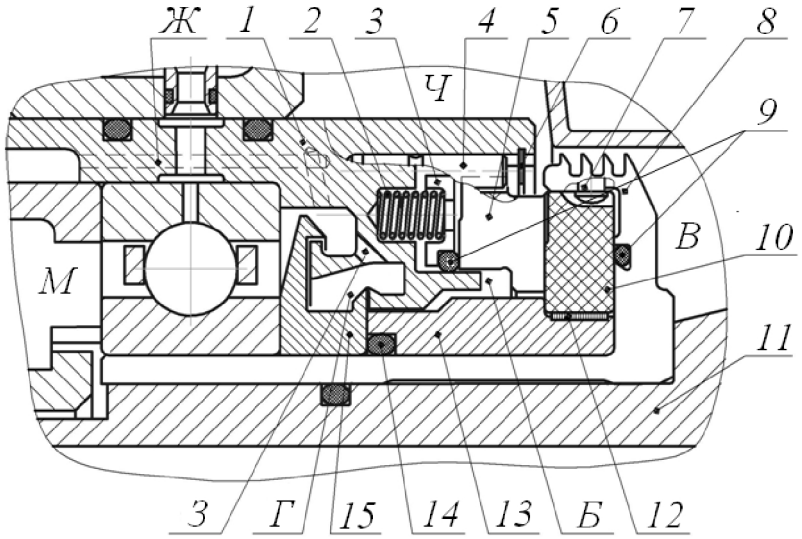


Рис. 6.52 Торцевое газодинамическое уплотнение (ТГДУ) средней опоры привода ГПА НК-36 СТ (проект): М – масляная полость; В – воздушная (газовая) уплотняемая полость; Ч – воздушная полость уплотнения с очищенным воздухом; Б – полость наддува очищенным воздухом; Г – буферная полость; З – отверстия слива масла в канал Ж (находится в нижней полости); Ж – канал возврата масла, отбрасываемого маслоотражательным кольцом (в нижней полости); 1 – корпус уплотнения (подшипника); 2 – набор пружин, обеспечивающих начальный (стояночный контакт рабочих поверхностей (рабочий зазор равен 0)); 3 – кольцо, обеспечивающее осевое поджатие графитового кольца; 4 – штифт, устанавливаемый с зазором и фиксирующий от проворота графитовое кольцо; 5 – графитовое самоустанавливающееся кольцо; 6 – стопорное кольцо, исключающее выход штифтов из отверстий; 7 – шлицевое соединение вращающегося уплотнительного кольца со втулкой-лабиринтом; 8 – втулка-лабиринт; 9 – уплотнительные резиновые кольца, исключающие выход воздуха, минуя рабочий зазор между уплотнительными кольцами; 10 – вращающееся самоустанавливающееся кольцо (контртело из карбида вольфрама), посаженное на вал с помощью втулки демпфера; 11 – втулка-лабиринт; 12 – втулка-демпфер; 13 – втулка; 14 – уплотнительное резиновое кольцо; 15 – маслоотражательное кольцо с щелевым уплотнением

Материалы ТКУ и РТКУ. В паре трения таких уплотнений используется кольцо из графита и вращающееся кольцо из хромоникелевых сталей и сплавов.

Графитовые материалы обладают высокими антифрикционными свойствами (прирабатываемостью, самосмазываемостью), высокой термостойкостью и стойкостью к химическим воздействиям.

Высокий коэффициент теплопроводности (λ = 55…130 *Вт/м·К*) и малые значения коэффициента линейного расширения ($\alpha = 4...5,6 \cdot 10^{-6} 1/K$) позволяют снизить температурные деформации колец за счет более равномерного прогрева и малого расширения.

Недостатки графитовых материалов – пористость (до 30 %), хрупкость, низкая прочность $(\sigma_{раст} = 25...60\ МПа)$.

Используют графитовые материалы: нигран В, пирографит ПГИ и др.

Вращающееся кольцо изготавливают из сталей 38ХМЮА, 3Х13, 38ХА и др. и из сплава карбид вольфрама ВК8. Для увеличения износостойкости на контактную поверхность наносят покрытия хрома и керамики (карбид кремния SiC).

Технология изготовления ТКУ и РТКУ. Пара трения – графитовое и металлическое кольца одинаковой конструкции и из одинаковых материалов, но изготовленная по разным технологиям, может иметь неодинаковые характеристики по утечкам.

При механической обработке должны быть минимальными остаточные деформации от внутренних напряжений, обработка контактных поверхностей должна производиться при постоянной температуре кольца.

Финишные операции для получения шероховатости $R_a = 0,08...0,16 мкм$ на рабочих поверхностях производятся притиркой.

Для получения газодинамических камер с глубиной $4...5 мкм$ применяют лазерную обработку.

Отметим, что технологическая себестоимость, т.е. сумма затрат на осуществление технологического процесса изготовления ТКУ и РТКУ, по сравнению с лабиринтными уплотнениями велика. И это еще один их недостаток.

Контактные уплотнения с металлическим кольцом (рис. 6.53). В принципе действия такого уплотнения – полная схожесть с РТКУ за исключением лишь того, что удельное давление на цилиндрической поверхности определяется не столько гидростатическим давлением, сколько силами упругости уплотнительного кольца, которое изготавливается из бронзы, чугуна или стали.

Стенки канавки для уплотнительного кольца азотируются на глубину 0,3…0,5*мм* с твердостью $HRC \geq 58$. Такую же твердость должна иметь цилиндрическая поверхность втулки, к которой прижимается кольцо. Непараллельность стенок канавки и неперпендикулярность их к оси вала должна быть не более 0,002 *мм.*

Обычно плотность прилегания уплотнительного кольца по диаметру составляет не менее 75% от всей поверхности кольца и допускаемые просветы высотой не более 0,01 *мм* должны равномерно распределяться по окружности.

Величина удельного давления по торцу уплотнительного кольца $p_{уд_Т}$ определяется так же, как в РТКУ. А по цилиндрической поверхности кольца $p_{уд_Ц}$ определяется из условия неподвижности кольца при вращении вала [19]:

$$M_{кр_Ц} = c \cdot M_{кр_Т}.$$

Принимая c = 1,2 и равные коэффициенты трения по обеим поверхностям трения, из этого равенства можно выразить потребное удельное давление $p_{уд_Ц}$ [19]:

$$p_{уд_Ц} = 0,4 \cdot \frac{(p_2 - p_1)}{b} \cdot \left(1 - \frac{R_1^2}{R_3^2}\right) \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} - p_2 \frac{R_1}{R_3}.$$

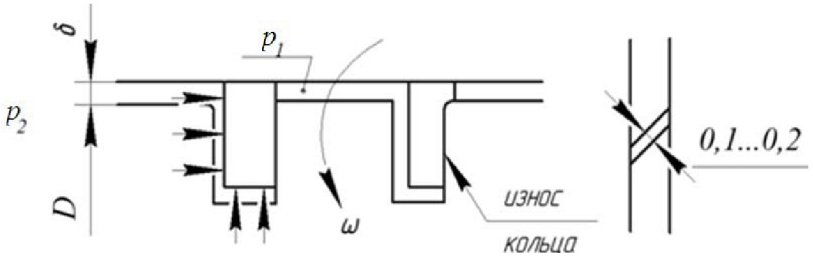


Рис. 6.53 Контактное уплотнение с металлическим уплотнительным кольцом

При достаточном попадании масла на поверхность контакта уплотнение работоспособно до окружных скоростей на кольцах до 60…80 *м/с* при температуре 150...170°*C* и перепадах давления на одном кольце 0,1…0,2 *МПа*.

Уплотнения широко используются в редукторах ТВД. Число колец может быть от одного до четырех.

Щеточное уплотнение (рис. 6.54) представляет собой упорядоченный кольцевой набор проволочек (щетку), размещенный между двумя стенками, где задняя стенка имеет зазор с валом 0,3 *мм* и более и камеру, где давление примерно равно давлению перед уплотнением, что обеспечивает оптимальное нагружение щетки. Щетка, закрепленная по наружному диаметру, имеет ширину $\Delta = 1,5...3$ *мм*, высоту $h = 7...10$ *мм*, и диаметр проволочек $d_{пр} = 0,05...0,1$ *мм*, которые наклонены к радиусу вала с углом 20...45° в сторону вращения. Материал – твердый сплав стеллит, нихром и др., а по опыту фирмы MTU и полиамидные волокна.

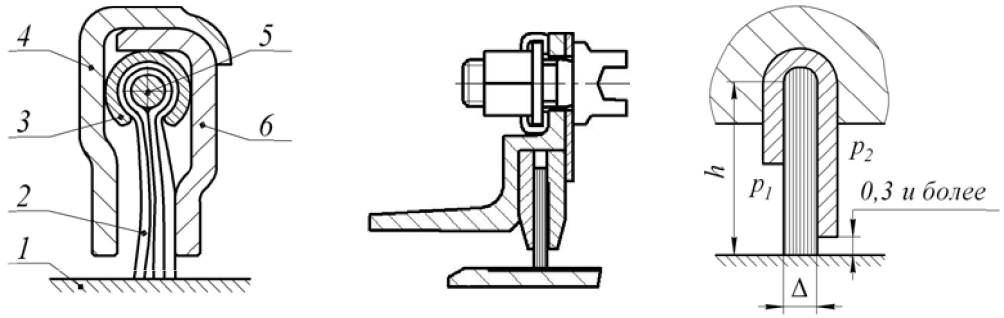


Рис. 6.54 Конструктивные схемы щеточных уплотнений:
а) фирмы MTU: 1 – ротор, 2 – щетка, 3 – крепление, 4 – переднее кольцо, 5 – основа, 6 – заднее кольцо; б) фирмы GE; в) расчетная схема

Щетка охватывает вал с некоторым натягом (до 0,1 *мм*).

Рабочая среда: газ или газ – жидкость, перепад давления на уплотнительном элементе $\Delta p = 2$ *МПа* и более, допускаемые окружные скорости до 500 *м / с* и температура до 700°*C* .

Щеточные уплотнения компактны, эффективнее лабиринтных, допускают осевые и радиальные смещения вала. Фирма MTU экспериментом показала, что щеточное уплотнение имеет на 87% меньшие расходы воздуха чем 3-гребешковый лабиринт, и перспективу применения.

Расход через щеточные уплотнения можно оценить, используя выражение расхода при уплотнении зазора материалом МР [7]:

$$Q = \sqrt{\frac{2П^3 d_{пр}^2 \rho \cdot \Delta p \cdot F^2}{1,42\left(1-П\right)\cdot \Delta}},$$

где $П = \frac{V - V_{щ}}{V}$ – пористость щетки (разность объемов осевого зазора и щетки, отнесенная к объему зазора);

Δ – ширина щетки, $d_{пр}$ – диаметр проволоки щетки;

ρ – плотность газа;

Δp – перепад давления на уплотнении;

F – площадь зазора между задней стенкой и валом.

Неподвижные уплотнения

При формировании масляной полости приходится обеспечивать герметичность и по фланцевым соединениям стенок с корпусом опоры, и по стыкам трубопроводов подвода и слива масла, системы суфлирования и т.д. [20].

Поэтому в принятой нами классификации уплотнений опор выделен класс *неподвижных уплотнений*, в числе которых уплотнения с резиновым и металлическим кольцами, прокладки между контактными поверхностями фланцев.

Неподвижные уплотнения с металлическим кольцом, конструктивное исполнение которых схоже с исполнением уплотнения на рис. 6.50, используется не так часто (см. ТКУ, рис. 6.38).

Прокладки толщиной 0,5…1,0 *мм* из листовых уплотняющих материалов: паронит, ферронит и мягкие металлы (медь, алюминий), вырезаемые по форме (площади) фланца и обеспечивающие герметичность за счет того, что сдавливание при затяжке соединения обеспечивает заполнение микронеровностей, тоже не имеют широкого применения.

Чаще используются уплотнения с круглым в сечении резиновым кольцом (рис. 6.55). Уплотнение сохраняет герметичность до давления 28 *МПа* и температуры от –60 до $300°C$.

Главный недостаток этой группы уплотнений – ограниченная надежность резинового кольца. Требуется создание благоприятных условий для его работы.

Герметизация круглым уплотнительным кольцом основана на принципе контролируемых деформаций: в процессе монтажа кольцо получает предварительный натяг (сжатие), а при действии перепада давлений деформируется и перекрывает зазор.

Неопределенность в такую систему вносится возможностью выдавливания кольца в зазор, что вызывает повышение местных напряжений в резиновом кольце, которые растут с увеличением перепада давлений и радиального зазора.

Для исключения выдавливания кольца в зазор, начиная с рабочих давлений 10…14 *МПа*, ставят защитные шайбы из фторопласта, которые располагают в канавке со стороны, противоположной полости давления.

Надежность определяется оптимальными величинами *предварительного натяга и зазора.*

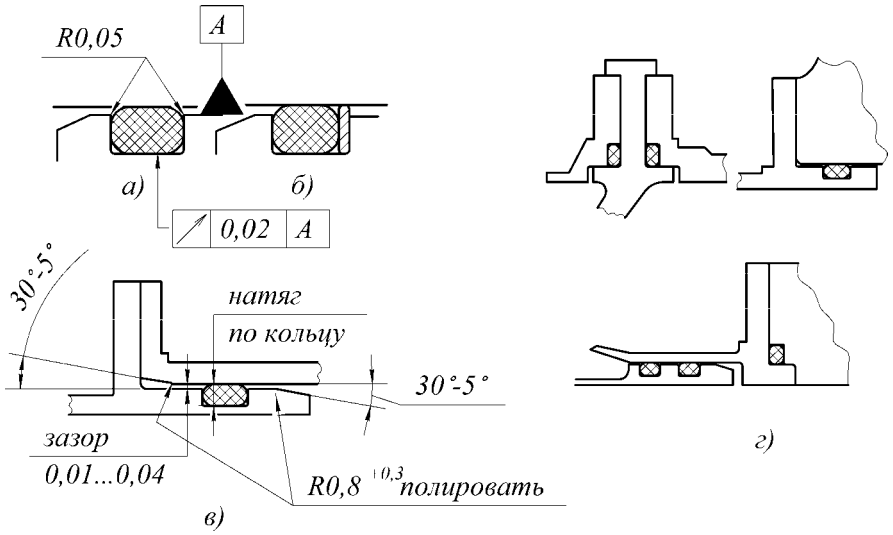


Рис. 6.55 Неподвижные уплотнения с резиновым кольцом: а) деформация кольца при монтаже; б) вариант уплотнения с шайбой; в) геометрические параметры элементов уплотнения; г) примеры конструктивных исполнений уплотнения

Рекомендации по сжатию кольца в нормативных документах: 12…15% от номинального диаметра поперечного сечения кольца для подвижных в осевом направлении соединений и 22…35% – для неподвижных.

При установлении величины предварительного натяга нужно учитывать:

- предельные отклонения размеров деталей уплотнения, определяющих натяг, в том числе и самого уплотнительного кольца;
- влияние растяжения по диаметру на изменение поперечного сечения резинового кольца (растяжение кольца по диаметру на 10…15% уменьшает сечение кольца в среднем на 7…10%);
- изменение объема резины в рабочих и окружающих средах в условиях нестационарных тепловых режимов (набухание 15…35%);
- монтажные неточности: эксцентриситет и перекос осей (особенно в трубопроводах).

Все резины в той или иной мере подвергаются воздействию рабочих жидкостей: это или набухание, которое увеличивает натяг, или вымывание пластификатора, снижающего натяг.

При действии высоких и низких температур наряду со снижением восстанавливаемости формы кольца наблюдается усадка резины, которая уменьшает натяг.

Набухание резины приводит к увеличению объема кольца, может вызвать исчерпание упругости и должно быть не выше 20…40%. Причинами изменения физико-химических свойств резины могут быть постоянное напряженное состояние, приводящее к потере натяга, старение резины, которое ускоряется воздействием тепла, света, озона.

Величина зазора между сопрягаемыми поверхностями должна быть достаточно малой – в пределах 0,008…0,04 *мм*. Выбирается зазор в зависимости от рабочих давлений и твердости резины. В тех случаях, когда необходимо устранить чрезмерное затягивание кольца в зазор, увеличивают твердость резины.

Форма и объем канавки. Основная форма канавки прямоугольная, так как треугольные, круглые и V-образные канавки приводят к возникновению значительных нагрузок в отдельных местах поперечного сечения кольца, к потере эластичности и искажению формы сечения кольца.

Угол наклона стенок $0\ldots7°$, радиус в углах канавки 0,5…1,0 *мм* со скруглением кромок 0,1…0,15 *мм*.

Объем канавки выбирается с учетом набухания резинового кольца и геометрии канавки и должен превышать объем кольца в среднем на 30%.

Для установки уплотнительного кольца и сборки соединения предусматриваются заходные фаски с углом 15...30°.

Диаметр поперечного сечения кольца от 2 *мм* и более.

Используются резины ИРП-1287 (масло, воздух) и 51-1434 (топливо, воздух).

Внутренний приток тепла в масляную систему двигателя (4.1.3, см. рис. 6.26)

Рассматриваются источники тепла, размещенные внутри полостей, омываемых маслом: подшипники ротора $Q_{П}$, шестерни и подшипники центрального привода $Q_{ШП}$, шестерни и подшипники коробок приводов $Q_{КП}$.

Тепловыделение в подшипниках опор ротора (4.1.3, см. рис. 6.26)

Применение подшипников качения предопределяет минимальные потери на трение при относительном движении тел качения.

Потерянная мощность $\Sigma N_{П}$ на привод подшипников (от 1 до 7 *кВт*) в процентном отношении к мощности ГТД составляет малую долю и не влияет на его КПД, но она превращается в тепло $\Sigma Q_{П}$, нагревая подшипник и снижая его надежность.

Суммарное количество тепла $\Sigma Q_{П}$ состоит из потерь на трение в контактах тел качения с кольцами и сепаратором $Q_{ТР}$ и сил гидродинамического сопротивления при перемешивании масла, поступающего в подшипник, телами качения $Q_{гидр}$:

$$\Sigma N_{П} = \Sigma Q_{П} = Q_{ТР} + Q_{гидр}.$$

Потери от сил трения в подшипниках. Природа возникновения $Q_{ТР}$ вбирает в себя трение качения, трение по торцам роликов, трение между телами качения и сепаратором, трение скольжения, трение при вращении шариков от действия гироскопического момента.

Энергия, затраченная на преодоление суммарного трения в подшипнике, превращается в тепло.

Исходя из распределения радиальной нагрузки по окружности подшипника (рис. 6.56), можно заключить, что максимальное тепловыделение происходит при вхождении тел качения в зону максимальной радиальной нагрузки $F_{r\max}$, которая растет при увеличении зазора в подшипнике (при рабочем зазоре $d_p < 0,5 \cdot (d_2 - d_1)$). Увеличение $F_{r\max}$ составляет ~ 15%.

На тепловой режим подшипника влияют два геометрических параметра – диаметр d_p и длина ролика (диаметр шарика $d_ш$) и диаметр окружности центров тяжести тел качения $d_{ц.т.}$, который определяет величину окружной скорости сепаратора *и*.

Потерянная энергия растет при увеличении радиальной нагрузки F_r, скоростного параметра $d_B \cdot n, мм \cdot об/м$ (d_B – диаметр вала) и прокачки масла через подшипник $q_м$.

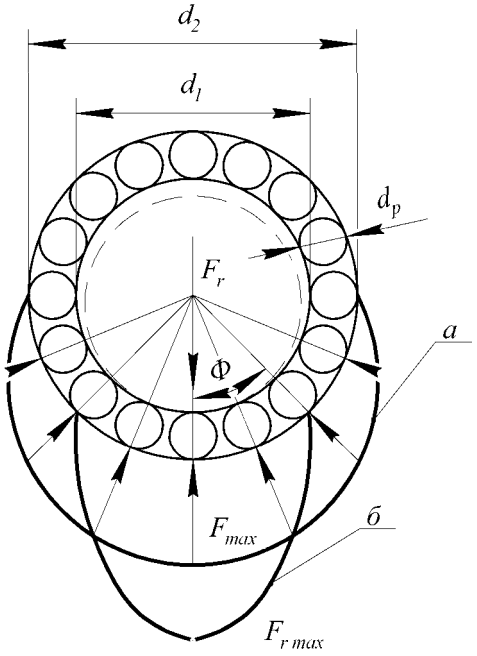


Рис. 6.56 Распределение нагрузки между телами качения в подшипнике: а) без зазора между телами качения и кольцами; б) с зазором $(d_p < 0{,}5(d_2 - d_1))$

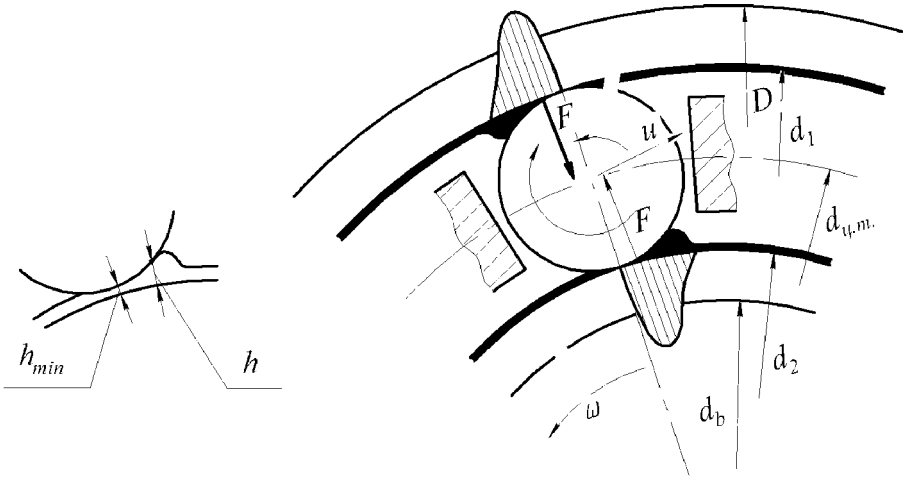


Рис. 6.57 Схема взаимодействия ролика с наружным и внутренним кольцами подшипника и маслом, нагнетаемым в подшипник: F – равнодействующая сил давления в масляном слое

Еще одна причина роста мощности трения: качение ролика (шарика) в подшипниках ГТД происходит по поверхности колец, покрытых слоем масла (рис. 6.57), поэтому суммарную мощность трения $\Sigma N_{тр}$ приходится оценивать с учетом осредненной подъемной силы $P_{ср}$, действующей со стороны масляной пленки на образующие каждого ролика и контактную поверхность колец подшипника за один оборот [21].

$$P_{ср} = \frac{1}{2m} \cdot (2 \cdot 1,46 \cdot P + m \cdot P_{уб}),$$

где m – число тел качения в подшипнике;

$1,46 \cdot P$ – арифметическая сумма нормальных составляющих от радиальной нагрузки F_r, действующей со стороны внутреннего кольца на ролики в нагруженной зоне подшипника;

$\frac{m}{2} \cdot P_{уб}$ – центробежная нагрузка, действующая со стороны роликов на поверхность наружного кольца в ненагруженной зоне подшипника.

Давление в масляной пленке достигает значений, оцениваемых десятками атмосфер.

Трение скольжения (проскальзывания). При чистом качении роликов между кольцами подшипников окружная скорость сепаратора u определяется из мгновенного треугольника скоростей и составляет половину скорости вращения внутреннего кольца:

$$u = \frac{1}{2} \cdot \upsilon_{вн},$$

где $\upsilon_{вн}$ – окружная скорость внутреннего кольца в точке контакта с роликом.

Проскальзывание возникает потому, что из-за вязкости масло увлекается поверхностью роликов и нагнетается в клиновидный зазор h между роликом и кольцами, но внутреннее трение в масляном слое затрудняет течение масла через зазор $h_{\min}$. В результате в слое масла возникает избыточное давление, возрастающее с ростом вязкости масла и окружных скоростей колец ролика. Этот гидродинамический эффект приводит к тому, что равнодействующая этих сил давления со стороны внутреннего и наружного колец создают крутящий момент на ролике (см. рис. 6.57), направленный против вращения, что предопределяет проскальзывание.

Вероятность проскальзывания растет при снижении радиальной нагрузки F_r и увеличении радиального зазора в подшипнике.

Проскальзывание вызывает усиленный износ беговой дорожки внутреннего кольца.

Гироскопический момент. Для того чтобы уяснить появление гироскопического момента в шарикоподшипнике, можно использовать аналогию шарикоподшипника с планетарным механизмом [34]. Наклон оси вращения сателлитов (оси вращения шариков) определяется углом контакта шариков α (рис. 6.58). Гироскопический момент $M_{гир}$ возникает в подшипнике с $\alpha \neq 0$ из-за изменения направления оси вращения шарика в пространстве:

$$M_{гир} = I_m \cdot \omega_г \cdot \omega_e \cdot \sin\alpha,$$

где I_m – момент инерции массы шарика;

$\omega_г$ и ω_e – угловые скорости шарика и сепаратора.

Вращению шарика под действием $M_{гир}$, вектор которого направлен по касательной к окружности d_m, препятствует момент трения:

$$M_{TP} = F_n \cdot f \cdot d_ш.$$

При $M_{гир} > M_{TP}$ возникает проскальзывание шарика с выделением тепла.

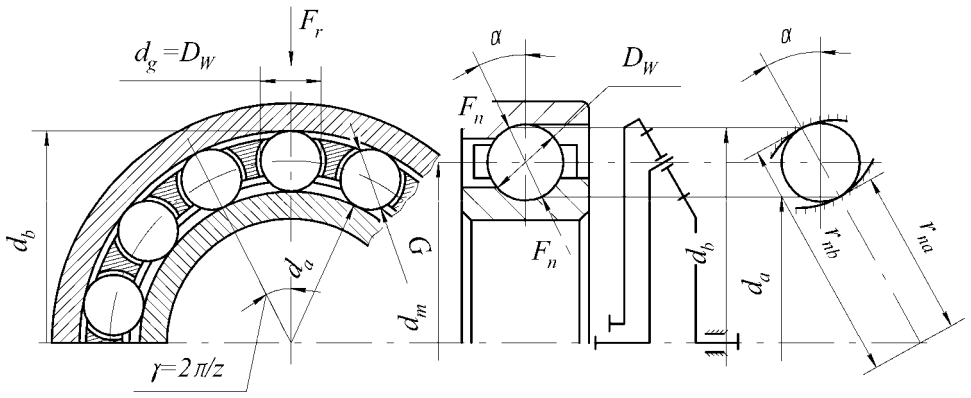


Рис. 6.58 К оценке гироскопического момента, действующего на тело качения в шарикоподшипнике

Общую мощность трения N_{TP} можно оценить, опираясь на геометрические характеристики подшипника, режим работы и выражения для силы $P_{ср}$. Однако поправочные коэффициенты в этом расчетном уравнении определяются экспериментально. Поэтому мощность трения $N_{TP} = Q_{TP}$ рассчитывается с использованием метода обобщенных параметров:

$$N_{TP} = Q_{TP} = C_1 \cdot m \cdot \rho \cdot l^2 \cdot u^3,$$

где $C_1 = f(\text{Re, Eu, Pr})$ – коэффициент сопротивления трения;

ρ – плотность масла;

l –характерный размер тел качения ($l = d_p$ или $l = d_ш$);

m – число тел качения;

Re – критерий Рейнольдса;

Eu – критерий Эйлера;

Pr – критерий Прандтля.

Потери от сил гидравлического сопротивления в подшипнике $Q_{гидр}$.

Подшипники могут надежно работать при температурах, замеренных по наружному кольцу, на $40...50^\circ C$ ниже температуры отпуска материала. Для стали ШХ15, из которой делают подшипники, это температура не выше $120...130°C$, а для улучшенной термообработкой стали ШХ15 – $225...250°C$.

Температурный режим подшипников ГТД удерживается в этих интервалах, что подтверждается требованиями по допускаемым температурам масла на выходе из опоры: у ТРДДФ для сверхзвукового самолета $t_{м.вых} = 200...220°C$. Это требует, во-первых, выбора сорта масла по термостабильности и, во-вторых, увеличения прокачки масла через подшипник.

Подшипники ГТД требуют по условиям работы принудительного подвода больших объемов масла. Это масло интенсивно перемешивается внутри подшипника телами качения, создавая тем самым дополнительное гидравлическое сопротивление движению тел качения (см. рис.6.57). Эта энергия, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления в подшипнике при установившемся режиме работы, практически вся переходит в тепло.

По аналогии с определением мощности трения в подшипнике качения $N_{TP} = Q_{TP}$ тепло выделяется при прохождении масла через подшипник $Q_{гидр}$, определяется с использованием критериев подобия:

$$Q_{гидр} = C_2 \cdot m \cdot \rho \cdot l^2 \cdot u^3,$$

где $C_2 = f(\mathrm{Re},\mathrm{Pr})$ – коэффициент гидравлического сопротивления.

Тогда тепловой поток ΣQ, эквивалентный суммарным затратам мощности на привод подшипника при установившемся режиме работы, *Вт*:

$$\Sigma Q_{П} = Q_{TP} + Q_{гидр} = C \cdot m \cdot \rho \cdot l^2 \cdot u^3,$$

где $C = C_1 + C_2$ – суммарный коэффициент сопротивления в подшипнике.

$\Sigma Q_{П}$ составляет около 40% от общего тепла, поступающего в масляную полость опоры.

Оценка теплового режима подшипников при внешнем подогреве. До сих пор в поле зрения было внутреннее тепло ΣQ, эквивалентное потерянной мощности на привод подшипника. Однако в реальных условиях, как было показано раньше, к подшипнику подводится тепло $Q_{внеш}$ через стенки и уплотнения, а также тепло от нагретых носка вала и корпуса подшипника опоры и др.

На рис. 6.59 показан поток тепла из газовоздушного тракта к подшипникам через вал, через корпус подшипника опоры и тепла, выделяемого при работе гидродинамических демпферов (ГДД). Эти три источника внешнего тепла $Q_{внеш}$ отличаются от первых двух (тепло через стенки и уплотнения) тем, что контактируют с подшипником и непосредственно подогревают внутреннее и наружное кольца подшипника. Ступица диска турбины в нашем примере имеет температуру 500...600°С, температура диафрагмы опоры, на которой крепится корпус для установки подшипника, составляет 300...400°C. И хотя конструктором принимаются меры по уменьшению теплового потока от этих источников охлаждением части вала и диафрагмы, находящихся в масляной полости, маслом, уменьшением площади контакта внутреннего кольца с валом, оба кольца нагреваются не зависимо от режима работы подшипника.

Такой же эффект и от ГДД: температура масла в рабочем зазоре может возрастать на $60^0 C$ [9, 10].

Определить, какая доля $Q_{внеш}$ должна быть учтена при оценке теплового режима подшипника, задача непростая. И она решена как задача о минимально необходимой прокачке масла $q_м$ для обеспечения допустимой максимальной температуры наружного кольца подшипника $t_{подш.\max}$ и температуры масла на выходе $t_{м.вых}$:

$$t_{подш} = t_{м.вых} + \frac{3600 \cdot \Sigma Q}{C_p \cdot q_м} + \frac{3600 \cdot Q_{внеш}}{C_p \cdot q_м} + \chi \cdot Q_{внеш} \cdot l,$$

$$t_{подш} = t_{м.вх} + \Delta t_{м.х} + \Delta t_{м.Г} + \Delta t_{П},$$

где $t_{м.вх}$ – температура масла на входе в опору, ^oC;

$\Delta t_{м.х}, \Delta t_{м.Г}$ – подогревы масла соответственно внутренним ΣQ и внешним $Q_{внеш}$ тепловыми потоками;

$\Delta t_{П}$ – подогрев подшипника непосредственным подводом части тепла $Q_{внеш}$:

$$\Delta t_{П} = \chi \cdot Q_{внеш} \cdot l,$$

где $\chi = 0,75 °C / Вт \cdot м$ для легко нагруженных и 0,6 для тяжело нагруженных подшипников;

$Q_{внеш}$ – суммарный внешний приток тепла;

l – размер тела качения ($l = d_{р}$ или $l = d_{ш}$ в $м$);

$Q_{внеш}$ *составляет около 10% всего тепла, поступающего в масляную полость.*

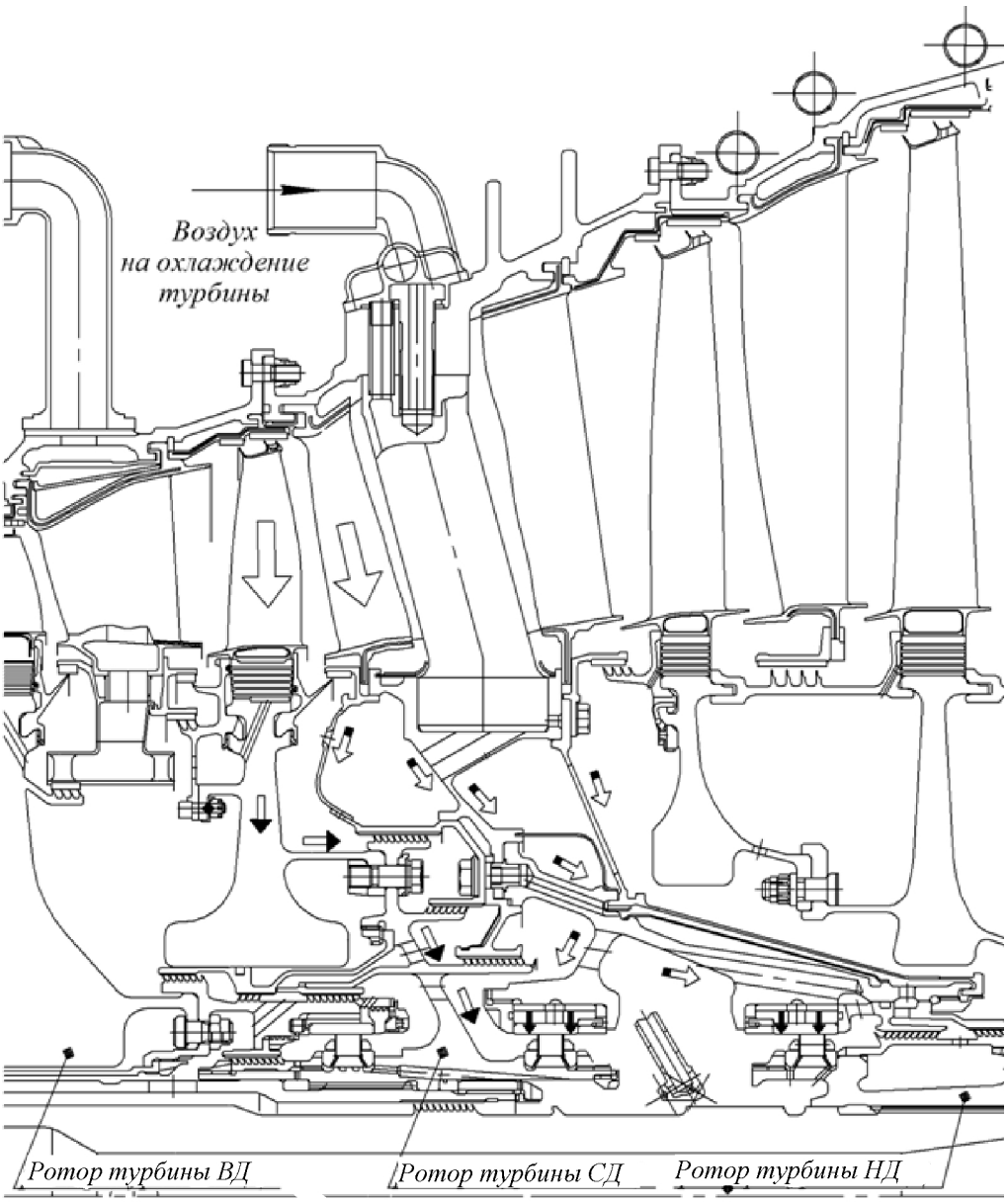


Рис. 6.59 Потоки тепла из газовоздушного тракта к подшипникам

Методика оценки теплового состояния подшипников по В.М. Демидовичу

Исходные данные:

d_B – диаметр вала, *м*;

$d_{ц.т.} \cdot 10^2$ – диаметр окружности центров тяжести тел качения, *м*;

n – частота вращения вала, *об/мин*;

$d_{H.T} = \dfrac{D + d_B}{2}$, D – наружный диаметр подшипника, *м*;

$l(d_ш) \cdot 10^2$ – размер тела качения, *м*;

m – число тел качения;

P – радиальная нагрузка (на роликоподшипник), А – осевая (на шарикоподшипник);

$\overline{h}_{рад} = \dfrac{h_{рад}}{d_B}$ – относительный радиальный зазор (для роликоподшипников);

$t_{подш.\max}$ – максимально допустимая температура на внешней поверхности наружного кольца (у ГТД для дозвукового полета – 160…180°*C*, сверхзвукового – 220...230°*C*, см. табл. 6.5 и 6.7);

γ – угол контакта шариков, град.

Порядок расчета

1) *Окружная скорость сепаратора, м/с:*

$$u = \frac{\pi(d_{ц.т} - K)}{120} \cdot n,$$

где $K = d_р$ *и* $d_ш \cdot \cos\gamma$ – для роликовых и шариковых подшипников.

2) *Параметры масла:*

$t_{м.вх}, t_{м.вых} = (0{,}8...0{,}95) \cdot t_{подш.\max}$ – температура масла на входе и выходе;

ν – коэффициент кинематической вязкости, $м^2/с$;

$\mathrm{Pr} = \dfrac{\nu}{a}$ – критерий Прандтля (a – коэффициент температуропроводности масла, $a \cdot 10^{10}$, $м^2/с = 7{,}7$ для масла МС-8п и ИПМ-10);

C_P – удельная теплоемкость, $Дж/кг \cdot °C$.

3) *Критерий Рейнольдса:*

– для роликоподшипников $\mathrm{Re} = \dfrac{u \cdot l}{\nu} = \dfrac{u \cdot d_р}{\nu}$,

– для шарикоподшипников $\mathrm{Re} = \dfrac{u \cdot d_ш}{\nu}$.

4) *Определение нагрузки, действующей на одно тело качения:*

– для роликоподшипников – центробежная сила ролика $P_{цб}$ и осредненное усилие на его образующую $P_{ср}, Н$:

$$P_{цб} = 12,25 \cdot 10^3 \cdot \frac{l^3 \cdot u^2}{d_{H.T}},$$

$$P_{ср} = \frac{2,92 \cdot P + m \cdot P_{цб}}{2 \cdot m};$$

– для шарикоподшипников – осредненная нагрузка на один шарик, *Н:*

$$P_{ср.ш} = \frac{A}{m}.$$

5) *Критерий Эйлера:*

для роликоподшипников $\mathrm{Eu} = \dfrac{P_{ср}}{\rho \cdot (u \cdot l)^2}$,

для шарикоподшипников $\mathrm{Eu} = \dfrac{P_{ср.ш}}{\rho \cdot (u \cdot d_ш)^2}$.

6) *Суммарный коэффициент сопротивления:*

$$C = C_1 + C_2 = A \cdot Re^K \cdot Eu^Л \cdot Pr^M + B \cdot Re^C \cdot Pr^X.$$

Значение коэффициентов и показателей степеней сведены в табл. 6.2.

Таблица 6.2. ***Коэффициенты и показатели степеней для расчета***

	Для роликоподшипников		Для шарикоподшипников
	Р до 2000 *Н*	*Р* до 50000 *Н*	
А	1,26	62,3	$14,7 \cdot 10^{-5}$
В	$18 \cdot 10^5$	$18 \cdot 10^5$	$16,6 \cdot 10^5$
К	-0,5	-0,63	0,214
Л	0,5	0,25	0,287
М	0	-0,4	0,44
С	-1,25	-1,25	-1,0
Х	-1,0	-1,0	-1,0

7) *Суммарный внутренний тепловой поток, Вт:*

$$\Sigma Q = C \cdot \beta \cdot m \cdot \rho \cdot l^2 \cdot u^3,$$

где $\beta = 1 + 1,2 \cdot 10^3 \cdot d_B \cdot (0,00152 - \overline{h}_{рад})$ – для роликоподшипников;

$\beta = 1,0;\ l = d_ш$ – для шарикоподшипников.

8) *Потребная прокачка масла* $q_{M.X}$ *(прокачка масла, необходимая для обеспечения заданной температуры подшипника* $t_{подш}$ *без внешнего подвода тепла «холодного» подшипника)* – $t_{M.вых} = t_{подш.\max}$:

$$q_{M.X} = \frac{3600 \cdot \Sigma Q}{C_p \cdot (t_{M.вых} - t_{M.вх})}. \qquad (А)$$

9) *Минимально необходимая прокачка масла $q_м$ при неизвестном внешнем подогреве $Q_{внеш}$ определяется по выражению (А), но при уменьшенной температуре масла на выходе*

$$t_{M.вых} = (0,8...0,95) \cdot t_{подш.\max}.$$

10) *Максимально необходимая прокачка масла при неизвестном* $Q_{внеш}$:

$$q_M = q_{M.X} \cdot \left(1 + \sqrt{\frac{\theta \cdot \chi \cdot q_{M.X} \cdot l + 1}{\theta \cdot \chi \cdot q_{M.X} \cdot l}}\right).$$

$q_{M.X}$ должно быть сосчитано при $t_{M.вых} = (0,8...0,95) \cdot t_{подш.\max}$,

$\theta = \frac{C_p}{3600}$, $\chi = 0,75\ ^\circ C / Вт \cdot м$ для легко нагруженных и 0,6 – для тяжело нагруженных подшипников.

