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 ПЕРВАЯ. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГТД. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ. КОМПРЕССОРЫ. ТУРБИНЫ

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

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

ISBN 978-5-7883-0924-8

В первой книге представлен начальный этап проектирования авиационного ГТД и связи с основным объектом – самолетом. На основе системного подхода построен анализ конструкции компрессора и турбины.

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».

УДК 621.431.75 (075)
ББК 39.55

ISBN 978-5-7883-0924-8

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

Оглавление

Предисловие..... 7

Введение..... 9
1. Становление и развитие отечественного газотурбинного двигателестроения. Конструкторские школы..... 10
2. Построение учебника..... 20

Глава 1. Основы проектирования ГТД..... **22**
§1.1. Системный подход к решению задач проектирования..... 25
§1.2. Этапы разработки проекта двигателя..... 26
§1.3. Формирование объекта (двигателя) на этапе технического предложения..... 28
1.3.1. Этап 1: «Замысел»..... 29
1.3.2. Этап 2: «Проектирование объекта»..... 33
1.3.3. Этап 3 «Моделирование операций применения»..... 36
1.3.4. Этап 4 «Принятие решения о лучшем варианте объекта»..... 37
§1.4. Проектирование ГТД на базе существующего газогенератора..... 37
§1.5. Анализ критериев качества, определяющих облик авиационного ГТД..... 40
1.5.1. Удельный расход топлива..... 41
1.5.2. Удельный вес двигателя..... 42
1.5.3. Надежность двигателя..... 45
1.5.4. Технологичность двигателя..... 49
1.5.5. Экологические требования..... 50
1.5.5.1. Уровень шума..... 50
1.5.5.2. Эмиссия вредных веществ..... 59
Контрольные вопросы..... 63
Список литературы..... 65

Глава 2. Взаимосвязи самолёта и двигателя на начальном этапе проектирования..... **66**
§2.1. Формирование и выбор конструктивно-силовой схемы двигателя..... 69
Уровень 0: 0.1. Силовая система самолёта..... 71
Уровень 1: 1.1. Силовая система двигателя..... 80
Уровень 2: 2.1. Силовая система ротора..... 96
Уровень 2: 2.2. Силовая система корпуса..... 106
Уровень 2: 2.3. Подшипники..... 107
Уровень 3: Структурные связи элементов роторов и корпусов..... 112
3.1. Анализ связей одно-, двух- и трёхвальных роторов..... 112
3.2. Структурные связи корпусов одно-, двух- и трёхвальных ГТД..... 118
§2.2. Проектирование подвески двигателя на самолёте..... 121
§2.3. Связи входного устройства и двигателя..... 136
2.3.1. Защита от обледенения..... 143
2.3.2. Заглушение шума вентилятора. Выбор конструктивных и функциональных параметров ЗПК..... 150
2.3.3. Защита от попадания посторонних предметов в проточную часть компрессора..... 159
Контрольные вопросы..... 167
Список литературы..... 170

Глава 3. Компрессоры..... 171
§3.1. Компрессор как технический объект: декомпозиция и структурно-параметрическое описание..... 181
Анализ существенных связей уровня 2..... 184

Уровень 3: функции ротора 3.1 и статора 3.2 ... 185
Уровень 4: Элементы, обеспечивающие работу компрессора на нерасчетных режимах ... 188
4.1. Система перепуска воздуха ... 188
4.2. Регулируемые направляющие аппараты (РНА) ... 190
4.3. Компрессор, разделенный на каскады ... 192
4.4. Рабочее кольцо с перфорацией, устраняющее «вращающийся срыв» ... 192
4.5. Элементы, изолирующие или исключающие втулочные присоединенные объемы ... 194
4.6. Управление радиальными зазорами ... 194
4.7. Противообледенительная система (ПОС) ... 200
4.8, 4.9. Системы отбора на внутридвигательные потребности и самолетные нужды ... 202
§3.2 Компрессор ТРДД: декомпозиция, структурная схема ... 204
Уровень 3: Вентилятор и подпорные ступени ... 207
Уровень 5: Элементы, обеспечивающие работоспособность вентилятора ... 208
5.1. Антивибрационная полка ... 208
5.2. Устранение автоколебаний лопаток ... 209
5.3. Меры по предотвращению вращающегося срыва ... 211
5.4. Обеспечение непробиваемости корпуса ... 211
5.5. Снижение шума в источнике ... 213
5.6. Система противооблединения ... 214
5.7. Устранение аэродинамического дисбаланса ... 215
5.8. Прочность при ударе птиц ... 216
5.9. Сепарация твердых частиц ... 216
§3.3. Ротор компрессора: функциональные и структурные связи ... 218
1.1. Ротор как подсистема ... 221
2.1.-2n. Диски ... 227
3.1.-3n. Барабанные проставки ... 234
3.0 Передняя цапфа ротора ... 234
3n+1. Задний носок ротора и вал ... 235
4n. Рабочие лопатки ... 237
4n-2n. Связь лопатки с диском ... 241
§3.4 Статор: декомпозиция, классификация и назначение элементов ... 248
Анализ элементов уровня 2 ... 251
2.1. Корпус ... 251
2.2. Направляющие аппараты ... 255
2.3. Трактовые кольца ... 259
Анализ элементов уровня 3 ... 260
3.1. Устройства перепуска воздуха ... 260
3.2. Регулируемые направляющее аппараты (РНА) ... 262
3.3. Управление РНА ... 265
3.4. Управление радиальными зазорами ... 265
3.5. Отборы воздуха ... 268
§3.5. Конструкционная прочность элементов компрессора ... 269
Выбор материалов ... 270
Выбор заготовки ... 272
Статическая прочность детали (σ_m) ... 272
Предел выносливости и сопротивление повторно-статическому нагружению (σ_B^z) ... 274
Поверхностно-пластическое деформирование (ППД) ... 275
Снижение переменных напряжений (σ_V) ... 277
Воздействие на источник возбуждения ... 277

Частотная отстройка ... 280
Демпфирование колебаний ... 281
§3.6. Особенности конструкции центробежных и осецентробежных компрессоров ... 285
Особенности аэродинамического проектирования центробежного компрессора и согласования с осевыми ступенями ... 285
Особенности нагружения ротора и статора ... 292
Конструкция отдельных элементов ... 294
Контрольные вопросы ... 295
Список литературы ... 298

Глава 4. Турбины ... 299
§4.1 Турбина как технический объект: декомпозиция и структурно-параметрическое описание ... 300
Анализ существенных связей уровня 2 ... 300
Уровень 3: функции ротора и статора ... 306
Уровень 4: элементы, обеспечивающие параметры турбины: КПД, ресурс ... 307
4.1. Обеспечение $T_Г^*$ и ресурса ... 307
4.1.1. Повышение жаропрочности материала ... 308
4.1.2. Покрытия на поверхности лопаток ... 310
4.1.3 Охлаждение лопаток ... 313
4.1.4 Снижение температуры охлаждающего воздуха $T_{охл}$ ... 320
4.2. Охлаждение дисков ... 326
4.3 Охлаждение корпуса ... 330
4.4 Выбор управления радиальными зазорами ... 331
4.5 Минимизация зазоров в лабиринтных уплотнениях ... 334
4.6 Бандажные связи лопаток ... 336
4.7 Концевые устройства ... 337
4.8 Исключение затекания горячего газа в околодисковые полости ... 338
§4.2 Ротор: декомпозиция, функциональные и структурные связи ... 339
Уровень 1: 1.1 Ротор турбины как подсистема ... 340
1.2 Соединения ротора турбины ВД с ротором компрессора ... 344
1.3 Опора ротора турбины ВД ... 344
Уровень 2: 2.1-2.2 Диски ... 344
Уровень 3: Элементы ротора ... 346
3.2-2.1 Дефлектор ... 347
3.3-2.1...3.3-2.2 Барабанная проставка ... 348
3.4-2.2 Задний носок ротора ... 350
Уровень 4: 4.1 Рабочая лопатка неохлаждаемая ... 350
Проектирование полки хвостовика ... 352
Формирование ножки ... 353
Выбор хвостовика елочного типа ... 353
Расчет на прочность соединения лопаток с диском елочного типа ... 356
Проектирование бандажной полки ... 358
Проектирование бандажной полки с двумя лопатками в одном пазе ... 360
4.2 Рабочая лопатка охлаждаемая ... 362
Предельные отклонения толщин стенок ... 365
Выбор хвостовика охлаждаемой лопатки ... 366
§4.3 Статор: декомпозиция, функциональные и структурные связи ... 366
Уровень 2: 2.1…2.2 Концепция двустенного статора ... 369
Уровень 3: 3.1 Корпус ... 373
3.2 Сопловой аппарат ... 375
3.3 Кольцо лабиринта ... 376

3.4 Трактовое кольцо..... 377
Уровень 4: Лопатки сопловых аппаратов..... 378
§4.4 Конструкционная прочность элементов турбины..... 379
Выбор материала..... 379
Анализ нагружения..... 380
Рабочие лопатки..... 380
Сопловые лопатки..... 383
Диски..... 384
Валы турбины..... 385
Корпус турбины..... 386
§4.5 Особенности конструкции свободной турбины..... 387
Контрольные вопросы..... 391

Заключение..... 394

Предметный указатель..... 395

Список литературы..... 399

Памяти заведующего кафедрой конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Генерального конструктора, академика Николая Дмитриевича Кузнецова ***посвящается***

Предисловие

Предлагаемый учебник предназначен для студентов, изучающих курс «Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей (АД) и приводов энергетических установок (ЭУ)».

Основа построения учебника – курс конструкции и проектирования авиационных газотурбинных двигателей и приводов энергетических установок, созданный на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета.

Проектирование в широком смысле – это процесс принятия решения, обучение созданию проекта авиационного ГТД, его конструкции – опирается (основано) на знание фундаментальных и технических наук. Именно курс конструкции и проектирования авиационных газотурбинных двигателей позволяет достичь понимания студентами взаимодействия наук, которые они изучают по отдельности. В этом заглавная задача курса, его особое место в становлении инженера-конструктора.

За более чем полувековой период использования человеком реактивной авиации создано много разных типов газотурбинных двигателей различного назначения, двигателей с разными характеристиками по тяге, удельному расходу топлива, ресурсу. В каждом новом двигателе появлялись усовершенствованные узлы, элементы двигателя. Накоплен бесценный опыт конструирования, который не стареет с годами, ибо очень часто казалось бы забытые конструкторские решения приобретают новое применение.

Все это обязывало при подборе материалов учебника вести тщательный анализ конструктивных исполнений, чтобы не растерять эти крупицы конструкторского труда.

Решение этой задачи было найдено в использовании системного подхода к изложению материала, который позволяет, на наш взгляд, органично построить изложение в первую очередь на анализе функциональных и структурных связей элемента двигателя, а само конструктивное исполнение, его особенности подавать как пример решения этих задач.

Понимание, разгадка конструкторских решений, показавших свою эффективность, тесно связаны с термогазодинамическим, тепловым проектированием узлов и элементов двигателя, с анализом прочности. Это причина появления в тексте фрагментов по этим направлениям.

Учебник состоит из двух книг.

Первая книга посвящена начальному этапу проектирования двигателя и взаимодействию на этом этапе создателей двигателя и самолета. Проектирование авиационного ГТД – это сложный итерационный процесс, связанный с утверждением концепции, термогазодинамическим проектированием, формированием исходных данных, созданием опорной конструкции (компоновки) двигателя, альтернативных вариантов, прочностным анализом и анализом эффекта применения. И все это знаменуется выбором оптимального варианта и формированием двух основополагающих документов – технического предложения (ТП) и технического задания (ТЗ).

Проектирование узла компрессора (вентилятор, подпорные ступени, компрессор высокого (среднего) давления) с обеспечением его ротора на нерасчетных режимах, проектирование турбины (турбина высокого давления, турбина низкого (среднего) давления с разработкой систем охлаждения и управления радиальными зазорами и анализ конструкционной прочности компрессора и турбины – основы содержания первой книги.

Вторая книга включает две главы: камеры сгорания и опоры роторов ГТД. Как и в первой книге, основой этих глав является декомпозиция и структурный анализ.

Сложность создания компоновки камеры сгорания и компоновки опор роторов состоит в том, что в отличие от компрессора и турбины здесь нет четких проектных процедур от термодинамического расчета до базовой конструкции.

Поэтому за основу создания компоновки камеры сгорания принят метод Дорошенко В.Е. с выбором прототипа и расчетом параметра форсирования. При разработке самой конструкции используется богатейший материал, получаемый при анализе конструкции ГТД ведущих двигательных фирм.

Затруднения в изучении и создании конструкции опор роторов определяются их многочисленными функциональными и структурными связями. Отсюда много внимания приходится уделять описанию особенностей конструкции уплотнений, маслоподвода, демпфирования и др.

Автор признателен доктору технических наук, профессору Фалалееву С.В., кандидату технических наук, заместителю генерального конструктора Кочерову Е.П. за рецензирование рукописи.

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

Введение

Реактивная авиация и авиационные газотурбинные двигатели имеют невеликую по времени историю, начавшуюся в 40-е годы XX века, но несравненно яркую по свершениям и достижениям. Лучшим тому подтверждением послужат слова восхищения двигателем писателя А. Проханова («Завтра» № 37, сентябрь 2008 г.):

«…изделия рук человеческих, достигших совершенства, за которым неживая материя вот-вот обретет свойства жизни… Металлическое диво, от которого невозможно отвести глаз…Но ревущая мощь и взрывная непомерная сила пронизана божественной музыкой замысла, математикой хрустальных теорий, восхищением победившего гения...».

Стремительность в совершенствовании авиационных газотурбинных двигателей поражает.

Температура газов перед турбиной с 1940 по 2000 гг. увеличилась с 917К (**РД-10**) до 1900К, т.е. в два с лишним раза. Это величайшее достижение стало возможным в связи с успехами в металлургии жаропрочных сплавов, но главное – с успехами в совершенствовании систем охлаждения. Вдумайтесь: турбинная лопатка работает под действием огромных центробежных и газовых нагрузок при температуре газа выше температуры плавления жаропрочного материала лопатки.

Степень повышения давления в компрессоре за этот период возросла с 3.18 (**ТР-1**) до 45 и выше – 15 раз.

Вес двигателя, отнесенный к взлетной тяге двигателя (удельный вес), характеризующий его весовое совершенство, снизился в 7…10 раз и составляет менее 0.15 *кг/(кН · ч)* у ТРДД и менее 0,1 *кг/(кН · ч)* у ТРДДФ.

Все эти годы происходил рост максимальной тяги двигателя от 9 *кН* (**РД-10**) до 500 *кН* и более.

Улучшилась еще одна заглавная характеристика турбореактивного двигателя – удельный расход топлива на взлетном режиме. Он снизился со 132 *кг/(кН · ч)* (**ТР-1**) до 25…30 *кг/(кН · ч)*, т.е. в 5 раз.

Высоки достижения в повышении надежности, одна из характеристик которой – наработка в часах на одно выключение двигателя в полете – составляет в начале XXI века более 110 000 часов.