Тепловыделение в шестернях и подшипниках центрального привода и коробок приводов (4.1.3, см. рис. 6.26)

Для привода агрегатов, обслуживающих системы двигателя и самолета: масло- , топливо- и гидронасосов, электрогенераторов, регуляторов, суфлеров и др. отбирается мощность от ротора двигателя с помощью системы конических шестерен и приводной рессоры, размещенной в пустотелом ребре средней опоры. Это устройство носит название *центральный привод*.

Отбор мощности в ТРДД осуществляется от ротора каскада ВД, что связано с организацией запуска двигателя: при запуске двигателя через систему шестерен центрального привода раскручивается только ротор каскада ВД, который первый включается в самостоятельную работу после отключения стартера. Одновременно должны начать функционировать топливные, масляные насосы, регуляторы и др. – агрегаты, обеспечивающие работоспособность двигателя.

Крутящий момент от ротора каскада ВД через центральный привод передается к коробке приводов, которая представляет собой многозвенный редуктор с набором простых цилиндрических передач, оси вращения которых и используются для привода агрегатов. Для этого должны быть выдержаны требуемые передаточные отношения и направления вращения у выходных валов. Иногда агрегаты, обслуживающие двигатель, размещают на одной коробке приводов и называют ее *коробкой моторных агрегатов*, а самолетные агрегаты – на *коробке самолетных агрегатов*.

Коробка приводов и центральный привод являются, наряду с подшипниками ротора, источниками внутреннего тепла.

Центральный привод выполняется по трем схемам (рис. 6.60), которые различают по двум критериям:

- число пар шестерен и число подшипников, определяющих степень сложности конструкции и выделяемое центральным приводом тепло;
- возможность сохранения оптимального зазора в зацеплении первой конической пары по режимам работы двигателя.

Первая схема. Центральная ведущая коническая шестерня размещена на общей оси с ротором каскада ВД и осевая сила от ротора ВД и от пары конических шестерен воспринимается одним РУП каскада ВД.

В этой схеме две пары конических шестерен и шесть подшипников – наиболее простая по числу шестерен и подшипников схема и, следовательно, схема с минимальным выделением тепла. Существенный недостаток схемы – связанность осевых смещений ротора с зазором в конической паре. Осевое перемещения РУП в опоре может достигать 1…2 *мм*, что недопустимо в зацеплении шестерен.

Требуется уменьшение осевой податливости РУП, т.е. повышение жесткости диафрагмы и корпуса подшипников опоры.

Этот недостаток вызвал к жизни еще две схемы.

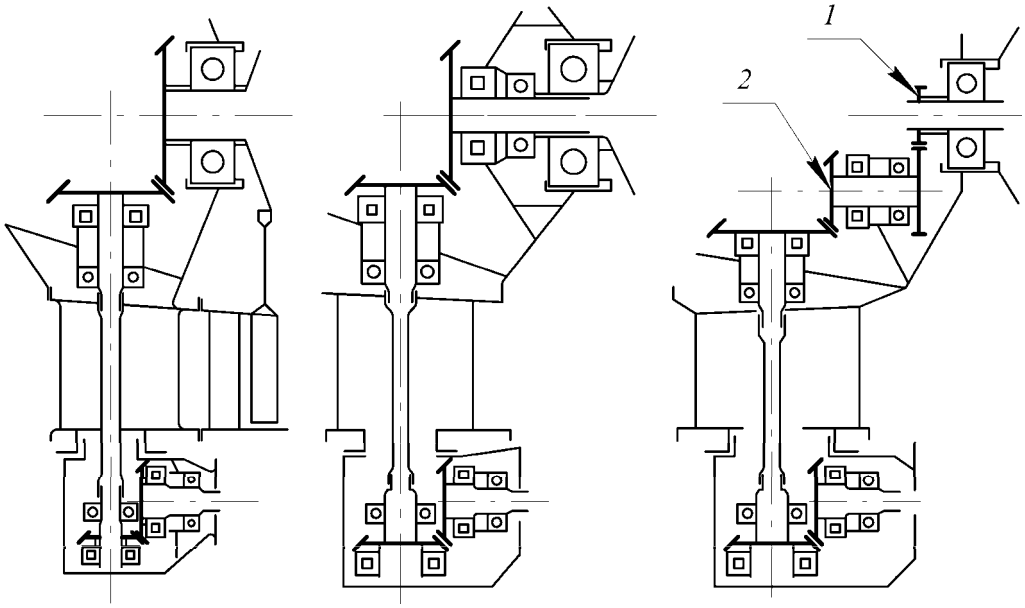


Рис. 6.60 Кинематические схемы центрального привода: а) схема с общим РУП ротора ВД и центральной конической шестерни; б) схема с раздельным РУП для ротора ВД и для центральной конической шестерни; в) схема с цилиндрической передачей отбора мощности от ротора ВД: 1 – цилиндрические шестерни, 2 – коническая пара шестерен

Вторая схема. Ведущая коническая шестерня имеет отдельный РУП, число подшипников увеличилось до восьми и, следовательно, возросло тепловыделение.

Третья схема. Кроме двух пар конических шестерен для отбора мощности от ротора используется пара цилиндрических шестерен, которая позволяет полностью исключить влияние осевых перемещений ротора на зазор в зацеплении конической пары. Число пар шестерен – три, число подшипников – восемь. Сложность конструкции и тепловыделение здесь наибольшие.

Оси шестерен конической зубчатой передачи центрального привода обычно устанавливаются на паре подшипников качения, первый из которых роликовый, воспринимающий радиальную нагрузку, и задний, шариковый – осевую. Роликовый подшипник часто для уменьшения объема делают без внутренней обоймы.

Смазка первой от ротора конической пары шестерен и их подшипников принудительная, второй (нижней) обычно осуществляется разбрызгиванием масла, сливаемого из масляной полости средней опоры.

Конструкция коробки приводов – это литой алюминиевый или магниевый корпус с плоскими стенками, на которых с внутренней стороны размещены опоры валов цилиндрических шестерен, а с внешней – фланцы крепления приводных агрегатов. Система шестерен через приводные валики обеспечивает вращение валов приводных агрегатов (рис. 6.61).

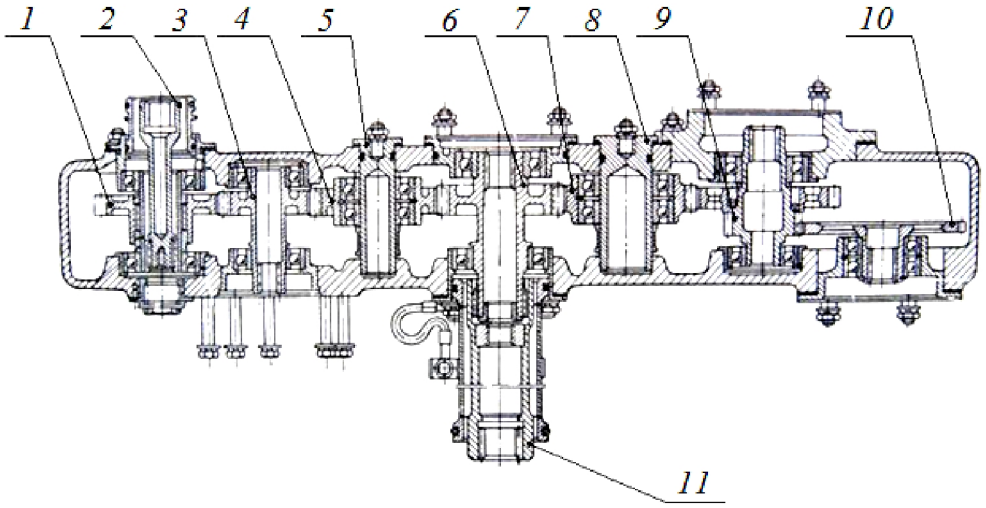


Рис. 6.61 Конструкция коробки моторных агрегатов ТВД НК-12МВ: 1 – шестерня привода КТА; 2 – приводная рессора командно-топливного агрегата; 3 – шестерня привода нагнетающего масляного насоса; 4, 7 – промежуточные шестерни; 5, 8 – оси промежуточных шестерен; 6 – ведущая шестерня; 9 – двухвенцовая шестерня привода топливного насоса; 10 – шестерня привода подкачивающего топливного насоса; 11 – приводной вал

Набор приводных агрегатов зависит от функциональных особенностей самолета и двигателя (в пределах 15...20 агрегатов). На рис. 6.62 дана кинематическая схема коробки приводов и центрального привода ТВД АИ – 25.

Следует отметить, что проектирование коробки приводов – это отдельная конструкторская задача.

Место отбора мощности от ротора (ребро опоры, через которое проходит приводная рессора) зависит от принятой *схемы размещения коробки приводов*. Это может быть *нижнее* (ниже горизонтальной оси) и *верхнее* расположение.

Мотивы верхнего размещения: обеспечить эксплуатационную надежность генераторов, агрегатов системы управления и контроля работы двигателя, так называемых «сухих» агрегатов, загрязнение которых маслом, топливом не допускается. И второе – возможность подхода для регулирования, монтажа и демонтажа агрегатов на самолете только сверху. Чаще всего такая ситуация возникает на боевых самолетах.

Обычно используются оба вида размещения. Для привода откачивающих масляных насосов, масло на вход которых подается самотеком, в любом случае необходимо нижнее расположение.

Кратко перечислим задачи, решаемые конструктором при проектировании коробки приводов:

– каждый приводной вал должен иметь заданное, определяемое конструкцией агрегата направление вращения и число оборотов;

- к каждому агрегату должны быть подходы с инструментом для их монтажа и демонтажа и подходы к штуцерам и регулировочным винтам;
- снятие и установка агрегата должны обеспечиваться без снятия других агрегатов;
- силовой поток, передаваемый от шестерни к шестерне, должен уменьшаться, начиная от центрального привода: на периферии должны быть приводы агрегатов с малой приводной мощностью, что позволит уменьшить вес;
- «сухие» агрегаты должны находиться на более высоком уровне от горизонтали;
- при отказе агрегата (при превышении крутящего момента на приводном вале агрегата) должно разрушиться слабое звено коробки приводов – приводная рессора;
- должен обеспечиваться дренаж агрегата самотеком в дренажный бак;
- агрегаты не должны выступать за обводы мотогондолы.

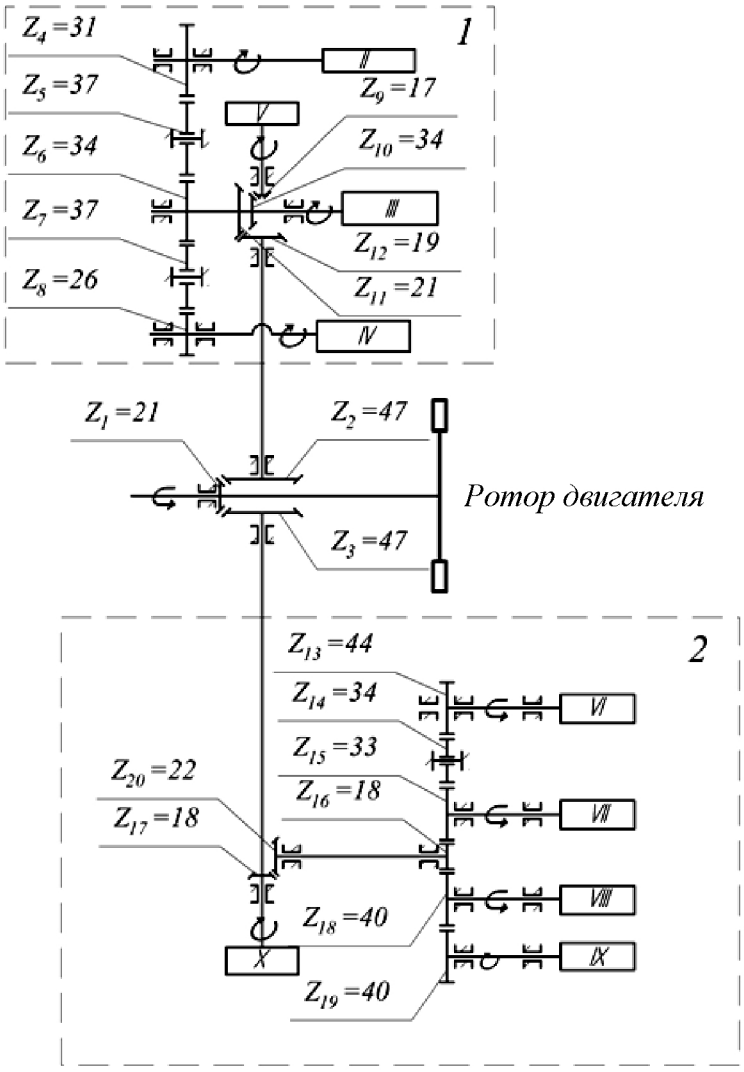


Рис. 6.62 Кинематическая схема центрального привода и коробок приводов ТВД АИ-25: 1 – верхняя коробка приводов; 2 – нижняя коробка приводов

Итог. Центральный привод и коробка приводов двигателя – это разветвленная сложная система шестерен и подшипников, интенсивно охлаждаемых и смазываемых маслом.

Часть мощности на привод агрегатов тратится на трение в зацеплении конических и цилиндрических пар шестерен, на трение в подшипниках, на подвод и разбрызгивание масла. Потери мощности для пары шестерен N_f:

$$N_f = N_{вед} \cdot (1-\eta) = N_{вед} \cdot \psi = Q_f,$$

где $N_{вед}$ – мощность ведущего звена;

$\eta = \dfrac{N_{ведущ}}{N_{ведом}}$ – КПД, $\eta = 0,99-0,98$ (соответственно цилиндрической и конической передачи);

$\psi = 1-\eta$ – коэффициент потерь, $\psi = 0,01...0,02$ или 1,0...2,0%.

Для многоступенчатого зубчатого зацепления суммарная потерянная мощность $N_{f\Sigma}$, которая переходит в тепло $Q_{f\Sigma}$:

$$N_{f\Sigma} = \sum_{i=1}^{n} N_i \psi_i = Q_{f\Sigma},$$

$$Q_{f\Sigma} = Q_{ц.п} + Q_{к.п},$$

$Q_{ц.п} + Q_{к.п}$ *составляет до 10% от общего тепла, поступающего в масляную полость.*

Смазка, отвод тепла маслом и суфлирование (4.1.4, см. рис. 6.26)

Подвод масла для трущихся поверхностей – одна из главных, но не единственная функция масляной системы двигателя. Масло используется не столько для смазки поверхностей контакта, но, главное, для отвода тепла от них. «При этом у современных ГТД обеспечение потребного теплового состояния узлов трения является наиболее значимой задачей. Так, для смазки теплонапряженного РУП может оказаться достаточным весьма незначительное количество масла (не более $100\ г/ч$), а для съема тепла, выделяемого им ($10...20 кВт$), требуется подавать масла до $0,15\ л/с$» [1].

Тепловой баланс в масляной полости опор двигателя означает, что тепло от всех источников, приходящее в масляную полость, отводится маслом, подаваемым на подшипники шестерен и контактные уплотнения.

Количество этого тепла зависит от режима работы двигателя. Каждому режиму работы двигателя соответствует свой объем масла, проходящий через опоры двигателя в единицу времени, который называется *прокачкой масла через двигатель*, а тепло, аккумулируемое маслом, в свою очередь, называется *теплоотдачей в масло.*

Уравнение теплового баланса:

$$Q_\Sigma = q_{M\Sigma} \cdot C_M \cdot \rho_M (t_{вых} - t_{вх}),\ \text{кВт}, \qquad (6.6)$$

где $Q_\Sigma = Q_{СТ} + Q_В + Q_П + Q_{Ц.П} + Q_{К.П}$ – суммарное количество тепла, поступающего в масляную полость опоры через стенки $Q_{СТ}$ с воздухом через уплотнения $Q_В$, от подшипников $Q_П$, центрального привода $Q_{Ц.П}$ и коробки приводов $Q_{К.П}$;

$q_{M\Sigma}$ – суммарная прокачка масла, $\dfrac{л}{с}$;

C_M – теплоемкость и плотность масла, $\dfrac{кДж}{кг \cdot град}$;

ρ_M – плотность масла, $\dfrac{кг}{дм^3}$;

$t_{вых} - t_{вх}$ – подогрев масла, разность температур масла на выходе и на входе в масляную систему опор.

Прокачка масла через двигатель:

$$q_M = \frac{Q_\Sigma}{C_M \cdot \rho_M (t_{M\ вых} - t_{M\ вх})}, \frac{л}{с}. \quad (6.7)$$

Важной конструкторской задачей при создании опор является формирование системы принудительного подвода масла к подшипникам и шестерням, системы слива масла из масляной полости опор и системы суфлирования этих полостей.

Как уже отмечалось в начале этой главы, к масляной полости каждой опоры нужно подвести как минимум три трубопровода: подвода, слива и суфлирования. А если это ТРДД и коробка приводов и, следовательно, маслонасос размещен на наружном корпусе двигателя, то каждый трубопровод должен еще пересечь тракт II контура.

Здесь рассматривается размещение коммуникаций в самой опоре. *Прокладка трубопроводов внутри опоры* основывается на принятой принципиальной схеме масляной системы и оформляется по ГОСТ [1]. В инженерной практике используют схему в так называемом мнемоническом исполнении (рис. 6.63), которая более удобна для восприятия.

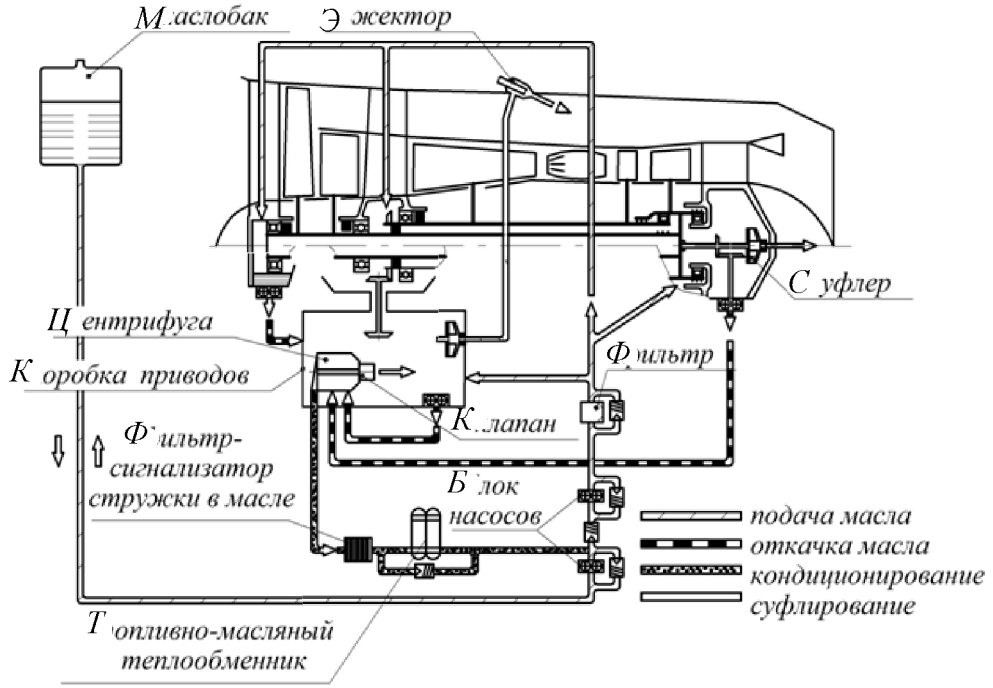


Рис. 6.63 – Принципиальная схема масляной системы ТРДД

В соответствии со схемой масляной системы на линию нагнетания масло подается одним насосом и задача состоит в том, чтобы получить минимальные путевые потери давления $P_{потерь}$ и обеспечить перед форсунками подачи масла на подшипники давление:

$$\Delta P = P_M - P_{потерь} = 0,4 \pm 0,05 МПа.$$

Итак, для проектирования коммуникации подвода масла внутри опоры необходимо определить прокачку масла через каждую опору $(q_{M1}, q_{M2}...q_{Mn})$, то есть знать тепловые потоки в каждой опоре $(Q_{\Sigma 1}, Q_{\Sigma 2}...Q_{\Sigma n})$, подогрев масла в каждой из них $(\Delta t_{M1}, \Delta t_{M2}...\Delta t_{Mn})$ и сорт масла (C_M, ρ_M).

Определение тепловых потоков рассмотрено ранее, а подогрев масла в опорах ТРДД можно принять: ***в передней опоре*** $-5...10^{\circ}C$, ***в средней опоре*** $-35...45^{\circ}C$ ***и в опоре турбины*** $-\ 60...80^{\circ}C$.

Площадь проходного сечения трубопроводов (каналов) в опоре можно найти из уравнения расхода:

$$q_{Mi} = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot V,$$

где $\frac{\pi d_i^2}{4}$ (S_i) – площадь проходного сечения трубопровода, канала;

V – скорость течения среды в трубопроводе.

На линии откачки масло из масляной полости каждой опоры отводится своим масляным насосом повышенной производительности. Важно обеспечить слив вспененного масла (количество масла в котором до 50%) и нагретого до $150...220^{\circ}C$ масла самотеком со скоростью не более $0,3...0,4\ м/с$.

Насыщение масла воздухом увеличивает объем откачиваемого масла в два с лишним раза, но при этом снижаются вязкость масла и гидравлические потери.

Поэтому при оценке проходных сечений в сливных магистралях расход масла в уравнении расхода нужно увеличить в 1,5…1,7 раза $(K_y = 1,5...1,75)$:

$$q_{Mi} = K_y \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot V.$$

Отдельно о системе суфлирования. Как указывалось ранее, чтобы предотвратить утечку масла через уплотнение, давление перед ним должно быть больше, чем в масляной полости. Но «чтобы исключить накопление в масляной полости воздуха, которое привело бы к уменьшению перепада давления на уплотнении, осуществляется равновесный отвод из нее воздуха. Эту функцию выполняет система суфлирования» [1]. Особенностью транспортирования воздуха из маслополости до динамического суфлера является то, что воздух содержит капли и пары масла, т.е. по трубе течет двухфазная смесь, в которой происходит резкое понижение скорости звука – до $30\ м/с$.

Это означает, что при такой скорости может произойти запирание потока в трубопроводе – отсюда и ограничение скорости в трубопроводах системы суфлирования до $20\ м/с$.

Такое ограничение скоростей обеспечивает минимальные гидравлические потери в каналах опоры.

Допускаемые скорости течения масла и масловоздушной смеси V принимаются по табл. 6.3.

Таблица 6.3. ***Допускаемые скорости течения масла***

Масло	На линии нагнетания На линии слива: самотеком За откачивающим насосом	$2...3\ м/с$ $0,3...0,4\ м/с$ не более $2\ м/с$
Воздух	На выходе из динамического суфлера	$100\ м/с$
Воздушно-масляная смесь	От масляной полости до динамического суфлера	не более $20\ м/с$

Для определения площади проходных сечений трубопроводов системы суфлирования полагается, что количество воздуха, входящего в масляную полость через все уплотнения, должно выйти через систему суфлирования без повышения давления в масляной полости.

Это равновесие может быть нарушено изношенностью уплотнений или при нарушении нормальной работы одного из уплотнений. Чтобы этого не произошло, проходные сечения каналов в агрегатах и трубопроводах системы суфлирования выбирают с учетом требуемой избыточности по пропускной способности [2].

По стандарту вводится коэффициент избыточности пропускной способности $K_{изб}$:

$$K_{изб} = \frac{G_{пр}}{G_{упл}},$$

где $G_{пр}$ – предельно допустимый расход воздуха в системе суфлирования;

$G_{упл}$ – расход воздуха через максимально изношенные уплотнения.

Величина $K_{изб}$ составляет для лабиринтных уплотнений не менее 1,5, а для контактных – не менее 2,5.

Предельно допустимым расходом воздуха в системе суфлирования будет такой расход, при котором величина давления в системе суфлирования достигает максимального нормированного значения.

Тогда уравнение расхода для определения проходных сечений трубопроводов системы суфлирования будет иметь вид:

$$G_{упл} \cdot K_{изб} = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot V \cdot z,$$

где z – потребное количество трубопроводов при ограниченном их диаметре при проходе через ребра опоры.

Зная потребные площади трубопроводов на всех коммуникациях, идущих к масляной полости, можно решить задачу конструктивного оформления их на участках: «проход через ребро» (так называемые радиальные трубопроводы) и «разводка внутри масляной полости».

Конструкция радиальных трубопроводов

Провести трубы через ребро опоры это значит выполнить следующие требования:

- обеспечить заданную площадь проходного сечения;
- исключить касание трубки о внутренние стенки ребра (зазор 1,0…1,5), чтобы не допускать истирания, разрушения и разгерметизации системы;

– иметь возможность монтажа и демонтажа при сборке опоры;
– обеспечить теплоизоляцию от тепловых потоков из газового тракта (в опоре турбины);
– гарантировать герметичность (без внешнего осмотра).

Проведем анализ путей решения задачи в каждой из опор.

Передняя опора. Это концевая опора с одним подшипником, с одной подсистемой уплотнений, практически без притока тепла извне. Подогрев масла мал $(5...10^{\circ}C)$. Суфлирование масляной полости обеспечивается иногда откачивающим насосом. Одно из затруднений – малая толщина профиля ребра, особенно в варианте, когда совмещены функции лопаток ВНА и ребра опоры. На рис. 6.64 показана лопатка ВНА – ребро передней опоры ТРДДФ АЛ-31Ф, где компактно размещена трубка подвода масла, каналы слива масла и суфлирования.

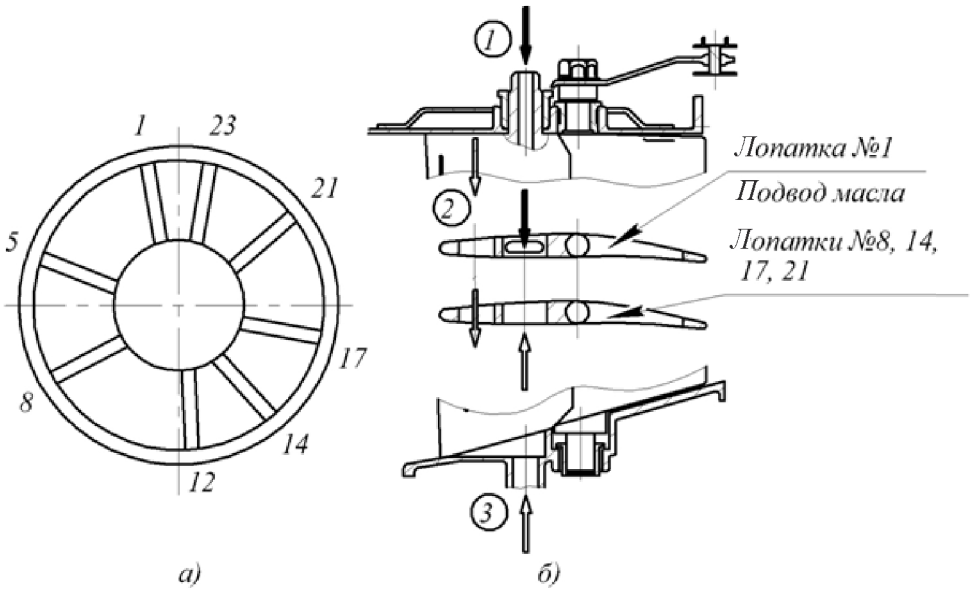


Рис. 6.64 Конструктивное исполнение проводки радиальных трубопроводов в передней опоре – ВНА ТРДДФ АЛ–31Ф (23 пустотелых лопатки-стойки с управляемым хвостовиком): а) размещение радиальных трубопроводов в стойках-лопатках: 1 – суфлирование масляной полости; 5 – подвод масла; 8 – откачка масла; 14, 17, 21 – суфлирование предмасляной полости; б) 1 – подвод масла; 2 – подвод «горячего» воздуха на обогрев; 3 – суфлирование масляной полости и предмасляной полости

Средняя опора. Разводка трубопроводов внутри масляной полости для подвода масла к нескольким потребителям возникает в средней опоре, где не один, а несколько подшипников и шестерен, или в опорах с гидродинамическим демпфером. В стыках трубопроводов обычно используются телескопические соединения с резиновым уплотнительным кольцом (рис. 6.65).

Опора турбины. Необходимость выполнения всех перечисленных выше требований, большое число систем уплотнений делают задачу проводки радиальных трубопроводов сложной. Трубки теплоизолируются или нанесением теплозащиты, или

выполняются по схеме «трубка в трубке» и внутренняя полость ребра (лопатки СА) продувается охлаждающим воздухом (рис. 6.66).

Решение проблемы потребных проходных сечений решается в системе слива и системе суфлирования, увеличением числа трубок.

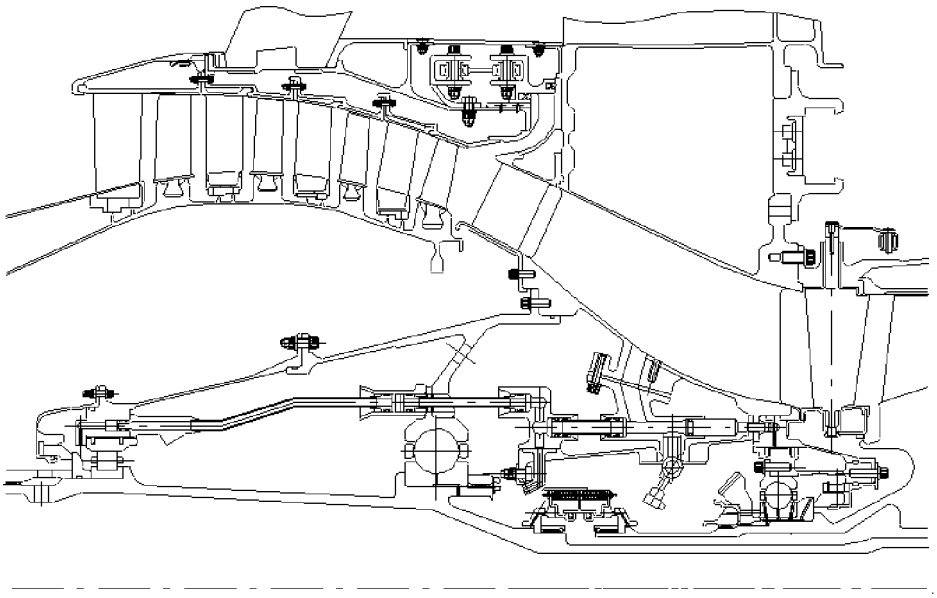


Рис. 6.65 Разводка трубопроводов в средней опоре PW6000

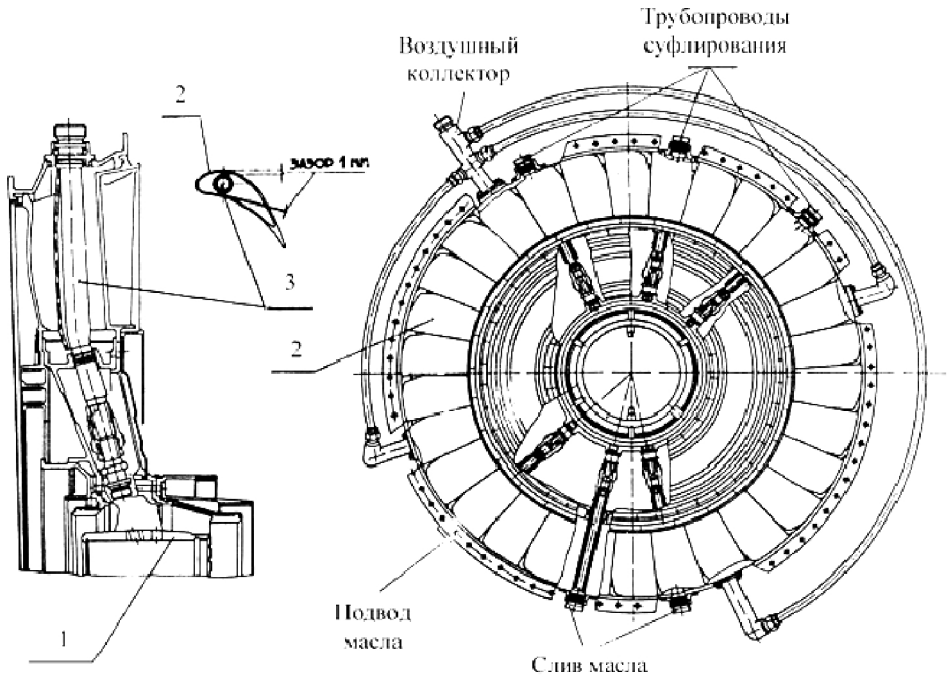


Рис. 6.66 Конструктивное исполнение прокладки радиальных трубопроводов в опоре турбины НК-25: 1 – корпус подшипников; 2 – полые лопатки третьего СА; 3 – радиальный трубопровод

Выбор схемы подвода масла к подшипникам. Существует два основных способа подвода масла к подшипникам. Первый – через систему струйных форсунок, которые подают струи масла на тела качения через зазор между внутренним кольцом и сепаратором. И второй – подвод масла через вал, когда на внутренней поверхности вала образуют масляную ванну с повышенным давлением в слое масла и далее масло на тела качения подается через отверстия в стенке вала и во внутреннем кольце за счет центробежных сил.

Граница оптимальности способов подачи масла на тела качения подшипников определяется возможностью попадания масла на тела качения, которая выражается ***коэффициентом быстроходности*** $\boldsymbol{d_m \cdot n}$ (d_m – средний диаметр подшипника по центрам тел качения в *мм*, n – частота вращения в $об/м$, табл. 6.4.)

Таблица 6.4. ***Коэффициенты быстроходности и способы подвода масла***

	Коэффициент быстроходности $d_m \cdot n$	Способ подвода масла
А	до $2{,}2 \cdot 10^6$	форсунками
Б	$2{,}2...3{,}5 \cdot 10^6$	смешанный подвод
В	свыше $3{,}5 \cdot 10^6$	через вал

При $d_m \cdot n > 2{,}2 \cdot 10^6$ масло, подаваемое через форсунки, не достигает всей поверхности тел качения (не обеспечивается «прострел»). При коэффициенте быстроходности более $3{,}5 \cdot 10^6$ возможно делать подвод только через вал, так как при боковом подводе через форсунки будут охлаждаться только боковые поверхности тел качения со стороны подвода.

Конструктивные исполнения

Вариант А. Подвод масла к подшипникам форсункой (рис. 6.67) исполняется при центрировании сепаратора по наружному кольцу. Масло подводится к подшипникам и шестерням струйными форсунками. Струйная форсунка подает масло в виде компактной струи, которая распадается на капли крупных размеров. При этом угол распыла 2α небольшой и составляет $5...20^\circ$ – даже при небольших перепадах давления на форсунке $\Delta P_ф$ струя обладает большой дальнобойностью [31].

Скорость истечения из форсунки ограничивается $V_ф = 25...30\,м/с$ во избежание нагрева и вспенивания масла.

Для равномерного охлаждения неподвижного кольца подшипника, чтобы исключить искажение его геометрии, масло на подшипник подается через несколько форсунок (z = 3…6), равномерно размещенных по окружности. Потребный расход масла через одну струйную форсунку, исходя из расхода масла на подшипник, равен $q_м$:

$$q_ф = \frac{q_м}{z}.$$

Геометрические параметры форсунки определяются из уравнения расхода:

$$q_ф = \mu_ф F_c \sqrt{2\rho_м \cdot \Delta P_ф},\ V_ф = \sqrt{2\rho_м \cdot \Delta P_ф},$$

где $F_c = \dfrac{\pi d_c^2}{4}$ – площадь сопла форсунки;

$\rho_м$ – плотность масла;

$\Delta P_ф = P_{вх} - P_{м\,п} = 0,4 - 0,05 = 0,3...0,35 МПа$ – перепад давления на форсунке;

$\mu_ф = \dfrac{q_ф}{q_{фт}}$ – коэффициент расхода форсунки (отношение действительного расхода к теоретическому). Максимальное значение $\mu_ф = 0,75...0,85$ получается при отношении длины сопла к его диаметру $2 < l_c / d_c < 5$ и оптимальном угле распыла $20°$.

Если принять, что среднее значение расхода масла на подшипники: роликовый, в опоре компрессора – $q_м = 1...3$ *л/м*, а в опоре турбины – $q_м = 4...12$ *л/м*, радиально-упорный шариковый, в опоре компрессора – $q_м = 4...12$ *м/с*, то диаметры сопла струйных форсунок находятся в пределах:

$d_ф = 1,2...1,5$ *мм* – для роликовых в опорах компрессора;

$d_ф = 4,0...5,0$ *мм* – для остальных случаев.

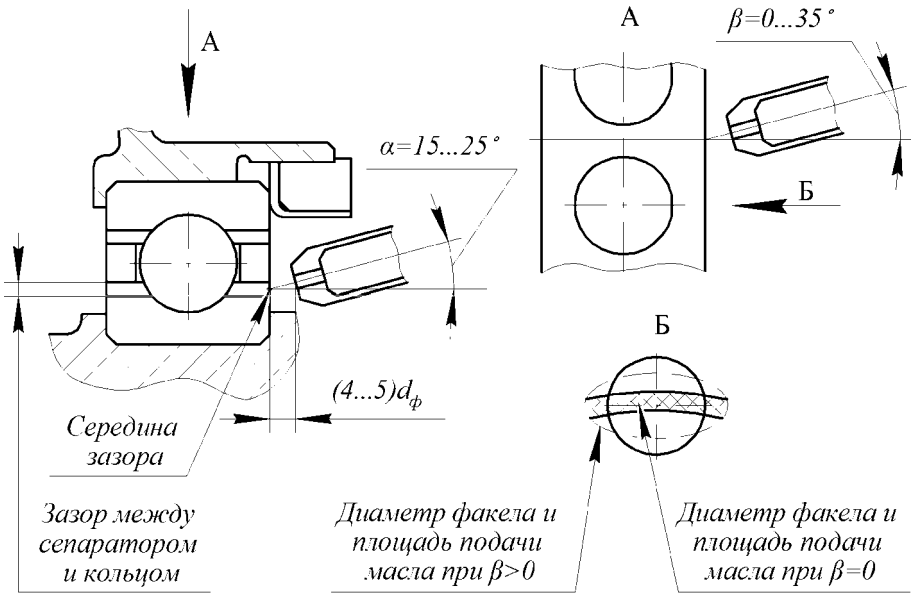


Рис. 6.67 Подвод масла к подшипникам форсункой (вариант А)

Такая схема подвода масла к подшипнику получила название «впрыск масла под сепаратор».

Для получения наибольшего эффекта «прострела» масла между телами качения, чтобы обеспечить подачу «холодного» масла на тела качения, ось сопла форсунки должна быть ориентирована относительно плоскости вращения и направлена в точку, разделяющую пополам зазор между внутренним кольцом и сепаратором. Угол $\alpha = 15...20°$, угол $\beta = 0...35°$ (относительно оси вращения), расстояние от форсунки до подшипника $h = (4...5)\,d_ф$. Наклоном оси сопла форсунки и расстоянием h можно регулировать площадь пятна факела в зазоре.

Вариант Б. Подача масла через вал (рис. 6.68) может использоваться в разных конструктивных исполнениях во всех опорах, но наиболее просто – в концевых опорах. В основе его лежит эффект вращения сосуда с жидкостью, когда ось вращения

расположена горизонтально, а угловая скорость ω столь велика, что силой тяжести можно пренебречь по сравнению с центробежными силами [23]. Закон изменения давления в жидкости для этого случая получается из рассмотрения равновесия элементарного объема с площадью основания dS и высотой dr, взятой вдоль радиуса (рис. 6.68).

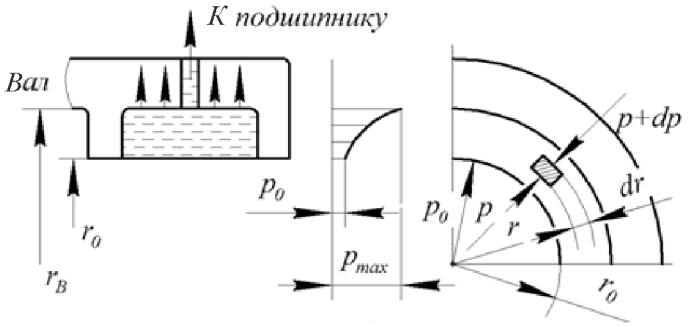


Рис. 6.68 Подвод масла к подшипникам через вал с использованием центробежного эффекта

Тогда сокращая и интегрируя уравнение равновесия выделенного объема в направлении радиуса

$$pdS = \left(p + dp\right)dS + \rho_м \omega^2 r\, dr\, dS = 0,$$

можно получить:

$$dp = \rho_м \omega^2 r dr,$$

$$p = \rho_м \omega^2 \frac{r^2}{2} + C.$$

Постоянная интегрирования C находится из условия, что сосуд лишь частично заполнен маслом и при $r = r_0$, $p = p_0$, следовательно $C = p_0 - \rho_м \omega^2 \frac{r_0}{2}$.

И тогда закон распределения давления по толщине слоя:

$$p = p_0 + \rho_м \frac{\omega^2}{2}\left(r^2 - r_0^2\right),$$

где $r - r_0 = h$ – толщина слоя, определяемая высотой бурта канавки.

При подаче масла внутрь отведенного участка полости вала по высоте и форме канавки образуется слой масла, давление в котором можно создать в 3…5 раза выше, чем давление за насосом. Это позволяет транспортировать масло по сложной системе каналов и проточек к телам качения, к торцевым уплотнениям и др.

Конструктивные исполнения такого подвода даны в конструкции приведенных ранее опор.

Следует отметить, что это лучший прием подвода масла к межвальному подшипнику и контактным уплотнениям.

При подаче масла через вал, то есть с использованием центробежных сил, в опорах перед турбиной ВД или за турбиной ВД, удаленных от концов вала, применяется подвод с помощью вращающихся захватов с подачей на них струи масла через радиальные форсунки.

На рис. 6.69 показана конструкция подвода масла с помощью радиальной форсунки и трех захватов, реализованных на ТРДФ Р11Ф-300.

На валу *9* ротора НД установлено внутреннее кольцо роликового подшипника *8*, зажатое гайкой *5*. Во внутренней полости вала *4* ротора ВД расположено специальное наружное кольцо *7* роликового подшипника, закрепленное вместе с маслоуловительным кольцом *3* тремя винтами *2*. Нормальный тепловой режим подшипника обеспечивается подачей необходимого количества смазочного масла через форсунку *1*. Для попадания масла внутрь ротора ВД использован эффект его улавливания под козырьки *11* через прорези *12* в маслоуловительном кольце *3*. Попавшее внутрь через отверстия *10* наружного кольца *7* подшипника масло отбрасывается к его внутренней поверхности. Под давлением центробежных сил масло протекает через подшипник и удаляется через отверстия *6* в полость кожуха масляной полости.

На рис. 6.70 показано конструктивное исполнение такого захвата в опоре турбины ТРДД GP7200.

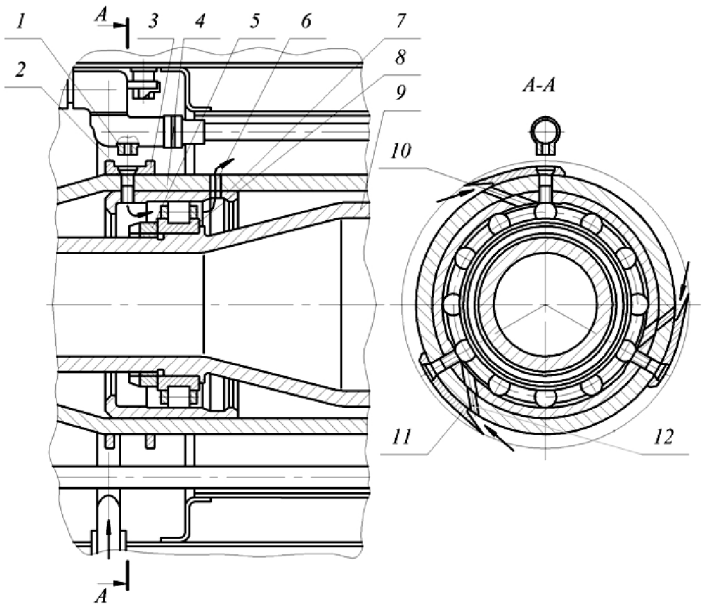


Рис. 6.69. Подвод масла к межвальному подшипнику с помощью вращающихся захватов в ТРДФ Р11Ф-300 (модификация) [5]

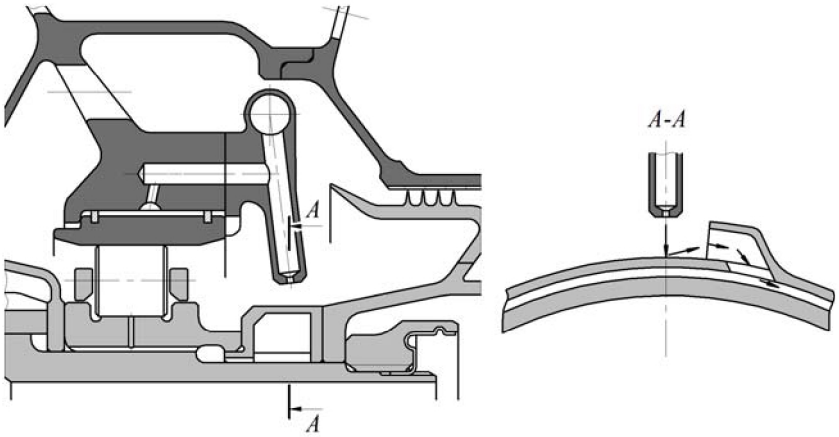


Рис. 6.70. Подвод масла к подшипнику с помощью вращающегося захвата

§6.4 Управление критическим состоянием ротора

Корпус двигателя является главным элементом силовой системы ГТД, а опоры ротора выступают, в свою очередь, как основные звенья корпуса, основные по той причине, что через них передаются статические и вибрационные нагрузки от ротора к корпусу. Ротор является основным источником вибрации корпуса, достигающей наибольших величин при критических состояниях ротора (резонанс и др.).

В связи с этим рассмотрение способов управления критическим состоянием ротора правильнее начать с рассмотрения общей вибрации двигателя (причиной которой и являются вынужденные колебания ротора), чтобы понять необходимость ее снижения.

Общая вибрация двигателя [32] (4.2.1, см. рис. 6.26)

Максимальное облегчение конструкции авиационных ГТД привело к тому, что колебания определенных его узлов нельзя рассматривать изолированно от всей системы. Таким образом, *ГТД представляет собой сложную динамическую систему*, способную совершать колебания различных видов.

В общем случае авиационный ГТД рассматривается как динамическая система «ротор – корпус – подвеска».

Основным источником возбуждения колебаний такой системы является ротор, когда из-за неуравновешенности вращающегося ротора возникает периодическая возмущающая сила, вызывающая силовое возбуждение колебаний опор и всего корпуса двигателя. Эти колебания воспринимаются корпусом (мотогондолой) летательного аппарата через стержни подвески. Для уменьшения передаваемой на самолет возмущающей силы могут использоваться демпфирующие устройства, размещаемые в точках подвеса стержней.

На корпусе двигателя всегда размещаются агрегаты систем двигателя, которые испытывают кинематическое возбуждение колебаний от корпуса, на котором они закрепляются. Для снижения уровня сил, возбуждающих колебания агрегатов, их устанавливают на корпус с помощью виброизоляторов.

Поэтому *вибрацией называют реакцию динамической системы на действие возмущающих сил*. Она зависит от числа, величины возмущающих сил, характера и места их действия. Все источники вызывают вибрацию основного элемента силовой системы ГТД – корпуса. И *общая вибрация двигателя определяется как вибрация силового корпуса* и представляет собой спектр колебаний различной частоты.

Из этого анализа можно заключить, что реакция корпуса двигателя на действие возмущающей силы является основным параметром, определяющим вибрационное состояние двигателя, и называется *общей вибрацией двигателя.*

Силовой корпус кинематически возбуждает все закрепленные на нем «несиловые» элементы (агрегаты, приборы, трубопроводы и др.), опасность разрушения которых определяется опять же общей вибрацией.

Поэтому интенсивность общей вибрации используется в качестве главного параметра оценки динамической напряженности двигателя. Цель изучения общей вибрации – овладение методами снижения ее интенсивности на всех этапах жизненного цикла двигателя и, в первую очередь, при проектировании и доводке, когда используются все средства для снижения уровня возбуждающих сил.

Источники вибрации

Роторная вибрация. Ротор – основной и наиболее важный источник вибрации ГТД. Линейные смещения точек корпуса в любом направлении можно описать выражением:

$$x_{рк} = \sum_{k=\frac{1}{n}}^{n} A_k \cos(k\omega_p t - \varphi_k),$$

где A_k – амплитуда k-й гармоники;

k – порядок гармоники;

ω_p – угловая частота вращения ротора;

n и $k = 1,2,3...$.

Супергармонические $(k > 1)$ и субгармонические колебания $(k < 1)$ быстро затухают, поэтому главной является первая гармоника (рис. 6.71). Ее амплитуда A_1 пропорциональна величине дисбаланса и зависит от уровня демпфирования роторной вибрации и от близости к критическим частотам вращения ротора. На критических частотах вращения коэффициент передачи μ, равный отношению силы, передаваемой на корпус, к силе неуравновешенности ротора, находится на уровне 3…4. Демпферы опор позволяют снизить коэффициент передачи до 0,6…0,8. Частоты первых гармоник роторной вибрации в авиационных ГТД находятся в пределах 30…750 *Гц*.

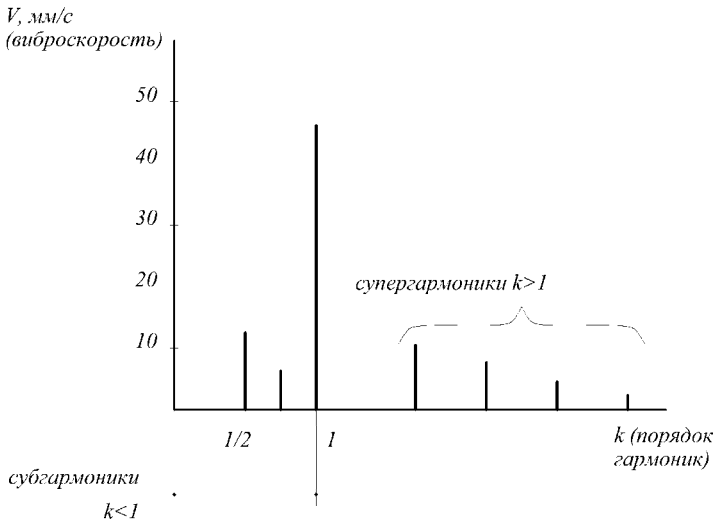


Рис. 6.71 Спектр роторной вибрации

Порядок гармоники k определяется как отношение частоты вибрации f к частоте вращения источника f_p (частоте следования точки на роторе):

$$k = \frac{f}{f_p} = \frac{\textit{замеренная частота вибрации}}{\textit{частота следования точки на роторе относительно лопаток НА}};$$

$$f = k \cdot f_p. \qquad (6.8)$$

Лопаточные гармоники. Лопаточные машины – компрессоры, турбины, воздушные винты – генерируют в значительной степени вибрации аэродинамического происхождения, определяемые, в основном, тремя признаками: неидентичностью аэродинамических характеристик отдельных лопаток ступени (лопастей винта), отклонением от их заданного углового расположения и неравномерностью газового потока на входе.

Рассмотрим лопаточные гармоники вентилятора. Частота аэродинамической вибрации кратна частоте вращения ротора $f_{рНД}$ (частоте следования точки на роторе), числу лопаток на рабочем колесе $z_в$ и порядку лопаточных гармоник i:

$$f_{ві} = iz_в f_{рНД} = k \cdot f_{рНД}. \tag{6.9}$$

Порядок лопаточной гармоники

$$i = \frac{f_{ві}}{z_в f_{рНД}} = \frac{\textit{замеренная частота вращения}}{\textit{частота следования лопаток РК относительно лопаток НА}}.$$

Итак, $i = 1,2,3...$ – порядок лопаточных гармоник по отношению к частоте следования лопаток перед препятствием, например, стойками опор и лопатками НА, а по отношению к частоте вращения ротора k:

$$f_{вк} = k \cdot f_{рНД} = iz_в f_{рНД}.$$

Частота лопаточной вибрации значительно выше частоты роторной вибрации.

Зубные гармоники генерируются зубчатыми передачами мощных редукторов и коробок приводов. По аналогии с лопаточными гармониками

$$f_{зк} = k \cdot f_{вращ} = iz_ш f_{вращ}, \tag{6.10}$$

где $f_{зк}$ – частота зубной вибрации;

$z_ш$ – число зубьев шестерни;

$f_{вращ}$ – частота вращения шестерни.

Вибрация, возбуждаемая процессами в газовоздушном тракте двигателя:

1. Вращающийся срыв. Частота вибрации корпуса $f_{ср} = (0,3...0,6) f_р$.
2. Помпаж $f_п = 2...30\,Гц$.
3. Вибрационное горение в основной или форсажной камере сгорания.

Возникают низкочастотные (НЧ) и высокочастотные колебания (ВЧ):

$$f_{НЧ} = 50...600\,Гц;$$

$$f_{ВЧ} = 1000...5000\,Гц.$$

Другие источники возбуждения общей вибрации:

– несовершенство подшипникового узла (волнистость беговой дорожки, разноразмерность тел качения, искажение геометрии сепаратора);

– вибрации от колебаний лопаток и дисков;

– акустические процессы.

Вибрация первых двух источников слабо проявляется на силовом корпусе двигателя, но акустический шум при больших значениях его интенсивности (150…160 *дБ*) может вызвать дефекты и разрушения на двигателе и самолете.

Опасность вибрации ГТД. Вибрацию механизма или машины можно определить как колебания, не предусмотренные их устройством и возникающие вследствие несовершенства конструкции, ее неудовлетворительного состояния, неблагоприятных сочетаний режимов работы или особых условий эксплуатации.

Вызванные вибрацией силы инерции дополнительно нагружают элементы конструкции и могут вызвать их отказ или разрушение.

Хотя колебательная мощность собственной вибрации ГТД мала – она составляет 0,0001 от номинальной мощности и даже меньше – на резонансных режимах динамическая нагрузка на деталях, которые резонируют, т.е. имеют одинаковую или кратную частоту с частотой возбуждения, увеличивается в десятки и сотни раз по сравнению со статическими нагрузками. От 40 до 80% дефектов авиационных ГТД связано с вибрацией.

Причины возникновения вибрационных дефектов:

1. Как было показано выше, это в первую очередь *резонансные явления*.
2. *Усталость металлов*, снижающая прочность конструкций по сравнению со статическим нагружением в 2,5…4,5 раза.
3. *Многофакторность нагружения*. При одновременном действии статических и динамических напряжений предел выносливости падает в 2…3 раза.
4. *Технология изготовления*. Ранее [30] уже рассматривалось влияние технологии производства на надежность конструкции. Есть технологии, снижающие сопротивление усталости, – в первую очередь резание металлов, проявляется и технологическая наследственность; и есть технологии, повышающие предел выносливости – поверхностно-пластическое деформирование, термообработка и др.
5. *Недостаточная изученность* причин колебаний во вновь создаваемом двигателе.

Вывод: колебания силового корпуса авиационного ГТД, вызываемые каким-либо источником, передаются на все элементы двигателя, на подвеску и на летательный аппарат, следовательно общая вибрация ГТД определяет надежность элементов двигателя и основного объекта. Поэтому устанавливается определенный допустимый уровень вибрации для данного двигателя в течение всего ресурса.

Нормирование вибрации. За норму принимаются такие значения вибрации, при которых в течение заданного ресурса не возникают с большой степенью вероятности вибрационные дефекты и отказы, а меры обеспечения заданных норм остаются приемлемыми для конструкции, технологии и эксплуатации.

Критериями опасности основного источника общей вибрации двигателя – роторной вибрации – являются предельные виброперемещения элементов двигателя $S_{\max}$, превышение допускаемых вибронапряжений σ_V и превышение уровня инерционных сил (виброускорения W).

Предельные виброперемещения $S_{\max}$ (или ***геометрический критерий***) вызывают задевание ротора за статор, задевание валов, соударение трубопроводов.

Превышение допускаемых вибронапряжений σ_V (или ***усталостный критерий***) вызывает усталостные дефекты – трещины, разрушения.

Превышение инерционных сил (или ***силовой критерий***) вызывает повреждения подшипников, размыкание (или замыкание) контактов реле и др.

В соответствии с этими критериями опасности ограничивают виброперемещения S, виброускорение W, а также вибронапряжения σ_V.

Было доказано [32], и опыт доводки авиационных ГТД подтвердил, что вибронапряжения σ_V достаточно хорошо коррелируют (согласуются) с виброскоростью V, т.е. виброскорость можно использовать в качестве усталостного критерия.

Следовательно, при анализе общей вибрации двигателя нужно различать три амплитуды: амплитуду виброперемещения S амплитуду виброскорости V и амплитуду

виброускорения W. Амплитуды гармонических составляющих виброперемещений, виброскоростей и виброускорений связаны следующими соотношениями:

$$V = \omega S_a, \quad W = \omega^2 S_a, \quad W = \omega V.$$

В соответствии с рекомендациями ГОСТ [32] (рис. 6.72) для частотного диапазона вибраций 10...10000 *Гц*: до 10 *Гц* – ограничивают амплитуду виброперемещений $S \le 0,45$ *мм*, а выше 600 *Гц* – амплитуду виброускорений $W \le 150$ *мм*/c^2. Логика установления нормативов в зависимости от частоты связана с тем, что при одинаковой энергии процессов на низких частотах опасность представляют перемещения S, на средних частотах критическое возбуждение V, а на высоких – нагрузки W. Виброскорость в основном рабочем диапазоне от 100…600 до 750 *Гц* не должна быть выше 40 *мм*/*с*.

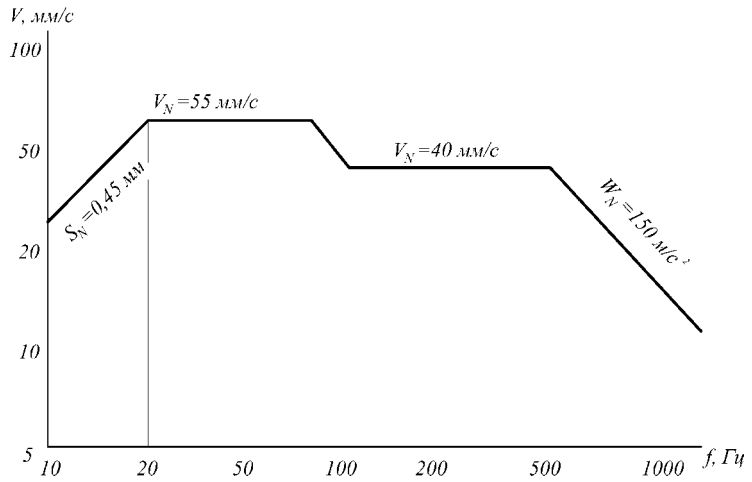


Рис. 6.72 Максимальные нормы вибрации корпусов ГТД гражданских самолетов

Для двигателей большого ресурса нормы вибрации обычно снижаются, т.к. в основе этих норм лежат усталостные кривые с непрерывно снижающимися по числу циклов допускаемыми переменными напряжениями.

Методы измерения вибрации. Вибрацию двигателей измеряют с помощью индукционных, пьезоэлектрических, емкостных вибропреобразователей (вибродатчиков). Важное значение имеет выбор места установки вибродатчика, так как от этого зависит достоверность и надежность оценки уровня вибрации. Датчики располагают в плоскости опор двигателя, в плоскости подвески, в стыках корпусов узлов.

Вибродатчики ориентируются по осям *OX, OY* и *OZ*, и сами датчики и места их установки называются *штатными.* Вибрация в штатных точках не обязательно должна быть максимальной, но обязательно четко и устойчиво связанной с возбуждающими силами.

Если сигнал от вибродатчика пропорционален виброскорости V, то он называется *велосиметром*, если виброускорению W – *акселерометром*. При необходимости сигнал интегрируется или дифференцируется аналоговым или цифровым преобразователем.

Поиск источника и причины вибрации. Поиск источника – наиболее сложный этап в устранении причин повышения уровня вибрации.

Исходной информацией при идентификации и оценке интенсивности вибрации являются спектрограммы (рис. 6.73) – результат спектрального анализа на выбранных реализациях записанного динамического процесса. В теории спектральный анализ представляет собой разложение «живого» сигнала в ряд Фурье. На практике зарегистрированный сигнал оцифровывается и обрабатывается по алгоритму, например по алгоритму быстрого преобразования Фурье.

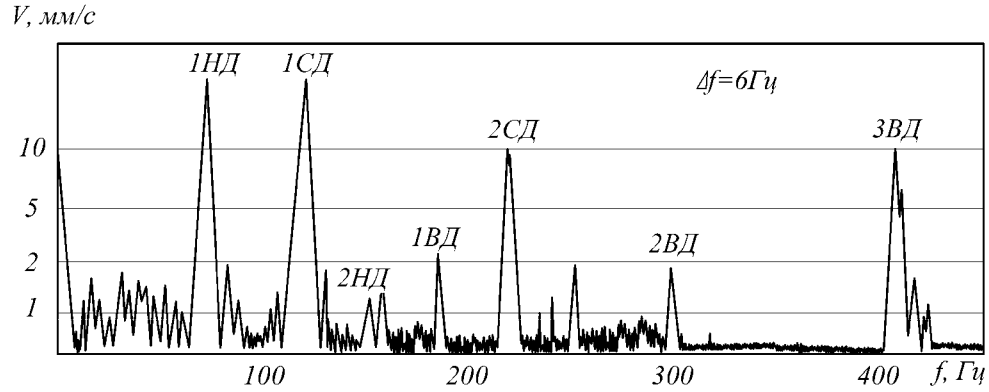


Рис. 6.73 Спектрограмма роторной вибрации трехвального ТРДД с указанием порядка гармоник

Вибрация идентифицируется, то есть устанавливается ее происхождение, методом сравнения экспериментальных частот $f^э$, при которых значения виброскорости V максимальны, и расчетных f. Расчетные значения частот роторной вибрации были даны ранее – $f = k \cdot f_р$.

Если экспериментальные значения $f^э$ для данной гармоники близки к расчетным или порядок гармоники $k_э = f^э / f_р$ оказался близок к ожидаемому расчетному значению, то за источник вибрации принимается соответствующий узел двигателя (например, ротор каскада ВД).

Подобный анализ вентиляторной вибрации основывается на замере частоты импульсов сил, получаемых лопатками НА, стоящими за рабочим колесом. За каждый оборот ротора каждая статорная лопатка получает $z_в$ импульсов сил, где $z_в$ – число лопаток рабочего колеса:

$$f_{вi} = iz_в f_{рНД}, \qquad i_э = \frac{f^э_{вi}}{z_в f_{рНД}}.$$

Источник найден, если $i_э$ окажется близким i расчетному.

Эти «именованные» гармоники: первая, вторая, третья гармоники ротора; первая, вторая, третья лопаточные гармоники вентилятора, компрессора, турбины; зубные гармоники помогают специалисту ускорить поиск источника вибрации, вызвавшего или повышенные вибронапряжения, или разрушение.

Оценка степени опасности вибрации. Опасными являются сами механические колебания и переменные напряжения в деталях двигателя. Используются два способа оценки опасности вибрации:

1. Общее вибрационное состояние двигателя оценивается по интенсивности вибрации его силового корпуса. Критерием опасности является уровень виброскорости, а в других случаях, например при оценке опасности вибраций

агрегатов, – уровень виброускорения. Оба критерия используются в серийном производстве и эксплуатации.

2. Используется на стадии доводки двигателя и основной критерий оценки опасности вибрации – уровень переменных напряжений в детали, получаемый путем прямого эксперимента – тензометрированием.

Методы борьбы с вибрацией и высокими переменными напряжениями подробно показаны в [29, 30, 32] и в этой главе.

Вибрационная диагностика. Вибродиагностика – одно из направлений технической диагностики двигателя, использующее в качестве диагностических сигналов различные колебательные процессы. Техническая диагностика решает две задачи обеспечения безотказной работы двигателя в полете: знать текущее состояние двигателя и получать прогноз о его работоспособности за некоторый интервал времени.

Знать текущее состояние возможно по показаниям штатных вибродатчиков. Однако при некоторых дефектах уровень вибрации может не превышать нормативов или, более того, снижаться. Поэтому должно быть обязательным *наблюдение за изменением уровня вибрации и постоянное фиксирование этих изменений.*

Вторая задача вибродиагностики – *определение технического состояния и раннее обнаружение неисправностей двигателя.* Она основана на различии сигналов при разрушении разных деталей двигателя, например лопаток и подшипников, на распознавании дефектной детали по форме, интенсивности и частоте вибрационного сигнала.

Упругие опоры с линейной и нелинейной характеристиками жесткости (4.2.2, см. рис. 6.26)

Ранее уже рассматривалась эта задача (см. [30]) – управление критической частотой ротора $\omega_{кр}$ изменением жесткости опор. Отмечалось, что это наиболее простой метод воздействия на $\omega_{кр}$, который не требует больших переделок в процессе доводки двигателя.

Было выделено два подхода управления жесткостью опор.

Первый подход – управление жесткостью опоры с линейной характеристикой. Критическая частота при введении упругого элемента в опору c_0 снижается:

$$\omega_{кр} = \frac{c}{m} \cdot \frac{c_0}{c + c_0},$$

где m – масса ротора;

c, c_0 – жесткость ротора и опоры соответственно.

Такое управление реализуется обычно за счет выноса и конфигурации диафрагмы.

Второй подход – применение упругих опор с нелинейной характеристикой.

Ротор в этом случае опирается на упругую опору, характеристика жесткости которой зависит от силы воздействия ротора на опору, в свою очередь зависящую от частоты вращения.

На какой-то частоте вращения в такой системе переменная по частоте жесткость опоры достигает критического значения, при котором происходит скачкообразное уменьшение амплитуды колебаний, называемое *срывом амплитуды.*

Конструкция такой упругой опоры была приведена ранее (см. [30] и рис. 6.75). Когда сила реакции опоры достигает такой величины, что зазор Δ между упругой втулкой и корпусом выбирается, жесткость опоры резко возрастает и система

перестраивается на другую собственную частоту $(\omega_{кр})$, за этим следует ***срыв амплитуды*** (резкое уменьшение амплитуды колебаний).

Характеристика опоры может быть жесткой или мягкой (рис. 6.74). Конструктивно проще реализовать жесткую характеристику.

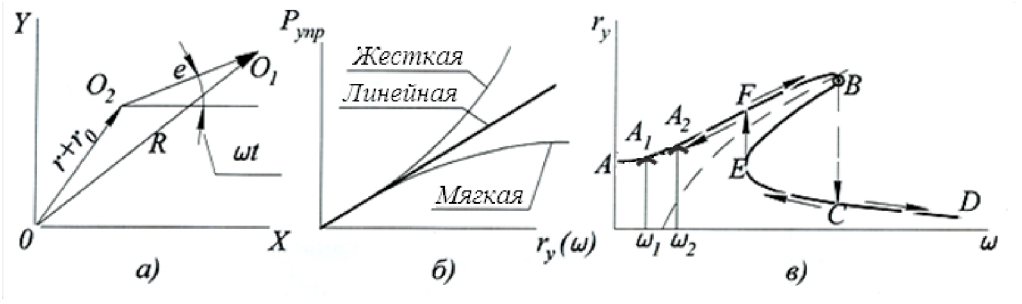


Рис. 6.74 Нелинейные колебания системы «ротор-опоры»:
а) колебания ротора в плоскости OXY; б) формы упругих характеристик;
в) амплитудная кривая нелинейной системы: ○ – точка срыва амплитуды

Колебания ротора в этом случае можно представить как колебания системы с нелинейной упругой характеристикой системы «ротор – опоры» под действием гармонической возмущающей силы в виде нелинейного дифференциального уравнения [25]:

$$m\ddot{R}_y + C(r_y)\cdot r_y = P_0 \sin \omega t.$$

Так как общего решения нелинейных дифференциальных уравнений нет, прибегают к приближенному исследованию. Вместо резонансной кривой в этом случае строят так называемую ***амплитудную кривую*** (см. рис. 6.74, *в*), показывающую возможные амплитуды установившегося процесса вынужденных колебаний для всех значений частоты возмущающей силы ω.

Следует отметить, что $C(r_y) = f(r_y) = f(\omega)$, так как $r_y = f(\omega)$. Следовательно и собственная частота системы «ротор – опоры» или, что то же, критическая частота ω_0 зависит от ω:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C(r_y)}{m}} = f(\omega).$$

Это означает, что в интервале частот возбуждения $0-\omega_1$ найдется такое сочетание жесткости $C\left(r_y\right)$ и частоты возбуждения ω, что возникает резонанс $(\omega_0 = \omega)$ и амплитуда достигнет значения A_1, то же произойдет на участках $\omega_1 - \omega_2 \ldots \omega_n - \omega_{n+1}$.

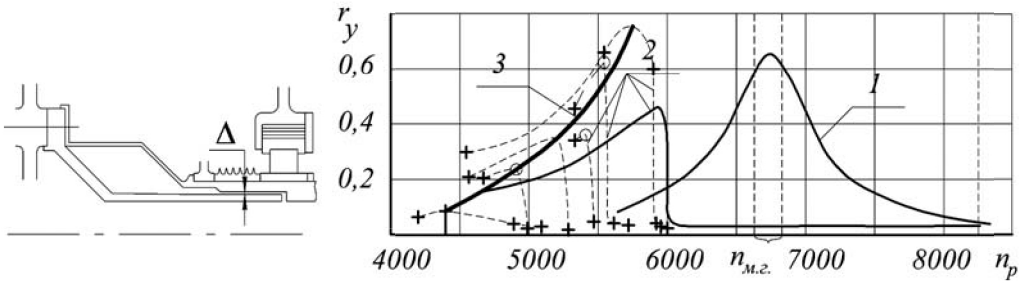
Анализируя амплитудную кривую, можно заключить, что для частот ниже границы, проходящей через точку ***E***, существует только одно решение, а для частот выше этой границы – три решения. Из трех возможных движений по ветвям ***A***, ***B*** и ***C*** движение на участке ***BE*** является неустойчивым, а движение по ветвям ***A*** и ***C*** – устойчивым.

Как и в линейных системах, затухание и здесь сглаживает резонансный пик (точка ***B***). Если теперь амплитуду силы P_0 поддерживать постоянной, а частоту ω постепенно увеличивать, то амплитуда r_y внезапно перескакивает вниз от ***B*** к ***C***, продолжая уменьшаться вдоль кривой в сторону ***D*** [25].

При уменьшении ω движение идет от точки ***D*** к ***C*** и в точке ***E*** амплитуда совершает мгновенный скачок в точку ***F*** и затем – плавно к точке ***A***. Неустойчивая ветвь ***BE*** – есть движение, которое не может реализоваться.

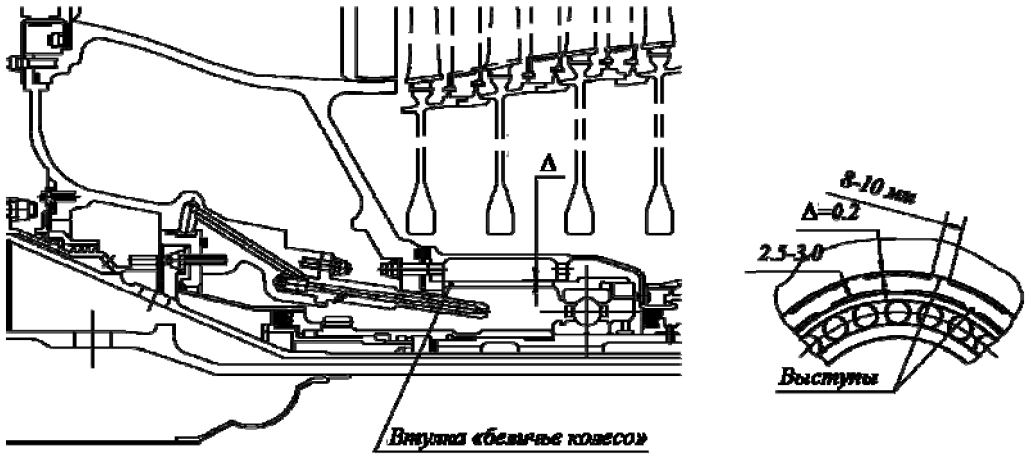
Если в исходном уравнении амплитуду возбуждающей силы P_0 приравнять нулю (случай свободных колебаний), то получается некоторая средняя линия в амплитудной кривой – *скелетная кривая*.

Ветвь ***AB*** отображает движение, находящееся в одной фазе с возбуждающей силой $P_0 \sin \omega t$, тогда как ветви ***BE*** и ***EC*** определяют движения, отличающиеся по фазе на 180° от этой силы. Подбирая характеристику жесткости упругого нелинейного элемента, можно получить срыв амплитуды при заданном прогибе r_y и на нужной частоте вращения ω.



а) *б)*

Рис. 6.75 Конструктивная схема нелинейного упругого элемента в задней опоре турбины ТВД НК-12МВ и снижение амплитуды колебаний ротора в диапазоне рабочих оборотов: а) конструктивная схема упругой втулки; б) проход критической частоты с характерным для нелинейной системы срывом амплитуды: 1 – амплитудно-частотная диаграмма без упругой втулки; 2 – амплитудные кривые: + – точки, полученные расшифровкой осциллограммы, o – точки срыва амплитуды;3 – скелетная кривая



а) *б)*

Рис. 6.76. Конструкция нелинейных упругих элементов: а) втулка «беличье колесо» в опоре КСД ТРДД Д-36; б) втулка Аллисона в опоре КСД ТРДД АИ-25; Δ – рабочий зазор

На рис. 6.75,*б* показан проход критической частоты с характерным для нелинейной системы срывом амплитуды при испытании ТВД НК-12 [24], где упругая втулка была установлена на заднем носке вала турбины с радиальным зазором 0,4 *мм* между втулкой и валом. Это позволило сместить резонанс с частоты малого газа на проходные обороты, то есть исключить резонанс во всем диапазоне рабочих оборотов.

Различия в начале срыва по амплитуде r_y и по оборотам ротора n_p, отмеченные на разных двигателях, зависят от эксцентриситета втулки относительно вала, исходного дисбаланса ротора, теплового состояния ротора и др.

Другим исполнением упругого элемента с жесткой характеристикой является втулка «беличье колесо» и втулка Аллисона (рис. 6.76). В первом случае жесткость опоры определяется суммарной жесткостью балочек, а во втором – расстояниями между выступами. Втулка Аллисона охватывает невращающееся наружное кольцо подшипника, вписываясь в минимальные объемы.

Введение в опору средств демпфирования колебаний ротора (4.2.3, см. рис. 6.26)

Колебания ротора как незатухающей системы с демпфированием и упругой характеристикой можно записать уравнением:

$$m\ddot{R}_y + k\dot{r}_y + cr_y = P_0 \sin \omega t, \qquad (6.11)$$

при делении на m уравнение принимает вид:

$$\ddot{R}_y + 2n\dot{r}_y + p^2 r_y = \frac{P_0}{m} \sin \omega t,$$

где $2n = \frac{k}{m}$ – коэффициент, учитывающий рассеяние энергии колебаний;

$\delta = \frac{2\pi n}{p}$ – декремент колебания;

$p = \sqrt{\frac{c}{m}}$ – собственная частота системы.

Все четыре слагаемых в уравнении (6.11) выражают собой соответственно силы: инерции, демпфирования, упругости и возбуждающую силу.

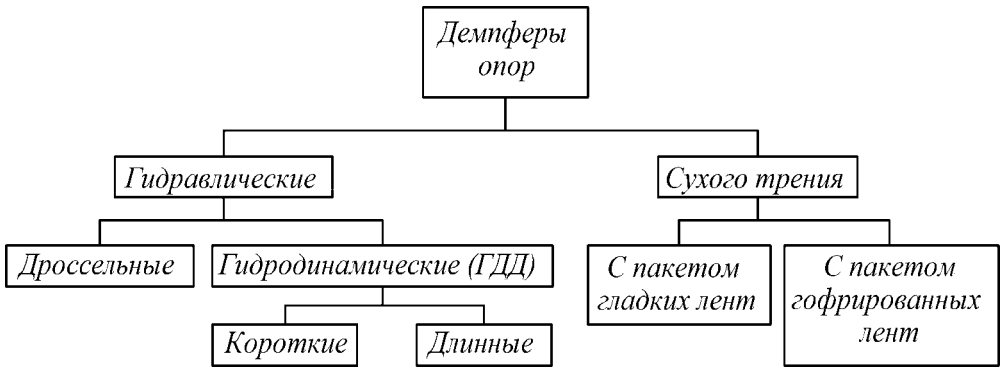


Рис. 6.77 Классификация демпферов опор роторов

В отличие от упругого элемента с нелинейной характеристикой демпфирующее устройство в опорах призвано снизить амплитуду колебаний ротора на резонансе, когда $\omega = p$. Демпфер обеспечивает диссипацию энергии колебаний за счет затрат этой

энергии на преодоление работы трения, которая достигает больших значений именно на резонансе, когда велики значения перемещений в системе.

В газотурбинных двигателях нашли применение два класса демпферов – ***гидравлические*** и ***демпферы сухого трения***. Классификация их представлена на рис. 6.77

Гидравлические демпферы

Гидродинамический демпфер (ГДД). Принцип действия ГДД. Как уже отмечалось ранее (см. [30]), элементарный гидродинамический демпфер (ГДД), или демпфер с выдавливаемой масляной пленкой, – это подшипник, насаженный на вал, наружное кольцо которого установлено в корпус с некоторым радиальным зазором, в который нагнетается масло из маслосистемы двигателя под давлением $0,4 \pm 0,05 МПа$.

Используя объяснения функций ГДД в [9, 10], будет рассмотрен жесткий ротор массой $2M$ (тогда реакция каждой из опор будет Mg) опирающийся на два ГДД, имеющий жесткость упругого элемента $C_{ОП}$ и демпфирование d (рис. 6.78,*а*). Вся масса ротора сосредоточена в его середине.

Следует отметить, что под термином «жесткий ротор» понимается ротор на упругих опорах, работающий до резонанса по первой изгибной форме, но проходящий резонанс, причиной которого является жесткость опор.

Для исключения непонимания в анализе колебаний в плоскости OXY ротора на опорах с ГДД (рис. 6.78, *в*) и колебаний ротора на жестких опорах (см. [30]), упругих опорах (см. [30]) и упругих опорах с нелинейной характеристикой (см. рис. 6.76) нужно указать, что точки O_1 и O_2, а также названия векторов в рассмотрении колебания ротора на опорах с ГДД отличаются от всех остальных предыдущих случаев.

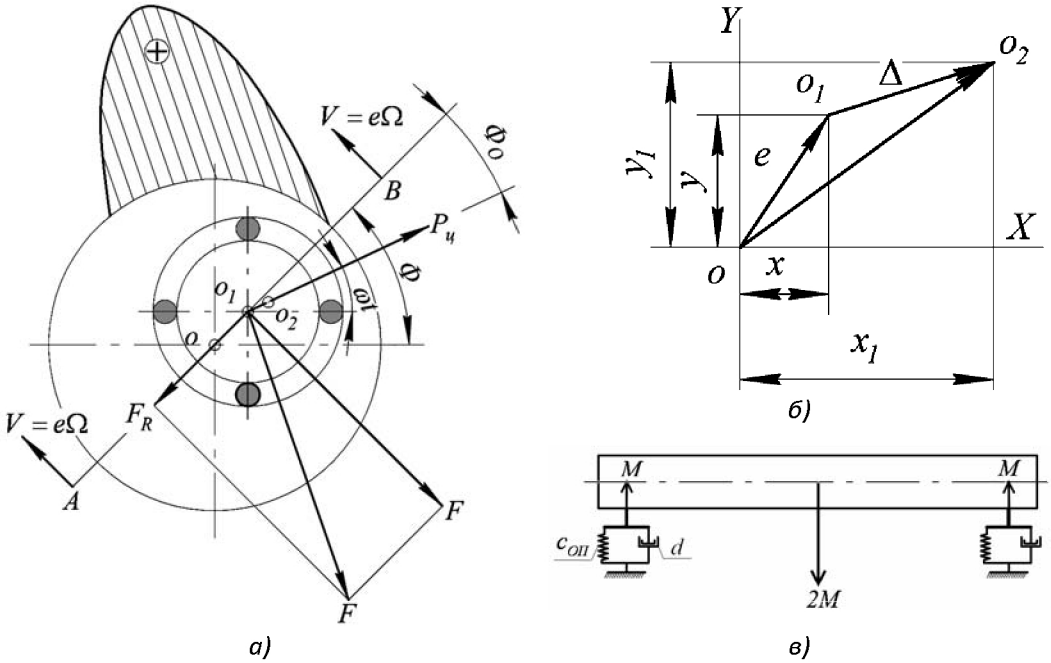


Рис. 6.78 Расчетная модель ротора с гидродинамическим демпфером: а – физическая модель ГДД; б – колебания ротора в плоскости OXY; в – модель жесткого ротора на упругих опорах с ГДД

Центр масс O_2 (ранее O_1) смещен относительно оси вращения вала O_1 (ранее O_2) на величину $O_1O_2 = \Delta$ и называется ***смещением центра масс относительно оси вибратора***. Перемещение центра вибратора O_1 относительно оси втулки $O - OO_1 = e$ называется ***эксцентриситетом***.