Авиационный двигатель был и остается символом достижений научной и технической мысли своего времени.

1. Становление и развитие отечественного газотурбинного двигателестроения. Конструкторские школы

При таком анализе принято разделять всю историю авиационных газотурбинных двигателей на отдельные периоды, а двигатели, созданные в эти годы, на двигатели первого, второго… и т.д. поколений [2]. Каждый период, каждое поколение знаменуют новый качественный шаг в создании ГТД: температура газов перед турбиной $T_Г^*$, суммарная степень повышения давления $\pi_{K\Sigma}^*$, степень двухконтурности m, снижение удельного веса двигателя $\gamma_{дв}$ и др. (табл.1).

Таблица 1

Годы	1940…1950	1950…1960	1960…1970	1970…1985	1985…2005
Поколения	I	II	III	IV	V
$T_Г^*$	1000…1050К	1150…1250К	1250…1450К	1450…1650К	1650…1900К
$\pi_{K\Sigma}^*$	3…5	8…13	14…20	25…35	30…50
m	0	0	0,2…2,5	4…8	6…17
$\gamma_{дв}$	0,6…0,8	0,28…0,22	0,14…0,18	0,12…0,13	0,05…0,1

I поколение (1940…1950 гг.)

Период становления авиационных ГТД I поколения – наиболее трудный период нашей страны: Великая Отечественная война, трудный период восстановления разрушенного войной народного хозяйства и к этому – острейшая необходимость перевода военной авиации на новое качество – реактивную авиацию.

Вот тревожная хроника тех лет:

27 августа 1939 года – первый полет немецкого экспериментального самолета Не 178 с ТРД;

15 мая 1941 года – первый полет английского истребителя Глостер с ТРД;

12 июля 1944 года на вооружение ВВС Англии поступил реактивный истребитель Глостер «Метеор».

В том же 1944 году Германия применила истребители Не 163В и Ме 262 с ТРД на советско-германском фронте. Самолеты с поршневыми двигателями показали свою уязвимость, так как скорость их была на 200-300 *км/ч* меньше скорости самолетов с ТРД.

У СССР ни реактивных самолетов, ни турбореактивных двигателей еще не было.

Сразу после войны у нашей страны было три возможности решения проблемы создания ТРД:

на основе собственных разработок;

с использованием лицензионных проектов;

на базе трофейных немецких двигателей и с использованием немецких специалистов.

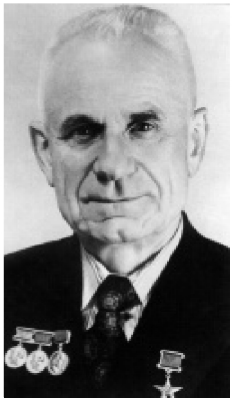
Работы по этим направлениям и стали началом образования ***конструкторских школ*** по созданию авиационных ТРД.

К 1946 году два опытно-конструкторских бюро (ОКБ), которые ранее создавали поршневые двигатели, приступили к разработке газотурбинных двигателей.

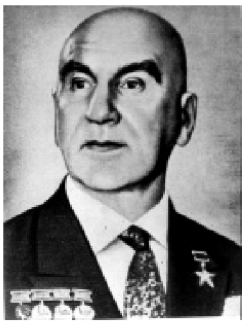
ОКБ-165 под руководством главного конструктора Люльки А.М. Работы над созданием ТРД, начатые в 1940 г. на Кировском заводе в Ленинграде были прерваны войной и возобновлены в 1943 г. В 1945 году создан и прошел стендовые 20-часовые испытания первый отечественный ГТД **С-18** ($P_0 = 12,25\ кН$, $\pi_K^* = 3,16$, $T_Г^* = 1050К$), где ротор опирался на подшипники скольжения.

Улучшенный вариант этого двигателя с ротором на подшипниках качения **ТР-1** ($P_0 = 13,6\ кН$, $\pi_K^* = 3,16$, $T_Г^* = 1050К$, $C_{уд} = 132\ кг/кН \cdot ч$) прошел Государственные 20-часовые испытания в 1947 году и устанавливался на истребителях Сухого П.О. Су-11, Алексеева С.М. Н-211 и бомбардировщиках Илюшина С.В. Ил-22 с 4 двигателями.

В 1950 году начато создание ТРД **АЛ-5.**



Люлька Архип Михайлович, 1908-1984 гг.



Микулин Александр Александрович, 1895-1985 гг.

ОКБ-300 под руководством Генерального конструктора Микулина А.А. к разработке ТРД приступило в 1946 году, были созданы ТРД **АМТКРД-1** ($P_0 = 32,4\ кН$, $\pi_K^* = 4$, $T_Г^* = 1120К$, $C_{уд} = 124\ кг/кН \cdot ч$) – Государственные 25-часовые испытания в 1948 г. и **АМРД-02** ($P_0 = 41,7\ кН$, $\pi_K^* = 5$, $T_Г^* = 1120К$, $C_{уд} = 104\ кг/кН \cdot ч$). Оба проходили летные испытания на бомбардировщиках ЕФ-140.

В 1949 году начато создание самого мощного ТРД в мире к тому времени ТРД **АМ-3** ($P_0 = 85,3\ кН$, $\pi_K^* = 6,2$, $T_Г^* = 1130К$, $C_{уд} = 95\ кг/кН \cdot ч$).

ОКБ-117 и ОКБ-45 под руководством Генерального конструктора Климова В.Я. В 1947…1956 гг. Климов В.Я. одновременно был Генеральным конструктором ОКБ-117 в г. Ленинграде и ОКБ-45 в г. Москве.

С конца 1946 г. в этих конструкторских коллективах начались работы по внедрению в производство иностранных ТРД: английских ТРД **«Дверент-V»** с обозначением **РД-500** ($P_0 = 15,6\ кН$, $\pi_K^* = 4$, $T_Г^* = 1140К$, $C_{уд} = 107\ кг/кН \cdot ч$), **«Нин»** с обозначением **РД-45** ($P_0 = 20\ кН$, $\pi_K^* = 4$, $T_Г^* = 1140К$, $C_{уд} = 109\ кг/кН \cdot ч$) и немецкого **ЮМО-004** под индексом **РД-10** ($P_0 = 9,0\ кН$, $\pi_K^* = 3,2$, $T_Г^* = 917К$, $C_{уд} = 115,7\ кг/кН \cdot ч$). Эти двигатели устанавливались на первых советских реактивных истребителях Яковлева А.С. – Як-15, Як-17, Лавочкина С.А. – Ла-50М, Ла-152, Сухого П.О. – Су-9 и др.



Климов Владимир Яковлевич, 1892-1962 гг.

Одновременно разрабатывался на базе **РД-45** двигатель с увеличенной тягой **ТРД ВК-1** ($P_0 = 26,5\ кН$, $\pi_K^* = 4,2$, $T_Г^* = 1170К$, $C_{уд} = 109\ кг/кН \cdot ч$).

В 1951 году внедрен в серийное производство первый в стране ТРДФ **ВК-1Ф** – модификация **ВК-1**.



Кузнецов Николай Дмитриевич, 1911-1995 гг.

Конструкторское бюро Государственного союзного опытного завода №2 под руководством Генерального конструктора Кузнецова Н.Д. (с 1949 года). Проектирование и создание ТРД с 1946 по 1953 гг. велось совместно советскими и немецкими специалистами. Немецкие специалисты жили с семьями и работали в СССР на контрактных условиях.

На базе разработок, выполненных немецкой фирмой «Юнкерс», был создан двигатель ТРД **012Б** ($P_0 = 29,43\ кН$, $\pi_К^* = 4,6$, $T_Г^* = 1050К$, $C_{уд} = 111,7\ кг/кН \cdot ч$), который в 1948 году прошел Государственные испытания. Однако дальнейшие работы по двигателю были прекращены. На базе этого двигателя в 1947 году был создан ТВД **ТВ-022** ($N_Э = 3680\ кВт$, $\pi_К^* = 5,6$, $T_Г^* = 1120К$, $C_{уд} = 0.41\ кг/кВт \cdot ч$). В ноябре 1950 года **ТВ-022** прошел 100-часовые Государственные испытания.

Модификация **ТВ-022-ТВ-2** с меньшим удельным расходом топлива ($C_{уд} = 0.349\ кг/кВт \cdot ч$) и большим ресурсом под индексом **ТВ-2** в 1951 году проходила летные испытания.

Развитие **ТВ-2** – двигатель с увеличенной мощностью **ТВ-2Ф** ($N_Э = 4600\ кВт$, $\pi_К^* = 5,6$, $T_Г^* = 1150К$, $C_{уд} = 0.34\ кг/кВт \cdot ч$), прошедший сдаточные испытания в 1951 году, стал основой создания самого мощного к тому времени турбовинтового двигателя **2ТВ-2Ф**.

В трудных условиях послевоенного времени были созданы первые отечественные ТРД для самолетов военной авиации, которые по своим выходным параметрам не уступали зарубежным аналогам. Сформировались первые конструкторские коллективы по созданию турбореактивных двигателей, которые в последующие годы стали основой конструкторских школ.

II поколение (1950…1960 гг.)

ОКБ-165. Прошел Государственные испытания в 1952 г. ТРД **АЛ-5** ($P_0 = 49\ кН$, $\pi_К^* = 4,5$, $T_Г^* = 1100К$, $C_{уд} = 97\ кг/кН \cdot ч$), который устанавливался на опытных самолетах.

В 1953 году создан, а в 1965 году прошел Государственные испытания ТРД **АЛ-7** ($P_0 = 67\ кН$, $\pi_К^* = 7$), который стал базой ТРДДФ **АЛ-7Ф-1** ($P_0 = 90,2\ кН$, $\pi_К^* = 9,1$, $T_Г^* = 1133К$, $C_{уд\,Ф} = 204\ кг/кН \cdot ч$), прошедшего Государственные испытания и запущенный в серийное производство в 1960 г. Это был первый ТРД, который выпускался массово в разных модификациях и устанавливался на самолетах Су-7, Су-7Б, Су-11, Ту-128, МиГ-27МЛ, Т-405, Т-431.

ОКБ-300. В 1952 году прошел Государственные испытания ТРД **АМ-3**, который устанавливался на бомбардировщике Ту-16 и первом в мире пассажирском реактивном самолете Ту-104. В последующие годы были созданы его модификации **РД-3М-500** и **РД16-15**.

В 1953 году был запущен в серийное производство ТРД с минимальной удельной массой **АМ-5** ($P_0 = 19,6\ кН$, $\pi_К^* = 5,8$, $T_Г^* = 1130К$, $C_{уд} = 95\ кг/кН \cdot ч$), масса двигателя 445 *кг* ($\gamma_{дв} = 0,227\ кг/кН$). Двигатель устанавливался на истребителе-перехватчике

Як-25. В 1953 году был спроектирован двухвальный ТРДФ с регулируемым реактивным соплом **Р11Ф-300**. В 1958 году он прошел Государственные испытания. **Р11Ф-300** стал основой многих модификаций ТРДФ.

ОКБ-117. Был создан ТРДФ **ВК-1Ф** (первый отечественный ТРД с форсажной камерой), устанавливался на истребителе МиГ-17ПФ. Двигатель серийно выпускался у нас в стране, Польше, Чехословакии, КНР. Велись поиски оптимальной конструкции ТРДФ. Начались разработки двигателя для вертолетов. Спроектирован ТВаД **ГТД-350** для вертолета Ми-2.

Конструкторское бюро Государственного союзного опытного завода №2. В 1951 году на базе ТВД **ТВ-2Ф** был создан самый мощный к тому времени ТВД-спарка с общим выносным редуктором **2ТВ-2Ф** ($N_Э = 9200\ кВт$, $\pi_K^* = 6{,}1$, $T_Г^* = 1150K$, $C_{уд} = 0.34\ кг/кВт \cdot ч$) для установки на стратегический дальний бомбардировщик.

В 1953 году работы по двигателю были прекращены, а техническая документация на двигатели **ТВ-2** и **ТВ-2Ф** была передана в Пермь (**ОКБ-19**) и в Запорожье (**ЗМКБ «Прогресс»**) для использования инженерного опыта создания ТРД.

В июле 1951 года начато проектирование ТВД **НК-12** (**ТВ-12**) с характеристиками $N_Э = 9200\ кВт$, $\pi_K^* = 9{,}5$, $T_Г^* = 1150K$, $C_{уд} = 0.306\ кг/кВт \cdot ч$. В октябре 1954 года двигатель прошел 100-часовые Государственные испытания, и в различных модификациях с увеличенной тягой до 11025 кВт (15000 л.с.) и удельным расходом $0.281\ кг/кВт \cdot ч\ (0.207\ кг/л.с.ч)$ устанавливался на стратегическом бомбардировщике Ту-95 и пассажирском самолете Ту-114.

В 1954 году начато проектирование и создание первого отечественного ТРДДФ **НК-6** ($P_0 = 215\ кН$, $\pi_K^* = 13{,}6$, $T_Г^* = 1400K$, $m = 2$, $C_{уд} = 173\ кг/кН \cdot ч$) с форсажной камерой во II контуре.

В 1955 году спроектирован и изготовлен ТВД **НК-4** ($N_Э = 2944\ кВт$, $\pi_K^* = 7{,}9$, $T_Г^* = 1250K$, $C_{уд} = 0.281\ кг/кВт \cdot ч$) для пассажирских самолетов Ан-10 и Ил-18. В 1957 году **НК-4** прошел государственные испытания.

ОКБ-19 под руководством Генерального конструктора Соловьева П.А. В 1953 году на базе ТВД **ТВ-2Ф**, переданного из ОКБ Генерального конструктора Кузнецова Н.Д., созданы два двигателя: ТВД **ТВ-2М** с выносным редуктором для бомбардировщика-торпедоносца Ту-91 и ТВаД **ТВ-2МВ** для вертолета Ми-6.

На **ТВ-2МВ** была впервые в практике авиадвигателестроения реализована концепция ТРД со свободной турбиной.

Оба двигателя прошли Государственные испытания: **ТВ-2М** – в 1954 году, а **ТВ-2МВ** в – 1957 году. В 1956 году начато проектирование ТРДДФ **Д-20** для бомбардировщика. Однако проект самолета был закрыт. Модификация этого двигателя ТРДД **Д-20П** ($P_0 = 54\ кН$, $\pi_K^* = 14$, $T_Г^* = 1330K$, $m = 1$, $C_{уд} = 89\ кг/кН \cdot ч$) для пассажирского самолета Ту-124 прошла Государственные испытания в 1960 году.



Соловьев Павел Александрович, 1917-1996 гг.

В 1959 году на базе газогенератора **Д-20** была создана силовая установка для вертолетов Ми-6 и Ми-10 из двух ТВаД **Д-25В** и редуктора **Р-7**.

1956 год – начало разработки проекта одновального ТРДД. Проведены испытания. Подобный двигатель **М-53** выполнен фирмой SNECMA на 20 лет позже.



Добрынин Владимир Алексеевич, 1895-1978 гг.