При перемещении оси вращения ротора относительно геометрической оси опор на величину e возникает прецессионное движение. Это смещение может быть результатом прогиба ротора или упругой деформации опор (рис. 6.79).

В авиационных ГТД наиболее характерными являются случаи прямой синхронной прецессии $\Omega = \omega$.

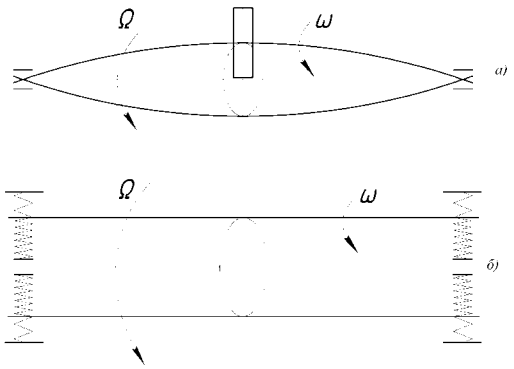


Рис. 6.79 Прецессионное движение ротора (вибратора): а) упругоизогнутый ротор на жестких опорах; б) жесткий ротор на упругих опорах

Следуя [9, 10], будет рассмотрена прямая синхронная прецессия за счет деформации опор. Тогда система «подшипник – вал», которая называется ***вибратором***, а точнее линия ***AB***, соединяющая центры O и O_1, прецессирует с угловой скоростью $\Omega t = \dot{\Phi}$.

Рассматривается центрированный демпфер с гарантированным зазором по окружности, в котором смещение от веса ротора $2Mg$ компенсируется устройством демпфера с введением предварительной деформации (в сторону, противоположную действию силы веса):

$$y_{ст} = -\frac{2Mg}{C_{ОП}}.$$

При прецессии вибратора наружное кольцо подшипника фиксируется от проворота с помощью стопора, называемого ***шипом***, так, чтобы вибратор имел свободу перемещений по всем направлениям в плоскости OXY в пределах зазора δ_0. Для этого необходимо, чтобы зазор между шипом и пазом в наружном кольце был бы не меньше зазора δ_0 по двум поверхностям.

При вращении ротора вибратор совершает сложное движение в виде суммы двух движений: прецессии линии центров OO_1 (***AB***) с частотой Ω, которая меняет свое положение по углу в каждый момент времени, и движения вдоль этой линии со скоростью $\dot{e}$.

В итоге линия центров OO_1 (***AB***) поворачивается на 360° (делает полный поворот), а центр вибратора O_1 описывает некоторую замкнутую кривую, называемую

орбитой (рис. 6.80). При одинаковой жесткости масляного слоя во всех точках зазора она может быть окружностью.

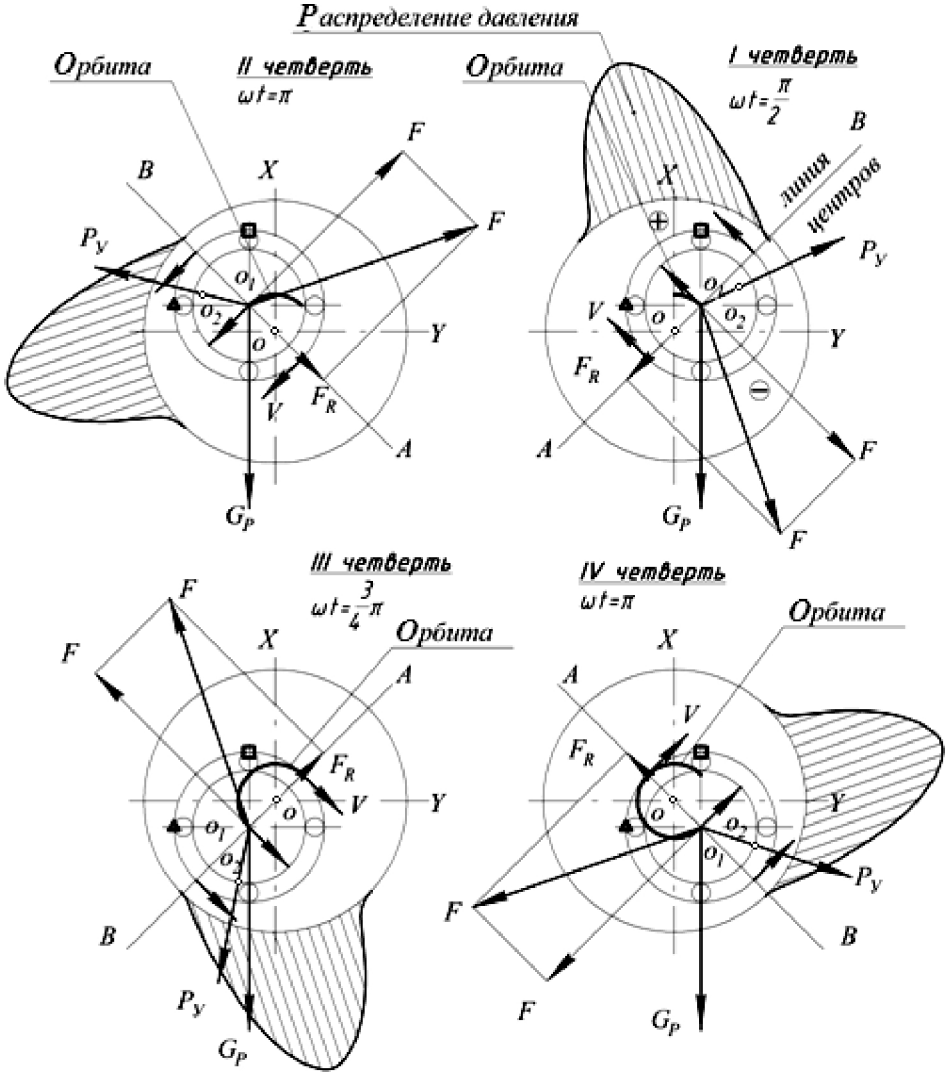


Рис. 6.80 Прецессионное движение вибратора с формированием орбиты: **Δ, □** *– знаки, фиксирующие положение вибратора в системе координат XOY*

Положение линии центров OO_1 (***AB***) определяет угол $\Phi = \Omega \cdot t$. Так как вибратор находится в прецессионном движении, то все его точки будут иметь в данный момент линейную скорость прецессии $V = e \cdot \Omega$, в том числе и точка O_1.

Это приводит к тому, что периметр кольцевого зазора δ_0 линией центров OO_1 (***AB***) разделяется на две области: область перед линией центров OO_1 (***AB***) – зону высокого давления «+» и область за линией центров – зону пониженного давления «–».

Масло из зоны высокого давления через два зазора устремляется в зону пониженного давления – такое течение жидкости называется течением Пуазейля.

Однако при движении вибратора реализуется еще одно течение масла – течение Куэтта, определяемое вязкостью масла, линейной скоростью прецессии и формой зазора.

При смещении вибратора относительно центра O создается клиновидный зазор. Из-за вязкости масло увлекается движущейся поверхностью вибратора и нагнетается в этот клиновидный зазор, но трение о стенки и между слоями затрудняет течение масла через горло зазора. В результате в слое масла возникает избыточное гидродинамическое давление, возрастающее с ростом скорости прецессии и вязкости масла. Под действием этого давления вибратор всплывает.

Колебания вибратора в ГДД с тонким слоем жидкости гасятся силами вязкого сопротивления, действующими со стороны масла, находящегося в демпферном зазоре. Равнодействующая давления масла в клиновидном зазоре и представляет собой гидродинамическую силу сопротивления демпфера F.

Сила F, действующая на вибратор, получается интегрированием распределения давления по поверхности вибратора, охваченного жидкостным слоем. Силу F разлагают на две составляющие: радиальную F_R, действующую вдоль линии центров OO_1 против смещения вибратора и называемую *динамической упругой силой* и тангенциальную $F_\tau = dV$ *– силу трения, силу демпфирования*, так как оно противоположно скорости V.

Примеры фиксации вибратора от проворота показана на рис. 6.81.

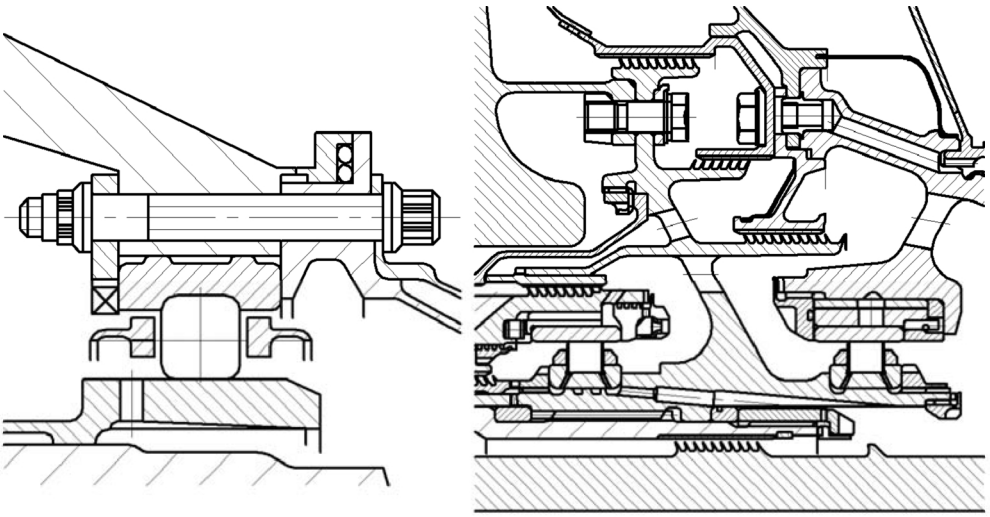


Рис. 6.81 Примеры фиксации вибратора от проворота: а) промежуточная опора ТРДДФ RB-199 (выступ вибратора 1 входит в шлиц фланца 2); б) опора ротора СД ТВВД НК-93

ГДД с упругим элементом. В ГДД при $\omega = 0$ зазор выбирается под действием веса ротора, а при вращении ротора, начиная с определенной частоты, под действием гидродинамической силы F_R вибратор всплывает. Но если масса ротора более $150\,кг$, то всплытия ротора может и не произойти [9].

В схеме ГДД, изображенного на рис. 6.78, колебания вибратора происходят относительно геометрического центра O корпусной втулки в зазоре, то есть вибратор всплыл. При этом составляющие реакции масляной пленки F_R и F_τ теоретически за

один цикл изменяются только по направлению, но не по величине (вследствие прецессии с постоянной амплитудой *e*). Орбита в этом случае близка к окружности с радиусом *e*.

Такая схема справедлива при отсутствии статической нагрузки – веса ротора и реализуется лишь для вертикально расположенного ротора.

В реальных условиях в ГДД есть радиальная статическая нагрузка, и в этом случае центр колебаний смещается от точки *O* на величину, зависящую от этой нагрузки.

Характеристики масляного слоя становятся анизотропными и составляющие реакции сил F_R и F_τ на действие вибратора за цикл колебаний изменяются не только по направлению, но и по величине. Эта переменная нагрузка может возбудить дополнительные колебания ротора. Поэтому задача конструктора состоит в том, чтобы обеспечить одинаковый радиальный зазор по окружности вибратора.

К этому добавляется еще одна проблема. Если ГДД устанавливается в опоре с радиально-упорным подшипником (РУП), то необходимо воспринимать и осевую силу ротора. Для разгрузки ГДД в составе РУП от статического нагружения в систему «ротор – демпфирующая опора» включают упругий элемент, воспринимающий вес и осевую силу ротора.

Разгрузочное устройство, воспринимающее радиальную и осевую нагрузки, было создано академиком Капицей П.Л. в 40-е годы прошлого столетия и получило название втулка «беличье колесо». Втулка «беличье колесо» нашла широкое применение в ГТД в разных конструктивных исполнениях (рис. 6.76, 6.82).

Корпусная втулка для установки РУП является основным элементом ГДД и соединяется с фланцем, которым все устройство крепится к опоре, системой перемычек-балочек, полученных выборкой материала фрезерованием. Балочки иногда заменяют болтами (рис. 6.82, *б*).

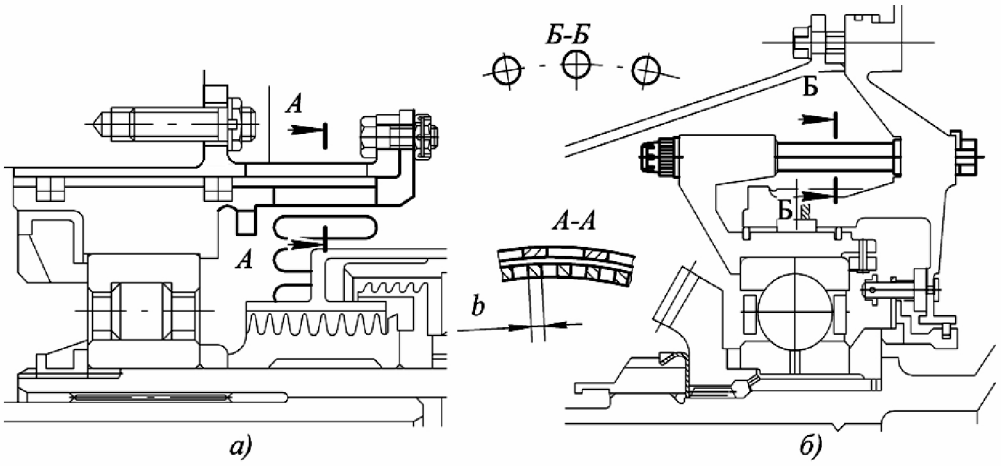


Рис. 6.82 Конструктивные варианты втулки «беличье колесо»: а) «сдвоенная» втулка с малой длиной (опора ротора КВД ТРДД Д-30КУ); б) втулка с круглым сечением балочек (опора ротора КВД ТРДД PW2000)

Втулка выполняется так, что при нагружении весом ротора при монтаже ось вибратора O_1 совпадает с осью двигателя *O*, то есть без нагрузки ось вибратора находится выше оси двигателя *O*. При прецессии ось вибратора O_1 уходит от оси двигателя *O* на величину эксцентриситета *e*.

При деформации упругого элемента ось подшипника изменяет свое положение в пространстве, сохраняя свое направление, благодаря чему исключаются перекосы и местные перегрузки подшипника. Это еще одно преимущество упругого элемента.

Жесткость втулки «беличье колесо» при изгибных деформациях можно при первой оценке определить по выражению (рис. 6.82):

$$C = \frac{n \cdot E \cdot b \cdot h \cdot (b^2 + h^2)}{2 \cdot l^2},$$

где n – количество балок;

b, h, l – соответственно ширина, толщина и длина балочек;

E – модуль упругости.

Более точный расчет втулки «беличье колесо» приведен в [11].

Упругая втулка «беличье колесо» используется в опорах и с радиальным нагружением, пример – ТРДД Д-30.

Конструктивные типы ГДД. Короткий и длинный демпферы (рис. 6.83). По схеме течения жидкости в зазоре гидродинамические демпферы разделяют на *короткие* и *длинные*.

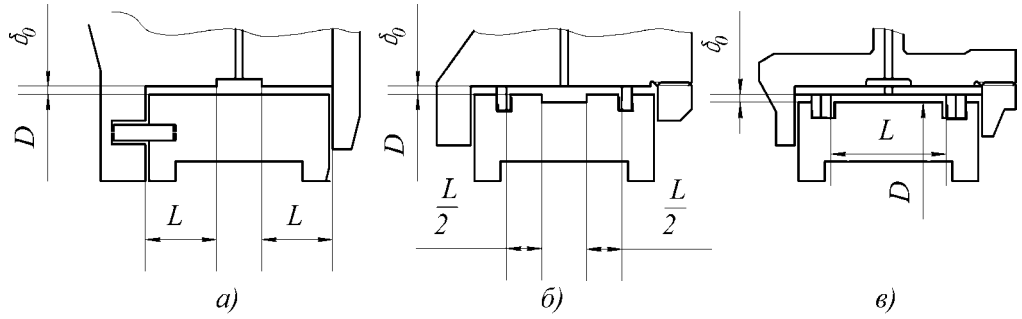


Рис. 6.83 Конструктивные типы ГДД: а) короткий проточный; б) короткий непроточный; в) длинный

Напорное течение масла при прецессионном движении вибратора из зоны высокого давления в зону низкого может происходить вдоль оси вибратора, тогда демпфер называется *коротким,* или по окружности (по длинному пути), тогда демпфер называется *длинным.*

Короткие демпферы называются ***проточными***, если масло из рабочего зазора удаляется через торцевые щели (в корпусе вибратора нет уплотнительных колец), и непроточным, если зазор ограничен металлическими уплотнительными кольцами и масло может уходить только через эти уплотнения.

В коротком демпфере кольцевая канавка может быть расположена или на корпусе, или на вибраторе. В длинном зазоре питающая кольцевая канавка размещена в корпусе опоры и далее масло попадает в рабочий зазор через систему отверстий во втулке, устанавливаемой в корпусе с натягом.

В работе ГДД может быть два режима: ***с полным охватом*** вибратора масляной пленкой и ***с половинным охватом***, когда в зазоре возникает кавитация и уровень гидродинамических сил и эффект демпфирования снижаются. Этот режим с половинным охватом является расчетным при выборе демпфера.

Коэффициент демпфирования d при полном охвате вибратора масляной пленкой в коротком и длинном демпфере:

$$d_K = \pi\mu_0 R\left(\frac{L}{\delta_0}\right)^3,\ d_Д = 24\pi\mu_0 L\left(\frac{R}{\delta_0}\right)^3.$$

Если сравнить коэффициенты демпфирования при одинаковом зазоре, то $d_Д = 12\left(R/L\right)^2 d_K$. Учитывая, что в реальных конструкциях $R/L = 1...5$, можно заключить, что длинный демпфер имеет в 10…300 раз большую демпфирующую способность по сравнению с коротким.

В коротком непроточном демпфере с кольцевыми уплотнителями течение жидкости из питающей канавки будет идти по оси демпфера в сторону уплотнительных колец и потом опять возвращаться в эту канавку.

Можно сказать, что вместо двух коротких демпферов длиной $L/2$ получается один короткий демпфер длиной ***L***. Учитывая, что коэффициент демпфирования пропорционален кубу длины ***L***, непроточный демпфер в четыре раза эффективнее проточного.

Конструктивные различия демпферов могут состоять в разном исполнении вибратора и фиксирующих элементов – шипов. Вибратор может формироваться непосредственно на наружном кольце подшипника – на нем выполняются и канавки для уплотнительных колец, или на втулке, которая охватывает наружное кольцо подшипника.

Дроссельный демпфер (рис. 6.84) занимает отдельное место в классе гидравлических демпферов. Конструктивно это втулка Аллисона, которая имеет по диаметру 8…10 выступов шириной 8…10 *мм*. Толщина кольца 2,5…3 *мм*. Для увеличения податливости и демпфирования устанавливают два-три кольца.

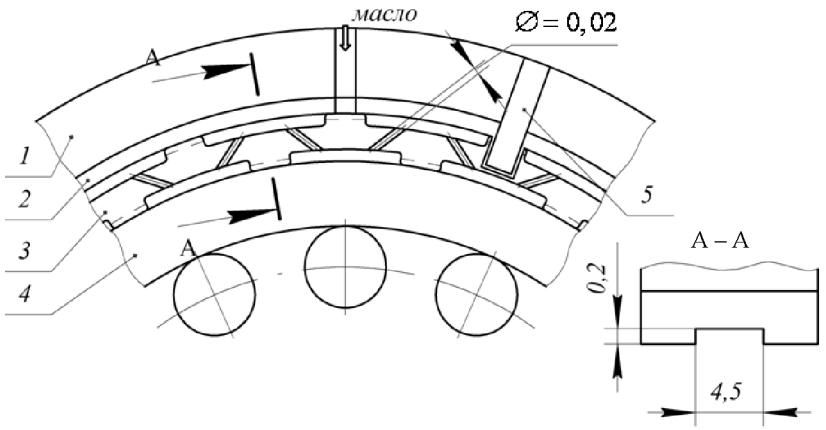


Рис. 6.84 Дроссельный демпфер: 1 – корпус подшипника; 2 – втулка стальная; 3 – втулка Аллисона; 4 – наружное кольцо подшипника; 5 – шип, фиксирующий вибратор от поворота

Между выступами по наружному и внутреннему диаметру кольца образуются камеры высотой 0,2 *мм*. Все камеры соединены отверстиями диаметром $d = 0,2$ *мм* Один из выступов используется для подвода масла, таким образом все камеры заполняются маслом $0,4 \pm 0,05 МПа$. Еще один выступ используется для фиксации кольца от проворота.

Для перетекания масла из зоны высокого давления в зону низкого при прецессировании ротора (вибратора) в выступах выполнены щели высотой 0,2 *мм* и

шириной 4,5 *мм*, а для исключения утечек масла из камер зазоры по торцам кольца совместным шлифованием доводятся до 0…0,02 *мм*.

При прецессии ротора линия центров OO_1 в каждый момент времени разделяет рабочий зазор на две половины: с зоной высокого давления «+» и зоной низкого давления «–», что предопределяет движение масла через дроссельные щели в выступах с трением о стенки и между слоями.

Перетекание масла через систему отверстий, соединяющих верхние и нижние камеры, несущественно, так как верхние и нижние камеры в одной из двух зон оказываются под одним и тем же давлением. Остаются открытыми по периметру окружности только дроссельные щели.

Дроссельный демпфер привлекает простотой конструкции и малыми габаритами.

Динамика ротора с ГДД

Следует еще раз отметить, что в анализе работы ГДД рассмотрен сцентрированный вибратор в системе «жесткого» ротора (см. рис. 6.78).

Уравнение малых колебаний такой системы можно получить, приравнивая в соответствии с принципом Д`Аламбера инерционные силы $M\ddot{x}_1$ и $M\ddot{y}_1$, действующие со стороны массы ротора к сумме сил, возникающих в упругом элементе и жидкостном слое ГДД:

$$\left.\begin{aligned} M\ddot{x}_1 &= -C_{ОП}x - F_R\cos\Phi + F_\tau\sin\Phi \\ M\ddot{y}_1 &= -C_{ОП}y - F_R\sin\Phi - F_\tau\cos\Phi \end{aligned}\right\} \qquad A.$$

В соответствии с расчетной схемой (см. рис. 6.78) связь координат центра вибратора O_1 и центра масс ротора можно выразить:

$$x_1 = x + \Delta\cos\omega t,\ y_1 = y + \Delta\sin\omega t.$$

Подставляя эти соотношения в A, можно получить:

$$\left.\begin{aligned} M\ddot{x}_1 + C_{ОП}x - F_R\cos\Phi - F_\tau\sin\Phi &= M\Delta\omega^2\cos\omega t \\ M\ddot{y}_1 + C_{ОП}y + F_R\sin\Phi + F_\tau\cos\Phi &= M\Delta\omega^2\sin\omega t \end{aligned}\right\} \qquad Б.$$

В правой части системы находятся проекции центробежной силы, амплитудное значение которой $M\Delta\omega^2$ определяется остаточной неуравновешенностью ротора Δ.

Опуская решение системы дифференциальных уравнений [6.9, 6.10], где сделан переход к безразмерным параметрам путем деления левой и правой частей на комплекс $M\delta_0\omega_p^2$ (ω_p – рабочая частота вращения), можно записать итоговую систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned} \overline{F}_R + \varepsilon\left(\overline{\omega}_S^2 - \overline{\omega}^2\right) &= U\overline{\omega}^2\cos\Phi_0 \\ \overline{F}_\tau &= U\overline{\omega}^2\sin\Phi_0 \end{aligned}\right\} \qquad B,$$

где $\overline{F}_R = \dfrac{F_R}{M\delta_0\omega_p^2}$, $\overline{F}_\tau = \dfrac{F_\tau}{M\delta_0\omega_p^2}$ – безразмерные радиальная и тангенциальная составляющие гидродинамической силы F;

$\varepsilon = \dfrac{e}{\delta_0}$ – относительный эксцентриситет;

$U = \dfrac{\Delta}{\delta_0}$ – относительный дисбаланс: дисбаланс Δ, отнесенный к назначенному радиальному зазору в демпфере δ_0;

$\bar{\omega} = \dfrac{\omega}{\omega_p}$ – безразмерная частота: частота вращения ω отнесенная к рабочей частоте ω_p;

$\omega_S = \dfrac{\sqrt{\left(C_{ОП}/M\right)}}{\omega_p}$ – безразмерный параметр упругих связей;

$\Phi_0 = \operatorname{arctg}\dfrac{\bar{F}_\tau}{\bar{F}_R + \varepsilon\left(\bar{\omega}_S^2 - \bar{\omega}^2\right)}$ – сдвиг фаз между возбуждающей силой $P_Ц$ и вызываемым ею перемещением (эксцентриситетом) вибратора *e;*

$\sigma = \dfrac{\Omega\delta_0}{\nu}$ – параметр инерции, характеризующий соотношение между силой инерции и силой вязкости при прецессии ротора, здесь $\nu = \dfrac{\mu_0}{\rho}$ – кинематическая вязкость, а μ_0 – динамическая вязкость масла;

$B = \dfrac{\mu_0 D}{4M\omega_p}\left(\dfrac{L}{\delta_0}\right)^3$ – параметр демпфирования.

Тогда выражения безразмерных сил при расчетном полном охвате (смазочный слой заполняет радиальный зазор без разрыва, по всей окружности) будут иметь вид:

– для короткого демпфера:

$$\bar{F}_{RK} = \frac{4}{3}\pi\alpha B\sigma\bar{\omega}^2\frac{1}{\varepsilon}\left(\frac{2-\varepsilon^2}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} - 2\right),$$

$$\bar{F}_{\tau K} = 4\pi B\bar{\omega}\frac{\varepsilon}{\left(1-\varepsilon^2\right)^{1,5}};$$

– для длинного демпфера:

$$\bar{F}_{RД} = \pi\alpha B\sigma\overline{\omega^2}\left(\frac{D}{L}\right)^2\frac{1-\sqrt{1-\varepsilon^2}}{\varepsilon},$$

$$\bar{F}_{\tau Д} = 12\pi B\bar{\omega}\left(\frac{D}{L}\right)^2\frac{\varepsilon}{\left(2+\varepsilon^2\right)\sqrt{1-\varepsilon^2}}.$$

Здесь α = 1,2 – поправочный коэффициент на профиль скорости течения в демпфере.

Выбирая уровень демпфирования B, конструктор решает чему отдать приоритет – снижению амплитуды колебаний на резонансе или коэффициенту передачи на рабочем режиме.

Границы изменения параметров:

$\Delta = 2.5...30$ *мкм*, $\delta_0 = 0.1...0.5$ *мм*, $L = 10...40$ *мм*, $\omega_в = 200...1000$ c^{-1},

$0 < \bar{\omega}_s \le 1$, $0.05 \le U \le 2$, $10^{-6} \le B \le 0{,}1$.

Выбор ГДД

Для авиационного ГДД с большим ресурсом можно считать оптимальным, когда амплитудно-частотная характеристика системы «ротор-опоры» $(\varepsilon = f(\bar{\omega}))$ будет иметь ярко выраженный колебательный характер с резонансом до частоты малого газа (рис. 6.85,*а*), что позволяет быстро проходить резонанс и добиваться снижения коэффициента передачи в зоне рабочих частот $\mu < 0{,}8$. Это возможно при: $U \to 0{,}1$; $\bar{\omega}_s = 0{,}3...0{,}4$; $B \to 0{,}01$.

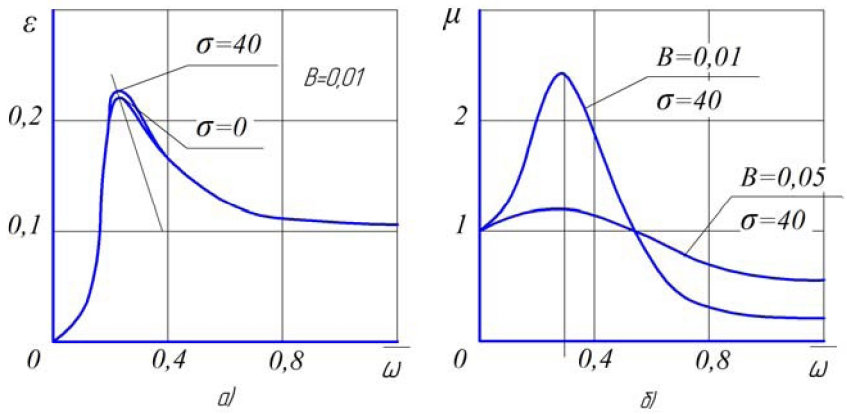


Рис. 6.85 Амплитудно-частотная характеристика (а) и зависимость коэффициента передачи (б) для короткого демпфера при полном охвате. U = 0,1

Формирование исходных данных:

1. *D, L* – диаметр и длина вибратора, *мм*;
2. ρ – плотность масла, 800 *кг/м*^{3};
3. μ_0 – динамическая вязкость масла, 0,0001…0,0005 $\frac{Н \cdot с}{м^2}$;
4. $\omega_Р$ – рабочая частота ротора, c^{-1};
5. Δ – остаточная неуравновешенность, *мкм*.

Для роторов авиационных ГТД Δ = 2,5…30 *мкм* в диапазоне оборотов ротора 2000…10000 *об/мин*. Рекомендуемое значение Δ = 8…10 *мкм* (при *n* = 6000…10000 *об/мин*). Δ определяется при расчете дисбаланса ротора по ГОСТ 22061-76, где она обозначается $e_{ст}$ – эксцентриситет.

6. $C_{оп}$ – жесткость опоры, *Н/м*. Она должна быть подобрана так, чтобы параметр $\bar{\omega}_s = 0{,}3...0{,}4$.

$$C_{оп} = \frac{R}{U_{r_S}},$$

где R – реакция опоры, *Н*,

$U_{r_s} = U_{r_{ОП}} + U_{r_П} + U_{r_Д}$ – радиальная деформация опоры, *м*, как сумма радиальной деформации опоры $U_{r_{ОП}}$, подшипника $U_{r_П}$ и демпфера $U_{r_Д} = 0{,}1...0{,}2$ *мм*.

7 М – масса ротора, приходящаяся на опору, *кг*.

Порядок расчета.

1. Вначале анализируем конструкцию короткого проточного демпфера. D, L берутся из компоновки ГДД.
2. Принимаем в соответствии с рис. 6.85 $B = 0{,}01$ и $U = 0{,}1$.
3. Определяем величину радиального зазора по формуле $\delta_0 = L \cdot \sqrt[3]{\dfrac{\mu D}{4M\omega_p B}}$.
4. Если полученная величина зазора укладывается в пределы 0,1…0,2 мм, то определяем далее размерный дисбаланс по формуле $u = \delta_0 MU$. Если зазор оказался менее 0,1 мм, то нужно перейти к п. 7 настоящей методики.
5. Если этот дисбаланс возможно обеспечить технологически, то принимаем окончательно вычисленную величину зазора. Демпфер с такими параметрами должен соответствовать характеристикам, приведенным на рис. 6.85.
6. Если такой дисбаланс обеспечить невозможно, то нужно уменьшить величину зазора, следя, чтобы он не стал меньше 0,1 мм.
7. В случае, если необходимый зазор стал меньше указанной величины, нужно перейти к другому типу демпфера – короткому непроточному, который имеет в 4 раза больший уровень демпфирования. Зазор в этом случае определится по формуле $\delta_0 = L \cdot \sqrt[3]{\dfrac{\mu D}{4M\omega_p B}}$, где B = 0,4. После этого возвращаемся к пункту 4. Если и этого окажется недостаточно, то нужно использовать длинный ГДД.

Анализ результатов. При достижении коэффициента передачи $\mu < 0{,}8$ с параметром демпфирования $B = 0{,}01$ и радиальным зазором $\delta_0 = 0{,}1...0{,}2$ *мм* амплитудно-частотная характеристика системы «ротор-опоры» будет оптимальной с резонансом до частоты вращения малого газа, то есть на проходных частотах с малой продолжительностью резонансных колебаний и с малым коэффициентом передачи μ на рабочих частотах.

Выбор параметра B, σ, U и должен быть подчинен или задаче снижения μ на резонансе, или на рабочих режимах.

Демпферы сухого трения (рис. 6.86)

Основным элементом такого демпфера [27, 28] является пакет гофрированных стальных лент, составленный из 14…17 лент толщиной 0,4 *мм* с высотой гофра 1,0 *мм*. Пакет устанавливается в кольцевой зазор между наружным кольцом подшипника и корпусом. Размеры кольцевого зазора выбраны таким образом, чтобы в собранном состоянии зазор между лентами был полностью выбран, а остаточный выгиб гофров пакета, определяющий максимальную величину смещения вибратора, не превышал 0,2 *мм*.

Такой большой натяг (0,8 *мм*) определяет большие силы трения на контактных поверхностях. Для снижения износа в зазоры выгибов гофров может подаваться масло из маслосистемы двигателя, тогда при деформации гофров будут действовать и силы сухого и силы вязкого трения. В этом случае демпфер относят к классу комбинированных демпферов.

Пакет лент и внутреннее кольцо фиксируются от проворота шпонкой, размещенной в стыке лент. Эта шпонка исключает вращение и всего вибратора, так же как и в ГДД.

Пакет может набираться только из гофрированных лент, чередующихся гофрированных и плоских лент и только из плоских лент, что позволяет управлять жесткостью опоры.

При вращении вибратор прецессирует так же, как в случае с ГДД. Это приводит к тому, что за один оборот центра вибратора по орбите все гофры демпфера будут поочередно сжаты, и если в зазорах гофров есть масло, оно будет вытеснено. Энергия колебаний системы будет затрачиваться на работу сухого и вязкого трения (рис. 6.86, *г*).

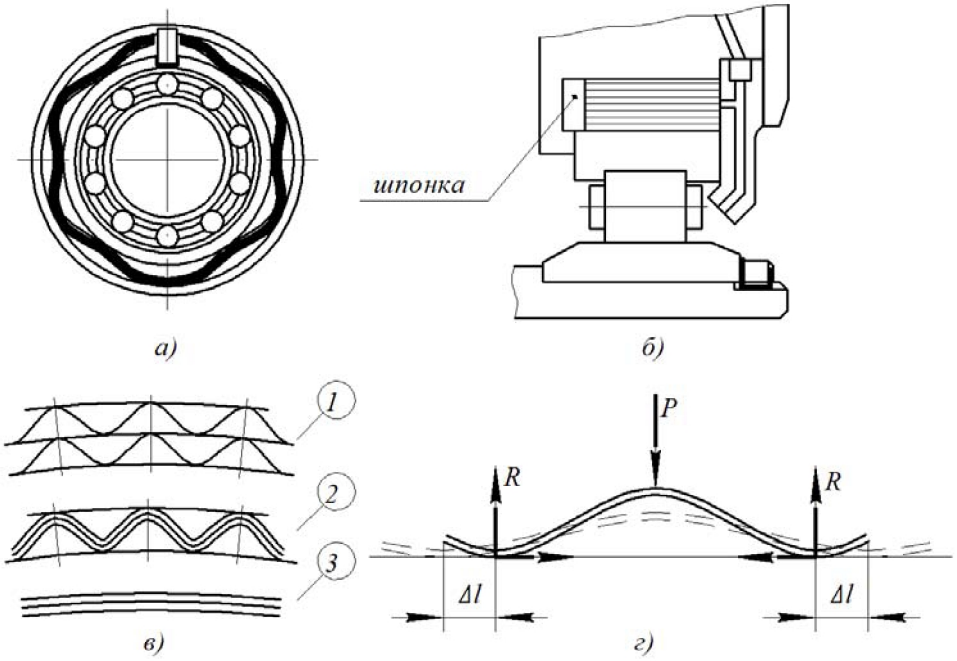


Рис. 6.86 Демпфер сухого трения: а) пакет лент в свободном состоянии (до монтажа); б) конструктивное исполнение демпфера с подводом масла; в) комбинация пакетов лент; г) схема уплощения гофра и возникновения сил трения

Работа сил сухого трения:

$$A_{TP} = \sum_{i=1}^{n} F_{TPi} \Delta l,$$

где $F_{TPi} = R\mu$;

μ – коэффициент сухого трения;

R – сила нормального давления в контакте.

Работа сил вязкого трения:

$$A_{BTi} = \sum_{i=1}^{n} F_{\tau i} L,$$

где $F_{\tau i} = dV$;

d – коэффициент демпфирования;

V – линейная скорость прецессии;

L – длина демпфера.

Энергия колебаний рассеивается в основном за счет проскальзывания вибратора с трением относительно вершин гофров и вершин гофров относительно корпуса (70…80%), а также за счет взаимного проскальзывания лент (12…18%) и гидравлических потерь (5…9%).

Достоинствами такого демпфера являются:

- высокая демпфирующая способность во всем диапазоне амплитуд смещения ротора, стабильность характеристик в течение ресурса;
- способность нести значительную статическую нагрузку без использования разгрузочных устройств;
- возможность работы при высоких температурах при отсутствии смазки;
- возможность управлять жесткостью демпфера (изменяя ее в десятки раз) за счет изменения натяга в пакете лент или за счет изменения компоновки пакета (гофрированные, плоские ленты или их чередование) и, таким образом, получая нужные характеристики демпфирования.

Недостатки:

- разброс упругодемпфирующих характеристик при изготовлении;
- анизотропия характеристик жесткости, а следовательно и демпфирующих свойств по окружности.

Общий стык у лент пакета ведет к неодинаковой жесткости гофров по окружности. Наиболее жестким будет гофр, расположенный против стыка. Поэтому стык пакетов при установке демпфера в опору располагают вверху, что позволяет получить наименьшее смещение оси ротора под действием его веса.

Делались попытки создать демпфер с малой анизотропией свойств по окружности [28].

Устранение опасности обледенения (***4.3***, см. рис. 6.26). Обледенению подвержены стойки (лопатки), неподвижный входной кок и разделитель потоков передней опоры в ТРДД с одноступенчатым вентилятором.

Проблема обледенения входных устройств и лопаток компрессора рассматривалась ранее [29, 30]. Здесь отметим только особенности передних опор, где стойки опоры функционально совмещены с лопатками ВНА.

Возникает задача обеспечения прочности элементов обогреваемых лопаток при включении и выключении противообледенительной системы (НК-25, Д-30КУ) [29]. Передняя кромка лопатки ВНА некоторых двигателей пустотелая, образованная тонкостенной оболочкой-дефлектором, которая крепится к телу лопатки заклепками.

При включении и выключении подачи горячего воздуха $(300...320°C)$ в полость внутри дефлектора возникает резкое температурное рассогласование между телом лопатки и тонкостенным дефлектором. Эти циклические нестационарные тепловые нагружения приводят при больших ресурсах к разрушению дефлектора и заклепок от малоцикловой усталости.

В случае, если лопатки ВНА выполнены с управляемой хвостовой частью, возникает задача обогрева и этой части или обдувом горячим воздухом из полости дефлектора, или подводом воздуха через ось поворота хвостовика.

§6.5 Создание компоновки опор ротора

Создание компоновки – конструктивного облика опоры – возможно только при овладении информацией, представленной в предыдущих параграфах. Тщательный системный анализ конструкции опор, условий их работы позволяет определить порядок, технологию их проектирования.

Как уже указывалось ранее [31], при проектировании таких модулей как опоры ротора и камеры сгорания, нет четкой схемы проектных операций, которые имеют место при проектировании компрессора или турбины. Но проектирование опор ротора, как и лопаточных машин, подчиняется общим закономерностям создания технических объектов [36] и предваряется газодинамическим проектированием (как части общего тракта двигателя), где определяются газодинамические параметры и геометрические размеры проточной части опоры.

Качественный скачок в показателях эффективности любого изделия при создании компоновки возможен только при использовании научно-технического задела, результатов фундаментальных исследований, анализа отечественных и зарубежных разработок, изучения массива патентов и периодической литературы.

На этапе замысла может возникнуть несколько идей, концепций опоры как изделия, заслуживающих дальнейшего исследования.

Концепция. При создании компоновки опоры идею, концепцию определяют требования к проектируемому двигателю и его назначение. Главное – должны быть обеспечены заданные температуры подшипников при минимальных прокачках масла, директивные коэффициенты передачи динамических нагрузок от ротора к корпусу и уровень деформаций опоры, гарантирующий малые изменения радиальных и осевых зазоров в компрессоре и турбине. При этом тепловое состояние элементов опоры, контактирующих с маслом, должно исключать возможность его термического разложения и коксования.

Исходные данные определяются из термогазодинамического проектного расчета и построения проточной части всего двигателя, где каждой из опор отводится свой участок. Учитывая, что опоры не участвуют в реализации рабочего цикла двигателя как тепловой машины, главное – обеспечить в их тракте минимальные гидравлические потери. Становятся известными параметры газа на входе $G_в$, m, $p_в^*$, $p_в$, $T_в^*$ и на выходе $p_{вых}^*$, $p_{вых}$, $T_{вых}^*$, температура и давление по боковым и цилиндрическим стенкам масляной полости, а также *геометрические размеры* – диаметры канала на входе и выходе, длина канала.

По результатам динамического анализа системы «ротор – опоры» становятся известными расположение подшипников по длине ротора, нагружение подшипников и потребность установки демпферов. Должен быть сделан выбор типов уплотнений, всей системы и подсистем уплотнений.

Учитывая, что нагружение, условия работы каждой из опор неодинаковы, разными будут и исходные данные, и подходы к проектированию.

Целесообразно поэтому рассмотреть проектирование наиболее сложных по нагружению и конструкции среднюю опору и опору за турбиной, и для других опор выделить отличия от этих двух.

Опора за турбиной, размещенная между турбиной ВД и НД, находится в зоне высоких температур, что требует усиленной тепловой защиты масляной полости и решения других конструкторских задач, которые не в такой степени проявляются при создании компоновки других опор, поэтому целесообразно начать описание создания компоновки с этой опоры, а для других опор делать добавления.

Межкаскадная опора турбины, размещенная за турбиной ВД

Исходные данные

1. Геометрические размеры опоры определяются при проектировании проточной части двигателя и проработке конструктивной схемы двигателя, когда производится размещение подшипников по длине двигателя.
2. Газодинамические параметры на входе в опору $G_в$, m, $p^*_{вх}$, $p_{вх}$, $t_{вх}$, $C_{вх}$ и на выходе из опоры $p^*_{вых}$, $p_{вых}$, $t_{вых}$, $C_{вых}$.
3. Принятый уровень температур в $^\circ C$ элементов опоры, масла и воздуха, охлаждающего опору снаружи. Данные представлены в табл. 6.5.

Таблица 6.5. ***Температуры элементов опоры, масла и воздуха,*** $^\circ C$

Режим полета	t воздуха на входе в двигатель	t масла		t наруж. кольца подшипника	t стенки масляной полости	t воздуха внутри масляной полости	t воздуха снаруж и опоры	t трубопровода суфлирования
		вх.	вых.					
ТРДД для дозвукового полета								
Взлет. $H=0$ $M_П=0$	50	100	150	180	180	170	200	220
$H=11км$ $M_П=0,8$	-42	80	120	150	150	140	180	170
ТРДДФ для сверхзвукового полета								
Взлет. $H=0$ $M_П=0$	50	140	200	210	210	220	350	250
$H=15км$ $M_П=2,2$	168	160	220	225	230	240	430	280

Проектирование проточной части. Проточная часть таких опор – это переход от турбины ВД (СД) к турбине НД. Она может быть неодинаковой у ТРДД разного назначения. У первой группы (двигатели малых тяг и ТРДДФ) этот переход используется, как 1 СА ТНД с числом лопаток 25…35. У второй группы (двигатели с большой степенью двухконтурности типа GE90) проточная часть – это канал с небольшой диффузорностью и большим углом подъема (до 30°). Общая длина канала получается значительно большей, чем у двигателей первой группы, что резко увеличивает свободный объем для размещения масляной полости, систем уплотнений и требует нескольких рядов ее теплозащиты.

Проточная часть первой группы проектируется как отдельная часть соплового аппарата с малым числом лопаток и с большой шириной лопаточного венца.

У второй группы двигателей проточная часть представляет собой криволинейный канал (рис. 6.87), подъем которого H может достигать величины угла β (до 30°). Соотношение площадей $F_2 \geq F_1$.

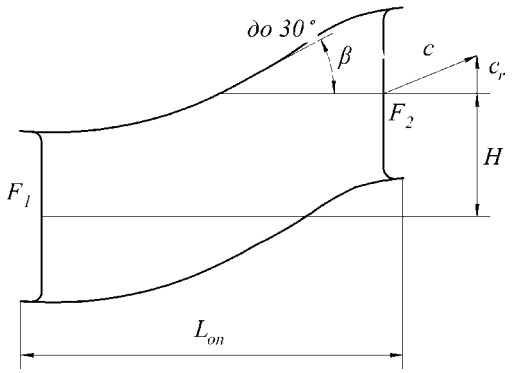


Рис. 6.87 К профилированию проточной части опоры за турбиной ВД

Подвод потока газа к РК будет не осевым, а диагональным. Потери давления от диагональности пропорциональны $\rho\frac{C_r^2}{2}$. Профилирование каналов и ребер выполняется так же, как в средней опоре.

Формирование силового корпуса также неодинаково для этих двух групп ТРДД, хотя нагружаются такие опоры только радиальными силами от масс ротора.

Для первой группы стала доминирующей схема, реализованная в ТРДД RB.211, Д-36, НК-56 [*29*, рис. 6.26]. Из общего числа пустотелых сопловых лопаток выбирают несколько для размещения силовых стоек, соединяющих наружное и внутреннее кольца опоры. Еще ряд сопловых лопаток используют для проводки внутренних трубопроводов маслосистемы и системы суфлирования. При этом важно отметить, что сами сопловые лопатки в силовую схему опоры не входят. Они нагружены только газовыми силами. Сопловые лопатки, силовые элементы и коммуникации, размещенные в них, охлаждаются воздухом из промежуточных ступеней компрессора ВД (3…4 ступень). Для повышения эффекта охлаждения внутри лопаток устанавливают тонкостенные дефлекторы.

У опор второй группы все 6…8 ребер – несущие, и в них же приходится размещать коммуникации (рис. 6.88). Для охлаждения стоек их покрывают профилированными обтекателями, внутрь которых подается охлаждающий воздух из 3…4 ступени КВД.

Особенность силовой схемы таких опор: наружное кольцо опоры часто является частью корпуса турбины НД, которая соединяется с опорой непосредственно при сборке турбины.

Нагружение опоры зависит и от того, является ли она поясом подвески двигателя. При размещении подвески наружное кольцо усиливают ребрами жесткости и элементами крепления стержней.

Внутреннее силовое кольцо может быть одностенным или коробчатого сечения, а диафрагма – одностенной или двухстенной конической с оболочкой.

Выбор подшипников и компоновка корпуса подшипников опоры. Выбор подшипников, изложенный в [30], проводится в соответствии с принятыми стандартами и сводится к определению долговечности ***C*** подшипника в соответствии с профилем полета, наработкой двигателя на разных режимах, которые учитываются определением эквивалентной нагрузки.

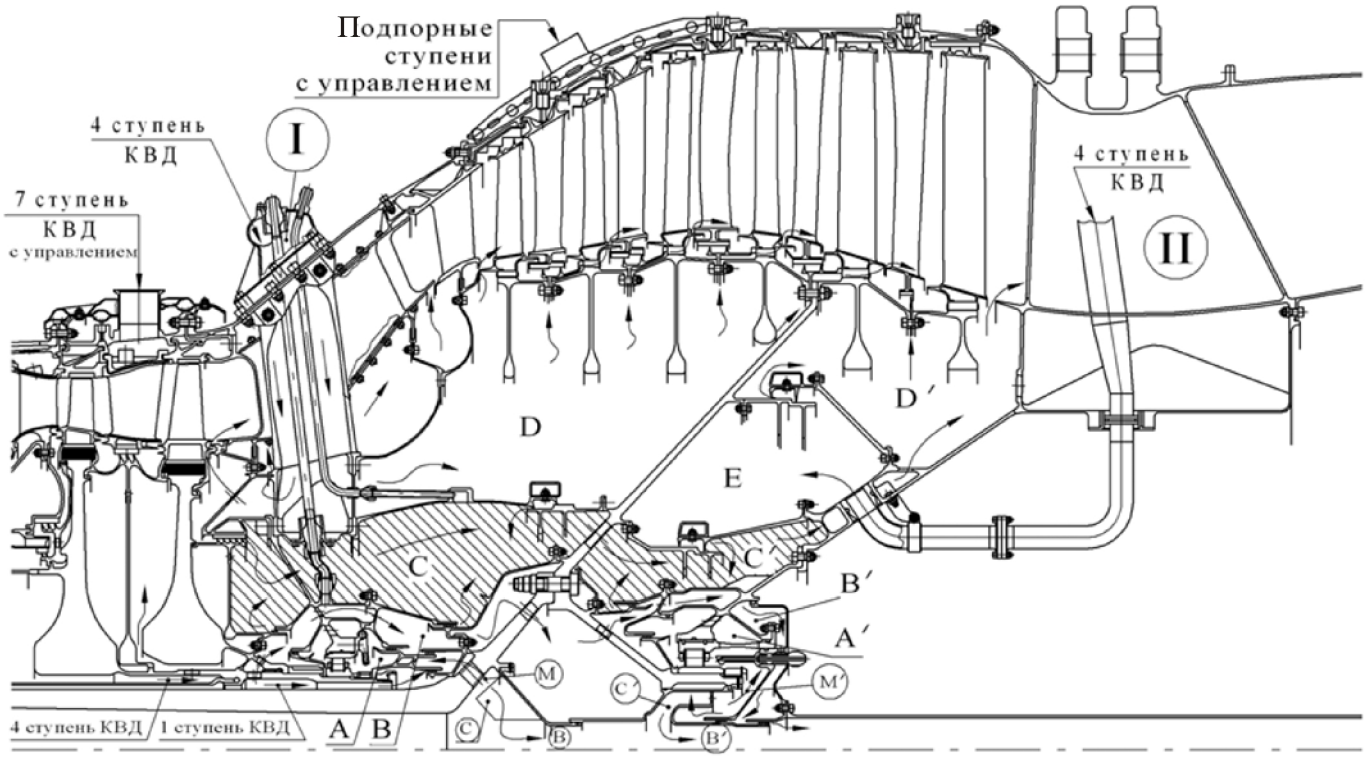


Рис6.88 Опоры в составе турбины ВД и турбины НД ТРДД GE90: (I) – опора турбины ВД: полость А – масляная полость, полость В – предмасляная полость, полость С – буферная полость, полость D – междисковая полость; (C) – динамический суфлер с радиальным входом, (B) – выход воздуха из динамического суфлёра, (M) – выход масла из суфлёра; (II) – задняя опора турбины НД: полость А′ - масляная полость, полость В′ - предмасляная полость, полость С′ – буферная полость, полость D′ - междисковая полость, полость Е – разгрузочная полость ротора турбины НД; (C′) – динамический суфлер с осевым входом, (B′) – выход воздуха из динамического суфлера, (M′) – выход масла из суфлёра

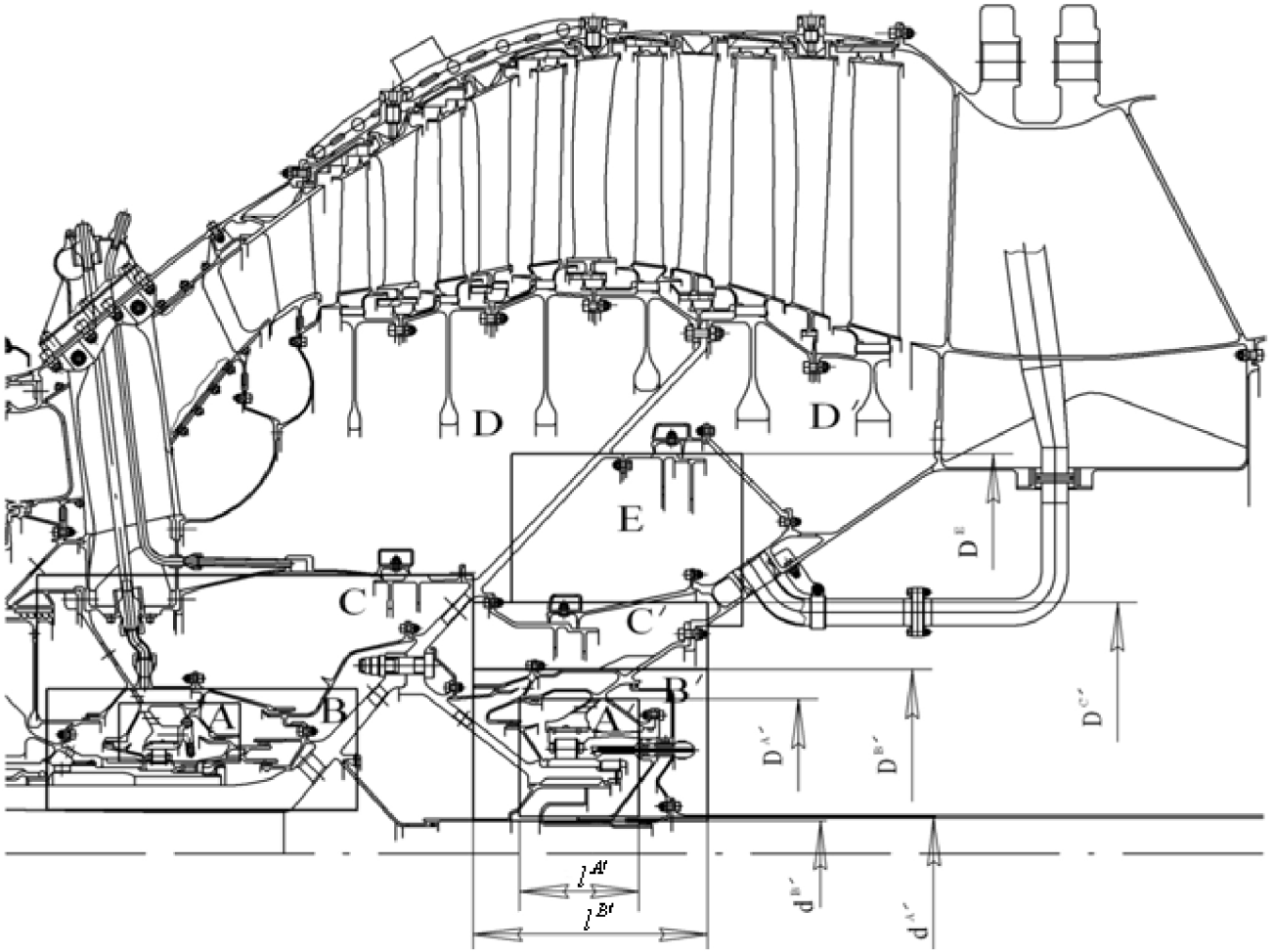


Рис. 6.89 Создание системы защиты масляной полости от внешних тепловых потоков (расчетная схема для определения приведенных площадей стенок; пример для масляной полости A': $D^{A'}$, $d^{A'}$,$l^{A'}$). Обозначения на рис. 6.88

Конфигурация корпуса подшипников опоры определяется габаритами и схемой размещения подшипников по длине ротора, размещением демпферов и системы уплотнений, включая межвальные, что в конечном итоге формирует границы и объем масляной полости. Определенные трудности вызывает размещение на корпусе штуцеров подвода и слива масла, системы суфлирования и обеспечение подходов к ним, а также разводка внутренних масляных каналов.

Выбор уплотнений и гидродинамических демпферов следует проводить по рекомендациям, изложенным в §5.3 и 5.4.

Компоновка масляной полости и выбор системы уплотнений. Объем масляной полости в таких опорах доведен до минимума. Высота боковых стенок определяется габаритами подшипников и уплотнений, а длина – размещением подшипников, ГДД и системы подвода и отвода масла. Важно правильно выбрать способ подвода масла, сообразуясь с рекомендациями §5.3, и предусмотреть меры защиты подшипников от тепловых потоков, идущих через диафрагму и вал, за счет теплопроводности этих деталей.

Создание системы защит масляной полости от внешних тепловых потоков (рис. 6.89). В соответствии с современной концепцией следует сформировать вокруг масляной полости еще три воздушных полости с помощью второй и третьей жесткой стенки, считая первой стенку маслополости A: полость ***А*** – предмасляная полость, обеспечивающая подвод воздуха для наддува уплотнений масляной полости, полость ***Д*** – междисковая полость, наддуваемая воздухом, который препятствует затеканию горячих газов в нее, охлаждает диски и хвостовики рабочих лопаток; полость с пониженным давлением ***С*** – называют буферной, в нее поступают утечки воздуха из полостей ***А*** и ***Д***, которые уходят в тракт за последней ступенью ТНД; внешний обдув стенок масляной полости и подвод *относительно* холодного воздуха для наддува ее уплотнений (в данном случае – от первой ступени КВД).

В ТРДД есть еще одна стенка, образующая полость, отделяющую тракт опоры и 1 СА ТНД, излучающие больше тепла, чем турбина НД.

При выборе уплотнений между предмасляной и масляной полостью (полость ***А***) руководствуются требованием о недопустимости выхода масла из масляной полости. Это достигается за счет создания гарантийного перепада давления $\Delta P^* = P^{\alpha}_{воздуха} - P^*_{масляной\,полости}$, ориентировочные значения которого даны в табл. 6.6.

Таблица 6.6. ***Значения перепада давления*** ΔP^*

Взлетный режим	Крейсерский режим
ТРДД для гражданской авиации	
$H = 0,$ $V = 0$ $0,05 МПа$	$H = 11,$ $M = 0,8$ $0,02 МПа$
ТРДДФ для военной авиации	
$H = 0,$ $V = 0$ $0,05 МПа$	$H = 20 км,$ $M = 2,2$ $0,01 - 0,03 МПа$

Воздух, поступающий на наддув уплотнений масляной полости, проникает внутрь нее и вносит с собой дополнительное тепло (§5.3). Для турбинных опор расход воздуха через одно уплотнение может составлять: для лабиринтных уплотнений – $10...15 г/с$, а для контактных уплотнений – $1...3 г/с$.

Однако воздух, поступающий на наддув уплотнений, используется и для обдува стенок опоры, поэтому общий расход воздуха $G_{отбора}$ будет больше:

$$G_{отбора} = \frac{1}{\sqrt{\xi_\Sigma}} F \sqrt{\frac{\left(P^{*2}_{отбора} - P^{*2}_{подвода}\right)}{PT^*}}. \qquad (6.12)$$

Суммарный коэффициент гидравлического сопротивления ξ_Σ [35]:

$$\xi_\Sigma = \xi_{вх} + \xi_{тр} + \xi_{мест} + \xi_{вых},$$

где $\xi_{вх}$ – коэффициент потерь на выходе воздуха из ресивера отбора в канал, $\xi_{вх} = 0,1...0,5$;

$\xi_{тр} = \lambda_{тр} \frac{l}{d_г}$ (l – длина канала, $d_г$ – гидравлический диаметр);

$\xi_{мест}$ – коэффициент местных потерь [35];

$\xi_{вых}$ – коэффициент потерь выхода из канала в коллектор или в охлаждаемую полость, $\xi_{вых} = 1,9...3,0$.

Из выражения (6.12) можно определить потребные площади проходных сечений каналов наружного или внутреннего подвода воздуха.

Формирование и наддув междисковой полости (полость D). Главное условие – должен быть обеспечен относительный перепад давления воздуха и газа:

$$\pi = \frac{P^*_{воздуха}}{P^*_{газа}} = 1,03...1,05,$$

т.е. давление воздуха в междисковой полости на всех режимах должно быть выше на 3…5% давления в газовом тракте турбины.

Учитывая, что полость ***D*** отделена от газового тракта лабиринтным уплотнением, можно определить расход воздуха, перетекающий из нее в газовый тракт. Нужно помнить, что этот же воздух используется на охлаждение елочных хвостовиков рабочих лопаток турбины.

И, наконец, буферная полость ***C*** должна быть соединена с областью низкого давления в проточной части турбины (обычно за турбиной НД), чтобы утечки воздуха через уплотнения из полости ***A*** и ***D*** могли уходить в тракт.

Определение величины теплового потока через стенки опоры. Тепловой поток через плоские и цилиндрические стенки опоры рассчитывается по-разному. Однако чисто плоских и чисто цилиндрических стенок в опоре часто выделить не удается. Поэтому конусные, наклонные стенки приводят к эквивалентным плоским и цилиндрическим при сохранении площади (см. рис. 6.89).

В соответствии с расчетной схемой (см. рис. 6.35) тепловой поток через плоские стенки, жесткие и воздушные:

$$Q = \frac{\left(t_{нар} - t_{внутр}\right)S}{\frac{1}{\alpha_{нар}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \ldots \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_{внутр}}}, \; Вт,$$

где $t_{нар}$ – температура воздушной среды, омывающей снаружи конструкцию масляной полости опоры, $°C$;

$t_{внутр}$ – температура воздушно-масляной смеси внутри масляной полости, $°C$;

S – суммарная площадь омываемых воздухом плоских стенок и стенок, приведенных к плоским, $м^2$;

$\alpha_{нар}$ – коэффициент теплоотдачи для наружной стенки определяют по эмпирической зависимости для газа, текущего в трубе [3], $\frac{Вт}{м^2 \cdot °C}$:

$$\alpha_{нар} = 0{,}18 \frac{\lambda}{\nu^{0,8}} \frac{\bar{\omega}^{0,8}}{d^{0,2}}.$$

Здесь λ – коэффициент теплопроводности воздуха при расчетной температуре, $\frac{Вт}{м \cdot °C}$;

$\bar{\omega}$ – скорость течения воздуха, $м/с$ (если течение воздуха отсутствует, скорость принимают равной скорости естественной конвекции $0{,}0005$ $м/с$);

ν – коэффициент кинематической вязкости при расчетной температуре, $м^2/с$;

d – диаметр трубы (т.е. диаметр наружной стенки), $м$;

$\frac{\delta_1}{\lambda 1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \ldots \frac{\delta_n}{\lambda_n}$ – представляет собой сумму термических сопротивлений стенок, окружающих масляную полость;

λ_n, δ_n – коэффициент теплопроводности и толщина жесткой металлической стенки (с учетом температуры), $\frac{Вт}{м \cdot °C}, м$;

$\alpha_{внутр}$ – коэффициент теплоотдачи воздушно-масляной смеси, $Вт/м^2 \cdot °C$ ($\alpha_{внутр}$ расчетным путем определить сложно. Его величина находится в диапазоне $600 - 1400 \frac{Вт}{м^2 \cdot °C}$. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{внутр}$ будет больше у стенки с пониженной температурой, например близко к стенке, где размещены форсунки подвода масла).

Снаружи масляной полости могут быть установлены многослойные кожухи (дефлекторы), между которыми могут быть воздушные прослойки или теплоизоляционные материалы. Поэтому для каждого из них определяют вклад в общее термическое сопротивление всего пакета. При этом можно использовать графический метод оценки температуры в каждом слое (элементе), принимая закон понижения температур линейный (рис. 6.90).

Это первое приближение, а во втором надо сделать то же самое, но уже при найденных значениях температур слоев t_{ci}.

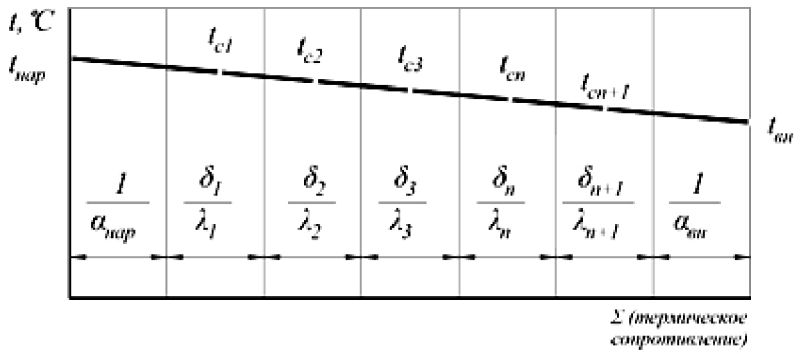


Рис. 6.90 График определения температур стенок в первом приближении

Тепловой поток через многослойные цилиндрические стенки определяется в соответствии с расчетной схемой:

$$Q = \frac{\left(t_{нар} - t_{внутр}\right) \cdot \pi \cdot L_{\Sigma}}{\frac{1}{\alpha_{нар} d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{2\lambda_2} \ln\left(\frac{d_3}{d_2}\right) + \ldots \frac{1}{2\lambda_{n-1}} \ln\left(\frac{d_n}{d_{n-1}}\right) + \frac{1}{\alpha_{внутр} d_n}}.$$

Здесь все переменные аналогичны переменным в случае с плоской стенкой, кроме того, что толщины стенок δ заменены логарифмическим отношением соответствующих диаметров, а вместо площади S вводится выражение πL_{Σ}, где L_{Σ} – суммарная длина цилиндрического участка.

Вследствие сложности определения величин $\alpha_{нар}$ и $\alpha_{вн}$ достоверность проводимых тепловых расчетов относительно низка (погрешность может быть $\pm 20\%$). Поэтому и для цилиндрических стенок целесообразно использовать рассмотренную модель расчета теплоподвода через эквивалентные плоские стенки. Тем более, что диаметры корпусов подшипников в опоре турбины имеют величину порядка 200 мм и вполне допустимо использовать подход с заменой цилиндрических участков эквивалентными плоскими.

Определение величины тепловых потоков через систему уплотнений. Следует отметить, что тепловой поток через систему уплотнений определяется расходом воздуха наддува через уплотнения $Q_в$ и в контактных уплотнениях теплом трения (§ 5.3):

$$Q_{упл} = Q_в + Q_{тр}, Вт.$$

Определение потребной прокачки масла через опору и способа подвода масла к подшипникам. Суммарный тепловой поток, приходящий в масляную полость опоры, должен быть аккумулирован маслом и выведен из опоры, чтобы обеспечить заданные температуры подшипников и других элементов опоры.

Суммарный тепловой поток:

$$Q_{\Sigma} = Q_{подш} + Q_{стенок} + Q_{упл}, Вт.$$

Величина потребной прокачки масла для отвода тепла из опоры определяется из уравнения теплового баланса (§ 5.3):

$$Q_{\Sigma} = qC_p\left(t_{м.вых} - t_{м.вх}\right),$$

$$q = \frac{60 \cdot Q_{\Sigma}}{C_p\left(t_{м.вых} - t_{м.вх}\right)}, \frac{кг}{мин},$$

где C_p – теплоемкость масла при средней температуре масла

$$t_м = 0,5(t_{м\,вх} + t_{м\,вых}), \frac{Дж}{кг \cdot град}.$$

Выбор способа подвода масла дан в § 5.3. Здесь отметим, что зарубежные фирмы все чаще прибегают к подводу масла струйной форсункой, масло из которой, направленное на вращающиеся захваты, затем поступает в общую масляную ванну для смазки подшипников и ТКУ.

Выбор системы суфлирования опоры подробно дан в [2]. Исходят из назначения системы суфлирования – поддерживать в масляной полости опоры давление ниже, чем снаружи, перед системой уплотнений. Повышение давления в системе суфлирования приводит к нарушению этого основного условия работы уплотнений и, в конечном счёте, к утечке масла из масляной полости. Это может произойти при достижении скорости течения воздушно-масляной смеси в любом элементе системы (воздушные каналы суфлёра, включая рабочее колесо, трубопроводы и др.) выше скорости звука, которая для двухфазных смесей «воздух-масло» оказывается на порядок ниже, чем для чистого воздуха. Проявляется эффект запирания системы суфлирования.

В связи с этим для исключения течи масла при нарушении работы одного из уплотнений (что приводит к повышенному расходу горячего воздуха через него) проходные каналы в системе суфлирования выбирают с учётом избыточности по пропускной способности, которая выражается коэффициентом избыточности $K_{изб}$.

$$K_{изб} = \frac{G_{пр}}{G_{упл}},$$

где $G_{пр}$ – предельно допустимый расход воздуха в системе суфлирования;

$G_{упл}$ – расход воздуха через максимально изношенные уплотнения.

Отраслевой стандарт регламентирует $K_{изб}$: для лабиринтных уплотнений – не менее 1,5; для контактных – не менее 2,5.

Следует отметить, что ведущие фирмы и, в первую очередь, фирма GE, останавливают свой выбор на размещении суфлёра внутри масляной полости опоры с выводом воздуха на срез сопла по центральной трубе, размещённой внутри вала ротора НД. Такое решение, в частности, исключает трудности прокладки трубопроводов системы суфлирования через «горячие» рёбра опоры турбины.

Проектирование системы коммуникаций масляной полости и ее теплозащиты. Подвод воздуха на наддув предмасляных полостей обычно организуют внутренними путями вдоль вала, между валами.

Подвод воздуха в междисковые полости иногда осуществляют через полость ребра опоры внешним трубопроводом или внутренними каналами через 1СА ТНД.

Расход воздуха, а следовательно проходные сечения каналов и трубопроводов, определяются общим расходом через уплотнения, потребным перепадом давления и заданной температурой.

Проводка масляных трубопроводов через поток горячих газов и внутри ребер требует их эффективной тепловой защиты. Теплоизоляция организуется в виде покрытия изоляционным материалом, гальванических и керамических тепловых покрытий, «трубка в трубке» и др. Внутренняя поверхность ребра должна интенсивно продуваться охлаждающим воздухом. В зоне диафрагмы и корпуса подшипников защита обеспечивается за счет использования тепловых экранов.

Сложность состоит в том, что стыки трубопроводов на корпусе подшипников и в других местах опоры должны быть гарантированно герметичными. А это означает, что к ним должен быть доступ для контроля монтажа и герметичности.

Задняя опора турбины (см. рис 6.14)

Подходы к созданию компоновки задней опоры мало чем отличаются от тех, что изложены при описании порядка создания компоновки межкаскадной опоры за турбиной. Это объясняется подобием нагружения и теплового режима.

Отличия. В проточной части задней опоры по наружному кольцу делается плавное заужение сечения около $\frac{1}{4}$ высоты канала, что позволяет разогнать поток, уменьшить угол его закрутки на выходе из турбины и снизить потери с выходной скоростью [29].

Заужение может быть местным, на части окружности кольца или по всему кольцу. В образовавшуюся впадину на наружном кольце опоры помещаются проушины заднего пояса подвески двигателя на самолете так, что выступание их в тракт II контура становится незаметным.

В силовом корпусе задней опоры ТРДДСFM56-3 отметим компенсацию тепловых удлинений ребер за счет поворота внутреннего кольца опоры (рис. 6.91), для чего все двенадцать ребер жесткости расположены под углом 27...30° к радиусу (практически по касательной к внутреннему кольцу).

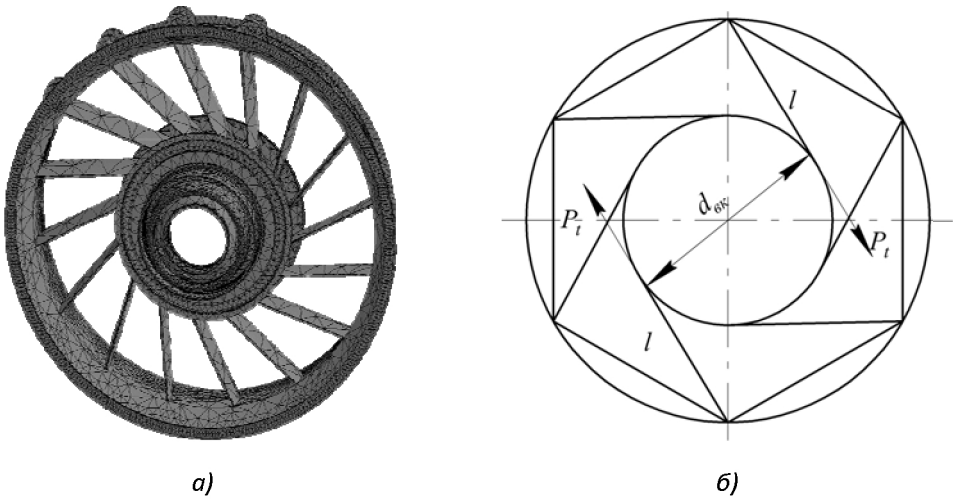


Рис. 6.91 КЭ-модель опоры (а). Схема компенсации тепловых деформаций ребер опоры (б)

При тепловом удлинении ребра $\Delta l_t = \alpha l \Delta t$ в соответствии с законом Гука возникает сила P_t, действующая вдоль ребра, площадь поперечного сечения которого S:

$$\frac{\Delta l_t}{l} E = \frac{P_t}{S}.$$

Сила P_t действует на внутреннее кольцо на радиусе $r_{вн}$, поворачивая его на некоторый угол, обеспечивая таким образом нестесненное удлинение всех ребер без повышения напряжений в них.

Для увеличения жесткости наружного кольца, от которого отталкиваются ребра при повороте внутреннего кольца, дуги окружности между ребрами заменены на прямые участки.

Задняя опора концевая, что, с одной стороны, упрощает подвод масла к подшипнику через масляную ванну, с другой же – требует герметизации внутренней полости вала НД.

Стекатель, который примыкает к опоре, является дополнительным источником тепла, что требует специальной защиты задней стенки масляной полости.

Если вал НД используется как канал системы суфлирования (CFM56, GE90 и др.), то на роторе ТНД легко можно разместить элементы ротора динамического суфлера.

Температурные пределы стенок, масла, воздуха для первичной оценки теплового состояния и прочности элементов опоры можно принять по табл. 6.7.

Опора турбины, размещенная перед турбиной ВД

В такой конструктивной схеме рабочее колесо турбины (или два колеса) расположены консольно относительно роликового подшипника.

Концепции такой опоры уже были затронуты [29, 30]. Было отмечено, что размещение опоры в зоне камеры сгорания в современном двигателестроении используют две фирмы – Pratt-Whitney и отечественная «Авиадвигатель» (г. Пермь). Не критикуя эту идею, следует оценить достоинства и недостатки такой схемы.

Одним из главных доводов в ее пользу является сокращение расстояния между опорами ротора каскада ВД, повышение его изгибной жесткости и критической частоты вращения, что позволяет сделать ротор жестким.

Но надо понимать, что вал, соединяющий роторы компрессора и турбины, в такой схеме будет иметь значительно меньший диаметр и изгибную жесткость, чем вал-бочка в случае размещения опоры за турбиной ВД и, следовательно, выигрыш в критической частоте неочевиден. Более того, диаметр вала строго ограничен внутренним диаметром роликоподшипника и управлять его жесткостью, как в случае с валом-бочкой, не представляется возможным.

Преимущества неявны, а трудности, возникающие у конструктора, весьма существенны:

- масляная полость опоры хотя и окружена двумя-тремя стенками теплозащиты, омывается воздухом с высокой температурой $T_K^* = 600 - 750°C$;
- чтобы обеспечить наддув предмасляной полости холодным воздухом из компрессора $(140 - 200°C)$, его нужно транспортировать через «горячую» проточную часть с использованием внешних трубопроводов;
- нужно проделать такую же операцию по доставке масла $(t_{вх} = 80...100°C)$ к подшипникам, сливу масла из опоры и суфлированию ее масляной полости;

– в проточной части диффузора (или после него) размещаются «толстые» рёбра для размещения трубопроводов, которые обусловливают неравномерность потока перед фронтовым устройством камеры сгорания.

Остается одно объяснение. Использование в такой опоре свободного объема во внутреннем корпусе камеры сгорания отличает ее от обычной опоры тем, что в ней нет своих наружного, внутреннего кольца и ребер, а роль их выполняет наружный, внутренний корпус и ребра в диффузоре камеры сгорания. Остается встроить диафрагму и корпус подшипника с системой уплотнений и тепловой защиты. В результате такого совмещения должно снизиться число деталей и масса опоры как модуля.

Однако и после такого объяснения вопрос о верности фирмы Pratt-Whitney такому размещению опоры остается открытым.

Концепция. Фирма Pratt-Whitney выполняет опору перед турбиной ВД по двум схемам – с буферной полостью и без нее с двойной разомкнутой силовой связью внутреннего и наружного корпуса камеры сгорания.

В конструкции опоры турбины ВД ТРДД JT9D-7R (рис. 6.92) обозначены четыре полости: ***А*** – масляная полость; ***В*** – полость, продуваемая «холодным» воздухом $(140...200°C)$ – предмасляная полость; ***Д*** – полость, заполненная горячим воздухом с температурой T_K^*; ***С*** – буферная полость, соединенная или со II контуром, или со срезом реактивного сопла и имеющая давление $P_{Б.П.} > P_{II}$ на 0,01…0,02 *МПа*. Сбрасываемые в буферную полость утечки через уплотнения горячего и холодного воздуха будут уходить в тракт II контура или на срез сопла.

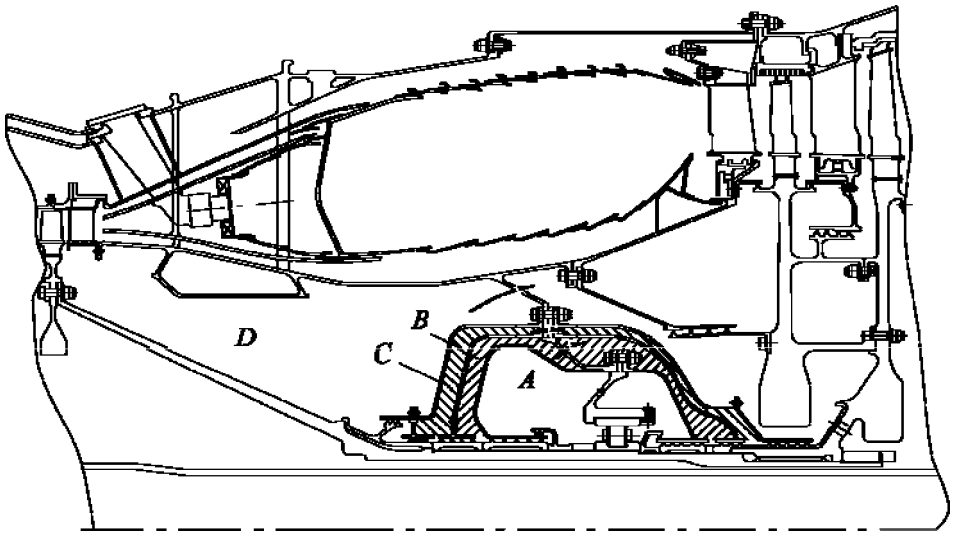


Рис. 6.92 Конструктивная схема опоры ротора перед турбиной ВД с буферной полостью (ТРДД JT9D-7R): полость А – масляная полость; полость В – предмасляная полость; полость С – буферная полость; полость D – полость за компрессором ВД

На рис. 6.5 и рис. 6.93 представлены опоры, где осталось только три полости – буферная полость ***С*** исключена. В этом случае холодный воздух на наддув предмасляной полости имеет высокое давление: отбирается за компрессором, затем охлаждается в теплообменнике, размещенном во II контуре в лопатке НА вентилятора,

и подводится в полость ***В*** – предмасляную полость с давлением выше, чем в полости ***Д***, равным примерно $12P_{м.н.}$ [4]. Это значит, что ТКУ работает на очень больших перепадах давления, так как воздух из предмасляной полости ***В*** сбрасывается в полость ***Д***.

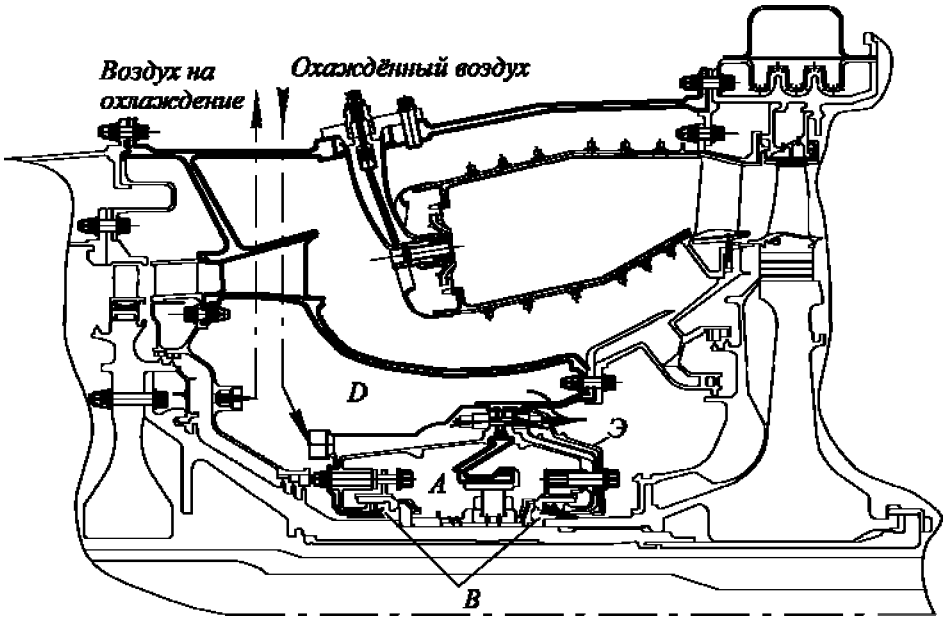


Рис. 6.93 Конструктивная схема опоры ротора перед турбиной ВД без буферной полости (ТРДД PW6000); полость А – масляная полость, полость В – полость наддувающего воздуха (предмасляная полость, полость D – полость, воздух в которой снаружи омывает стенки опоры В, Э – экран (теплозащитный кожух)

Таблица 6.7. ***Температуры элементов опоры, масла и воздуха***

Режим полета	t, °С воздуха на входе в двигатель	t масла, °С		t, °С наруж. кольца подшипника	t, °С стенки	t, °С воздуха в масляной полости (полость D)	t, °С воздуха снаружи опоры	t, °С воздуха, надувающего уплотнение (полость B)
		вход	выход					
ТРДД для дозвукового полета								
$H=0$ $M_П=0$	50	100	150	160	250	180	500	350
$H=11км$ $M_П=0,8$	-42 °С	80	120	130	200	150	400	250
ТРДДФ для сверхзвукового полета								
$H=0$ $M_П=0$	50	120	160	180	250	180	500	350
$H=15км$ $M_П=2,2$	168	160	200	230	270	200	600	450

Очевидно, что реализация такой схемы связана с высокой герметичностью контактных уплотнений масляной полости этой опоры, что позволяет обеспечить столь высокую разность давлений между предмасляной и масляной полостями. Но если предположить отказ одного из ТКУ этой опоры, то тогда давление внутри масляной полости резко возрастет, что приведет к уменьшению прокачки масла, подаваемого в опору (а то и к полному прекращению поступления масла к подшипнику). Поэтому надо полагать, что на этот случай в системе контроля предусмотрена аварийная сигнализация на останов двигателя. Другое объяснение такой конструкции опоры найти трудно.