Рыбинское КБМ под руководством Главного конструктора Добрынина В.А. В 1952 году спроектирован и до 1954 года проходил доводку ТРД **ВД-5** ($P_0 = 127{,}5\ кН$, $\pi_К^* = 13{,}6$, $T_Г^* = 1150К$, $C_{уд} = 97\ кг/кН \cdot ч$) для стратегического бомбардировщика конструкции Мясищева В.М. К тому времени это был самый мощный ТРД.



Ивченко Александр Георгиевич, 1903-1968 гг.

ЗМКБ «Прогресс» (Запорожское машиностроительное конструкторское бюро под руководством Главного конструктора Ивченко А.Г.). Турбостартер **ТС-12А** для ТВД **НК-12** был первым ТРД, выданным ЗМКБ «Прогресс». В 1953 году были начаты работы над ТВД **ТВ-2Т** для транспортного самолета Ан-8 конструкции Антонова О.К. **ТВ-2Т** создавался на базе **ТВ-2**, документация которого была передана из ОКБ Кузнецова Н.Д.

В 1955 году ЗМКБ приняло участие в конкурсе на ТВД для пассажирских самолетов Ан-10 и Ил-18. Создан ТВД **АИ-20** ($N_Э = 3125\ кВт$, $\pi_К^* = 7{,}3$, $T_Г^* = 1160К$, $C_{уд} = 0.285\ кг/кВт \cdot ч$). В 1957 году **АИ-20** прошел Государственные испытания.

В 1960 году прошел испытания **АИ-24** ($N_Э = 1875\ кВт$, $\pi_К^* = 6{,}4$, $T_Г^* = 1070К$, $C_{уд} = 0.322\ кг/кВт \cdot ч$) для пассажирского самолета Ан-24.

В период 1950…1960 гг. ведущие ОКБ, научно-исследовательские институты ЦИАМ (Центральный институт авиационного моторостроения), ЦАГИ (Центральный аэрогидродинамический институт), ВИАМ (Всесоюзный институт авиационных материалов), НИАТ (научно-исследовательский институт авиационных технологий и организации производства) изучили и обобщили опыт создания ТРД I поколения. Выполнены работы по теоретическим основам ТРД, появились достижения в металлургии жаропрочных сплавов и сталей, в технологии точного литья, что позволило сделать шаги по увеличению $\pi_К^*$ и $T_Г^*$. Все конструкторские коллективы, получив опыт проектирования и доводки ТРД, включились в создание двигателей собственной конструкции. Отставание от стран Запада по уровню совершенства реактивной авиации было преодолено. Оснащение армии стратегическими бомбардировщиками решило проблему досягаемости потенциального противника.

Создан первый в мире пассажирский самолет Ту-104 с двигателем АМ-3, выполнявший регулярные рейсы.

Создан первый в стране ТРДД **Д-20П** для пассажирского самолета Ту-124.

Создан самый мощный в мире ТВД **НК-12** и пассажирский самолет Ту-114, позволяющий выполнить беспосадочный перелет на американский континент.

Созданы ТВД **АИ-20** и **НК-4** для пассажирских самолетов Ан-10 и Ил-18. Для вертолетов Ми-6 и Ми-10 создан ТВаД **ТВ-2М**.

III поколение (1960…1970 гг.)

ОКБ-165. В 1965 году разработан проект и создан ТРДФ **АЛ-21Ф** ($P_0 = 87{,}3\ кН$, $\pi_K^* = 12{,}7$, $T_Г^* = 1263 К$, $C_{уд\,0} = 194\ кг/кН \cdot ч$), а в 1969 году его модификация **АЛ-21Ф-3** ($P_0 = 110\ кН$, $\pi_K^* = 14{,}6$, $T_Г^* = 1385 К$, $C_{уд\,кр} = 78\ кг/кН \cdot ч$). Особенностью **АЛ-21Ф-3** является развитая система управления компрессором (10 регулируемых направляющих аппаратов в 14-ступенчатом компрессоре), что определяет высокие удельные параметры двигателя в широком диапазоне режимов. Устанавливался на модификациях самолетов Су-17 и Су-24.

ОКБ-300, Генеральный конструктор Туманский С.К. Выполняются модификации двухвального ТРДФ **Р11Ф-300**: **Р11Ф2-300** ($P_0 = 60\ кН$, $\pi_K^* = 9$, $T_Г^* = 1200 К$, $C_{уд\,0} = 225\ кг/кН \cdot ч$) в 1961-62 гг. и **Р11Ф2С-300** в 1965 году.

В 1964-69 гг. созданы ТРДФ для истребителей с $M_П = 3{,}0$ **Р15-300** и **Р15Б-300** ($P_0 = 109{,}8\ кН$, $\pi_K^* = 4{,}75$, $T_Г^* = 1230 К$, $C_{уд\,0} = 275\ кг/кН \cdot ч$).

Для фронтового истребителя МиГ-23 создан двухвальный ТРДФ **Р29Б-300** ($P_0 = 112{,}7\ кН$, $\pi_K^* = 12{,}2$, $T_Г^* = 1400 К$, $C_{уд\,0} = 184\ кг/кН \cdot ч$).

Для первого советского самолета вертикального взлета и посадки Як-38 был создан подъемно-маршевый ТРД **Р27В-300** ($P_0 = 59{,}8\ кН$, $\pi_K^* = 10{,}5$, $T_Г^* = 1450 К$, $C_{уд\,0} = 184\ кг/кН \cdot ч$) – (1967…1974 гг.).

ОКБ-117, Генеральный конструктор Изотов С.П. В 1963 году прошел Государственные испытания ТВаД **ГТД-350** ($N_e = 298\ кВт$, $\pi_K^* = 6{,}0$, $T_Г^* = 1200 К$, $C_{уд\,К} = 0.582\ кг/кВт \cdot ч$). В 1965 году передан в серию ТВаД **ТВ2-117** ($N_e = 1103\ кВт$, $\pi_K^* = 6{,}2$, $T_Г^* = 1090 К$, $C_{уд\,К} = 0.422\ кг/кВт \cdot ч$) для силовой установки вертолета Ми-8 из двух двигателей и редуктора **ВР-8**.

Конструкторское бюро Государственного союзного опытного завода №2. Выполнены модернизации ТВД **НК-12**: **НК-12МА** ($N_e = 11025\ кВт$, $\pi_K^* = 9{,}3$, $T_Г^* = 1250 К$, $C_{уд\,К} = 0.225\ кг/кВт \cdot ч$) для транспортного гиганта Ан-22 «Антей», **НК-12МК** для экраноплана «Орленок», **НК-12МП** для противолодочного ударного комплекса Ту-142, Ту-95МС.

В 1963 году на базе газогенератора ТРДДФ **НК-6**, работы по которому были прекращены, спроектирован ТРДДФ **НК-144** ($P_0 = 167\ кН$, $\pi_K^* = 14{,}6$, $T_Г^* = 1390 К$, $m = 0.78$, $C_{уд\,0} = 163\ кг/кН \cdot ч$) для сверхзвукового пассажирского самолета Ту-144. В 1967…1970 гг. изготавливается модифицированный **НК-144-22** для опытного самолета Ту-22МО. На двигателе **НК-144ВТ** проводилась отработка применения в качестве топлива жидкого водорода, что увеличивало дальность Ту-144 с 6039 до 10146 *км*.

ТРДДФ **НК-22** и **НК-22М** на базе газогенератора **НК-6** были созданы специально для самолета-бомбардировщика Ту-22М.

Газогенератор **НК-6** стал основой создания ТРДД для магистральных пассажирских самолетов Ил-62 – ТРДД **НК-8-4** ($P_0 = 103\ кН$, $\pi_K^* = 10{,}8$, $T_Г^* = 1190 - 1225 К$, $m = 1.05$, $C_{уд\,К} = 82{,}6\ кг/кН \cdot ч$) и Ту-154 – **НК-8-2У** ($P_0 = 103\ кН$, $\pi_K^* = 10{,}7$, $T_Г^* = 1156 - 1230 К$, $m = 1.05$, $C_{уд\,К} = 78{,}1\ кг/кН \cdot ч$).

ОКБ-19. На базе газогенератора **Д-20** создан ТРДД **Д-30** ($P_0 = 66,7\ кН$, $\pi_K^* = 18,6$, $T_Г^* = 1347 K$, $m = 1.0$, $C_{уд\,K} = 63,3\ кг/кН \cdot ч$) для пассажирского самолета Ту-134. Он стал первым отечественным ТРДД, получившим сертификат летной годности.

В **Д-30** 2-й и 3-й серий был снижен удельный расход топлива до $61,6\ кг/кН \cdot ч$. Они устанавливались на самолет Ту-134 всех модификаций.

Рыбинское КБМ под руководством Главного конструктора Колесова П.А. Выполнен проект и велась доводка ТРДФ **РД36-41** ($P_0 = 157\ кН$, $\pi_K^* = 10$, $T_Г^* = 1330 K$, $m = 1.0$, $C_{уд\,K} = 194\ кг/кН \cdot ч$) для дальнего сверхзвукового самолета Т-4 (Су-100). Однако в 1974 году работы по самолету и двигателю были прекращены.

С октября 1967 года начались работы по созданию ТРД **РД36-51А** ($P_0 = 196,7\ кН$, $\pi_K^* = 15.8$, $T_Г^* = 1355 K$, $C_{уд\,K} = 1,25\ кг/кН \cdot ч$) для сверхзвукового пассажирского самолета Ту-144Д. В апреле 1964 года был изготовлен первый отечественный подъемный ТРД **РД36-35** ($P = 23\ кН$, $\pi_K^* = 4.4$, $T_Г^* = 1230 K$), работающий циклами 2…3 минуты, для самолетов МиГ-23 и МиГ-21ПФ. Это позволило сократить длину пробега при взлете в 2,5 раза, а при посадке – в 2 раза.

В 1968 году был изготовлен первый двигатель **РД36-35ФВ** ($P = 28,4\ кН$, $\pi_K^* = 5.1$, $T_Г^* = 1350 K$), а в 1972 году прошел Государственные испытания и передан в серийное производство. Два двигателя **РД36-35ФВ** и один подъемно-маршевый **Р28В-300** (**ОКБ-300**) составляли силовую установку самолета вертикального взлета и посадки Як-38.

ЗМКБ «Прогресс». Создан ТРДД **АИ-25** ($P_0 = 14,7\ кН$, $\pi_K^* = 8$, $T_Г^* = 1145 K$, $m = 2.2$) для пассажирского самолета местных линий Як-40 и самолета сельскохозяйственной авиации М-15. Разработан и запущен в серию вспомогательный ТРД (ВСУ) **АИ-8**.

ОМКБ (Омское моторостроительное конструкторское бюро) под руководством Главного конструктора Глущенкова В.А. В 1964 году создан и в 1966 году передан в серийное производство ТВаД **ГТД-3Ф** ($N_e = 662\ кВт$, $\pi_K^* = 6,5$, $T_Г^* = 1142 K$, $C_{уд\,K} = 0.514\ кг/кВт \cdot ч$), который использовался в силовой установке (два двигателя и редуктор) вертолета Ка-25.

В 1965 году создана ВСУ **ГТД-5М**, которая используется на самолетах и по настоящее время.

IV поколение (1970…1985 гг.)

ОКБ-165. В 1970 году был запущен в серию **АЛ-21Ф** с увеличенной тягой ($P_0 = 110\ кН$, $\pi_K^* = 14,6$, $T_Г^* = 1385 K$, $C_{уд\,K} = 190\ кг/кН \cdot ч$).

В середине 70-х годов создан ТРДДФ **АЛ-31Ф** ($P_{0\,Ф} = 125\ кН$, $\pi_K^* = 23$, $T_Г^* = 1650 K$, $m = 0,571$) для истребителя Су-27.

ОКБ-300 под руководством Генерального конструктора Фаворского О.Н. В 1970 году прошел летные испытания и запущен в серийное производство ТРДФ **Р29Б-300** ($P_{0\,Ф} = 112,7\ кН$, $\pi_K^* = 12,2$, $T_Г^* = 1400 K$, $C_{уд\,0Ф} = 184\ кг/кН \cdot ч$) для модификаций истребителей МиГ-23 и МиГ-27.

В 1974 году прошел Государственные испытания первый отечественный подъемно-маршевый ТРД **Р27В-300** ($P_0 = 59{,}8\ кН$, $\pi_К^* = 10{,}5$, $T_Г^* = 1450К$) для самолета вертикального взлета и посадки Як-38.

В 1976 году начал серийно изготавливаться ТРДФ **Р35-300** ($P_{0Ф} = 127{,}5\ кН$, $\pi_К^* = 13$, $T_Г^* = 1493К$, $C_{уд\,0Ф} = 200\ кг/кН \cdot ч$) для самолета МиГ-23МЛ.

В 1979 году в Уфимском филиале под руководством Главного конструктора Гаврилова С.А. разработан и вошел в серию ТРД **Р95Ш** ($P_0 = 40{,}2\ кН$, $\pi_К^* = 8{,}66$, $T_Г^* = 1148К$, $C_{уд\,0Ф} = 87{,}5\ кг/кН \cdot ч$) для самолета Су-25 и его модификаций.

ОКБ-117. В 1972 году прошел Государственные испытания ТВаД **ТВ3-117** ($N_Э = 1618\ кВт$, $\pi_К^* = 9{,}55$, $T_Г^* = 1193К$, $C_{уд} = 0.285\ кг/кВт \cdot ч$) для вертолетов Ми-117 и Ка-32. Создан ТРД **ТРЗ-117** ($P_0 = 3{,}8\ кН$, $\pi_К^* = 10{,}7$, $T_Г^* = 980К$, $C_{уд\,0Ф} = 88{,}6\ кг/кН \cdot ч$) для беспилотных самолетов Ту-143 «Рейс» и Ту-243 «Рейс Д».

Создан и в 1984 году прошел Государственные испытания ТРДДФ **РД-33** ($P_{0Ф} = 81{,}4\ кН$, $\pi_К^* = 21{,}0$, $T_Г^* = 1536К$, $m = 0{,}49$, $C_{уд\,0Ф} = 214\ кг/кН \cdot ч$) для истребителя МиГ-29.

Двигатель выпускается в различных исполнениях: **РД-33К** для МиГ-29Н и палубного истребителя МиГ-29К, **РД-33** серии 3М с увеличенным ресурсом. **РД-93** для китайского истребителя FC-1, **СМР-95** для французского истребителя «Мираж» F-1 и «Мираж-3».

Конструкторское бюро Государственного союзного опытного завода №2. В 1971 году началась разработка **НК-8-2У** ($P_0 = 103\ кН$, $\pi_К^* = 10{,}7$, $T_Г^* = 1230К$, $m = 1{,}05$, $C_{уд\,0} = 0{,}59\ кг/кН \cdot ч$) с улучшенной экономичностью на 4-5%, ресурсом до первой переборки 8000 часов и назначенным ресурсом более 18000ч. В 1972 году началось его серийное изготовление.

В 1974 году был создан стартовый ТРДД **НК-8-4К** для экраноплана «Орленок».

В 1974…1980 гг. создан ТРДД **НК-86** ($P_0 = 127{,}5\ кН$, $\pi_К^* = 12{,}93$, $T_Г^* = 1260К$, $m = 1{,}18$, $C_{уд\,кр} = 75{,}5\ кг/кН \cdot ч$) для первого отечественного широкофюзеляжного пассажирского самолета Ил-86. В 1987 году вошла в эксплуатацию его модификация **НК-86А** с улучшенными характеристиками на взлете и увеличенным ресурсом.

В 1986 году на базе **НК-86** создан двигатель для экранопланов «Лунь» и «Спасатель».

С 1974 года велись работы по двигателям **НК-88** с топливом – жидкий водород, и **НК-89** с топливом – сжиженный природный газ. В 1988 году был выполнен первый полет летающей лаборатории Ту-155 с двигателем **НК-88**, а в январе 1989 года самолета Ту-156 с двигателем **НК-89.**

С 1977 года создавался новый ТРДДФ **НК-25** ($P_{0Ф} = 245\ кН$, $\pi_К^* = 25{,}4$, $T_Г^* = 1597К$, $m = 1{,}45$, $C_{уд\,0Ф} = 212{,}2\ кг/кН \cdot ч$) – трехвальный двигатель с электронной системой управления для бомбардировщика Ту-22М3.

Газогенератор **НК-25** стал основой двигателей **НК-56** ($P_0 = 177кН$, $\pi_К^* = 25{,}5$, $T_Г^* = 1571К$, $m = 4{,}9$, $C_{уд\,кр} = 0{,}63\ кг/кН \cdot ч$) и **НК-64** ($P_0 = 157кН$, $\pi_К^* = 27{,}6$, $T_Г^* = 1548К$, $m = 4{,}1$, $C_{уд\,кр} = 0{,}59\ кг/кН \cdot ч$) для пассажирских лайнеров Ил-96-300 и Ту-204. Развитием **НК-25** стал ТРДДФ **НК-32** ($P_{0Ф} = 245\ кН$, $\pi_К^* = 28{,}4$, $T_Г^* = 1630К$,

$m = 1,4$) для стратегического бомбардировщика. Во второй половине 80-х годов начались разработки нового турбовентиляторного двигателя.

ОКБ-19. На базе газогенератора **Д-30** в начале 1980 года создавались проекты двигателя для пассажирских самолетов Ил-96-300 и Ту-214 ТРДД **ПС-90А** ($P_0 = 157 кН$, $\pi_K^* = 35,5$, $T_Г^* = 1640 K$, $m = 4,5$, $C_{уд\,кр} = 60,7\ кг/кН \cdot ч$).

В 1985 году **ПС-90А** победил на конкурсе двигателя для пассажирских самолетов.

Создана модификация **ПС-90А2** с увеличенной $T_Г^* = 1691 K$ и уменьшенным $C_{уд\,кр} = 60,6\ кг/кН \cdot ч$.

Рыбинское КБМ. В 1981…1985 гг. создан подъемный ТРД **РД-38** для самолета вертикального взлета и посадки Як-38М и **РД-38А** для самолета Ан-71.

ЗМКБ «Прогресс» под руководством Генерального конструктора Лотарева В.А. В начале 70-х годов прошлого столетия был создан проект ТРДД с высокой степенью двухконтурности и по трехвальной схеме **Д-36** ($P_0 = 63,7 кН$, $\pi_K^* = 20,2$, $T_Г^* = 1450 K$, $m = 5,6$, $C_{уд\,кр} = 66,2\ кг/кН \cdot ч$) для самолетов Як-42 и Ан-72.

В 1984 году прошел государственные испытания трехвальный ТРДД **Д-18Т** ($P_0 = 230 кН$, $\pi_K^* = 25$, $T_Г^* = 1600 K$, $m = 5,6$, $C_{уд\,кр} = 58,2\ кг/кН \cdot ч$) для сверхтяжелых транспортных самолетов Ан-124 «Руслан» и Ан-225 «Мрия».

ОМКБ. В 1970 году был спроектирован турбовинтовой двигатель и его модификации **ТВД-10Б** ($N_e = 706 кВт$, $\pi_K^* = 7,4$, $T_Г^* = 1160 K$, $C_{уд\,0} = 0.347\ кг/кВт \cdot ч$) для самолета Ан-38, **ТВД-10М** для корабля на воздушной подушке.

V поколение (1985…2005 гг.)

После смены общественного строя в России резко изменились приоритеты в развитии двигателестроения, прекратилось плановое финансирование опытных предприятий. Все это потребовало от двигателестроительных ОКБ, которые стали в большинстве открытыми акционерными обществами, строить новую стратегию отношений с партнерами и государством.

Темп создания новых авиадвигателей резко упал. Конструкторские школы использовали свои заделы.

ОКБ-117 (переименовано в ГУНПП «Завод им. В.Я.Климова»). В 1999 году получил сертификат летной годности ТВД совместной разработки ЗМКБ «Прогресс» и завода им. В.Я.Климова **ТВ3-117ВМА-СБМ** ($N_e = 1840 кВт$, $\pi_K^* = 9,3$, $T_Г^* = 1293 K$, $C_{уд\,0} = 0.271\ кг/кВт \cdot ч$) для самолета Ан-140.

С 1985 года разрабатывается ТВД **ТВ7-117С** ($N_e = 1840 кВт$, $\pi_K^* = 9,2$, $T_Г^* = 1525 K$, $C_{уд\,0} = 0.272\ кг/кВт \cdot ч$). В 1997 году двигатель сертифицирован.

На базе газогенератора **ТВ7-117С** разработан ТВаД **ТВ7-117В** и **ТВ7-117ВК** для вертолетов нового поколения.

ОКБ-300 (переименовано в АМНТК «Союз»). Создан ТРД **Р195** ($P_0 = 42,2 кН$, $\pi_K^* = 9,0$, $T_Г^* = 1188 K$, $C_{уд\,0} = 89,5\ кг/кН \cdot ч$) для самолета Су-25 и его модификаций.

В 1997 году прошли сдаточные испытания подъемно-маршевого ТРДДФ **Р79** и его модификация **Р79В-300** ($P_{0\,Ф} = 152\ кН$, $\pi_К^* = 22$, $T_Г^* = 1620К$, $m = 0{,}8$, $C_{уд\,Ф} = 58{,}2\ кг/кН \cdot ч$) для сверхзвукового самолета вертикального взлета и посадки Як-141.

ОКБ-165 (переименован в АОО «А.Люлька-Сатурн», в 2001 после слияния с ОАО «Рыбинские моторы» получило название ОАО НПО «Сатурн»). В 1995 году были проведены летные испытания ТРДДФ **АЛ-41Ф** для истребителей 5-го поколения.

Выполнены модификации **АЛ-31Ф** для самолета Су-37.

Велись работы по созданию ТРД **АЛ-55** ($P_0 = 21{,}6\ кН$, $C_{уд\,0} = 72{,}3\ кг/кН \cdot ч$).

ОКБ и опытный завод №2 (переименован в СНТК им. Н.Д. Кузнецова). Выполнен ТРДДФ **НК-321** – улучшенный вариант **НК-32** ($P_{0\,Ф} = 245\ кН$, $\pi_К^* = 28{,}2$, $T_Г^* = 1630К$, $m = 1{,}6$). Создан ТВВД **НК-93** ($P_{0\,Ф} = 171\ кН$, $\pi_К^* = 37$, $T_Г^* = 1600К$, $m = 16{,}6$, $C_{уд\,кр} = 50\ кг/кН \cdot ч$), первый в мире ТВВД со сверхвысокой степенью двухконтурности и закопотированным двухступенчатым винтовентилятором с редукторным приводом.

На базе газогенератора **НК-93** выполнена модификация ТВД **НК-110** с задним расположением винтовентилятора.

ОКБ-19 (переименовано в Пермское ОАО «Авиадвигатель»). В 1991 году прошел Государственные испытания ТРДД **ПС-90А** для пассажирских самолетов Ил-96-300 и Ту-204. Разработаны модификации этих двигателей **ПС-90А-76** и **ПС-90А-154** для самолетов Ил-76 и Ту-154.

РКБМ (переименовано в ОАО НПО «Сатурн»). В 1996 году были проведены стендовые испытания двигателя **ТВД-1500** ($N_e = 1137\ кВт$, $\pi_К^* = 14{,}4$, $C_{уд\,кр} = 0.266\ кг/кВт \cdot ч$), который предназначался для самолета Ан-38. На его базе созданы ТВаД **РД-600** и **РД-600М** для боевого вертолета Ка-62.

Совместно с фирмой Snecma создан ТРДД **Sam-146** для пассажирского самолета SSI100-75.

ЗМКБ «Прогресс» (с 1994 «Запорожское МКБ «Прогресс» им. А.Г.Ивченко»). Создан ТВД **Д-27** с винтом нового поколения – увеличено число широкохордных, саблевидных лопастей (8 и 6), уменьшенный диаметр (4,5 м), высокий КПД (N_e = 10290 кВт, $\pi_К^* = 22{,}9$, $T_Г^* = 1640К$, $C_{уд\,кр} = 0.231\ кг/кВт \cdot ч$) для самолета Ан-70 (1993 г.).

В 1994 году получил сертификат летной годности ТВаД **Д-136** на базе газогенератора **Д-36**.

Совместно с ОКБ завода им. В.Я.Климова создан ТВД **ТВ3-117ВМА-СБМ** для самолета Ан-140.

ОМКБ. В 1990 году прошел Государственные испытания **ТВД-20** ($N_e = 1051\ кВт$, $\pi_К^* = 7{,}4$, $T_Г^* = 1140К$, $C_{уд\,кр} = 0.456\ кг/кВт \cdot ч$) для самолета Ан-3. Вспомогательная силовая установка для самолета Ту-204 – **ВГТД-43** ($N_e = 30...40\ кВт$).

С участием ГУНПП «Завод им. В.Я.Климова» создан ТВаД **ТВ-0-100** ($N_e = 630\ кВт$, $\pi_К^* = 9{,}2$, $T_Г^* = 1300К$, $C_{уд\,кр} = 0.396\ кг/кВт \cdot ч$) для вертолета Ка-126.

В 1992 году прошел сдаточные испытания **ТРДД-50** ($P_0 = 4{,}9\ кН$).

2. Построение учебника

Учебник написан с отходом от общепринятых, устоявшихся приемов изложения материала – в основу положен системный подход [1].

Метод системного анализа при проектировании сложных объектов, а в нашем случае авиационных газотурбинных двигателей, включает в себя:

– разработку общей схемы решения проектной задачи;
– декомпозицию сложной конструкции объекта с выделением существенных связей между подсистемами и элементами;
– назначение критериев;
– поиск альтернативных решений;
– обоснование решений.

Главное в системном подходе – декомпозиция, т. е. разбиение сложной системы или объекта на части или элементы и выделение существенных связей элементов внутри объекта, что позволяет оптимизировать объект.

Однако выделение существенных связей внутри системы или объекта очень продуктивно при изучении самого объекта и его элементов. Поэтому в учебном издании изучение каждого модуля двигателя или элементов этого модуля начинается с декомпозиции и установления функциональных и структурных связей.

Различия между объектом и элементом состоят в следующем:

– объект может самостоятельно решать задачи в своем классе операций, т.е. действий с результатом (двигатель создает тягу);
– элемент может применяться в операции и создавать в ней полезный эффект только в составе объекта. Элементы жестко объединены связями и условиями размещения в корпусе объекта.

Объект может входить в сложную систему и рассматриваться в многообразии его связей с этой системой (двигатель – самолет).

Объект, в свою очередь, декомпозируется на элементы, по отношению к которым он может играть роль сложной системы.

Общие правила декомпозиции таковы:

Систему можно исследовать (изучать) по частям, разбив ее на уровни $1…q$. Один из уровней n должен включать разрабатываемый объект со связями, идущими от него вверх к уровню n+1, вниз – к уровню n-1 и по горизонтали к подсистемам и элементам того же ранга. Могут быть случаи, когда отдельные связи идут к подсистемам более высокого уровня, минуя уровень n.

Разрабатываемый объект вырезается из тела системы, при этом в сечениях возникают «силы связей», до этого скрытые в системе. Из всего обилия связей оставляется минимальное число существенных. Выбранные существенные связи S подробно описываются (исследуются), что позволяет составить требования к подсистемам и элементам со стороны объекта, оптимизировать подсистемы и элементы и объект в целом. Описать, исследовать существенные связи возможно только при глубоком понимании конструкции объекта и его подсистем и элементов. В этом привлекательность системного подхода при изучении конструкции сложных объектов.

В учебнике каждый основной модуль (компрессор, турбина, камера сгорания и т.д.) рассматривается как объект или подсистема, так как реализует законченное действие, направленное на решение конкретной задачи (например, подвод тепла к рабочему телу в камере сгорания).

Исходя из этого определяются уровни разбиения конструкции при декомпозиции. В каждом уровне выделяются ***основные элементы*** и ***существенные связи*** между элементами и объектом и между элементами одного уровня.

Понятие ***существенные***, т.е. наиболее полезные при анализе и изучении объекта связи, означает и то, что рассмотрение всего многообразия связей очень трудоёмко и потому, определяя набор рассматриваемых связей, в каждом отдельном случае следует исходить из конкретной задачи анализа.

Такой подход позволяет рассматривать каждый элемент, деталь изучаемого узла (модуля) в его связи с другими элементами и полезность этих связей для функционирования узла. Поэтому для изучения каждой главы учебника полезно в самом начале изучить структуру декомпозиции и роль каждого элемента, а затем изучать текст, опираясь на схему декомпозиции.

Учебник входит основным компонентом в систему формирования инженера-конструктора, получившую в Самарском государственном аэрокосмическом университете название ***«система пятой группы».***

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

Устойчивые конструкторские навыки формируются за счет многократности повторения материала в разных формах. Так, каждая тема в дисциплинах «Основы проектирования АД и ЭУ» и «Компьютерное проектирование основных узлов АД и ЭУ» прорабатывается студентами четыре раза: лекционный курс, лабораторная работа, проектная работа как специальное задание, формирующее конструкторские навыки, и наконец, контрольная работа.

Лекционный курс строится на многолетнем опыте преподавания курса конструкции двигателей на кафедре конструкции двигателей летательных аппаратов, на использовании электронной базы даных авиационных двигателей всех отечественных ОКБ и зарубежных фирм (более 100), лучшего в России моторного класса (68 отечественных и 7 зарубежных двигателей) и материалов «Центра истории авиационных двигателей».

Лабораторные работы имеют цель: 1) изучение конструкции узлов и элементов двигателя (конструктивные схемы, компрессоры, турбины, камеры сгорания, опоры роторов, форсажные камеры, реактивные сопла, реверсивные устройства и редукторы) с привлечением информации из электронной базы данных и библиотеки кафедры, где собраны чертежи двигателей и рабочие чертежи на бумажных носителях и описания двигателей; 2) проектирование систем управления компрессором (направляющие аппараты и клапаны перепуска), управления радиальными зазорами (тепловой и механический), внутреннего воздухоснабжения и демпфирования колебаний ротора (ГДД) в рамках сквозного группового проекта (СГКП).