Примерные температурные пределы стенок масляной полости, масла, воздуха приведены в табл. 6.7.

Средняя опора (рис. 6.94)

Это опора и по температурному, и по силовому нагружению значительно отличается от турбинных опор. Если в опоре турбины подогрев масла в опоре составляет $70...80°C$, то в средней опоре он составляет $35...40°C$, внешние тепловые потоки здесь ниже, чем в опорах турбины.

Нагружение опоры определяет передача тяги двигателя на самолет, восприятие боковых сил и крутящего момента в системе закрепления двигателя на самолете, средняя опора – основной пояс подвески двигателя на самолете.

Наружное кольцо средней опоры ТРДД несет нагрузки через наружную оболочку от массы реверсивного устройства, а в ТРДДФ – от масс форсажной камеры и регулируемого сопла.

Важную роль конструкция этой опоры играет в организации улавливания твердых частиц и защиты тонкостенных лопаток компрессора ВД от повреждений, в отборе мощности на привод агрегатов и в организации запуска двигателя от стартера.

Концепция. Ставится задача скомпоновать в одном корпусе элементы, определяющие каналы воздушного тракта I и II контуров, силовую систему, способную воспринять осевые (тягу) и радиальные нагрузки роторов ВД и НД, дополнительные нагрузки от эволюций самолета и разности температур, обеспечить минимальный коэффициент передачи динамических нагрузок от роторов на корпус опоры (двигателя), выполнить дополнительные задачи, определяющие работоспособность и надежность двигателя: отбор мощности и запуск двигателя через систему центрального привода, улавливание твердых частиц и песка, предупреждение обледенения разделителя потоков и др.

Примерные температурные пределы стенок, масла и воздуха приведены в табл. 6.8.

Проектирование проточной части. Проточная часть II контура средней опоры – канал с небольшой конфузорностью. Конструкция выполняется в двух вариантах: наружное кольцо соединяется с корпусом разделителя потоков силовыми ребрами (4…8 ребер) либо опора совмещается с НА вентиляторной ступени. Последнее решение используется в ТРДД с большой степенью двухконтурности $m = 9...12$ (GE90 и др.).

Проточная часть I контура ТРДД с m = 9…12 – это ниспадающий канал с углом наклона до $30°$, проходное сечение которого практически сохраняется по всей длине канала, однако желательна небольшая диффузорность $(30'...2°)$ для согласования осевых скоростей в подпорных ступенях и КВД. Главная задача – снизить потери полного давления и обеспечить равномерность поля скоростей и давлений на входе в компрессор ВД.

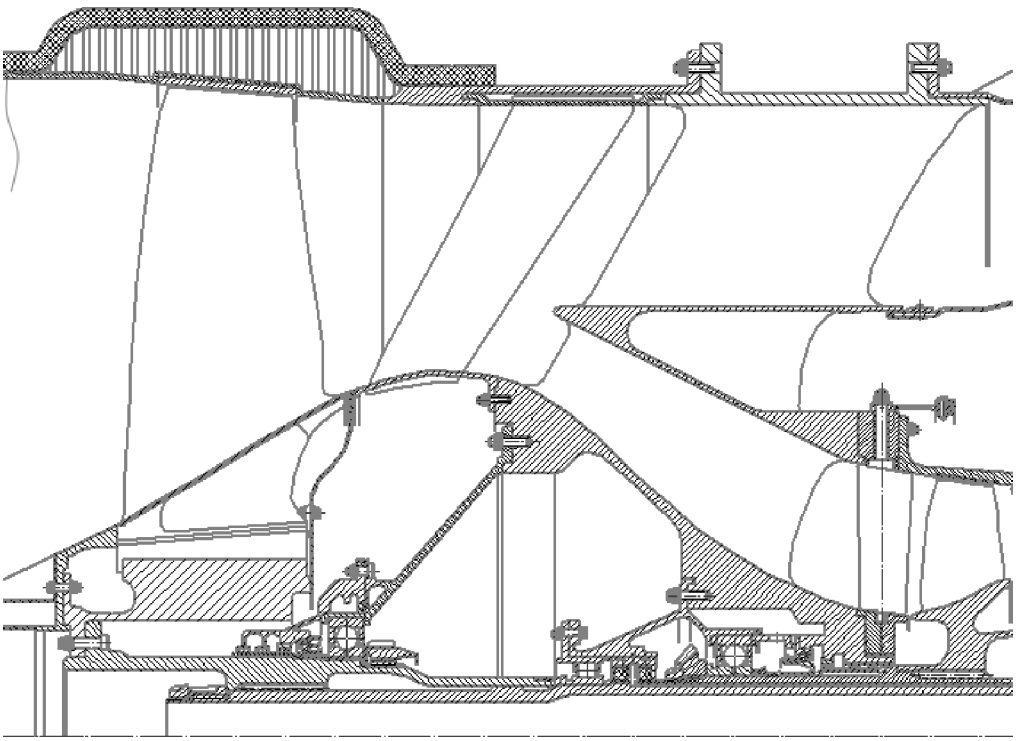


Рис. 6.94 – Конструктивная схема средней опоры ТРДД AS907

Таблица 6.8. ***Температуры элементов опоры, масла и воздуха***

Режим полета	t воздуха на входе в двигатель	t масла		t наруж. кольца подшипн.	t стенки	t воздуха в масляной полости	t воздуха снаружи опоры
		вход	выход				
ТРДД для дозвукового полета							
$H=0$ $M_П=0$	50	100	150	РУП ВД150 / РУП НД140	200	170	250
$H=11км$ $M_П=0,8$	-42	80	120	РУП ВД130 / РУП НД120	180	150	200
ТРДДФ для сверхзвукового полета							
$H=0$ $M_П=0$	50	100	150	РУП ВД150 / РУП НД140	200	170	250
$H=15км$ $M_П=2,2$	168	160	200	РУП ВД150 / РУП НД190	270	230	350

Разность в высотах размещения выходного канала подпорных ступеней и входного канала компрессора ВД определяется разницей частот вращения роторов ВД и НД и стремлением уйти с проточной частью КВД на меньший средний диаметр и обеспечить достаточную высоту лопатки последней ступени (17…25 *мм*) [29].

Угол наклона диктуется необходимостью уменьшения длинновых размеров опоры (а следовательно и длины двигателя).

Стенки проточной части I и II контура определяют размеры и конфигурацию основного силового элемента опоры – корпуса разделителя потоков.

Может быть организован слив пограничного слоя в канал I контура.

Целесообразно поэтому рассмотреть проектирование проточной части наиболее сложных по нагружению и конструкции средней опоры и опоры за турбиной, а для других опор выделять отличия от этих двух.

Проточная часть I контура опоры представляет собой кольцевой диффузорный канал, угол раскрытия которого $\alpha_{пр}$ ограничивается, с тем чтобы исключить отрыв потока, потери полного давления.

Задача профилирования проточной части опоры по известным площадям F_1 – выходного сечения подпорных ступеней и F_2 – входного сечения компрессора ВД (рис. 6.95) сводится к назначению такой длины канала $L_{оп}$, чтобы выполнить это требование о минимизации потерь полного давления.

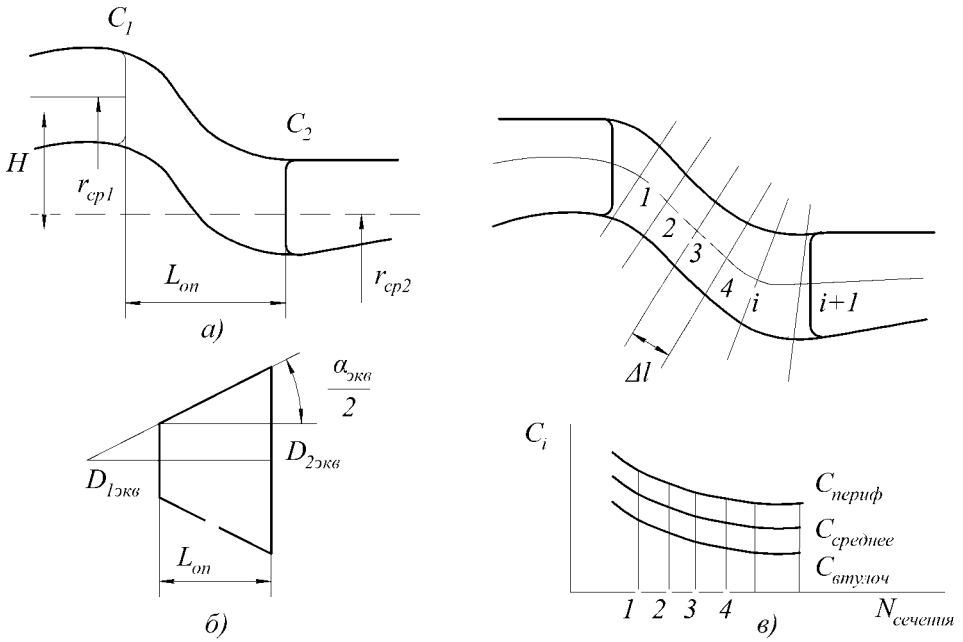


Рис. 6.95. К выбору проточной части средней опоры

Учитывая, что коэффициент гидравлических потерь в канале (ξ) пропорционален квадрату скорости течения потока (C^2), скорость на входе в опору стремятся снизить.

Длина проточной части $L_{оп}$ определяется из выражения:

$$\frac{\alpha_{экв}}{2} = \operatorname{arctg}\left(\frac{D_{2экв} - D_{1экв}}{2L_{оп}}\right),$$

где $D_{1экв} = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi}}$, , $D_{2экв} = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi}}$ – значения входного и выходного диаметров эквивалентного круглого диффузора.

Построение плавного канала диффузора без отрыва потока определяется положением касательных к проточной части двигателя на входе в опору и на выходе из нее и сопряжением их с помощью сплайнов или дуг окружности.

Завершается проектирование проточной части опоры аэродинамическим анализом потока, где определяется распределение скоростей и давлений вдоль линий тока на периферии, во втулочном и среднем сечении на каждом участке (рис. 6.95, *в*).

Должно быть выполнено основное требование – минимизация диффузорности на каждом участке:

$$\frac{C_i - C_{i+1}}{\Delta L} \to \min$$

за счет изменения тракта проточной части.

При трехмерном моделировании потока в канале добиваются исключения отрывных зон в потоке.

Формирование проточной части опоры завершается профилированием ребер (стоек) опоры и выбора их числа (рис. 6.96).

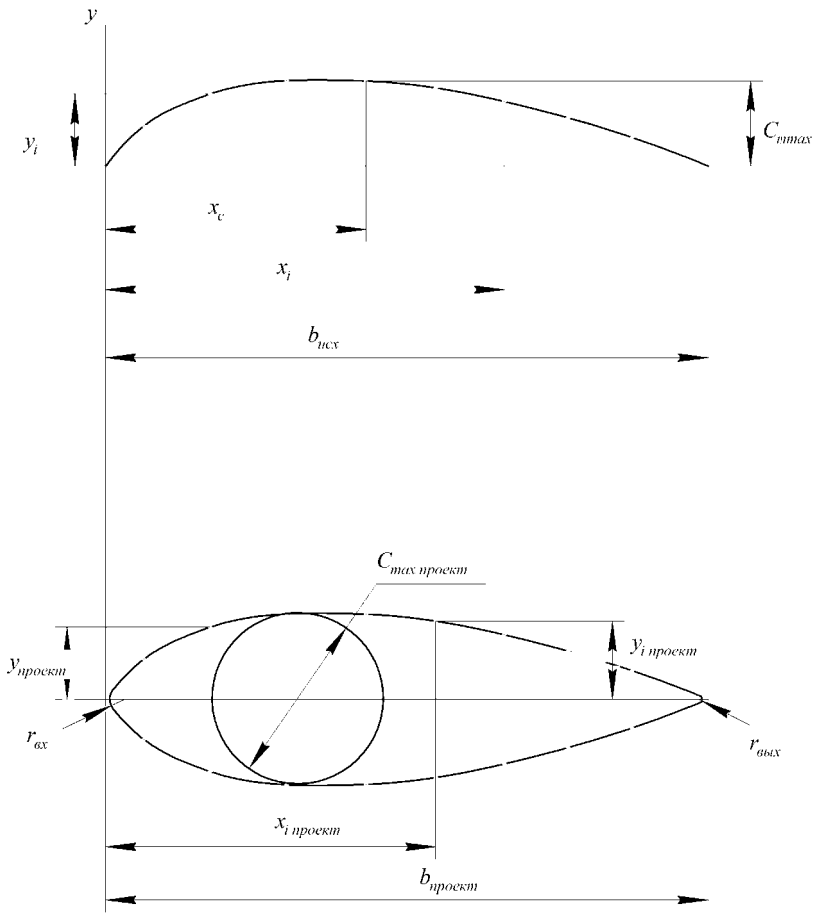


Рис. 6.96 – К построению профиля ребра

Ребро имеет симметричный профиль. В качестве исходных симметричных профилей при дозвуковых скоростях потока $(\lambda_{W1} < 0,9)$ принимают профили $C-4$, $A-40$.

Так как толщина C и длина b проектного профиля отличны от исходного, то величины их масштабируются:

$$\overline{\overline{C}}_{\max} = \frac{\overline{C}_{\max\, проект}}{\overline{C}_{\max\, исх}};\ \overline{C}_{\max\, исх} = 0,1\,\overline{b}_{исх};\ \overline{X}_c = 0,4\,\overline{b}_{исх};\ b_{проект} \approx L_{оп}.$$

Координаты проектного профиля:

$$X_{проект} = \overline{X}_i\, b_{проект};\ Y_{проект} = \overline{Y}_i \cdot b_{проект} \cdot \overline{\overline{C}}_{\max};$$

$$r_{вх} = (0,03...0,12)C_{\max\, проект};\ r_{вых} = (0,003...0,04)C_{\max\, проект}.$$

Толщина стенки пустотелого ребра (литого) – 3…6 мм. Для изменения закрутки потока и повышения равномерности поля скоростей и давлений на входе в компрессор ВД ребра могут быть установлены под углом к оси двигателя. Угол установки 20…30°.

Формирование силового корпуса подробно дано в §6.2. Выбор количества, схемы расположения и геометрии ребер силового пояса опоры определяется целым комплексом требований, основные из них:

- прочность элементов силового пояса,
- жесткость силового пояса,
- минимальные потери полного давления в проточной части опоры,
- частотная отстройка рабочих колес компрессоров.

Здесь отметим подходы к размещению ребер в I и II контурах опоры. Критерием такой оценки, анализа может быть степень двухконтурности. При малых $m = 2...3,5$ крепление ТРДД к пилону крыла и передача тяги двигателя на самолет осуществляются в точках, размещенных на наружном кольце опоры [30, 40]. Для усиления жесткости точек восприятия нагрузок от подвески ребра усиливают по толщине профиля или в этих точках ребра сводят (рис. 6.97).

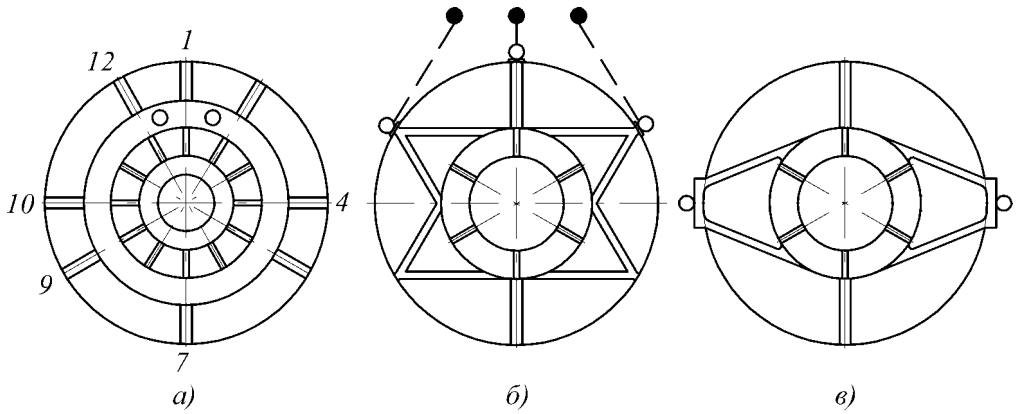


Рис. 6.97 Усиление жесткости средней опоры за счет ориентации и толщины ребер при разных схемах подвески: ○ – шарнир на опоре, ● – шарнир на пилоне крыла; а – ТРДД CFM-56-3, б – ТРДД Д-30КУ, в – ТРДД РД-33

В ТРДД с $m = 4,5...12$ точку восприятия тяги уводят на меньший радиус, чтобы уменьшить момент изгиба опоры. Ее располагают на задней стенке разделителя потоков [30] и потому ребра II контура опоры в передаче тяги и других нагрузок от системы подвески не принимают участия.

Однако и в этом случае ребра II контура опоры будут иметь разную толщину профиля и конструкцию. Это связано с нагружением опоры на разных участках траектории полета: выходе из пикирования, ударе о ВПП при посадке и др. Вертикальные ребра будут иметь большую толщину профиля и жесткость.

Эти утолщенные ребра обычно имеют составную конструкцию – силовая половина профиля с утолщенными стенками соединена с наружным и внутренним кольцами II контура, хвостовая часть – тонкостенная листовая – присоединяется к основному ребру болтами. Внутреннее пространство хвостовой части ребра используется для проводки через воздушный тракт трубопроводов, идущих от агрегатов, размещенных на корпусе каскада ВД, к агрегатам на наружном корпусе ТРДД (CFM56).

Все три диафрагмы и корпусы подшипников формируются по известной конструктивной схеме общей компоновки двигателя. Следует отметить, что демпферы могут быть смонтированы и в опоре с РУП.

Выбор системы уплотнений и их наддува. Уплотнения работают на малых перепадах давления $0,1...0,2$ *МПа*, поэтому обычно используется комбинация ТКУ (РТКУ) и лабиринтных уплотнений, а в межвальных – лабиринтное или контактное. Наддув уплотнений масляной полости желательно обеспечивать от одного источника отбора воздуха.

Масляная полость и разводка коммуникаций. Объем и площадь стенок масляной полости, ограниченной передней и задней диафрагмами и внутренней стенкой тракта I контура, чрезмерно велики. Проводка коммуникаций подвода масла реализуется через ребра и далее следует разводка по потребителям: трем подшипникам, шестерням и подшипникам центрального привода, контактным уплотнениям и гидродинамическим демпферам. Слив масла организуется через полое ребро, где размещается рессора центрального привода. Суфлирование может быть организовано также через пустотелое ребро, размещенное выше горизонтали.

Защита передней кромки разделителя потоков от обледенения требуется у ТРДД с $m = 5...12$.

Тепловая защита обычно организуется экраном по задней стенке и двойной стенкой, отгораживающей масляную полость от цилиндрической трактовой стенки с интенсивным тепловым потоком из-за обтекания высокоскоростным потоком.

Расчет тепловых потоков через плоские и цилиндрические стенки рассмотрен выше применительно к опорам турбины.

Передняя опора

Если учесть, что подогрев масла в передней опоре составляет $5...10°C$, то можно заключить, что это самая «холодная» опора в ТРДД, что подтверждается табл. 6.9.

Задачи, связанные с созданием компоновки опоры (§6.2):

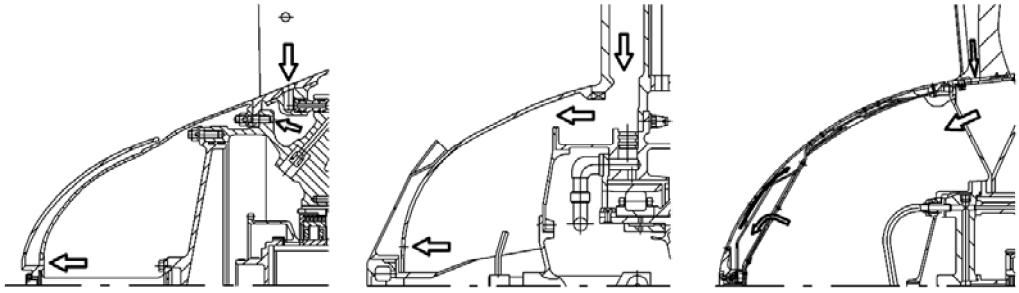
- форма входного кока и защита его от обледенения;
- конструкция и прочность лопаток ВНА – ребер опоры и их обогрев;
- конструкция управляемой хвостовой части лопаток ВНА и система управления ВНА;

– дефицит объема для размещения масляной полости и трубопроводов во внутренней полости лопаток-ребер;
– возможности исключения передней опоры из конструктивной схемы двигателя.

Таблица 6.9. ***Температурные пределы стенок, масла и воздуха***

Режим полета	t, °C воздуха на входе в двига-тель	t масла, °C		t наруж. кольца подшипн., °C	t стенки, °C	t воздуха в масляной полости, °C	t воздуха снаружи опоры, °C
		вход	выход				
ТРДД для дозвукового полета							
$H = 0$ $M_П = 0$	50	100	105	РУП ВД 110 / 105 РУП НД	80	90	50
$H = 11\,км$ $M_П = 0{,}8$	-42	80	75	РУП ВД 80 / 70 РУП НД	50	0	-42
ТРДДФ для сверхзвукового полета							
$H = 0$ $M_П = 0$	50	100	105	РУП ВД 110 / 105 РУП НД	80	90	50
$H = 15\,км$ $M_П = 2{,}2$	168	160	170	РУП ВД 150 / 160 РУП НД	165	170	168

Форма входного кока выбирается из условия обеспечения равномерного поля скоростей с разгоном потока и уменьшения риска его обледенения. На рис. 6.98 показано конструктивное исполнение обогреваемых коков.



а) *б)* *в)*

Рис. 6.98. К выбору формы кока

Конструкция пустотелых лопаток с малой толщиной профиля и поворотной хвостовой частью сопряжена с обогревом ее, а часто и хвостовой части тоже. Для повышения эффекта обогрева внутри лопаток могут размещаться дефлекторы. Трудности есть и при прокладке трубы внутри ребра.

В ТРДДФ больших тяг 200...250 *кН* (НК-25, НК-321), где охлаждение лопаток организовано с помощью тонкостенного дефлектора, закрепленного на передней кромке сплошной лопатки заклепками, остро стоит задача исключения разрушения дефлектора и заклепок от термоусталости.

Конструкция хвостовой части лопатки, закрепление ее осей в подшипниках скольжения, система управления ВНА, выбор закона управления составляют отдельную проектную задачу.

Размещение трубок в ребрах опоры освещено ниже.

В масляной полости НК-144, являющейся концевой, всего одно уплотнение. Воздух через него просасывается откачивающим насосом, имеющим десятикратный запас по производительности по сравнению с количеством подаваемого в опору масла (соответственно производительность насоса – 60 *л/мин*, а подача масла – 6 *л/мин*). Поэтому в опоре не потребовалось предусматривать специальную трубу суфлирования масляной полости. Здесь функцию суфлирования осуществляет откачивающий насос, отводящий вместе с маслом и весь воздух из масляной полости передней опоры. Он обеспечивает перепад давления на ТКУ 0,03 – 0,06 *МПа*. Откачивающий насос размещен внутри масляной полости.

Дефицит объема для масляной полости компенсируют рациональной организацией подвода масла через масляную ванну.

При проектировании современных ТРДДФ с трехступенчатым вентилятором стремятся или исключить переднюю опору из конструктивной схемы двигателя (EJ200) или, оставив опору, уменьшить потери полного давления в ней (РД-33, четыре ребра в передней опоре).

К переднему фланцу опоры крепится входной диффузор – элемент мотогондолы – и это необходимо учитывать при оценке прочности опоры.

§6.6 Конструкционная прочность опор ротора

Конструкционная прочность опор, размещенных в разных температурных зонах двигателя, определяется условиями нагружения, температурным режимом, технологией изготовления и выбором материалов.

Однако разница в рабочих температурах опор такова, что по этому признаку их можно разделить условно на компрессорные опоры (холодная зона) и турбинные с высоким уровнем температур в зоне размещения. К первым отнесем переднюю и среднюю опоры, ко вторым – опоры перед и за турбиной ВД и заднюю опору.

6.6.1 Выбор материалов

Главный акцент в выборе материалов элементов опор будет сделан на выборе материалов силовой системы: наружного и внутреннего кольца, стоек, диафрагмы и корпуса подшипников. Отдельно рассмотрим выбор материалов основных деталей опор ГТД, в частности контактных уплотнений и ГДД.

Оговорка о разделении опор на компрессорные и турбинные освобождает от анализа требований к материалам, т.к. эти требования аналогичны ранее выдвинутым в разделах, посвященных конструкционной прочности компрессора и турбины [29].

В табл. 6.10 приведены физико-механические характеристики рекомендуемых материалов силовой системы опор.

Таблица 6.10. ***Физико-механические характеристики материалов***

Материалы (хим. состав в %)	Плотность $\rho \cdot 10^3$ *кг/м³*	Отн. удл. δ, %	σ_{-1}, *МПа*	E, 10^5 *МПа*	$\sigma^t_{b\tau}$			
					20°C	200°C	400°C	600°C
Передняя и средняя опоры								
Мл-9 (Mg– осн.; Nd – 2,6;Zr – 1,0; In – 0,8;Cu – 0,3)	1,76	6	60	0,43	250			
Ал-4 (Al – осн.; Si – 8-10,5; Mg – 0,3; Mn – 0,5; Cu – 0,3; Zn ≤ 0,3)	2,65	3	-	0,7	240	160	110	
ОТ-4 (Ti – осн.; Al – 5,0; Mn – 2,0; Fe ≤ 0,3; Zr ≤ 0,3)	4,55	28	-	1,11	800	(350°C) 510	500	-
ВТ-5Л (Ti – осн.; Al – 6,2; W, Si, C – 0,2; Zr – 0,8; Fe – 0,35)	4,41	10	-	1,18	780	(300°C) 400	350	(500°C) 300
ВТ-20 (Ti – осн.; Al – 7,5; Zr – 2,5; Mo – 2,0; Y – 1,8; Fe ≤ 0,3)	4,45	10	420	1,25	950	(350°C) 700	(500°C) 650	(550°C) 600
Опоры турбины								
1Х12Н2ВМФ (ЭИ-961) (Fe – осн.; Cr – 12; Ni – 1,8; V – 0,3; W – 2,0; Mo – 0,5)	7,8	16	520	2,0	1280	950	850	-
Х460В (ВЖ-98) (Ni – осн.; Cr – 29,5; W – 16; Fe ≤4,0; Ti – 0,5; Mo ≤ 0,5)	8,88	45	(800°C) 165	2,0	750	(500°C) 650	600	190
ВЖЛ-14 (Ni – осн.; Cr – 20; Mo – 5,5; Al – 1,5; Ti – 2,9; Fe – 10; C – 0,08)	8,17	14	(800°C) 200	-	900		(700°C) 700	690
ХН68ВМТЮК (ЭП-693) (Ni – осн.; Cr – 20; W – 7; Mo – 5; Al – 2,3; Ti – 1,6; Fe – 5)	8,54	40	-	2,25	1190	(700°C) 600	(800°C) 280	(900°C) 110

Окончание табл. 6.10

Гидродинамические демпферы, контактные уплотнения								
13Х3НВМ2Ф (ВКС-4) (Fe – осн.; Cr – 3,2; Ni – 1,2; W – 0,9; V – 0,3; Mo – 2,1; Mn – 0,6; Si – 0,8)	7,07	14	940	2,0	1450	-	-	-
38Х2МЮА (Fe – осн.; Cr – 1,65; Mo – 0,25; Mn – 0,6; Al – 1,1; C – 0,42)	7,65	19	520	2,0		-	-	-
15Х16Н2АМ (ЭП-479) (Fe – осн.; Cr – 1,65; Mo – 1,5; Mn – 0,6; Ni – 2,5)	7,74	12	520	1,94	1100	-	-	-
95Х18 (Fe – осн.; Cr – 19; Mn – 0,7; Si – 0,8; C – 1,0)	7,75	2	600	1,94	2000	-		-

Среднюю опору ТРДД малой двухконтурности и малых тяг обычно получают литьем, используя алюминиевые и магниевые сплавы. Литье этих сплавов используется и при формировании деталей передней опоры.

Алюминиевый сплав Ал-4 обладает хорошими литейными свойствами. Температура при литье в землю и кокиль 680...750°С, линейная усадка 1%, сплав сваривается газовой и аргонно-дуговой сваркой.

Магниевый сплав Мл-9 тоже хорошо льется и обрабатывается резанием, удовлетворительно сваривается аргонно-дуговой сваркой.

Титановый литейный сплав ВТ-5Л используется для изготовления силовых корпусов современных ТРДД с большой степенью двухконтурности, работающих при температуре до 400°С. Температура его плавления 1640°С, а заливки – 1850...2000°С. Линейная усадка 1,0…1,2%.

Титановый сплав ВТ20 поставляется в виде прутков, хорошо сваривается и может быть использован для изготовления деталей передней и средней опоры, работающих до 500°С . Также существует литейный вариант этого сплава **ВТ-20Л**.

Титановый сплав ОТ-4 – листовой материал, хорошо штампуется и сваривается, может использоваться при изготовлении ребер, кожухов, колец. Сохраняет прочность до 350°С.

В турбинных опорах, где температуры силовых колец и ребер опоры достигают 600-700 °С , а диафрагмы и системы защит – до 400-450 °С, используются жаропрочные сплавы и стали.

Сталь ЭИ-961 поставляется в прутках, хорошо деформируется в горячем состоянии, удовлетворительно сваривается, используется для изготовления деталей, работающих при температурах до 600°С.

Сталь ВЖ-98 деформируется в горячем и холодном состоянии, хорошо сваривается всеми видами сварки. Рабочие температуры до 950...1000°С.

Литейный сплав ВЖЛ-14 выплавляется в вакуумных печах, температура при литье 1520...1560°С, линейная усадка 0,7%. Применяется для отливки корпуса подшипников опоры и других сложных деталей. Длительно работает при температурах до 600°С.

Сплав ЭП-693 хорошо деформируется и удовлетворительно сваривается, применяется для сварных конструкций опор и камер сгорания.

Далее отдельно даны материалы для деталей, входящих в состав ГДД и контактных уплотнений.

Цементируемая сталь *ВКС-4*, азотируемая *38Х2МЮА* и жаропрочная *ЭП-479* используются для изготовления втулки вибратора, нагрузки на которую достигают нескольких тонн, воздействие возрастает из-за агрессивности рабочей среды и ее температуры.

Стали *95Х18* и ***30Х13*** выбраны для изготовления втулки «беличье колесо».

Отдельной табл. 6.11 даны материалы для ТКУ и ТБКУ [8].

Таблица 6.11. ***Физико-механические характеристики материалов ТКУ и ТБКУ***

Материал	ρ, $г/см^3$	$\sigma_{сж}$, МПа	$\sigma_{растяж}$, МПа	$E \cdot 10^4$, МПа	Твер-дость	λ, $Вт/м \cdot К$	$\alpha_t \cdot 10^{-6}$, $1/К$	$\lambda E/\alpha_t$
Силицирован-ные графиты								
СГ-Т	2,8	320	-	9,5	HRc 78	85	4,6	17,55
СГ-П	2,6	450	-	12,7	HRc 80	130	4,7	39,31
С	2,8	800	60	14,0	-	120	4,0	42
Карбид вольфрама ВК8	14,6	5000	>600	62	HV 1600	95	5,8	101,5
Карбид кремния	3,1	2950	215	40	HV 3500	140	4,3	130,2
Мотинар МоТiС	8	-	-	30	-	120	4,5	80
Хромо-никелево-молибденовая сталь	8,2	1950	800	21,4	HRc 38	14,8	14	2,26

При работе торцевых контактных уплотнений важно, чтобы пары трения – вращающееся металлическое кольцо (контртело) и уплотнительное графитовое кольцо – устойчиво сохраняли форму поверхности контакта – параллельность этих поверхностей,

а следовательно постоянство зазора в ТБКУ. От этого зависит постоянство утечек через уплотнение в единицу времени за ресурс.

Выбор материала колец здесь играет важную роль. При силовом нагружении уплотнительного кольца важно иметь высокие значения модуля упругости E материала кольца, при тепловом – высокие значения коэффициента теплопроводности λ и, наоборот, малый уровень коэффициента линейного расширения α_t. Благоприятное сочетание этих величин гарантирует минимальные деформации кольца в рабочих условиях.

Поэтому материал колец можно выбирать по значению комплекса $\lambda E / \alpha_t$ – чем выше его значение, тем лучше характеристики графитового кольца [8].

6.6.2. Анализ нагружения опор

Главное, из чего приходится исходить при формировании расчетной схемы опоры, это то, что опора является составной частью силовой системы двигателя и потому на нее воздействуют не только газовые силы, крутящие моменты от этих сил, инерционные силы и силы от температурных деформаций, возникшие в самой опоре, но и газовые силы, крутящие и изгибающие моменты и инерционные силы от смежных узлов, с корпусами которых жестко соединена опора.

Две опоры в силовой системе двигателя передают суммарную газовую силу (тягу), крутящий момент от газовых сил, инерционные (массовые) силы на самолет и, следовательно испытывают дополнительное нагружение от этих сил. Обычно это средняя и задняя опоры. При таком закреплении корпус двигателя испытывает изгиб от инерционных (массовых) сил, а при несимметричной передаче осевой силы тяги – изгиб от силы тяги.

Следовательно, при формировании расчетной схемы опоры кроме газовых и инерционных сил, действующих на саму опору, необходимо учитывать силовые воздействия со стороны смежных узлов, а в средней и задней опоре – и со стороны подвески [40].

Схема нагружения силовых поясов для расчета их прочности и жесткости в каждом отдельном случае выбирается, исходя из физических условий их работы в общей системе корпуса двигателя.

С точки зрения нагружения опора представляет собой сложную пространственную конструкцию, состоящую из отдельных жестко связанных оболочек и стержней. Действительно, наружное, внутреннее кольца наружного контура, пустотелые ребра и корпус подшипников – это цилиндрические оболочки, а диафрагмы и наклонные стенки внутреннего контура – конические. Вертикальные стенки обычно рассматриваются как частный случай конической оболочки при угле конуса $\alpha_K = \frac{\pi}{2}$.

Каждая из опор находится в неодинаковых условиях по составу действующих нагрузок и по температурному режиму.

Для анализа нагружения опор принимается условие, что будет рассматриваться наиболее распространенный случай, когда передний пояс подвески находится в плоскости средней опоры, а задний – в плоскости задней опоры. Радиально-упорные подшипники (РУП) роторов ТРДД размещаются в средней опоре.

Анализ следует начать с простой схемы опоры, нагруженной осевой и радиальной силой со стороны ротора (рис. 6.99). В обозначении параметров, нагрузок и деформаций будем придерживаться [37], откуда заимствована информация.

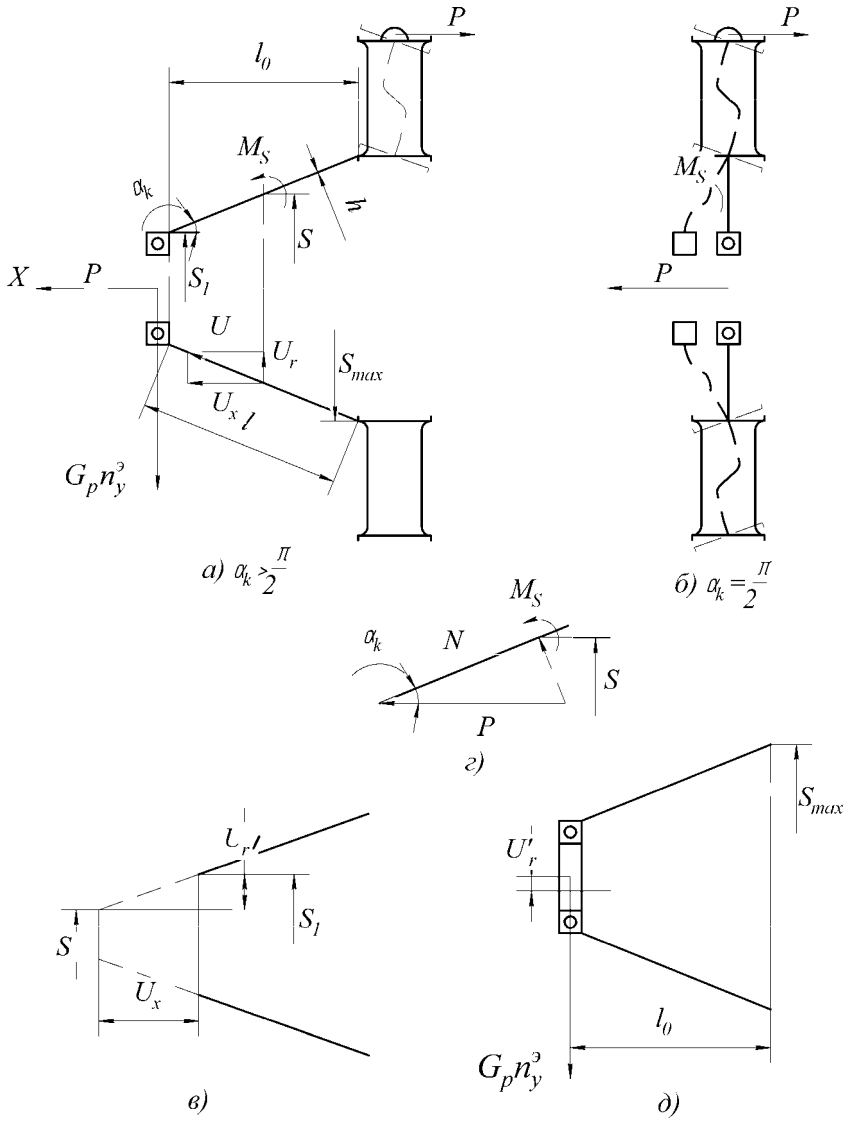


Рис. 6.99. Схема нагружения опоры с РУП осевой и радиальной силой ротора

Если рассматривать вместо конической диафрагмы плоскую круглую стенку, то она получается из конической оболочки при угле конуса $\alpha_K = \frac{\pi}{2}$ и при действии осевой силы P испытывает осесимметричный изгиб – изгибаются наружное, внутреннее кольца и ребра.

То же самое происходит и с конической оболочкой, но здесь добавляются деформации чистого растяжения a_X.

Если деформацию вдоль образующей обозначить U, то радиальной деформацией будет U_r, а осевой U_x.

Следует рассмотреть отдельно два случая нагружения конической диафрагмы опоры: осевой силой P и радиальной силой от масс ротора $G_p n_y^2$.

Осевая сила P

Осевая деформация (рис. 6.99, *в*):

$$U_x = a_x + \frac{P}{2\pi E \sin\alpha_K \cdot \cos 2\alpha_K} \ln\frac{S}{S_1}, \qquad (6.13)$$

где $a_x = \dfrac{Pl_0}{\pi S_{cp} hE}$ – в соответствии с законом Гука;

S, S_1 – соответственно минимальный и текущий диаметры;

h – толщина стенки диафрагмы;

E, ν – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала опоры.

Радиальная осесимметричная деформация конической оболочки (рис. 6.99, *а*):

$$U_r = \frac{\nu P}{2\pi E h \cos\alpha_K}. \qquad (6.14)$$

Силу P, действующую на оболочку, можно разложить на диаметре S_1 на силы Q_s и N_s (рис. 6.99, *г*):

$Q_s = P \cdot \sin a_K$ – сила, изгибающая оболочку моментом M_s;

$N_s = P \cdot \cos\alpha_K$ – сила, растягивающая оболочку вдоль образующей.