Проектные работы формируют навыки конструирования каждого модуля двигателя и определяют глубокое изучение предмета. В течение 3 семестров выполняется 8 таких работ по темам: конструктивные схемы, компрессоры, турбины, камеры сгорания, опоры роторов, форсажные камеры, реактивное сопло и реверсивное устройство, связанным с СГКП.

Сквозной групповой курсовой проект (СГКП) – главный результат «системы пятой группы», где связываются единой целью курсовые проекты и курсовые работы по разным дисциплинам: теория ВРД, теория и расчет лопаточных машин, динамика и прочность ВРД, надежность ВРД, компьютерное конструирование ВРД, автоматическое регулирование ВРД, технология механической обработки и технология сборки ВРД. Группа 4-6 студентов в течение 5 семестров (5-10) проектируют весь двигатель и защищают проект перед комиссией специалистов ОКБ.

Результат обучения в «системе пятой группы» – высокая профессиональная выучка, широкий спектр знаний и минимальное время адаптации в рабочем коллективе.

Глава 1. Основы проектирования ГТД

Последний известный учебник по конструкции и проектированию авиационных двигателей, написанный группой педагогов кафедры конструкции авиадвигателей Московского авиационного института под общей редакцией проф., д-ра техн. наук Хронина Д.В. вышел в свет в 1987 г.

За эти 25 лет сама технология проектирования претерпела большие преобразования, движущим началом в которых было широкое использование компьютерной техники и численных методов в проектных операциях. Эти изменения можно смело назвать революционными.

Главный результат этих перемен – реальная возможность сокращения времени создания авиационного двигателя. Это сокращение сроков важно не только уменьшением временных и материальных затрат, что часто тоже решает судьбу проекта, но и потому, что появляется надежда на синхронизацию циклов создания самолета и двигателя.

В авиационной промышленности существует проблема создания нового двигателя для конкретного нового самолета: двигателестроительная фирма или ОКБ должны приступить к созданию двигателя раньше, чем появятся требования к его установке на самолет. Это объясняется тем, что цикл создания двигателя продолжительнее цикла создания самолета.

Еще в начале 90-х годов двигатель создавался от проекта до сертификации 7…9 лет (из них от запуска в производство до сертификации 5..6 лет), а цикл создания самолета на 2...3 года короче. Из-за несовпадения циклов создания двигателя и самолета росли затраты времени и средств двигателестроителей. Это несовпадение влияло и на характеристики двигателя и самолета.

Поэтому в разрешении задачи сближения циклов создания двигателя и самолета заинтересованы все двигателестроительные фирмы, делаются попытки сокращения сроков создания двигателя. В качестве примера таких усилий рассмотрим предложение фирмы «Дженерал электрик» по сокращению цикла создания двигателя: от доводки до запуска в производство, до получения сертификата летной годности (сертификат типа двигателя – это документ, подтверждающий, что рассматриваемый двигатель удовлетворяет требованиям норм летной годности двигателей воздушных судов).

На рис. 1.1 показана схема комплексного цикла разработки, сертификации и ввода в эксплуатацию двигателя.

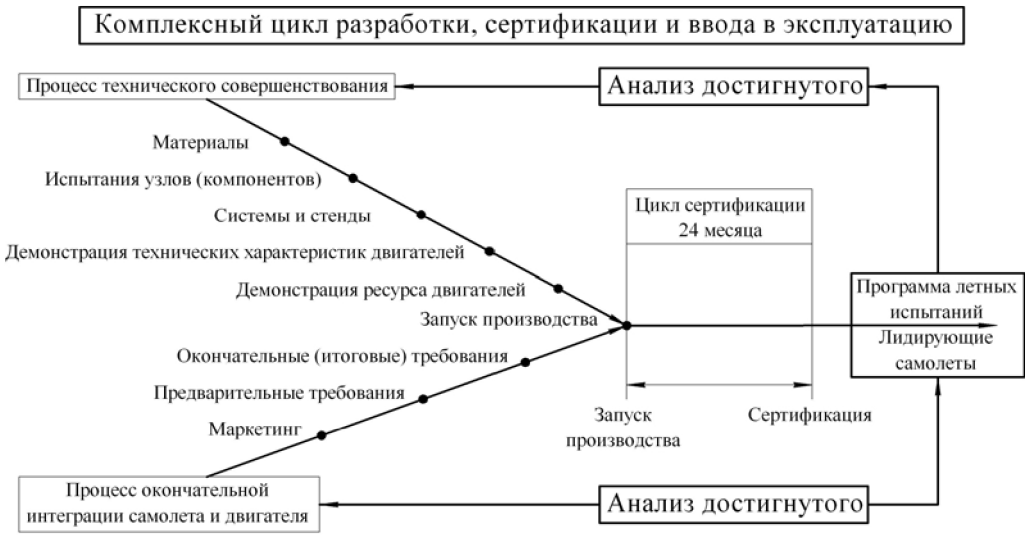


Рис. 1.1 Схема синхронизации циклов создания двигателя и самолета [8]

Для анализа на схеме можно выделить два этапа создания авиационного двигателя***: I этап – процесс технического совершенствования (доводки) двигателя*** и ***II этап – запуск в производство и проведение полного цикла испытаний, предусмотренных программой сертификации двигателя.***

Раздел «Испытания узлов (компонентов)» (см. рис.1.1) – один из наиболее трудоемких. По определению официального источника «Авиационные правила. Часть 33 (АП-33)» компоненты двигателя – это узлы, системы и агрегаты, входящие в типовую (т.е. сертифицированную) конструкцию двигателя. Испытания компонентов делаются для тех узлов, систем, агрегатов, которые не могут быть проверены при проведении длительных испытаний полноразмерного двигателя. Например, испытания топливной, масляной и пневматической систем, системы запуска при высоких и низких температурах внешней среды или проверка характеристик компрессора, проверка работоспособности камеры сгорания, или проверка нагрузки на узлы крепления и проверка защиты от раскрутки ротора свободной турбины (всего 17...19 испытаний).

На I этапе демонстрируются (достигаются) технические характеристики двигателя (удельный расход топлива, эмиссия, шум, масса и др.) и ресурс двигателя при стендовых испытаниях. Задачи, решаемые самолетной фирмой на I этапе, на схеме не прописаны и только отмечены точки рождения требований к двигателю.

Учитывая, что целью синхронизации, выдвинутой фирмой «Дженерал электрик», является сокращение сроков создания двигателя на II этапе, начнем анализ со II этапа, а возможность ускорения работ на I этапе рассмотрим позднее.

План, названый «Стратегия сквозного создания двигателя», предусматривает:

- детальное конструирование двигателя (согласование стыковочных элементов двигателя и самолета) должно начаться только после того, как будут установлены все **требования к самолету** ***(а следовательно и к двигателю!) и представлены фирме перед тем, как будут выделены ресурсы для создания силовой установки (это исключает повторы работ из-за изменения требований к двигателю);***
- все требования заказчика к двигателю, включая вес, стоимость, эмиссию, удельный расход топлива, шум, как и календарный план, должны быть, очевидно, достижимы до запуска в производство (это означает получение положительных результатов по I этапу);
- все технологические процессы, необходимые для создания двигателя, должны быть проверены и готовы для запуска производства;
- все участники проекта и поставщики (материалов, агрегатов и т.д.) должны быть названы до запуска производства, и каждый из них должен быть полностью осведомлен, что ему необходимо выполнить, чтобы обеспечить успех программы;
- планы испытаний и сертификации должны быть стандартизованы.

В каждой сертификационной программе испытывается 6 опытных двигателей вместо ранее планировавшихся 10. Каждый двигатель имеет конкретное назначение (или это двигатель для подтверждения ресурса, или двигатель для демонстрации характеристик и т.д.).

Как видно, «Стратегия» представляет собой набор организационных мер, которые по утверждению фирмы позволяют уменьшить время на реализацию II этапа с 5...6 лет до 2 лет (24 месяца, а в дальнейшем 18 месяцев).

Итак, речь идет о сокращении сроков II этапа до 24...18 месяцев от запуска в производство до получения сертификата летной годности.

А что же со временем, отведенным на проектирование и доводку двигателя, то есть с I этапом создания двигателя? Предполагается сократить общий цикл проектирования, разработки (доводки) и сертификации до 30 месяцев.

Если считать, что на II этап отводится 18 месяцев, то на первый этап остается 12 месяцев – в 2…3 раза меньше, чем было ранее. Где резервы?

Обратимся опять к рис. 1.1. На I этапе должны быть завершены все проектные работы, изготовлены опытные двигатели, проведены испытания с достижением требуемых характеристик всех узлов и испытания компонентов во всех ожидаемых атмосферных и полетных условиях, проведена серия длительных испытаний для подтверждения ресурса и ряд специальных испытаний.

Сокращать время возможно на процедурах проектирования, при достижении необходимых характеристик узлов и систем. Просто уменьшать физическое время испытаний, очевидно, невозможно. Но время на подготовку испытаний, на обработку результатов постоянно сокращается. Возникают новые технологии доводочных испытаний. Натурные экспериментальные работы по доводке компрессора (достижению КПД и газодинамической устойчивости, при выполнении норм прочности) в настоящее время полностью заменяются моделированием трехмерных течений, и к восторгу расчетчиков заявленные (расчетные) характеристики подтверждаются на первых же натурных проверках. Эти успехи сокращают время.

При прямом эксперименте каждое изменение профилирования лопатки нужно было подтвердить изготовлением новой лопатки и проверкой результата натурными испытаниями. Настройка ступеней многоступенчатого компрессора длилась годами. Сейчас это время зависит от квалификации проектировщика и спрессовано в недели. Не является редкостью и получение расчетных параметров по тяге, удельному расходу, температуре газа перед турбиной на первом же испытании двигателя.

Совершенствование программ численного моделирования процессов, происходящих в узлах двигателя, широкое использование машинной графики, в том числе объемного моделирования, повысили производительность труда при проектировании в 2...3 раза.

Меняется отношение к возможностям и обязанностям конструктора узла. Современные средства проектирования: ЭВМ, расчетные пакеты ANSYS и др. позволяют проводить все проектные операции одному лицу. Покажем это на примере проектирования охлаждаемой рабочей лопатки турбины. Конструктор в рамках заданных профилей по высоте лопатки определяет конструктивные параметры пера, бандажной полки, полки хвостовика, ножки и собственно хвостовика, выбирает, делая нужное число итераций, систему охлаждения и, наконец, оценивает прочность всех элементов лопатки.

Следовательно, при современных средствах проектирования высококвалифицированный конструктор может вести полный цикл проектных работ, выполняя работу расчетчиков-газодинамиков, расчетчиков по тепловым расчетам и расчетчиков-прочнистов (однако практически не удается обратное – сделать из расчетчика конструктора, ибо конструктор высшей квалификации это не просто инженер, это призвание). Принято, что окончательное заключение по эффективности и прочности в рассмотренном примере должны дать специалисты расчетчики, которые в данной ситуации выступают в качестве экспертов. Похоже, подтверждается старое суждение, что конструктор является заглавной фигурой в производстве двигателя: он в равной мере находится в производственных отношениях с инженерами ОКБ, металлургами, технологами, испытателями и управленцами всех уровней.

Итак, сокращение цикла создания двигателя на I этапе основывается на организационных мерах, на повышении производительности труда проектировщиков и на создании новых технологий проектирования и новых исполнений элементов двигателя и его систем, которые разрабатываются подчас «впрок» в виде задела, до того как они будут востребованы.

Наши рассуждения позволяют сделать вывод, что современные средства проектирования повышают роль конструктора в создании двигателя, заставляя его овладевать смежными профессиями расчетчика-газодинамика и расчетчика-прочниста. Ибо *проектирование узлов двигателя становится успешным только при условии понимания процессов, происходящих в нем, условий нагружения элементов*.

Важным компонентом сокращения времени создания двигателя на I этапе является создание научного и экспериментального задела.

«…Заглядывать в будущее, развивать технологии, которые будут востребованы для следующих поколений коммерческих двигателей, доводить до совершенства эти технологии и сохранять их пока не потребуются». Это принцип работы не только фирмы «Дженерал электрик».

На всех двигателестроительных фирмах имеются экспериментальные стенды для отработки компонентов двигателя и основных узлов: компрессора, камеры сгорания, системы охлаждения турбины и др. Это материальная основа создания задела. Широкое использование заделов при планировании, проведении и обработке результатов эксперимента позволяет ускорять темп создания новых технологий.

§1.1. Системный подход к решению задач проектирования

Технические объекты типа авиационного газотурбинного двигателя, входящие в состав технического объекта или системы более высокого уровня – самолета, сами состоят из определенного числа подсистем. Поэтому, если вести проектирование двигателя, то необходимо учитывать «интересы» большой системы и подсистем двигателя. То есть проектируемый технический объект – двигатель – находится в сложных технических связях с другими объектами и системами.

Необходимость учета этих связей при проектировании сложных объектов определяет широкое использование ***системного подхода***, который предусматривает рассмотрение каждого объекта или подсистемы в многообразии связей с другими объектами и подсистемами с оптимизацией параметров подсистем, которая в конечном счете поднимает эффективность проектируемого объекта и большой системы, в которую входит объект.

Обычно оптимизация большой сложной системы целиком (со всеми составляющими объектами и связями) очень сложна в реализации из-за организационных и вычислительных трудностей.

Поэтому распространенным рабочим аппаратом проектирования является ***метод разбиения, декомпозиции системы.***

Цель декомпозиции, с одной стороны, – упростить задачу формирования сложной системы путем рассмотрения ее по частям, а с другой – расширить фронт работ по формированию системы, предоставив автономность разработчикам частей после установления связей и требований к каждой части основного объекта проектирования.

Системный подход при проектировании предусматривает рассмотрение каждого объекта в многообразии связей с другими объектами и большой системой и оптимальное построение его, дающее максимальный полезный эффект [1].

Технический объект, в нашем представлении – авиационный газотурбинный двигатель – входит в виде подсистемы в более сложную систему – летательный аппарат, самолет. Но двигатель наделен всеми признаками сложной системы, это комплекс взаимосвязанных элементов, обладающих свойствами подсистем.

Таким образом, в задачу создания объекта необходимо вводить как минимум три качественно различные системные единицы, связанные между собой и принадлежащие различным уровням: ***большую систему*** – самолет, ***объект*** – двигатель, входящий в состав большой системы, и ***элемент*** – структурную единицу объекта. Как указывалось ранее, системные различия между объектом и элементом состоят в том, что объект может самостоятельно решать задачи в выделенном классе операций, производить действия с запланированным результатом, элемент же дает полезный эффект только в составе объекта.

Объекты в составе большой системы (двигатели в составе самолета или отдельные узлы с составе двигателя) образуют разнесенную в пространстве и во времени структуру со связями как в системе управления, так и в проектных параметрах, задающих материальную основу объекта (размеры, форма, масса, тяга и др.).

Элементы же жестко объединены системой управления и структурными связями при размещении в корпусе объекта.

Итак, чтобы воспользоваться возможностями системного подхода, необходимо выполнить разбиение, ***декомпозицию*** сложной системы на части, вскрыть, таким образом, структурные и функциональные связи между частями и провести оптимизацию каждой части с использованием параметров связей как ограничений.

Рассматривая проектирование авиационного двигателя как объекта для системы более высокого уровня – летательного аппарата, распространим на нее рассмотренные принципы разбиения (рис. 1.2).

1. Сложную систему (летательный аппарат) можно декомпозировать, разбив ее на уровни от 1 до q.

2. Один из этих уровней n есть разрабатываемый объект – авиационный двигатель со связями, идущими от него вверх к сложной системе уровня $n+1$ и вниз – к элементам или подсистемам уровней $n-1$, $n-2$ и т.д. По горизонтали вскрываются связи между подсистемами уровня $n-1$, $n-2$ и т.д.

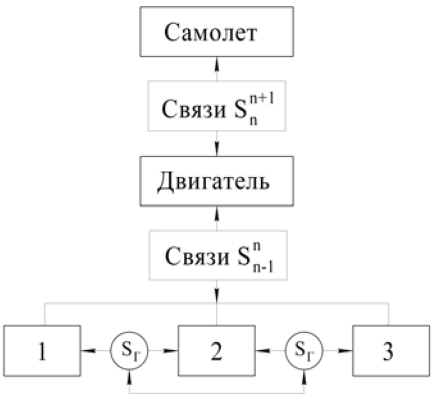


Рис. 1.2 Схема существенных связей между составляющими сложной системы разных уровней

3. Технический объект – авиационный двигатель – состоит из отдельных узлов-модулей, которые при декомпозиции составляют уровень $n-1$. Узлы выполняют функции подсистем с определенным наперед заданным эффектом. Например, компрессор обеспечивает сжатие воздуха, камера сгорания – подвод тепла к рабочему телу и т.д.

Объект уровня $n-1$ (например, компрессор) вырезается из тела объекта n (двигателя), при этом в месте сечений обнажаются связи, до этого скрытые в объекте n.

Из всего множества связей выбираются для анализа минимальное число ***существенных связей***, которые определяют выполнение основных функций узла – ***функциональные связи*** и различные взаимосвязи с соседними узлами – ***структурные связи.***

4. Существенные связи определяют линии взаимодействия коллектива конструкторов, разработчиков данной подсистемы уровня $n-1$ (компрессор) с другими коллективами, проектирующими другие узлы (камера сгорания, турбина и т.д.). По такому принципу декомпозиции уровня $n-1$ и строится организационная структура ОКБ. Каждый конструкторский отдел после установления параметров связей своего узла и утверждения этих связей руководством ОКБ работает самостоятельно, зная только свой узел и за него неся ответственность.

§1.2. Этапы разработки проекта двигателя

Процесс разработки (проектирования и доводки) двигателя, начиная с зарождения идеи, серийное производство и период использования вплоть до снятия с эксплуатации составляют этапы его жизненного цикла.

Процесс проектирования двигателя как технического объекта регламентируется стандартами и обычно укладывается в такую схему (рис. 1.3):

Начальный этап – ***техническое предложение*** (ТП) – начинается с концепции и идеи, завершается разработкой технического облика проектируемого объекта, определяемого в нашем случае компоновкой двигателя, с результатами термодинамического проектирования и определения размеров проточной части, оценкой прочности и показателей эффективности (удельного расхода топлива, массы двигателя и затрат). Итогом этапа является выбранный вариант конструкции двигателя и проект технического задания (ТЗ) на проектирование двигателя.

Последовательное уточнение исходных данных и конструкторских решений в ходе итерационных циклов процесса проектирования позволяет одновременно

приближаться к оптимальному варианту двигателя и оттачивать и суммировать требования ТЗ; таким образом, формирование задания и решений реализуется как единый процесс создания объекта.

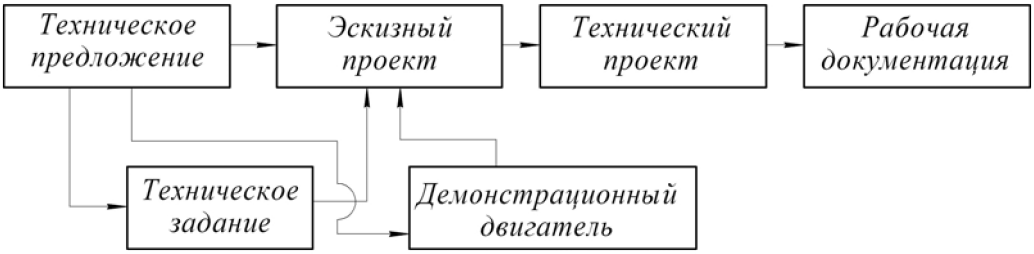


Рис. 1.3 Схема разработки проекта

Техническое задание (ТЗ) на проектирование двигателя или его узлов содержит основные требования к выходным параметрам. Это документ, который утверждается заказчиком и дает право детальной проработки двигателя на следующих этапах проектирования (эскизный, технический проект).

Эскизный проект определяет конструктивный облик двигателя на конкурсных просмотрах и включает разработку чертежа общего вида двигателя, технические характеристики – параметры двигателя, описание и обоснование конструкции, расчеты, подтверждающие работоспособность и надежность конструкции (термодинамическое и газодинамическое проектирование, расчеты на прочность основных деталей, экономическое обоснование преимуществ эксплуатации разрабатываемого двигателя).

Успешная защита эскизного проекта перед заказчиком обычно открывает начало финансирования разработки двигателя и переход к следующему этапу.

Технический проект разрабатывается, если это предусмотрено техническим заданием или протоколом рассмотрения технического предложения или эскизного проекта, и служит для выявления окончательных проектных решений. Технический проект представляет собой детальную проработку конструкции двигателя за счет создания проектов узлов с использованием для этого задела опытно-конструкторских работ и новых проектных решений, за счет полного газодинамического и теплового проектирования, подтверждения запасов прочности всех основных деталей, содержит оценку технологичности и экономических затрат.

Рабочая документация – это завершающий этап, итог всех предыдущих этапов, позволяющий начать изготовление опытных экземпляров двигателя. Она предполагает разработку всех чертежей на электронных или других носителях, технических условий и инструкций на изготовление и сборку узлов и двигателя в целом, инструкций на проведение контрольных операций, испытаний и др.

Отметим, что в процессе создания авиадвигателей (да и других изделий) границы между этапами проектирования иногда не соблюдаются, они проникают друг в друга: этапы проектирования сопровождаются изготовлением и испытанием демонстрационных двигателей (см. рис. 1.3), некоторые этапы совмещаются, эти нарушения позволяют в ряде случаев сокращать общие сроки разработки и выпуска двигателей, хотя и сопряжены с определенным риском.

В рассмотренной схеме проектирования технических объектов формирование ***технического предложения*** является важнейшим этапом в системе проектирования новых объектов и в их жизненном цикле.

Именно на этом этапе должны быть найдены и аналитически проверены технические решения, позволяющие достичь увеличения показателей эффективности и потребительских качеств объекта при ограничении затрат.

Неудачные решения и, тем более, ошибки на этапе технического предложения с трудом исправляются на последующих этапах проектирования и преследуют объект на всех этапах жизненного цикла либо вынуждают прекратить разработку на одном из этапов.

Нужно помнить, что только на этапе технического предложения существуют широкие возможности поиска лучших решений и их исправления в проектных итерационных циклах. По мере дальнейшего хода разработки объекта возможность уточнения, исправления решений все время сужается, все большая часть параметров теряет право на изменение.

Вот почему на этом начальном этапе не следует жалеть времени и материальных затрат. Во многих случаях эти затраты составляют единицы процентов от общей стоимости жизненного цикла объекта, а показатели эффективности на 50...70% определяются решениями, принятыми на этапе технического предложения.

Поэтому выработаны определенные правила организации работ на этом этапе:

1. На этапе технического предложения нельзя вести разработку по заранее сформированному ТЗ, сковывающему творческую инициативу конструкторов и исследователей. Исследования предназначены в том числе и для выработки целенаправленного ТЗ на все последующие этапы разработки объекта.

2. При проектировании сложных систем вожделенной целью является нахождение строго глобального оптимума. Однако постановка такой задачи не всегда справедлива из-за высокой размерности расчетной модели, неопределенности критериев и ограничений, внешних факторов и т.д. Поэтому основной задачей технического предложения является поиск конструкций, близких к оптимальной (поиск множества альтернатив), а в процессе поиска оценка их эффективности и последовательное отсекание неудачных решений.

А на основе этого обширного массива информации, полученной в итерационных циклах поиска оптимума, принимается окончательное решение, но уже не строго формальными методами, а с помощью процедур, включающих лицо, принимающее решение (ЛПР).

В технической литературе вопросы формирования нового технического объекта на начальной стадии проектирования исследуются давно, однако признанной схемы проектирования на этапе технического предложения пока не создано. Поэтому в качестве основы возьмем методику формирования объекта на ранних стадиях проектирования, представленную Рудневым В.Е. [1].

§1.3. Формирование объекта (двигателя) на этапе технического предложения

Организация проектирования на начальном этапе по Рудневу В.Е. показана на рис. 1.4, где предусматриваются четыре основных этапа проектирования, оформленных в виде ***блоков***: 1 – замысел; 2 – проектирование объекта; 3 – моделирование процессов в двигателе, функциональных и структурных связей двигателя с самолетом и узлов двигателя; 4 – решение и управление разработкой. Этапы разделены на две группы: в *группе А* преобладают задачи формирования структуры объекта, поэтому они условно определены как «***структурный синтез***», в *группе Б* в основном производится оптимизация параметров объекта (двигателя), т.е. операции «***параметрического синтеза***».

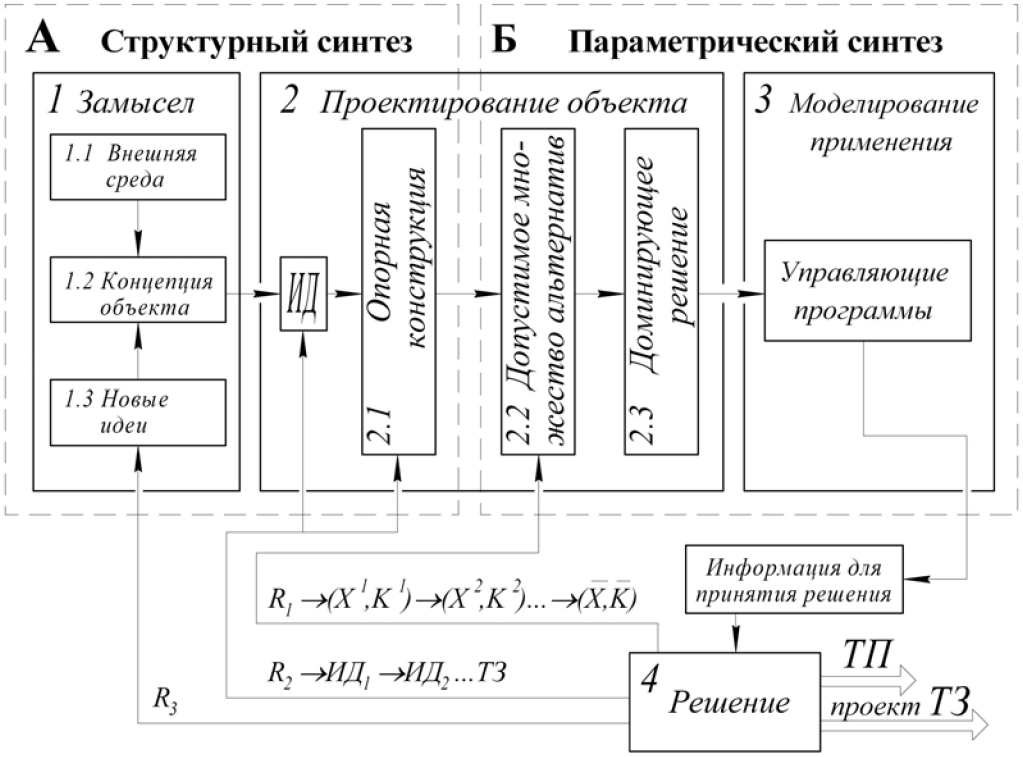


Рис. 1.4 Общая технологическая схема формирования объекта на этапе технического предложения по Рудневу В.Е.:
ИД – исходные данные для предварительного проектирования;
ТЗ – техническое задание на опытно-конструкторскую разработку;
R_1 *– управление параметрическим синтезом;*
R_2 *– коррекция ИД и структурной схемы;*
R_3 *– коррекция замысла;*
(X^i,K^i) *– корректирующие характеристики и конструктивные параметры объекта при* i*-й итерации;*
$(\overline{X},\overline{K})$ *– характеристики и параметры в техническом предложении*

1.3.1. Этап 1: «Замысел»

Блок 1.1 «Внешняя среда» суммирует информацию-прогноз о задачах, возлагаемых на проектируемый объект в процессе применения, информацию-прогноз о конкурирующих объектах (двигателях), о степени соответствия параметров создаваемого объекта научно-техническому уровню (НТУ), т.е. лучшим мировым достижениям в области авиадвигателестроения.

Применительно к нашей задаче блок 1.1 включает несколько ***исследовательских операций по подготовке материалов для прогноза НТУ***, выделим три.

Операция 1. Прогноз о типах самолетов (назначение и применение), которые будут востребованы через 5...10 лет. Для пассажирских самолетов – пассажировместимость и допускаемое число двигателей, что позволит прогнозировать диапазон потребных тяг двигателя для установки на предполагаемом самолете.

Операция 2. Прогноз основных параметров и критериев эффективности самолета и на этой основе выбор и оптимизация параметров проектируемого двигателя.

Это основная операция и поэтому требует подробного анализа.

Учитывая, что авиационный двигатель при системном анализе является подсистемой (уровень n) системы более высокого уровня – самолета (уровень $n+1$), выбор параметров при его проектировании и оптимизация этих параметров производятся в связи с критериями эффективности самолета.

Критериями эффективности самолета являются показатели полезного эффекта в типовых операциях.

Для транспортного самолета в операциях доставки коммерческого груза или пассажиров параметрами эффекта являются число пассажиров или масса доставляемого груза, дальность доставки, время (средняя скорость) доставки и стоимость.

Эффективность самолетов военного назначения, например истребителя-перехватчика, связана со способностью изменять свое фазовое состояние (высота, скорость, расположение относительно цели) и наносить цели максимальный ущерб.

Критериями оптимизации для транспортного самолета являются взлетная масса и коммерческая нагрузка.

Выбор критериев оптимизации двигателя является частью проектной задачи, решаемой при термогазодинамическом проектировании двигателя, и изложен в учебнике проф. Кулагина В.В.[3], здесь же выделим критерии, которые определяют направление совершенствования конструкции проектируемого двигателя: ***масса*** и ***затраты***.