Далее исследуем уравнения (6.13) и (6.14). Введем понятие *осевой жесткости диафрагмы* C_x:

$$C_x = \frac{P}{U_x}.$$

При действии силы P осевая жесткость C_x в соответствии с выражениями (6.13) и (6.14) будет зависеть в значительной мере от угла конуса α_K.

При $\alpha_K \to \dfrac{\pi}{2}$, когда конус диафрагмы приближается к пластине $Q_s \uparrow$, $M_s \uparrow$, $U_x \uparrow$ и, следовательно, осевая жесткость $C_x \downarrow$.

При $\alpha_K \to 0$, $Q_s \to 0$, $N_s = P$, $U_{x\max} = a_x$, C_x резко возрастает. Следует отметить, что уже при $\alpha_K = 80...84°$ C_x увеличивается весьма значительно.

Радиальная сила $G_p n_y^э$ и соответствующая ей *радиальная жесткость* (рис.6.99, *д*):

$$C_r = \frac{G_p n_y^э}{U'_r}.$$

Оболочка в данном случае рассматривается как консольная балка с заделкой по наружному кольцу, а радиальная деформация U'_r – перемещение краевой точки консольной балки длиной l_o.

$$M_{изг} = G_p n_y^э \cdot l_0, \quad l_0 = \frac{S_{\max}}{2}\operatorname{ctg}\alpha_K, \quad M_{изг} = G_p n_y^э \frac{S_{\max}}{2}\operatorname{ctg}\alpha_K.$$

При $\alpha_K \to \dfrac{\pi}{2}$, l_0, $\operatorname{ctg}\alpha_K$, $M_{изг} \to 0$, $C_r - \max$.

При $\alpha_K \to 0$ оболочка становится цилиндрической, ее жесткость C_r при прочих равных условиях будет меньше плоской стенки.

Нагружение газовыми силами

Все элементы опоры, включая ребра, находятся под действием перепада давлений воздуха, подаваемого в полости опор из разных ступеней компрессора, о чем говорилось

выше. Следовательно, в числе нагрузок, действующих на опору, необходимо учитывать и газовые силы. Кроме того, газовые нагрузки могут определять устойчивость оболочек и потому обязательным является выполнение условия:

$$q < q_{кр},$$

где q – распределенная нагрузка, приложенная к срединной поверхности оболочки, $кг/см^2$;

$q_{кр}$ – критическое внешнее давление шарнирно опертой по краям оболочки (оболочки опоры удовлетворяют такому условию закрепления).

При проектировании опор с коническими диафрагмами (рис. 6.100) оценивается действие газовых критических давлений.

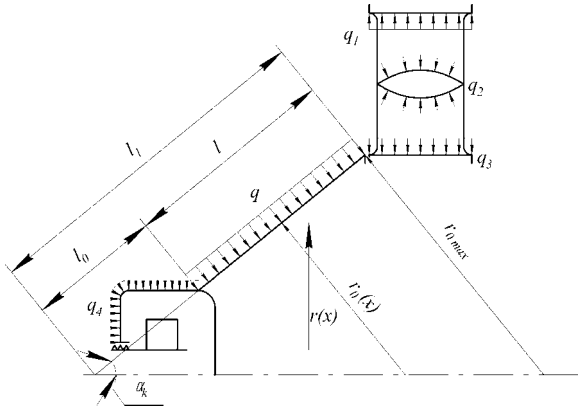


Рис. 6.100 К оценке газовых сил, действующих на опору

Для оболочек, близких к цилиндрическим $(\alpha_K = 0...10°)$:

$$q_{кр} = 0,92\frac{Eh^2}{lr_0},$$

где l – длина оболочки, нагружаемая перепадом давлений;

r_0 – наибольший радиус кривизны конической оболочки.

Для конической оболочки $(\alpha_K = 10...70°)$:

$$q_{кр} = k\frac{Eh^2}{lr_0}\sqrt{\frac{h}{r_0}},$$

где k – коэффициент, значения которого приведены в табл. 6.12.

Таблица 6.12. ***Значения коэффициента*** *k*

l_0/l_1	0	0,2	0,4	0,6	0,8
k	3,0	2,62	2,12	1,63	1,32

Следует отметить еще один часто встречающийся случай обеспечения устойчивости оболочек от внешнего давления – введение в конструкцию оболочки кольцевых ребер жесткости.

$$q_{кр} = 0,92\frac{Eh^2}{lr}\sqrt{\frac{h}{r}}\left[1+\frac{I_p}{I_{об}}\left(N_p+1\right)\right]^{3/4},$$

где I_p – момент инерции сечения ребра;

$I_{об} = \dfrac{lh^3}{12\left(1-\nu^2\right)}$ – момент инерции продольного сечения оболочки $\left(\nu = 0,3\right)$;

N_p – число ребер;

ν – коэффициент Пуассона.

Нагружение от тепловых деформаций опор

Тепловые деформации элементов опор и причины их появления были показаны ранее. Нагружение от тепловых деформаций, так же, как и нагружение от газовых сил, используется при расчете опор на прочность и оценке их устойчивости (рис. 6.101).

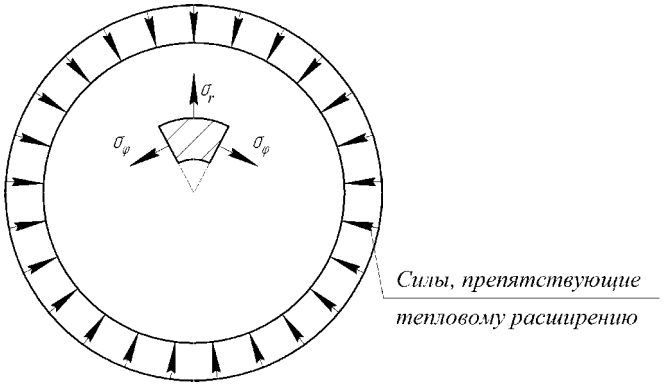


Рис. 6.101. Возникновение напряжений от стесненных тепловых деформаций в круглой пластине

Решение задачи термической напряженности корпусов опор может быть получено инженерными методами в упрощенной постановке решения системы уравнений совместности деформаций и равновесия конструкции из колец, стержней и оболочек. Для реальной конструкции используется МКЭ. Ниже на простейших примерах показана физика возникновения термических напряжений и расчетные формулы для получения уровня напряжений и критической нагрузки потери устойчивости.

При нагреве круглой пластины (диафрагмы) для постоянной по радиусу разности температур $\Delta T = \text{const}$ со стесненной деформацией по наружному радиусу (заделкой по наружному радиусу) возникают температурные сжимающие напряжения [39]:

$$\sigma_p = \sigma_\theta = -\frac{E\alpha T}{1-\nu}.$$

Потеря устойчивости произойдет при условии:

$$\frac{E\left(\alpha T\right)_{кр}}{1-\nu} = 4,2\frac{D}{b^2 h},$$

где $D = \dfrac{Eh^3}{12\left(1-\nu^2\right)}$ – цилиндрическая жесткость.

При нагреве цилиндрической оболочки (наружное и внутреннее кольца и ребра опоры) возникают температурные напряжения:

– при стесненном нагреве в осевом направлении

$$\sigma_x = -E\alpha T;$$

– при стесненном нагреве по радиусу

$$\sigma_\theta = -E\alpha T.$$

Следовательно, при проектировании проточной части опор, и в первую очередь турбинных опор, необходимо выравнивать температуры наружного, внутреннего кольца и ребер.

Анализ нагружения опор усилиями подвешивания

В анализе будем исходить из принятого условия, что передний пояс подвески находится в плоскости средней опоры, а задний – в плоскости задней опоры или опоры турбины.

Средняя опора по условию нагружается усилиями подвешивания, воспринимающими тягу, боковую силу и радиальную силу от масс ротора (см. рис. 6.103).

Подвеску двигателя на объекте эксплуатации за исключением достаточно редких специальных случаев стремятся выполнить статически определимой, что по большому счету предполагает наличие минимального числа связей двигателя и объекта, обеспечивающего их «жесткое» соединение.

Усилия в узлах крепления при этом получаются из анализа условия равновесия, закрепленного по направлениям связей «жесткого» силового корпуса, нагруженного всем комплексом эксплуатационных нагрузок.

При подвеске ТРДД на пилоне под крылом могут быть два варианта восприятия тяги (осевой силы):

1. У ТРДД с малой степенью двухконтурности точки восприятия тяги размещаются на наружном кольце II контура и тогда опора испытывает изгиб в вертикальной плоскости $M_z = P_x \cdot h;$
2. У ТРДД с большой степенью двухконтурности и больших тяг плечо h достигает 1,0…1,5 *м*. Чтобы уменьшить его, точку восприятия тяги переносят на заднюю стенку корпуса разделителя потоков (плечо h_1).

Боковая сила P_z возникает при эволюциях самолета и действует из центра масс двигателя по оси OZ, что определяет нагружение опоры моментом $M_x = P_z \cdot h$ и возможности его уменьшения (плечо h_1).

Вертикальная сила

$$G_\Sigma \cdot n_y^э = \left(G_p^{'} + G_{опоры} + G_{ВУ} + G_{РУ} + G_{мотогондолы}\right) n_y^э,$$

где $G_p^{'}$ – доля вертикальной силы от масс роторов ВД и НД;

$G_{опоры}$, $G_{ВУ}$, $G_{РУ}$, $G_{мотогондолы}$ – вес опоры, входного устройства, реверсивного устройства и мотогондолы.

$G_\Sigma \cdot n_y^э$ воспринимается в одной или двух точках на наружном кольце II контура или на корпусе разделителя потоков.

Задняя опора. Система стержней связывает наружное кольцо опоры с платформой, которая стыкуется с пилоном крыла. Воспринимаются крутящий момент корпуса двигателя, вертикальная сила от масс роторов ВД и НД и боковая сила (рис. 6.102) [30].

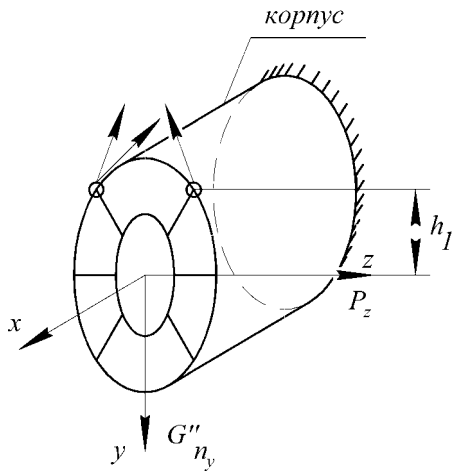


Рис. 6.102. Нагружение задней опоры усилиями подвешивания

В итоге для расчета на прочность опор, связанных с подвеской двигателя на самолете, кроме газовых сил, сил от температурных деформаций и инерционных сил необходимо приложить усилие подвешивания.

6.6.3 Примеры формирования расчетной модели опоры и расчет на прочность

Расчет на прочность такой сложной пространственной рамы, состоящей из оболочечных элементов – сложная инженерная задача. Поэтому при формировании расчетной схемы, условий нагружения приходится делать упрощения. Применение МКЭ делает расчет на прочность силовой системы опоры доступным в учебном процессе.

Как уже отмечалось, опоры входят в состав силового корпуса двигателя и в систему подвески двигателя на самолете. Это учитывается при составлении конечно-элементной модели опоры: каждая опора соединяется со смежным элементом корпуса длиной $\sim 300\,мм$ с жесткой заделкой кромки корпуса, а средняя опора – основной узел подвески – моделируется вместе с корпусом каскада ВД и жесткой задней опорой.

Расчетные режимы определяются, исходя из заданных самолетным ОКБ режимов полета с наибольшими нагружениями опоры. У двигателей для пассажирских самолетов этими режимами могут быть разбег – взлет (максимальная сила тяги), полет в неспокойном воздухе (максимальные боковые перегрузки), аварийная посадка (максимальные вертикальные перегрузки) [40].

6.6.3.1 Средняя опора

Расчет средней опоры будем производить на взлетном режиме вместе с подвеской двигателя и корпусом двигателя с закреплением в задней опоре двигателя (рис.6.103). Основой силовой схемы опоры является корпус внутреннего канала с корпусом разделителя потоков, отлитые за одно целое. К этому корпусу крепятся все остальные элементы силовой системы опоры: лопатки НА вентиляторного контура и через них наружное кольцо опоры, корпус компрессора НД (подпорных ступеней) с разделителем потоков, три силовые диафрагмы с корпусами для установки подшипников, а также корпус центрального привода, система перепуска воздуха и сепарации твердых частиц.

На задней стенке корпуса разделителя потоков устанавливаются коробки приводов и элементы подвески, воспринимающие тягу двигателя. Другие детали подвески переднего пояса, воспринимающие вес двигателя, крутящий момент и боковую силу размещаются в верхнем секторе наружного кольца. Опора ротора ВД включает два подшипника: радиально-упорный с нелинейным элементом в виде упругой втулки и роликовый подшипник с гидродинамическим демпфером на упругой втулке «беличье колесо». На опору действуют температурные нагрузки и перепад давлений.

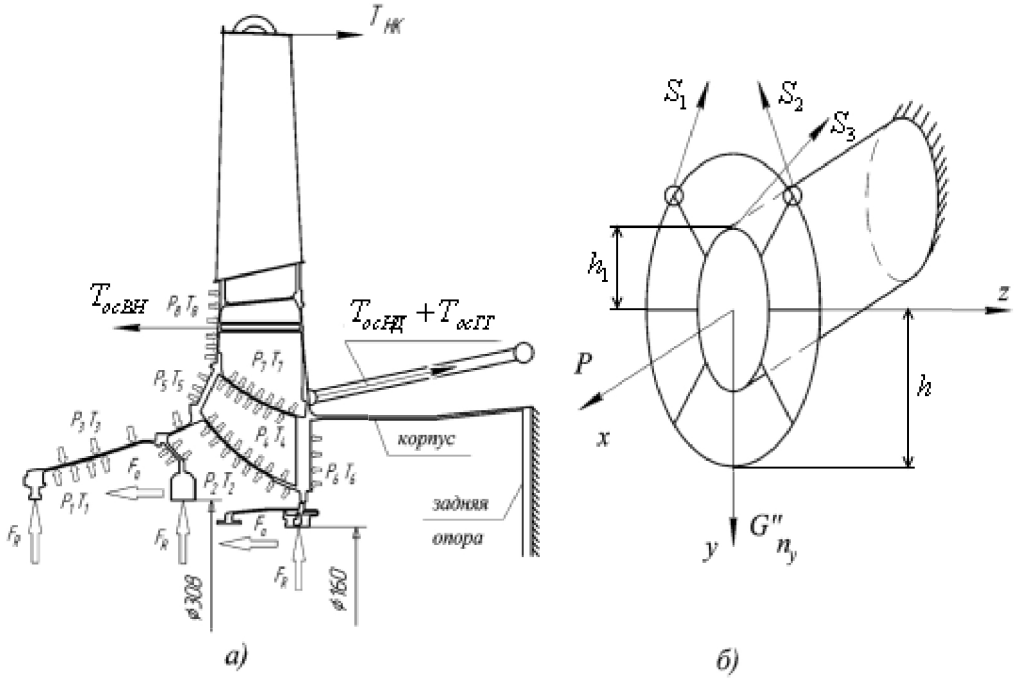


Рис. 6.103 Схема нагружения опоры усилиями подвешивания

Давления и температуры на схеме:

$P_1 = 0,29МПа;\quad T_1 = 345К\quad P_5 = 0,68МПа;\quad T_5 = 325К$

$P_2 = 0,25МПа;\quad T_2 = 350К\quad P_6 = 0,72МПа;\quad T_6 = 325К$

$P_3 = 0,32МПа;\quad T_3 = 300К\quad P_7 = 0,28МПа;\quad T_7 = 290К$

$P_4 = 0,65МПа;\quad T_4 = 325К$

Опора изготовлена из титанового сплава.

Определение нагрузок, действующих на опору

1. Силы от температурных деформаций элементов опоры.

Значения температур воздуха и газа определяются газодинамическим расчетом двигателя КНД и КВД.

Температуры стенок $t_{ст}$, омываемых воздухом с температурой $t_{воз}$, оцениваются по выражениям в §6.3.

Так как деталь представляет собой оболочку, температурные напряжения при стесненной деформации в элементах опоры определяются полем температур стенки Т,

модулем упругости E, коэффициентом линейного расширения α и коэффициентом Пуассона μ. Они будут постоянны по длине участка.

2. Нагружение опоры внутренним давлением.

Силы давления, действующие на элементы опоры, определяются термогазодинамическим расчетом двигателя и площадями элементов опоры, а также с учетом схемы распределения вторичного воздуха в двигателе. Обозначения давлений показаны на рис. 6.103.

3. Нагружение опоры радиальной силой от роликового подшипника.

На всю опору действует радиальная сила от роликового подшипника, радиальная и осевая от двух радиально-упорных. Расчетная схема представлена на рис. 6.104 и 6.105.

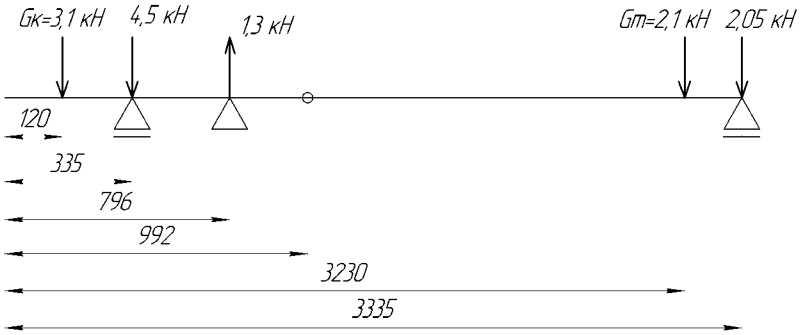


Рис. 6.104 Реакции в опорах ротора НД

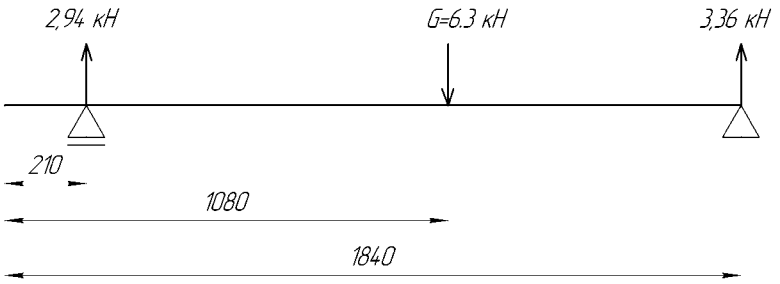


Рис. 6.105 Реакции в опорах ротора ВД

4. Нагружение опоры тягой

$$P = F_{ос.но} + F_{ос.гг} + F(p) + F_{ос.вн} - F_{нк},$$

где P – тяга двигателя;

$F(p)$ – нагружение от давлений;

$F_{ос.\,гг}$ – осевая нагрузка от газогенератора;

$F_{ос.\,вн}$ – осевая нагрузка от внешнего контура;

$F_{нк}$ – аэродинамическая нагрузка на наружном контуре (внешнем обводе мотогондолы), направленная в противоположную сторону.

5. Нагружение опоры реакциями от узлов подвески.

Оценивается после расчета подвески.

6. Построение конечно-элементной модели опоры и расчет на прочность.

Построение объемной модели средней опоры произведем в Design Modeler. Сетку накладываем в Mechanical. Конечно-элементная модель опоры представлена на рис. 6.106.

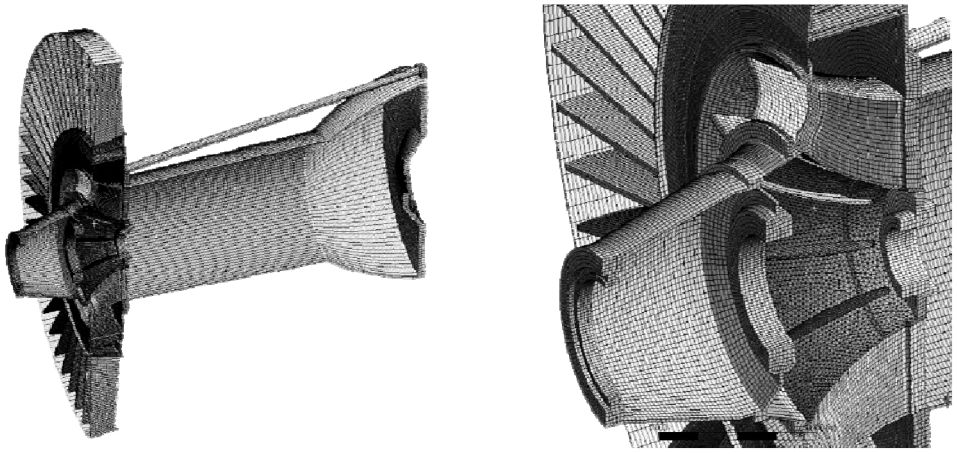


Рис. 6.106 Конечно-элементная модель средней опоры

Рассмотрим основные шаги расчета опоры в среде Work Bench 12.1.

Решаем тепловую задачу:

1) создаем тепловой расчет;

2) задаем тип элемента SOLID187;

3) задаем материал (E, μ, коэффициент теплового расширения α , удельную теплоемкость и теплопроводность);

4) импортируем модель;

5) накладываем неупорядоченную сетку;

6) прикладываем к поверхностям температуру;

7) проводим тепловой расчет и, таким образом, определяем градиент температуры по всей опоре;

8) создаем прочностной расчет, объединяя его с тепловым;

9) прикладываем давления, реакции в опоре и в проушинах (от стержней подвески).

Реакцию от роликового подшипника прикладываем с помощью оператора Bearing Load из меню нагрузок (Loads). Далее создаем две локальные системы координат с центром в отверстиях проушин, находящихся на равном расстоянии между каждой проушиной в паре. Поворачиваем их на угол наклона стержней. Прикладываем Remote Force из того же меню нагрузок к отверстиям в проушинах, используя каждую из локальных систем координат таким образом, чтобы вектор силы был направлен вдоль нужной нам оси. Таким образом мы моделируем реакции стержней.

Аналогичным способом прикладываем реакцию от боковой силы на стержень S_1 и S_2 (см. рис. 6.103,б), отличием является угол поворота локальной системы координат;

10) закрепляем модель и проводим прочностной расчет, который будет включать в себя импортированное поле температур из теплового расчета, сделанного ранее.

7. Определение эквивалентных напряжений в МПа (рис. 6.107).

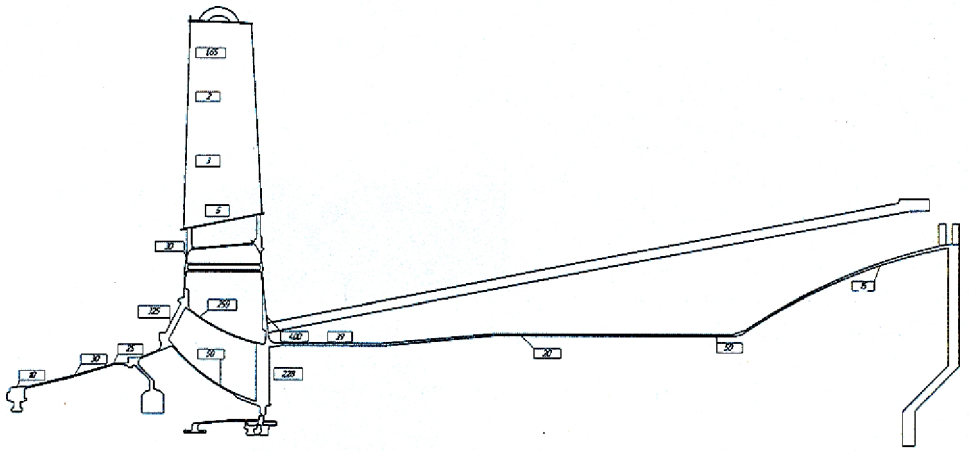


Рис. 6.107 Эквивалентные напряжения, МПа

8. Определение перемещений (рис. 6.108).

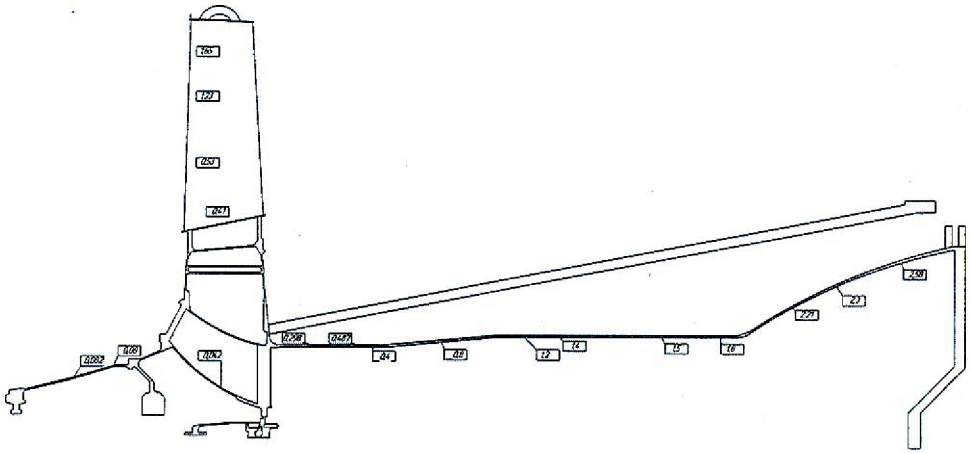


Рис. 6.108 Перемещения, мм

6.6.3.2 Опора турбины, размещенная перед турбиной

Главной особенностью опоры в данном примере является то, что она совмещена с корпусом КС.

Наружный корпус КС ТРДД PW6000 входит в силовую схему двигателя и воспринимает нагружения от перепада давлений в I и II контурах, осевую силу, крутящий и изгибающий моменты. К этому необходимо добавить температурные нагрузки.

Внутренний корпус при двойной разомкнутой схеме, принятой в анализируемом ТРДД, испытывает нагружение от перепада давлений (наибольшее из всех нагружений) и изгиба от действия вертикальной силы.

Диафрагма соединяет корпус подшипника с внутренним корпусом КС. При равенстве давлений до и за диафрагмой нагружается радиальной силой от ротора и нагрузкой, возникающей от неравномерного нагрева.

Расчетная схема опоры представлена на рис. 6.109.

В качестве материала выбран жаропрочный сплав на никелевой основе ЭИ929 (ХН55ВМТФКЮР).

Определение нагрузок, действующих на опору

1. Осевая сила в наружном корпусе КС.

В соответствии с первым уравнением Эйлера

$$P_{oc} = G_в \left(c_г - c_к\right) + p_г F_г - p_к F_к \ .$$

2. Крутящий момент в наружном корпусе КС.

Он возникает от взаимодействия статора турбины (СТ) двигателя со статором компрессора (СК), крутящие моменты которых скручивают корпус КС.

$$M_{CK} = -M_{CT};$$

$$-M_{CT} = \sum M_{PT}$$

$$\sum M_{PT} = \sum_{i=1}^{n} G_в \left(r_{2CPi} C_{2Ui} - r_{1CPi} C_{1Ui}\right),$$

где $G_в$ – расход воздуха;

r_{2CPi}, r_{1Ci} – средний радиус проточной части перед и за РК;

C_{1Ui}, C_{2Ui} – окружная составляющая скорости воздуха на среднем радиусе.

Эта нагрузка прикладывается к корпусу КС через оболочку корпуса турбины.

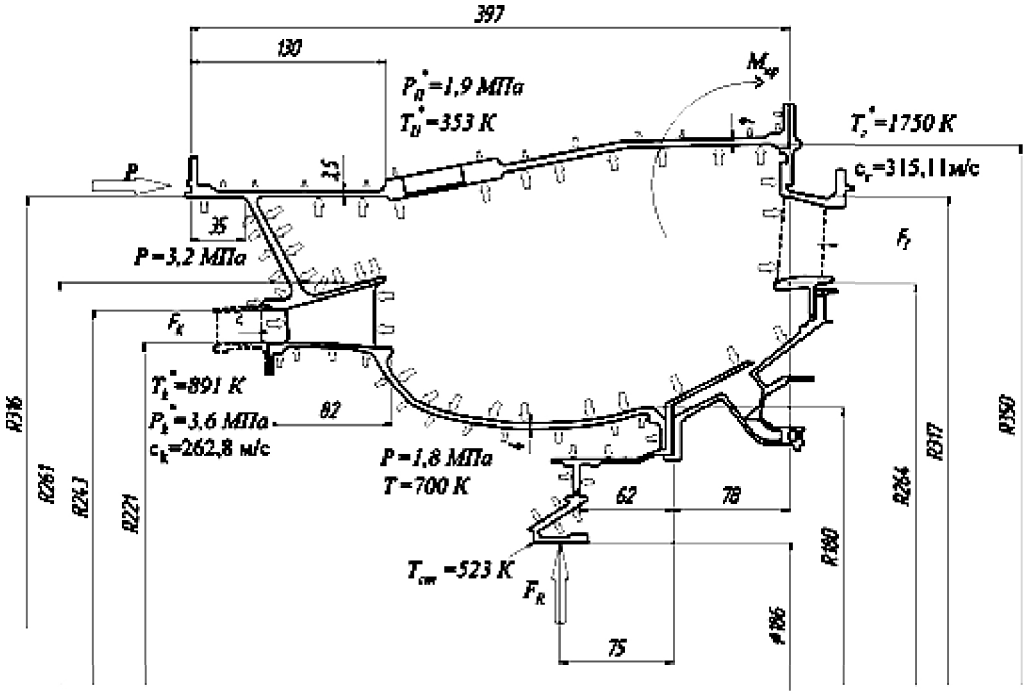


Рис. 6.109 Расчетная схема опоры

3. Изгибающий момент в наружном корпусе КС.

Изгибающий момент в наружном корпусе КС возникает как результат влияния равнодействующей массовых сил $G_{дв} \cdot n_y^э$ всего двигателя, закрепленного в узлах подвески (где $n_y^э$ – коэффициент перегрузки). По статистическим исследованиям для ТРДД со степенью двухконтурности m = 5 – 10 центр масс двигателя находится на расстоянии $(0,2 - 0,25) \cdot l_n$ (рис. 6.110).

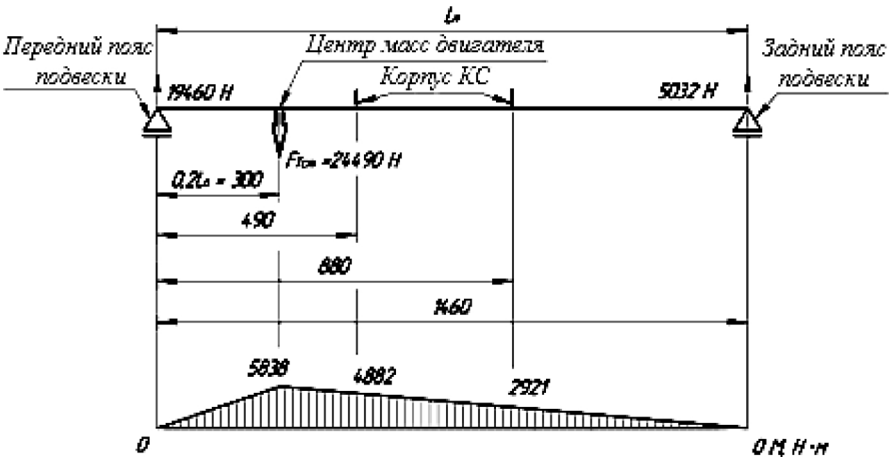


Рис. 6.110 Эпюра моментов, возникающих от веса двигателя при взлете $(n_y^э = 1,7)$

4. Нагружение наружного корпуса внутренним давлением.

Значения давлений получаются из газодинамического расчета двигателя, а площади – из чертежа опоры.

5. Нагружение диафрагмы, внутреннего корпуса, ребер и наружного корпуса КС радиальной силой от ротора ВД (рис. 6.111).

На корпус двигателя действует реакция роликовой опоры перед турбиной.

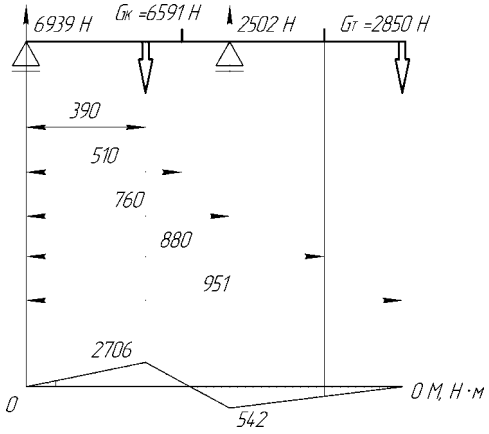


Рис. 6.111 – Эпюра моментов, возникающих от массы ротора

6. Температурные нагрузки.

Значения температур воздуха и газа получаем из газодинамического расчета двигателя и камеры сгорания. Температуры стенок $t_{ст}$, омываемых воздухом с температурой $t_{воз}$, оцениваются по формулам §6.3.

7. Построение конечно-элементной модели опоры. Нагружение опоры.

Опора представляет собой единое объемное тело, которое состоит из двух тел вращения разных диаметров, соединенных полыми ребрами.

Предварительные исследования показали, что наибольшие напряжения в детали возникают от перепада давлений, поэтому нагружать модель будем только давлением. Кроме того, модель является осесимметричной, что позволяет, принимая количество ребер равным 12, построить сектор в 30°.

Особенностью построения объемной модели является то, что помимо самой детали добавляются также часть корпуса КВД и ТВД (100 мм с каждой стороны) (рис. 6.112).

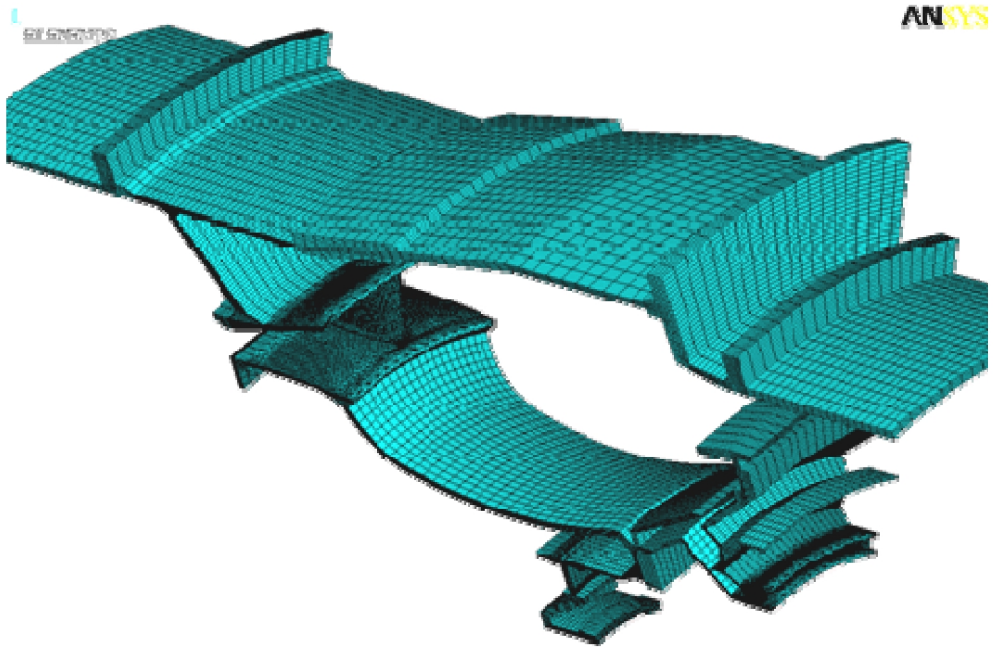


Рис. 6.112 – КЭ-модель

Расчет опоры на прочность в программе ANSYS 12.1.

1) Задается тип элемента SHELL63 и SOLID185.

2) Задаются характеристики материала.

3) Импортируется модель в формате *.x_t (Parasolid).

4) Накладывается упорядоченная сетка на сечение детали, выдавливается сетка вдоль всего объема опцией Volume Sweep. Накладывается нерегулярная сетка на стойки.

5) Накладываются граничные условия циклической симметрии на модель.

6) Прикладываются давления.

7) Закрепляется модель и проводится расчет НДС.

8) Проводится расчет на прочность (определение запасов статической прочности и циклической долговечности).

Результаты расчета показаны на рис. 6.113 и 6.114.

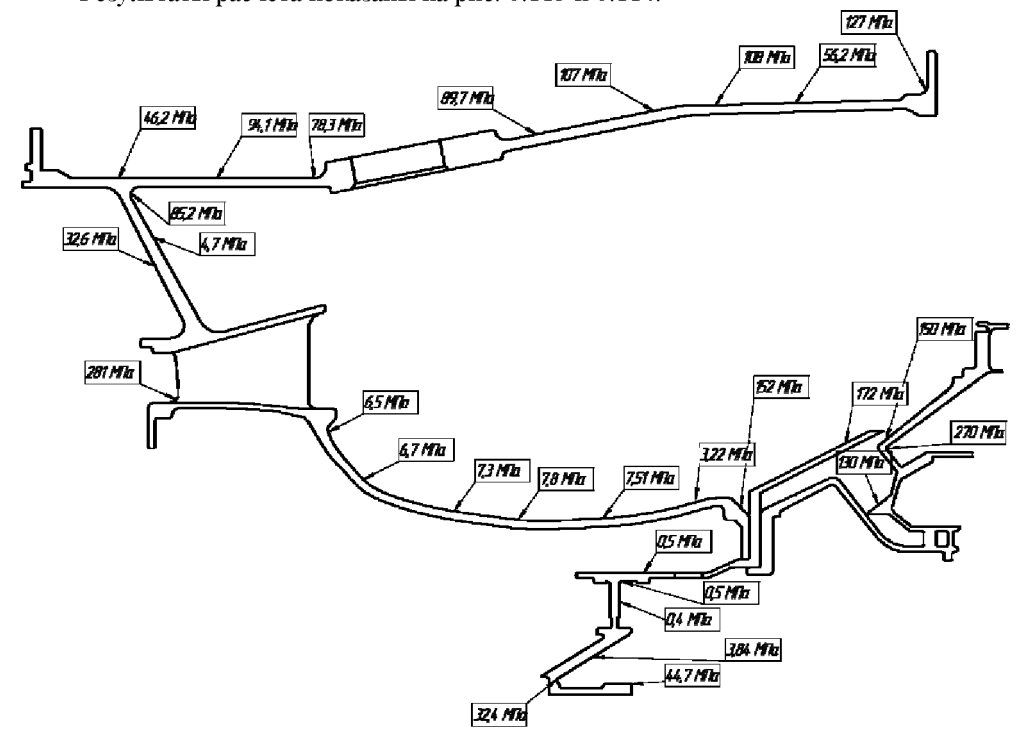


Рис. 6.113 Примерные значения эквивалентных напряжений, МПа

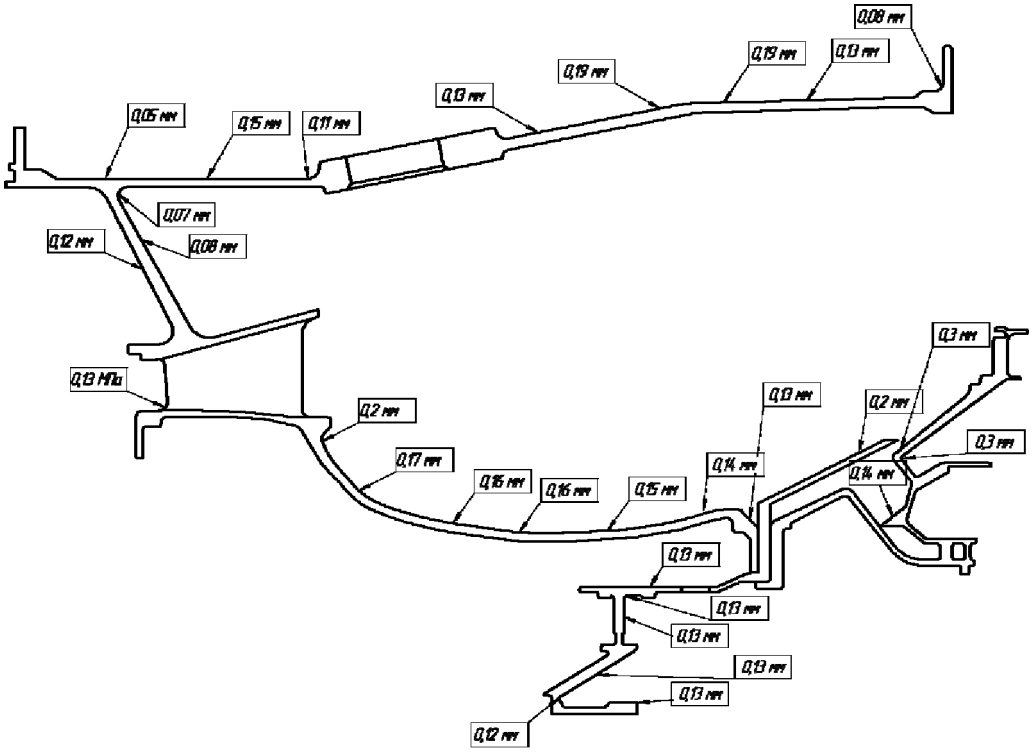


Рис. 6.114 Примерные значения перемещений, мм

6.6.3.3 Задняя опора

Расчет опоры, как и в предыдущем случае, производится на взлетном режиме вместе с корпусом ТНД, который будет воспринимать нагрузки от перепада давлений, температурные нагрузки и изгибающий момент от массы двигателя (рис. 6.115). Опора представляет собой два кольца – внешний и внутренний, которые соединены между собой полыми ребрами при помощи сварки. На наружном поясе располагаются две пары проушин, к которым крепятся стержни, воспринимающие массу двигателя, крутящий момент и боковую силу. Диафрагма, соединяющая корпус подшипника с внутренним кольцом, представляет собой коническую оболочку с двумя вертикальными стенками.