Оптимизация по массе [3]. Взлетная масса самолета, определяемая уравнением баланса масс самолета:

$$M_0 = M_{пл} + M_{с.у} + M_т + M_{к.н}, \qquad (1.1)$$

где $M_{пл}, M_{с.у}, M_т$ и $M_{к.н}$ - масса планера, силовой установки, топлива и коммерческой нагрузки соответственно;

$$M_т = C_{уд.кр.эф.} \cdot P_{кр.эф.} \cdot i_{дв} \cdot t_п, \qquad (1.1а)$$

где $C_{уд.кр.эф.} = G/P_{ср.эф.}$ – эффективный крейсерский удельный расход топлива как отношение массы топлива к эффективной крейсерской тяге;

$t_п = \dfrac{L_п}{3600 \cdot V_п}$ – время полета как отношение дальности полета $L_п$ к средней скорости полета $V_п$;

$i_{дв}$ – число двигателей на самолете.

В относительном виде уравнение баланса позволяет оценить значимость каждого компонента:

$$1 = \overline{M_{пл}} + \overline{M_{с.у}} + \overline{M_т} + \overline{M_{к.н}}. \qquad (1.2)$$

При современных достижениях науки и техники $\overline{M_{пл}} = 0,35...0,4$ (с учетом оборудования и снаряжения); чистая конструкция планера – 0,25. $\overline{M_{с.у}} = 0,12...0,15$, $\overline{M_т} = 0,35$, $\overline{M_{к.н}} = 0,15$.

Исходя из того, что $\overline{M_{с.у}}$ и $\overline{M_т}$ связаны непосредственно с качеством двигателя, а сумма их составляет половину взлетной массы самолета, можно сделать вывод, что масса и удельный расход топлива двигателя определяют в значительной мере потребительские качества самолета. Это утверждение справедливо для любого летательного аппарата и указывает на исключительную важность мер по снижению массы двигателя и удельного расхода топлива.

Суммарная удельная масса топлива и силовой установки γ_Σ в расчете на единицу крейсерской эффективной тяги $P_{кр.эф.}$ [2]:

$$\gamma_\Sigma = \frac{M_{с.у} + M_т \cdot i_{дв}}{P_{кр.эф.}}.$$

С учетом (1.1а) получит вид

$$\gamma_{\Sigma} = C_{уд.кр.эф} \cdot t_n + K_{с.у.} \cdot \gamma_{д.кр.эф}, \qquad (1.3)$$

где $\gamma_{д.кр.эф} = M_д / P_{кр.эф}$,

$K_{с.у.}$ – коэффициент, учитывающий увеличение массы силовой установки по отношению к массе двигателя, $K_{с.у.} = M_{с.у.} / M_д = 1,4...1,6$ для ТРД и ТРДД.

Для любого летательного аппарата, где время полета определяет его качества, γ_{Σ} должно минимизироваться, и на основании потребных значений $M_{с.у} + M_т$ для самолета можно определить требуемые значения параметров двигателя.

Поэтому функция $\gamma_{\Sigma} = f\left(\pi^*_{K_{\Sigma}}, m, T^*_Г, \pi^*_В\right)$, определяющая зависимость γ_{Σ} от суммарной степени повышения давления $\pi^*_{K_{\Sigma}}$, степени двухконтурности m, температуры газа перед турбиной $T^*_Г$ и повышения давления в вентиляторе $\pi^*_В$, является основой оптимизации параметров двигателя [2].

Оптимизация по затратам. Уменьшение затрат на разработку, производство и эксплуатацию самолетов и двигателей имеет кардинальное значение в принятии решения о их создании, т.к. стоимости самолета и двигателя чрезмерно высокие из-за постоянного усложнения их конструкции (ТРДД с тягой 100..120 *кН* стоит 3...3,5 млн. долларов, а стоимость разработок около 1 млрд.).

Затраты на разработку $C_р$ (проектирование самолета и его силовой установки, изготовление опытных образцов и доводочные испытания), затраты на серийный выпуск $C_п$ (производство) и затраты на эксплуатацию $C_э$ составляют стоимость жизненного цикла самолета: $C_{ж.ц.} = C_р + C_п + C_э$.

Если рассматривать только стоимость жизненного цикла двигателя, то рациональным считается примерно равное распределение затрат по всем трем этапам [3].

Для снижения затрат на жизненный цикл самолета и двигателя создается управляющая модель жизненного цикла, позволяющая отслеживать и минимизировать затраты на последних двух этапах.

Итогом операции 2 является определение оптимальных параметров и геометрических характеристик создаваемого двигателя.

В проектном (с итерационными циклами) термогазодинамическом расчете ГТД определяются удельные параметры двигателя ($P_{уд}, C_{уд}$), удельная работа узлов компрессора и турбины (L_K, L_T), расход воздуха через двигатель G, давление p^*_i, температура T^*_i рабочего тела в характерных сечениях проточной части и площади этих сечений. Результаты расчета являются основой для проектирования всех узлов двигателя.

С учетом внешних условий и параметров рабочего процесса делается следующий шаг – *определяются диаметральные размеры проточной части в характерных сечениях и делается выбор числа ступеней компрессора и турбины.* Газодинамическое проектирование компрессора и турбины позволяет оценить ширину лопаточных венцов и осевые зазоры между ними и таким образом определить длину компрессора и турбины.

По выбранной ранее схеме двигателя делается выбор типа камеры сгорания и его длины, оценивается длина проточной части опор. После оценки диаметральных и осевых размеров выходного устройства возможно сформировать *схему проточной части проектируемого двигателя* (рис. 1.5).

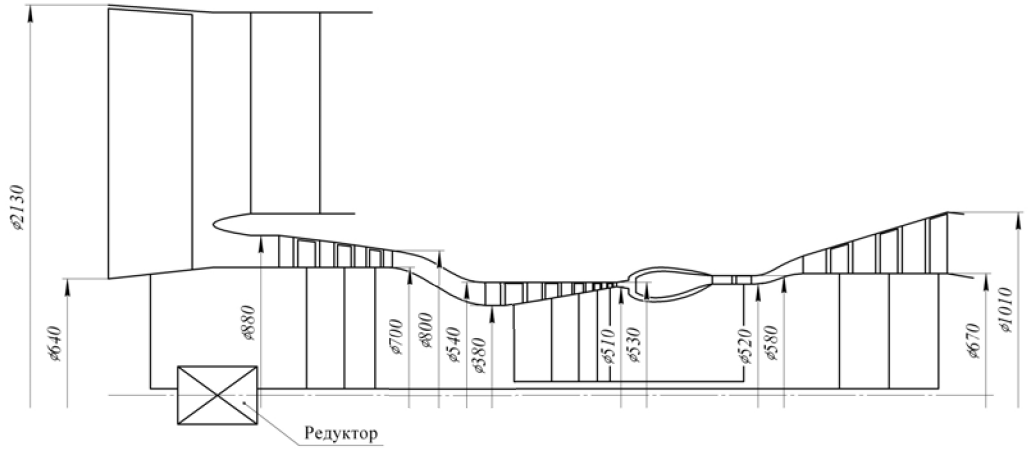


Рис. 1.5 Схема проточной части проектируемого двигателя

Операция 3. Прогноз развития конкурирующих двигателей-аналогов.

Для оценки НТУ проектируемого ГТД формируется группа таких конкурирующих двигателей-аналогов, которые определяют НТУ в разных фирмах. Группа может состоять как из проектов перспективных двигателей, так и из лучших образцов серийных и опытных двигателей. Для выполнения этих работ создается база данных о двигателях-аналогах и используется аппарат теории прогнозирования [2].

Оценка НТУ проектируемого двигателя. На основании этих трех прогнозов рассчитывается НТУ проектируемого двигателя. Алгоритм такой оценки и автоматизированная система «РАНГ», разработанная в СГАУ Кузьмичевым В.С., Масловым В.Г. , включает:

выбор типа и области применения летательного аппарата, на котором предполагается установить проектируемый двигатель, что позволяет сформировать критерии эффективности ЛА;

образование группы перспективных ГТД с высокими параметрами от разных ОКБ и фирм, которые могут быть конкурентами создаваемого двигателя;

формирование перечня показателей НТУ двигателя ***как объекта*** (тяга P_0, габариты, масса, ресурс, стоимость, уровень шума, уровень эмиссии, $C_{уд}$, $\gamma_д$), ***как тепловой машины*** (π_K^*, T_T^*, эффективный КПД η_e), ***как движителя*** (степень двухконтурности m, π_B^*, КПД движителя $\eta_{движ}$);

выбор варианта двигателя (или отклонение): делается по критерию интегральной оценки ГТД, основанной на значимости показателей, а затем делается оценка НТУ выбранного варианта по трем выделенным выше группам показателей и НТУ узлов двигателя.

Блок 1.2 «Новые идеи и функциональные качества объекта» вбирает в себя все новые идеи, разработки, конструктивные решения, полученные из всех доступных источников информации, которые используются при проведении всех операций проектирования.

Без новых идей практически невозможно создать конкурентоспособный объект. Качественный скачок в выходных параметрах, показателях эффективности дает использование фундаментальных исследований и открытий в разных областях знаний, анализ отечественных разработок и программ.

Обратимся опять к опыту «Дженерал электрик» [6]. Философия фирмы – смотреть в будущее, разрабатывать технологии (конструкторские решения), которые будут необходимы для следующих поколений гражданских и военных двигателей, доводить до совершенства эти технологии и банк данных этих новых решений.

Банк технологий фирмы играет значительную роль в обновлении и омолаживании двигательной базы. Большое число используемых технологий, предлагаемых в виде основных пакетов мероприятий, позволяет в будущем повысить характеристики при меньших затратах.

Новые разработки на перспективу могут быть в виде проверенных экспериментально элементов конструкции двигателя или систем.

Такую направленность в формировании научно-технического задела применяют все авиадвигателестроительные фирмы, чтобы иметь успех в сложной конкурентной борьбе.

Блок 1.3 «Концепция объекта» отражает итог всего **этапа «Замысел».**

Концепция – это заглавная техническая или технико-экономическая идея создания объекта, обладающего наивысшими показателями эффективности, это «формула победы» над соперником в состязательной борьбе [1].

Идея воплощается, в первую очередь, в особенностях конструктивно-силовой схемы двигателя и выборе существенных параметров, которые определяют его конструктивный облик.

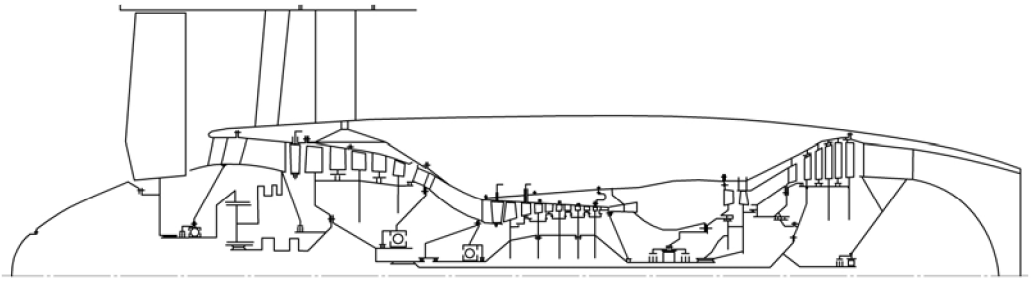


Рис. 1.6 Конструктивно-силовая схема двигателя

Конструктивно-силовая схема (рис. 1.6) определяет взаиморасположение узлов двигателя, которые воспринимают осевые газовые силы и передают их на летательный аппарат. Это упрощенная геометрическая модель двигателя, позволяющая создавать компоновку или опорную конструкцию двигателя. Недостающие существенные параметры: тяга P_0, удельный расход топлива $C_{уд}$, масса двигателя $M_д$, высота полета H, скорость полета $M_П$ и дальность полета $L_П$, допускаемые уровни по шуму и эмиссии вредных веществ, схема подвески двигателя на самолете и магистрали для отбора воздуха на самолетные нужды, схема топливоподвода к двигателю и электропитание самолета формируются в блок ***исходных данных – ИД***. К исходным данным относятся и результаты термогазодинамического расчета.

Общее число параметров в блоке ***ИД*** значительно меньше, чем затем число параметров в техническом задании ***ТЗ***, это как бы нулевое приближение в задаче синтеза ***ТЗ***.

1.3.2. Этап 2: «Проектирование объекта»

Этап 2 состоит из трех блоков:

Блок 2.1 «Разработка опорной конструкции», выполняющаяся на основе ИД и концепции двигателя, «нулевая» редакция опорной конструкции прорабатывается достаточно детально на конструкторском уровне (рис. 1.7).

Ставятся две задачи:

1. Воплотить в конструкторском решении – компоновке двигателя – все перспективные идеи замысла по созданию объекта нового поколения.

Основным двигателем прогресса на этапе замысла объекта является творчество и интуиция конструкторов и исследователей, располагающих нужной информацией и запасом знаний.

Поэтому «нельзя заключать разработчика уже в начале работы в жесткие рамки задач, так как талантливые проектные решения (а другие не нужны) расширяют эти рамки и меняют сами задачи» [1].

2. Дать в распоряжение исследователей – газодинамиков, прочнистов – пока не оптимальный по параметрам, но достаточно надежно проработанный вариант конструкции двигателя с достоверными структурными связями и реальными габаритными ограничениями, чтобы вести анализ и оптимизацию исполнения.

Важность второй задачи в дальнейшем будет продемонстрирована на проектировании камеры сгорания и опор двигателя, когда расчетные исследования могут начаться только после создания компоновки. Опорная конструкция повышает реализм и достоверность последующих проектных исследований с использованием моделирования.

В практике проектирования в качестве опорной конструкции иногда используют прототип, но это не есть пример для подражания, это не будет «нулевой» вариант на уровне передовой концепции.

В блоке 2.2 отражен **процесс создания альтернативных решений проектируемого двигателя.**

Варианты проектных решений могут создаваться на основе опорной конструкции с помощью САПР. В качестве такой системы может использоваться программный комплекс «ГРАД», созданный в Казанском государственном техническом университете им. А.Н. Туполева [3], где предусмотрены модули: «формирование облика двигателя», «масса и габариты», «технологичность», «расчет на прочность», а также модули для расчета дроссельных и высотно-скоростных характеристик и др. Есть вариант модуля «масса и габариты», который обеспечивает достаточно достоверные данные по габаритам и массе, в нем используются чертежи проектируемого двигателя, по которым измеряются габаритные размеры, рассчитывается масса отдельных деталей и всего двигателя. Быстродействие обеспечивается путем факторного анализа, в котором откликами являются искомые масса и габариты, а факторами – параметры, варьируемые при оптимизации.

Каждый факторный эксперимент представляет собой вычерчивание двигателя при соответствующих значениях факторов с последующей оценкой массы и габаритов.

На этапе создания опорной конструкции прибегают и к разработке одновременно нескольких вариантов двигателя, то есть независимо друг от друга работают одновременно несколько конструкторов. До появления САПР это был единственный способ создания альтернатив.