На корпус подшипника действует радиальная сила от роликового подшипника. Давление внутри полости будет ниже, чем снаружи. На всю опору действуют температурные нагрузки и перепад давлений.

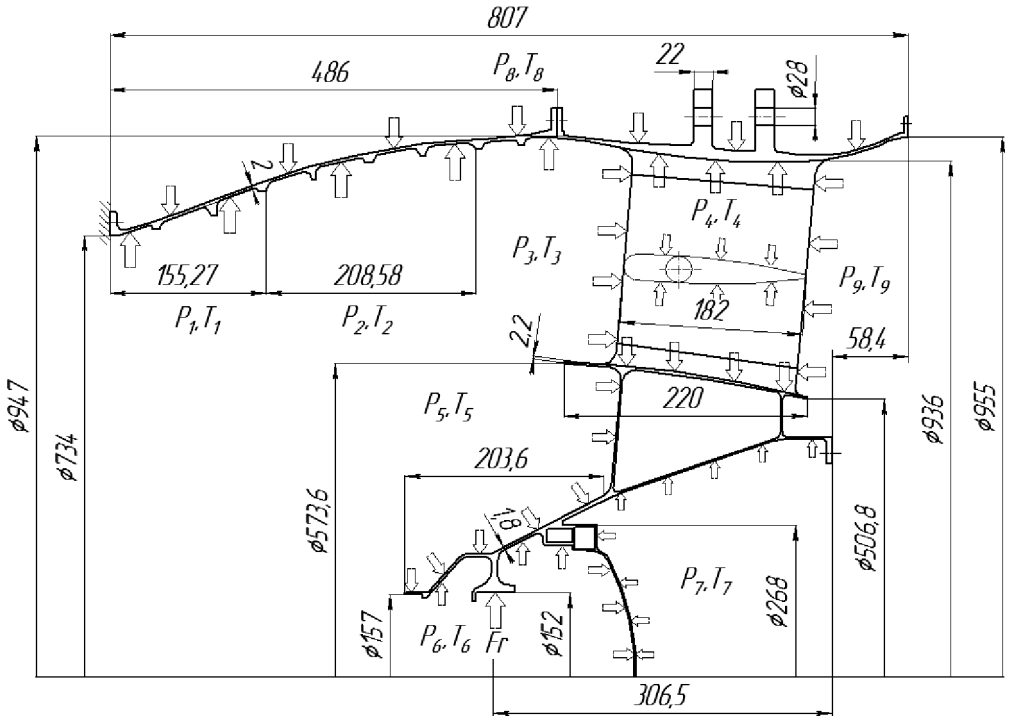


Рис. 6.115 Схема нагружения задней опоры

Давления и температуры на схеме:

$$P_1 = 0,85МПа; \quad T_1 = 1095K \qquad P_6 = 0,09МПа; \quad T_6 = 450K$$

$$P_2 = 0,65МПа; \quad T_2 = 946K \qquad P_7 = 0,10МПа; \quad T_7 = 300K$$

$$P_3 = 0,46МПа; \quad T_3 = 894K \qquad P_8 = 0,10МПа; \quad T_8 = 300K$$

$$P_4 = 0,24МПа; \quad T_4 = 850K \qquad P_9 = 0,20МПа; \quad T_9 = 820K$$

$$P_5 = 0,16МПа; \quad T_5 = 740K$$

В качестве материала выбран жаропрочный сплав на никелевой основе ЭИ437БУ (ХН77ТЮР) для корпуса ТНД и сплав ЭП718 (ХН45МВТЮБР) для корпуса опоры.

Определение нагрузок, действующих на опору

1. Нагружение опоры внутренним давлением.

Силы давления P, действующие на опору определяются перепадом давлений на элементе опоры и его площадью.

2. Нагружение опоры радиальной силой от роликового подшипника.

На всю опору, включая корпус ТНД, действует радиальная сила от роликового подшипника (рис. 6.116), где R_3 – искомая реакция от роликового подшипника задней опоры.

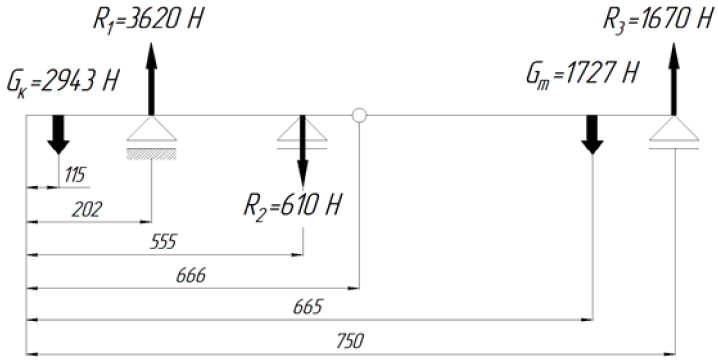


Рис. 6.116 Реакции в опорах ротора НД

3. Температурные нагрузки.

Значения температур воздуха и газа определяются газодинамическим расчетом двигателя и ТНД, а температуры стенок $t_{ст}$ – по формулам §6.3.

4. Нагружение опоры усилиями подвешивания.

Проведем расчет заднего пояса подвески двигателя на самолете и найдем реакции стержней, которые потом приложим к двум парам проушин.

Схема подвески представлена на рис. 6.117.

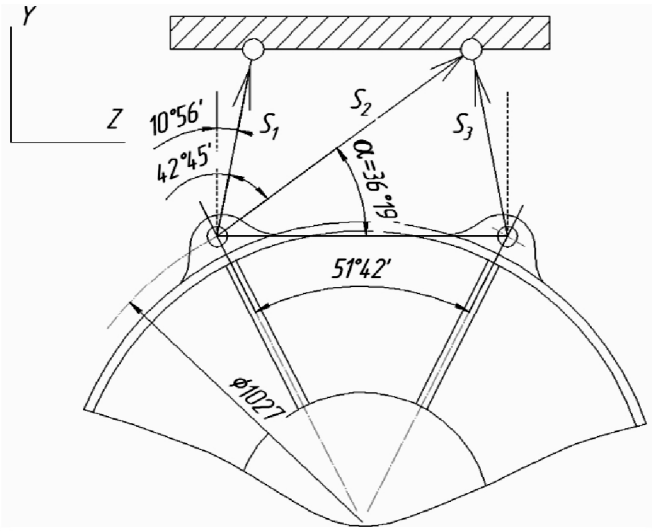


Рис. 6.117 – К определению усилий подвешивания в задней опоре

Стержни S_1 и S_3 воспринимают часть массы двигателя, стержень S_2 воспринимает крутящий момент и боковую силу, возникающую при эволюциях самолета. Значения нагрузок S_1, S_2, S_3 определяются в расчете подвески двигателя [30].

Реакция от боковой силы, воспринимаемой подвеской, определяется проекцией этой силы $R_{бок}$ на ось стержня S_2.

5. Построение конечно-элементной модели. Нагружение.

Построение объемной модели опоры с корпусом ТНД производилось в графической среде NX с последующем импортированием в программный комплекс Ansys Work Bench 12.1 и наложением сетки. Для расчета была использована неупорядоченная сетка с размером элемента 10 мм (рис. 6.118).

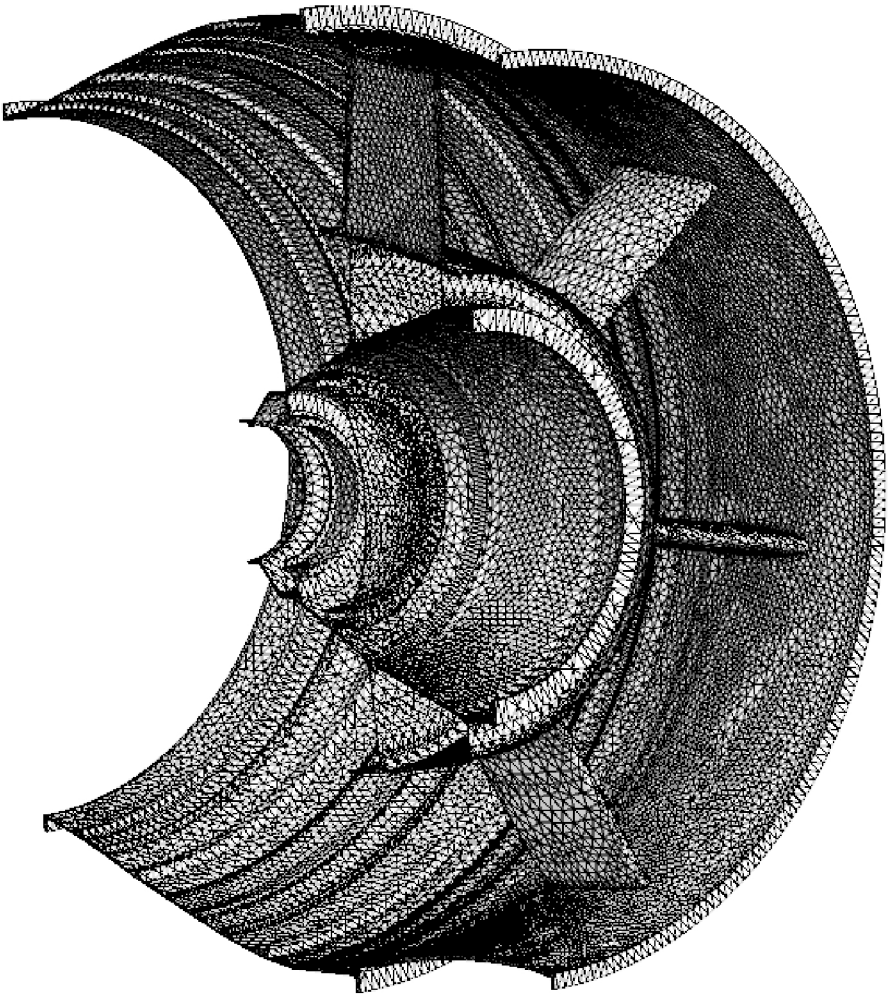


Рис. 6.118 Конечно-элементная модель задней опоры двигателя

Основные шаги расчета опоры в среде WorkBench 12.1:

Решается вначале тепловая, а затем прочностная задача:

1) Программы теплового расчета.

2) Тип элемента: SOLID187.

3) Материал (E, ρ, μ, коэффициент линейного расширения α, удельная теплоемкость и теплопроводность).

4) Импортируется модель.

5) Накладывается неупорядоченная сетка.

6) Прикладывается к поверхностям температура.

7) Проводится тепловой расчет и, таким образом, определяется поле температур по всей опоре.

8) Полученные значения температур в узлах КЭС передаются в структурную модель. К структурной модели прикладываются все механические нагрузки, проводится структурный анализ.

9) По результатам структурного анализа проводится расчет на прочность.

6. Определение напряжений (рис. 6.119).

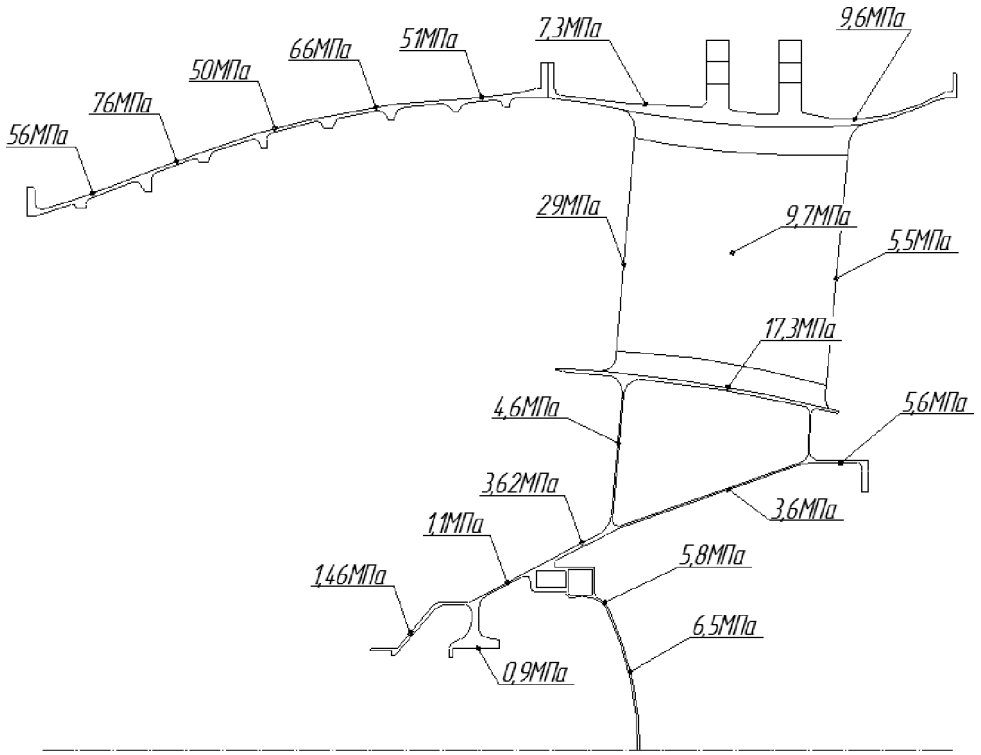


Рис. 6.119 Эквивалентные напряжения, МПа

7. Определение перемещений.

Максимальные перемещения составляют 0,22 мм и, как видно из рис. 6.120, они возникают вблизи места крепления корпуса ТНД и наружного кольца опоры.

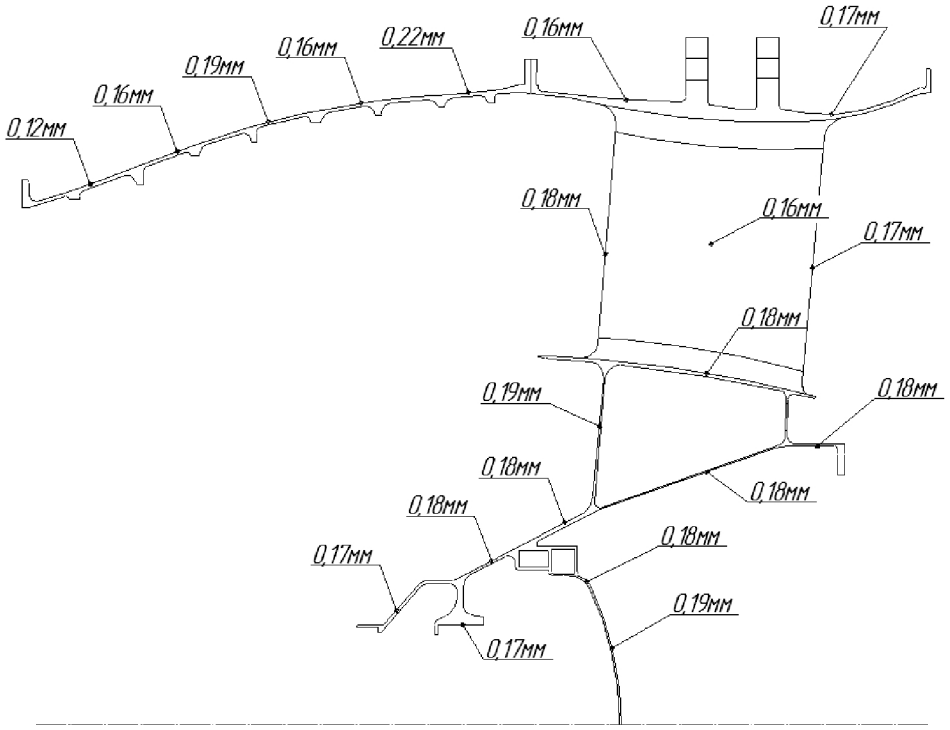


Рис. 6.120 Перемещения, мм

Анализируя результаты расчета опоры, можно сделать вывод, что силы от температурных деформаций и от перепада давлений доминируют – они больше усилий подвешивания в несколько раз. Радиальная сила от роликового подшипника является незначительной, ею можно пренебречь в дальнейших расчетах.

Контрольные вопросы

1. При анализе опоры ротора как модуля ГТД раскрываются функциональные и структурные связи ее с другими модулями. Дайте описание внешних, внутренних и газовых связей в соответствии с принятой классификацией.
2. Классификация опор позволяет определить их место в силовой системе двигателя и характер нагрузок со стороны ротора. Дайте название и роль в передаче усилий от ротора опор двух- и трехвальных ТРДД.
3. Каждая из опор входит в силовую систему двигателя и поэтому правомерно говорить о силовой схеме самих опор. Дайте анализ всей силовой схемы опоры и назначение и нагружение элементов двух опор – средней (передней) и задней опоры турбины.
4. При проектировании масляной полости турбинных опор стремятся уменьшить внешний приток тепла в нее. Изобразите схемы опор перед турбиной, за турбиной и задней опоры турбины и покажите весь арсенал средств, позволяющих решить эту задачу.
5. Одно из главных требований при проектировании опор ГТД – исключить выход масла из масляной полости на любом режиме работы двигателя, включая останов. В чем опасности выхода масла? Какова роль предмасляной полости и системы суфлирования?
6. В соблюдении уровня давлений в масляной полости опор и выброса масла из нее играет роль система суфлирования. Покажите основные функции системы, ее конструктивное исполнение и принцип действия динамического суфлера.
7. При проектировании передней опоры ТРДД с большой степенью двухконтурности $(m = 9-12)$ важную роль в силовой системе опоры играет корпус разделителя потоков. Покажите порядок построения его обводов по воздушному тракту и его функции: крепление двигателя на самолете, размещение центрального привода и коробки приводов, сепарация твердых частиц и обеспечение ГДУ компрессора.
8. Одним из основных качеств конструкции опоры с радиально-упорным подшипником (РУП) является малая осевая и радиальная податливость. Чем диктуется такое требование? Каковы примерные величины осевых и радиальных податливостей и чем объясняется разница? Какими конструктивными мерами обеспечивается управление осевой и радиальной податливостью?
9. При проектировании турбинных опор конструктор сталкивается с проблемой согласования тепловых деформаций отдельных элементов опоры. Поясните причины теплового рассогласования. Покажите решения на участке между наружным и внутренним кольцом и на участке между корпусом подшипника и внутренним кольцом.
10. Опоры двигателя, особенно опоры турбины, работают в «жестком» температурном режиме, что вызывает необходимость их тепловой защиты. Какие элементы опор требуют защиты от тепловых потоков? Какие способы защиты используются в опорах современных авиационных ГТД? Можно ли назвать уплотнение вращающихся валов элементом тепловой защиты?
11. Поддержание заданного температурного режима в масляной полости – один из принципов проектирования опор. С чем связано такое требование и каков уровень предельных температур? Как вы понимаете «пожар в масляной

полости» турбинной опоры, последствия его и меры по исключению этого дефекта?

12. Известны три вида основных потоков тепла в масляную полость опоры. Охарактеризуйте каждый тепловой поток. Покажите возможные конструктивные приемы уменьшения теплопотока через стенки масляной полости. Какие есть ограничения по уменьшению объема масляной полости?
13. При организации маслоподвода к подшипникам турбинных опор имеются отличия от решения такой задачи в опорах компрессора. Поясните, почему центрирование сепаратора здесь предпочтительнее делать по внутреннему диаметру? Каким образом в таком случае подавать смазку на тела качения? Покажите, как организуется подвод масла к подшипникам через вал и с помощью масляной ванны.
14. В конструкции опор используют РТКУ. Исходя из нагрузок, действующих на хрупкое графитовое кольцо, укажите, какое основное условие необходимо выполнить, чтобы обеспечить прочность графитового кольца? Как этого добиться конструктивными мерами? Для чего и как в конструкции РТКУ выполняют камеры Релея?
15. В ряду используемых в конструкции ГТД уплотнений лабиринтное занимает главное место. Поясните физику уменьшения утечек через лабиринтное уплотнение. Пользуясь формулой расхода газа через лабиринтное уплотнение, назовите конструктивные меры по снижению утечек. С чем связано использование различных вставок над гребешками лабиринтов и конкретно сотовых вставок?
16. Пользуясь выражением для удельного давления на контактной поверхности графитового кольца ТКУ, покажите, исходя из начального условия, что уплотнение нагружено осевой силой, конструктивные меры по снижению утечек. Как решается задача отвода тепла от рабочего контакта ТКУ?
17. Грамотная организация маслоподвода к подшипнику обеспечивает его смазку и равномерное охлаждение. Поясните требование к размещению форсунок относительно шарикоподшипника. Каково должно быть число форсунок и как рассчитать их выходной диаметр? Почему в шарикоподшипниках отдают предпочтение центрированию сепаратора по наружному диаметру?
18. В опорах двигателей используют бесконтактные и контактные уплотнения. Перечислите уплотнения того и другого типа. Какие преимущества и недостатки имеют уплотнения бесконтактное и контактное? Какие основные требования выдвигаются при выборе типа бесконтактного уплотнения?
19. Широкое распространение в опорах современных ТРДД получили гидродинамические демпферы (ГДД). Покажите принцип работы ГДД. Поясните отличия короткого и длинного ГДД и сравните их эффективность. Что такое коэффициент передачи и какую его величину можно считать приемлемой?
20. В опоре с РУП ГДД используется в совокупности с упругим элементом типа «беличье колесо». Каково назначение этой втулки? Почему такое решение используется в опоре с РУП? Попробуйте задать условия на изготовление втулки, исходя из ее назначения.
21. В опорах некоторых ТРДД упругая втулка типа «беличье колесо» используется как элемент с нелинейной характеристикой. Какие конструктивные отличия будут в этом случае от такой же втулки, используемой в ГДД? Какая характеристика у такого нелинейного элемента?

На каком режиме работы двигателя обычно используется эффект от нелинейного элемента?

22. В задней опоре турбины двигателя НК-12МВ установлен нелинейный элемент и демпфер. Изобразите оба исполнения и опишите:
    – принцип действия втулки как нелинейного элемента:
    – принцип действия пластинчатого демпфера (центробежная сила, прецессия, возникновение сил F_R и F_τ);
    – почему в опоре установлено сразу два устройства (такое решение есть в ТРДД CFM56-7B, GE90 и др.).
23. Дайте анализ конструкции короткого непроточного ГДД:
    – конструктивные особенности, название и назначение элементов;
    – принцип действия демпфера (центробежная сила, прецессия, течение Пуазейля, возникновение сил F_R и F_τ);
    – как образуется орбита при вращении линии центров?
24. Втулка Аллисона в опорах ротора используется и как ГДД, и как нелинейный элемент. Изобразите оба исполнения и опишите:
    – принцип действия втулки как нелинейного элемента:
    – принцип действия втулки как дроссельного демпфера (центробежная сила, прецессия, течение Пуазейля, возникновение сил F_R и F_τ);
    – нужно ли в этом случае разгрузочное устройство?
25. Что такое вибрация машины и общая вибрация ГТД? От 40 до 80% дефектов авиационных ГТД связаны с вибрацией, каковы причины возникновения вибрационных дефектов? Дайте определение и назначение вибродиагностики.
26. Напишите формулу первой и второй гармоник вентилятора. Что такое кратные гармоники? Какова необходимость определения гармоник вибрации (роторной, лопаточной, зубной и т.д.)? В чем состоит опасность общей вибрации для неприводных агрегатов и как обеспечивается их работоспособность в этом случае (физика процессов)?
27. При создании компоновки опоры, в частности, необходимо сформировать ее проточную часть. Покажите на примере средней опоры двухвального ТРДД с большой степенью двухконтурности основные шаги в построении проточной части внутреннего контура, сформируйте требования к проточной части опоры.
28. В передней опоре ТРДД большой степени двухконтурности важную роль играет корпус разделителя потоков. Покажите роль корпуса разделителя потоков в системе подвески двигателя к самолету, в системе защиты от попадания твердых частиц во внутренний контур, в обеспечении ГДУ компрессора, в отборе мощности на коробку приводов.
29. Средняя опора испытывает действие нагрузок в общей силовой системе двигателя, в системе подвески двигателя к самолету и нагрузок от газовых, инерционных сил и сил от температурных деформаций в самой опоре. На конструктивной схеме опоры опишите происхождение и действие этих сил.
30. Задняя опора обычно включена в силовую схему подвески двигателя к самолету и воспринимает радиальные силы, крутящий момент и боковую силу. На конструктивной схеме со ступенями подвески покажите эти нагрузки и раскройте причины их возникновения.

Заключение

Заключая повествование о конструкции и проектировании еще двух модулей авиационного газотурбинного двигателя – камеры сгорания и опор роторов, хотелось бы выделить сложности в создании компоновки их, которые состоят в том, что в отличие от модулей компрессора и турбины, где и на учебном уровне этот этап предваряется газодинамическим проектированием, в практике конструирования и камер сгорания, и опор нет таких устоявшихся, распространенных, расчетных методик. Хотя в разной мере ими располагают ведущие двигателестроительные фирмы.

Другие особенности. В камере сгорания каждый элемент жаровой трубы имеет функциональную нагрузку, и сложность изложения состоит в необходимости словесного доказательства того, что любое небольшое отступление от форм и размеров этих элементов может нарушить процессы в камере.

Каждая из опор газотурбинного двигателя с их неодинаковым нагружением и температурными режимами представляет собой отдельный объект для изучения и проектирования, обладающий многими функциями. Опора является частью силовой системы двигателя и системы подвески двигателя на самолете. Опора – основной объект масляной системы двигателя, она связана с изучением обширной области уплотнений вращающихся валов. В опорах сосредоточены все средства управления критическим состоянием роторов двигателя. Опора участвует в отборе мощности на привод агрегатов, через нее осуществляется раскрутка ротора двигателя при запуске.

Проточная часть опоры – часть газовоздушного тракта двигателя. Опора определяет потери полного давления и равномерность поля скоростей и давлений на входе в компрессор и эпюру выходных скоростей за турбиной.

Опора, наконец, участвует в процессах защиты от попадания посторонних предметов во внутренний контур и от обледенения и участвует в обеспечении газодинамической устойчивости подпорных ступеней.

Одно это перечисление функций опоры указывает, как и в камере сгорания, на затруднение в кратком изложении материала и его построении.

Системный анализ в какой-то мере позволяет обойти эти трудности.

Предметный указатель

А

Аэродинамика ЖТ, внешняя 74
Авиапроизводные ГТД 96
Автоматическое управление КС 101
Аллисона втулка 216
Амплитуды срыв 214

Б

Баланс тепловой ЖТ 46
в масляной полости 197
«Беличье» колесо 215

В

Ввод воздуха в ЖТ 43
Выносные ЖТ 100
Вибрация, источники 207
общая 207
опасность 209
нормирование 210
методы измерения 211
Вибродатчики 211
Вибратор 218

Г

Горения процесс 10
Горение диффузионное 94, 98
кинетическое 94
Гетерогенная смесь 98
Гомогенная смесь 99
Гидроиспытания корпуса КС 90
Горелка-предсмеситель 103
Гироскопический момент в шарикоподшипнике 187
Гармоники возбуждения 208
Гидравлические демпферы 217

Д

Диффузор круглый 8, 21
кольцевой 21
с разделительными стенками 22
со стабилизированным отрывом 23
Долговечность циклическая 89
Диафрагма 109, 152
Диагностика техническая 213
вибрационная 213
Демпферы гидравлические
гидродинамические (ГДД) 122
дроссельные 123
сухого трения 129
Динамика ротора с ГДД 224

З

Зона циркуляции 8, 41
Завихритель 28
Закрутка 27
Зона смешения 12
Зона обратных токов (ЗОТ) 8, 25
Запальное устройство 43
Завеса 46
Захолаживание 98
Запас прочности по долговечности 92
Зона дежурная 100
основная 100
Захват 206

И

Излучение 47
Источники тепла внешние 235
внутренние 238
Источники вибрации 207

К

Коэффициент избытка воздуха 10
Камеры сгорания трубчатые 13
трубчато-кольцевые 14
кольцевые 15
противоточные 15
радиально-кольцевые 16
многофорсуночные 56
Коэффициент полноты сгорания 18, 56
расхода форсунки 38, 40
теплопередачи 160
теплопроводности 159
Корпус камеры сгорания 36
Крепление ЖТ 52
Камера сгорания двухзонная кольцевая 98
с выносными ЖТ (ВЖТ) 100
каталитическая 104
Корпус подшипников 109
Классификация опор 143
Коэффициент теплоотдачи 160
быстроходности 203
Кольцо маслоотражательное 168
Контролепригодность КС 75

М

Малотоксичная КС 97
Масляная система 197

Н

Нагружение «мягкое» 86
«жесткое» 86
Надежность эксплуатационная КС 105

О

Охлаждение ЖТ 49
перфорационное 50
проникающее, пористое 52, 50
заградительное 49
Оксиды азота 93
Обводы ЖТ 62
Опора передняя 118
промежуточная 43
средняя 122
перед турбиной 115, 117
межкаскадная 125
задняя 122
Общая вибрация 207
Орбита 219

П

Пусковые устройства 42
Поле температур 11
Потери полного давления 18
Проникновение струй воздуха 43
Подвеска ЖТ 51
Полость масляная 109
предмасляная 242
междисковая 233
буферная 242
Подсистема уплотнений 154
Приток тепла внешний 158
внутренний 185
Подача масла форсункой 204
через вал 205
с помощью захватов 206
Прецессия синхронная 218
Прокачка масла 239
Проточная часть опоры 246
Поток лучистой энергии 49

Р

Разделение потоков воздуха на первичный и вторичный 9
Розжиг КС 11,42
Размах деформаций 87
Размещение коробок приводов
нижнее 195
верхнее 195
Радиальные трубопроводы 202
Ребра опор 241

С

Стабилизация пламени (по месту) 8
Скорость распространения пламени (горения) 7
Система топливоподачи 38
Свеча поверхностного розжига 42
Секции ЖТ 46
Стык ЖТ и 1СА 53
Система уплотнений 165
Стенка однослойная 159
многослойная 160
Суммарное термическое сопротивление 260
Система суфлирования 197, 200
Спектр роторной вибрации 208
Скелетная кривая 215
Силовой корпус опоры 248
Силы, действующие на опору:
газовые 257
от тепловых деформаций 259
радиальные 257
осевые 257
инерционные 160
боковые 260
Соединение секций ЖТ 46
Срыв амплитуды 214

Т

Топливо-воздушная смесь (ТВС) 10
Теплозащитные покрытия (ТЗП) 49
Температура горения 54
Термометрирование ЖТ 91
Тепловой поток через стенки 158
Теплоизоляция 161
Тепловой поток через уплотнения 164
через стенки ЖТ 46
Торцевые бесконтактные 177
уплотнения (ТБКУ) 179
Трение качения 185
скольжения 187

У

Уплотнения торцевые контактные 171
радиально-торцевые 175
торцевые бесконтактные 177
торцевые гидродинамические 179
контактные с металлическим кольцом 181
лабиринтные 165
винтовые 170
щеточные 182
Управление притоком тепла 158
Уплотнения: контактные 171
бесконтактные 166
гидравлические 171
неподвижные 183
Упругие опоры
с линейной характеристикой 213
нелинейной характеристикой 213

Ф

Фронтовое устройство (ФУ) 27
Фронт пламени 11,28
Фронтовое устройство (27):
терочного типа 30
с аэрацией топлива 32
испарительного типа 33
с пневмораспылом 35
с завихрителем 33
Форсунки струйные 35,39
центробежные 35,39
вращающиеся 36
двухканальные 40
масляные 203
Форсирования параметр 58

Ц

Центрирование ЖТ 51
Цикл полетный, обобщенный 85
Циклической долговечности, запас 88
Цикл эксплуатационный 85
Цикл нагружения 84
Цикл испытаний КС 90
Центральный привод 193
кинематические схемы 194
Циклически разупрочняющиеся материалы 86

Ш

Шип 218
Шестерни центрального привода 193
коробок приводов 195

Э

Эмиссия вредных веществ 53
Эмиссия, нормирование 53
Эмалирование 91
Эксцентриситет 218

Список литературы

1. Трянов, А.Е. Проектирование масляных систем авиационных ГТД [Текст] / А.Е. Трянов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 95 с.

2. Трянов, А.Е. Проектирование систем суфлирования масляных полостей авиационных двигателей [Текст] / А.Е. Трянов, О.А. Гришанов, С.В. Бутылкин. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 83 с.

3. Юдаев, Б.Н. Теплопередача[Текст]: учеб. для вузов / Б.Н. Юдаев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1981. – 319 с.

4. Иноземцев, А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок [Текст] / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандарацкий. – М.: Машиностроение, 2008. Т.2. – 368 с.

5. Смазочные масла для приводов нагнетателей газоперекачивающих агрегатов [Текст] / А.Ф. Хурумова, Т.М. Назарова, А.Е. Трянов [и др.] – М., 1996. – 176 с.

6. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД [Текст] / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов [и др.] – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254 с.

7. Белоусов, А.И. Конструкция и проектирование уплотнений вращающихся валов турбомашин двигателей летательных аппаратов [Текст]: учеб. пособие / А.И. Белоусов, В.А. Зрелов; КуАИ. – Куйбышев, 1989. – 108 с.

8. Фалалеев, С.В. Торцевые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: основы теории и проектирования [Текст]: учеб. пособие / С.В. Фалалеев, Д.Е. Чегодаев. – М.: Изд-во МАИ, 1998. – 276 с.

9. Белоусов, А.И. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин [Текст]: учеб. пособие / А.И. Белоусов, Д.К. Новиков, В.Б. Балякин; КуАИ. – Куйбышев, 1991. – 94 с.

10. Белоусов, А.И. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов [Текст] / А.И. Белоусов, Д.К. Новиков, В.Б. Балякин; под ред. А.И.Белоусова. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2002. – 335 с.

11. Хронин, Д.В. Конструкция и проектирование упругодемпферных опор роторов ВРД [Текст]: учеб. пособие / Д.В. Хронин, М.К. Леонтьев, Е.В. Борздыко; под. ред. Д.В. Хронина. – М.: Изд-во МАИ, 1988. – 37 с.

12. Паллей, З.С. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / З.С. Паллей, И.М. Королев, Э.В. Ровинский. – М.: Транспорт, 1967. – 428 с.

13. Зысина-Моложен, Л.М. Теплообмен в турбомашинах [Текст] / Л.М. Зысина-Моложен, Л.В. Зысин, М.П. Поляк. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 336 с.

14. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов [Текст] / Г.С. Жирицкий, В.И. Локай, М.К. Максутова [и др.] – М.: Машиностроение, 1971. – 620 с.

15. Кузнецов, Н.Д. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей [Текст] / Н.Д. Кузнецов, В.И. Цейтлин. – М.: Машиностроение, 1976. – 216 с.

16. Старцев, Н.И. Проектирование осевых компрессоров ГТД [Текст]: учеб. пособие / Н.И. Старцев; КуАИ. – Куйбышев, 1978. – 79 с.

17. Жуков, С.В. Направления совершенствования уплотнений вращающихся валов масляных полостей опор ГТД [Текст] / С.В. Жуков, О.А. Ситчихин, А.Е. Трянов // Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей: сб. науч. тр. КуАИ. – Куйбышев, 1976. Вып. 76. – С. 118-119.

18. Васильцов, Э.А. Бесконтактные уплотнения [Текст] / Э.А. Васильцов. – Л.: Машиностроение, 1975. – 160 с.

19. Скубачевский, Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей [Текст] / Г.С. Скубачевский. – М.: Машиностроение, 1969. – 564 с.

20. Старцев, Н.И. Трубопроводы газотурбинных двигателей [Текст] / Н.И. Старцев. – М.: Машиностроение, 1976. – 272 с.

21. Демидович, В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД [Текст] / В.М. Демидович. – М.: Машиностроение, 1976. – 172 с.

22. Отраслевой стандарт ОСТ 114645-89. Устройства уплотнительные для радиальных соединений резиновыми кольцами круглого сечения. Конструкция. [Текст].

23. Некрасов, Б.Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах [Текст] / Б.Б. Некрасов. – М.: Машиностроение, 1967. – 380 с.

24. Вильнер, П.Д. Опыт вибрационной доводки ГТД [Текст] / П.Д. Вильнер, Н.Я. Осипов // Вибрационная прочность и надежность двигателей летательных аппаратов: сб. науч. тр. Вып. XXXVI. КуАИ. – Куйбышев, 1969.

25. Ден-Гартог, Дж. П. Механические колебания [Текст] / Дж. П. Ден-Гартог. – М.: Гос. изд-во физ.-мат. лит-ры, 1960. – 580 с.

26. Ермаков, А.И. Вибрация и прочность АД и ЭУ. [Текст]: учеб. пособие / А.И. Ермаков, А.М.Уланов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. Кн.1. – 92 с.

27. Эскин, И.Д. Конструкция демпферов и контактных уплотнений опор роторов авиационных ГТД [Текст] / И.Д. Эскин; КуАИ. – Куйбышев, 1984.

28. Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов [Текст] / Ю.К. Пономарев, Ю.И. Проничев, Д.Е. Чегодаев [и др.]. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 1998. – 234 с.

29. Старцев, Н.И. Конструкция и проектирование турбокомпрессора ГТД [Текст]: учеб. пособие / Н.И. Старцев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 206 с.

30. Старцев, Н.И. Проектирование авиационных ГТД. Начальный этап [Текст]: учеб. пособие / Н.И. Старцев – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2010. – 173 с.

31. Старцев, Н.И. Конструкция и проектирование камеры сгорания ГТД [Текст]: учеб. пособие / Н.И. Старцев – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 120 с.

32. Сидоренко, М.К. Физические основы вибрации двигателей летательных аппаратов [Текст]: учеб. пособие / М.К. Сидоренко; под. ред. А.И.Белоусова; Самар. авиац. ин-т. – Самара, 1992. – 95 с.

33. Трянов, А.Е. О тепловой защите масляных полостей опор создаваемых ГТД / А.Е. Трянов, О.А. Гришанов, А.С. Виноградов // Вестн. СГАУ, №3. Ч. 1, 2009.

34. Кудрявцев, В.Н. Детали машин [Текст]: учеб. для студентов машиностроительных специальностей вузов / В.Н. Кудрявцев.– Л.: Машиностроение, Ленингр. отд., 1980. – 464 с.

35. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И.Е. Идельчик. – М.: Гос. энергетическое изд-во, 1960. – 464 с.

36. Формирование технических объектов на основе системного анализа [Текст] / В.Е. Руднев, В.В. Володин, К.М. Лучанский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1991. – 320 с.

37. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин [Текст] / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Р.М. Шнейдерович. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1966. – 612 с.

38. Кузнецов, Н.Д. Управление радиальными зазорами в турбокомпрессорах авиационных ГТД [Текст]: учеб. пособие / Н.Д. Кузнецов, В.П. Данильченко, В.Е. Резник; Самар. авиац. ин-т. – Самара, 1991. – 109 с.

39. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: справочник [Текст] / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

40. Кочеров, Е.П. Проектирование подвески ГТД на летательном аппарате [Текст]: учеб. пособие / Е.П. Кочеров, Н.И. Старцев; Самар. гос. аэрокосм. ун-т. – Самара, 1999.

41. Лежин, Д.С. Разработка методов расчета и компьютерного моделирования торцевых контактных уплотнений многорежимных турбомашин [Текст]: дис. … канд. техн. наук / Д.С. Лежин. – Самара, 2002.

42. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей [Текст]: учеб. / С.А. Вьюнов, Ю.И. Гусев, А.В. Карпов [и др.]; под общ. ред. Д.В. Хронина. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.

Учебное электронное издание

Старцев Николай Иванович

**КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И СИСТЕМ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

КНИГА ВТОРАЯ. **КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И ОПОРЫ ГТД**

Учебник

Редакторская обработка Н. С. К у п р и я н о в а
Компьютерная верстка Т. Е. П о л о в н е в а

Электронный ресурс.
Арт. – ЭР 3/2013

Самарский государственный
аэрокосмический университет
443086 Самара, Московское шоссе, 34

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