В этом случае конструкции альтернатив могут отличаться существенно и анализ их с помощью блока 3 может дать значительные различия в выходных параметрах. Выбор предпочтительного варианта опорной конструкции осуществляется на творческой основе, тогда как варьирование конструктивными параметрами при факторном эксперименте сводится в основном к масштабированию объекта на базе «нулевого» варианта опорной конструкции, выполненного конструктором.

В блоке 2.3 из сформированного множества объектов выделяются предпочтительные (или доминирующие) решения, которые позволяют облегчить задачу выбора лучшего варианта.

Параметрическая оптимизация, начальной точкой которой является опорная конструкция, охватывает как проектирование (блок 2.2 и 2.3), так и моделирование процессов в двигателе, и исследование на летательном аппарате ***(блок 3)***.

Результаты моделирования объектов поступают в блок ***«Информация для принятия решения»***, где они систематизируются и представляются в возможно более компактном виде, удобном для изучения и анализа, чтобы облегчить процедуру принятия решения.

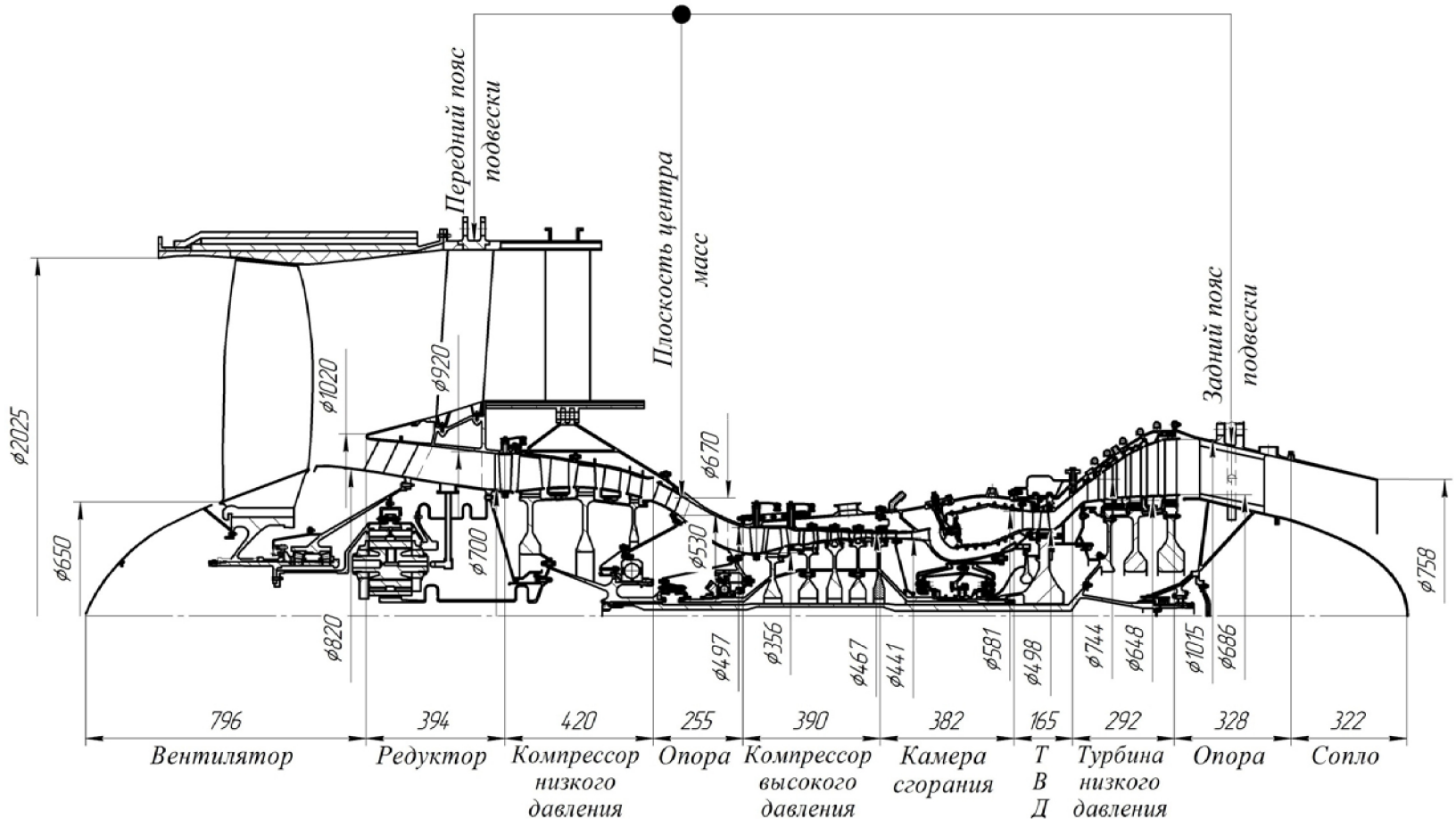


Рис. 1.7. Компоновка двигателя, соответствующая конструктивно-силовой схеме на рис. 1.6

1.3.3. Этап 3 «Моделирование операций применения»

Этап основан на некоторой формализации представлений, в первую очередь, описания объекта и его свойств, чтобы вести анализ технического исполнения объекта, сравнение объектов между собой (альтернатив) по показателям «эффективность–затраты» с использованием новых технологий и применением САПР.

Постановка задачи проектирования в этом случае предусматривает введение определенных пространств, в которых задаются ***свойства объекта разных физических категорий:***

– ***Пространство конструкций (К)*** – где определена материальная основа объекта, т.е. конструктивное исполнение в разных вариантах.

– ***Пространство характеристик (Х)*** – где определены характеристики всех вариантов объекта при его функционировании. В нашем случае это характеристики дроссельные, высотно-скоростные, климатические и др.

– ***Пространство параметров объекта (W)***, в котором даны показатели общего эффекта применения объекта.

Несмотря на внешнюю общность параметров объектов X и W, основа их существенно различна – характеристики X это физические параметры, и они непосредственно не выражают эффект от применения объекта как W, хотя и могут в отдельных задачах входить в состав параметров W. Модули X в виде формул и простых вычислительных программ неизмеримо проще имитационных модулей операций, которые используются при определении W.

Операция здесь – это законченное действие, направленное на решение определенной задачи. Так, в операции доставки коммерческого груза самолетов в качестве минимального набора компонент W используются масса (число единиц) доставленного груза, дальность доставки, время (или средняя скорость) доставки и стоимость доставки. Как видно, основную часть названных компонентов параметра эффекта можно отнести и к категории характеристик, но каждая из них не может выражать результат операции.

«Эффективность самолета-истребителя связана с его способностью, в данное время, изменить свое фазовое состояние и нанести цели заданный ущерб. Поэтому компонентами W здесь обычно служат параметры пространства (зоны достижимости), времени (быстродействие), поражающего действия (ущерба противнику), а также показатели собственного выживания» [1].

– ***Пространство затрат (С)***, в котором определяются материальные затраты, связанные с проектированием, изготовлением опытных образцов, их использованием, серийным производством и эксплуатацией объекта.

Показатели объекта в каждом из пространств задаются набором параметров – действительных чисел:

$$K = (K_1, K_2, ..., K_n,); \qquad X = (X_1, X_2, ..., X_n,);$$

$$W = (W_1, W_2, ..., W_n,); \qquad C = (C_1, C_2, ..., C_n,).$$

Пространства показателей объекта соотносятся с компонентами пространства всех возможных решений таким образом:

$$\kappa \subset R^n; x \subset R^m; w \subset R^p; c \subset R^r.$$

Однако в задачах проектирования не все точки пространств R^n, R^m, R^p и R^r являются отображением осуществимых решений, и тогда с помощью ***ограничений*** выделяют области допустимых или реализуемых значений ***К, Х, W, С***:

$$\kappa \in \boldsymbol{K} \subset R^n; x \in \boldsymbol{X} \subset R^m; w \in \boldsymbol{W} \subset R^p; c \in \boldsymbol{C} \subset R^r.$$

Объекты и его элементы содержат неизменную часть, которая зафиксирована при выборе, и изменяемую часть, воспроизводящую управление. Например, для пространства конструкций неизменяемая часть ***К***, а изменяемая – $\boldsymbol{U}(t)$.

При формировании области допустимых значений $\boldsymbol{K}$ учитывается, что и область допустимых значений управлений $\boldsymbol{u}$ также всегда ограничена: $\boldsymbol{u} \in \boldsymbol{U}(\boldsymbol{K})$, что фиксируется самой конструкцией объекта.

Отметим, что в ходе развития науки и техники все большее число неизменяемых параметров объекта переводится в число изменяемых, управляемых; это расширяет область их использования и ресурс.

Наконец, в конструкции технического объекта есть особый класс параметров $h = (h_1, h_2 ... h_\gamma)$, которые не подчиняются воле конструктора, но влияют на параметры и эффективность конструкции: характеристики применяемых материалов, топлива, новые технологии, оборудование и др. Параметры h определяются общим уровнем развития науки и техники в стране, а в задачу проектирования они входят как константы.

В схеме проектирования Руднева В.Е (см. рис. 1.4) для принятия решения в динамическом режиме предусмотрены три управляющих программы, которые позволяют при неудовлетворительном результате повторить операции проектирования: поиск нового альтернативного варианта (управление R_1), новой опорной конструкции (управление R_2) и в крайнем случае – другой концепции (управление R_3).

1.3.4. Этап 4 «Принятие решения о лучшем варианте объекта»

В этом блоке принимается решение о выборе одного, лучшего объекта, которое формируется в виде технического предложения (ТП) и проекта технического задания (ТЗ).

Принятие такого решения в задачах проектирования авиационного двигателя строго формальными методами не применяется. Окончательный выбор делается лицом, принимающим решение (ЛПР), в качестве которого выступает Генеральный конструктор ОКБ.

Поэтому в схеме проектирования все операции управления происходят через ***блок 4***. Это означает, что Генеральным конструктором может быть принято решение о коррективе концепции или исходных данных опорной конструкции или выбранного варианта.

Однако система отбора предпочтительных вариантов конструкции объекта и в данной схеме двухуровневая: для отбора лучших решений на ранних этапах работают специалисты разного профиля в качестве ЛПР по своей задаче. Отбор, утвержденный Генеральным конструктором, это высший уровень. Обычно это происходит после обсуждения проекта на научно-техническом совете ОКБ, который он возглавляет.

Последовательное уточнение исходных данных и конструктивных решений в ходе итерационных циклов позволяет одновременно формировать техническое предложение (ТП) по созданию объекта и техническое задание (ТЗ), где названы его выходные параметры. Создание ТП и ТЗ – это единый процесс.

§1.4. Проектирование ГТД на базе существующего газогенератора

В предыдущем разделе подробно разобран процесс создания нового авиационного ГТД, начиная с зарождения идеи, разработки концепции и завершающийся разработкой оригинальной конструкции. Однако двигателестроительные фирмы широко используют способ создания целого семейства ГТД на базе одного газогенератора.

Проектирование и доводка базового газогенератора самый дорогостоящий этап в рождении двигателя. Если изучать историю создания авиационных ГТД любой из ведущих фирм, то можно утверждать, что каждая из фирм за всю историю реактивной авиации «выдала на гора» не более 5…6 газогенераторов, на основе которых созданы разные типы двигателей, двигатели различных тяг и целый ряд модификаций каждого из типов.

В этом процессе главное то, что сокращается время и материальные затраты. Сам газогенератор тоже претерпевает изменения: совершенствуется конструкция,

повышаются выходные характеристики компрессора, камеры сгорания, турбины, их надежность и ресурс.

Для создания модификации ТРДД, например с целью повышения тяги, заново проектируются только компрессор НД (вентилятор и подпорные ступени) и турбина НД.

Так, английская фирма «Роллс-Ройс» сохранила конструкцию газогенератора при создании семейства ТРДД **RB.211** и **«Трент».**

Иллюстрацией могут служить двигатели, созданные на базе газогенератора ТРДДФ **НК-6** (рис.1.8 и 1.9).

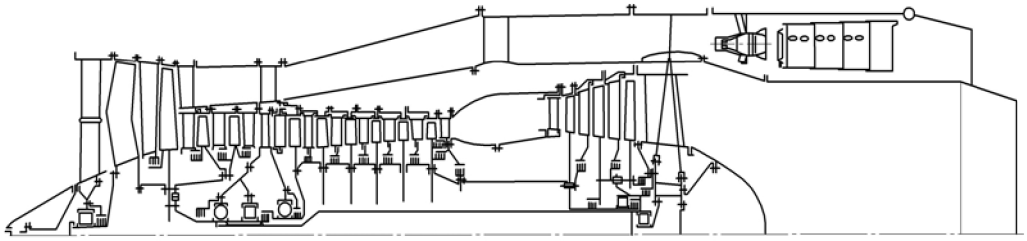


Рис.1.8 Конструктивная схема ТРДДФ НК-6 с ФК

Проектирование первого отечественного ТРДДФ с взлетной тягой 215 *кН* под руководством Н.Д.Кузнецова было выполнено в 1954 г. Газогенератор **НК-6** состоял из 6-ступенчатого компрессора ВД, многофорсуночной кольцевой КС и одноступенчатой охлаждаемой турбины ВД. Вентиляторный контур состоял из 2-ступенчатого вентилятора с двумя подпорными ступенями и двух ступеней турбины НД. Суммарная степень повышения давления $\pi_{\Sigma}^{*} = 13.6$, температура газа перед турбиной $T_{Г}^{*} = 1400\ K$. Степень двухконтурности $m = 2$. Форсажная трубчато-кольцевая КС и регулируемое реактивное сопло с центральным телом расположены во внешнем контуре двигателя. Такая компоновка позволяет сократить длину двигателя на 2,5 *м* по сравнению с обычной последовательной схемой расположения ФК и РС.

Трудности в организации устойчивого горения в ФК, работающей на малых перепадах давления и низкой температуре воздуха наружного контура, стали одной из причин прекращения работ по **НК-6** в 1963 году. За это время были проведены работы по совершенствованию узлов газогенератора, достигнуты заявленные параметры компрессора и турбины, испытана многофорсуночная КС и саблевидная лопатка первой вентиляторной ступени. Эти успехи определили дальнейшую судьбу газогенератора **НК-6.**

В 1964 г. выполнено проектирование и в 1968 г. прошел государственные испытания ТРДДФ **НК-144** для сверхзвукового пассажирского самолета Ту-144 ($P_{Ф0} = 167\ кН, \pi_{к\Sigma} = 14.6,\ T_{Г}^{*} = 1360\ K, m = 0.78$). Затем последовали варианты с увеличенной тягой в 1967 г. **НК-144-22** ($P_{Ф0} = 189.7\ кН, \pi_{к\Sigma} = 14.2,\ T_{Г}^{*} = 1390\ K,\ m = 0.78$) и в 1975 г. **НК-144А** ($P_{Ф0} = 196.7\ кН, \pi_{к\Sigma} = 14.75,\ T_{Г}^{*} = 1390\ K, m = 0.6$), в 1976 г. **НК-144В** ($P_{Ф0} = 189.7\ кН, \pi_{к\Sigma} = 14.2,\ T_{Г}^{*} = 1390\ K, m = 0.78$).

Для увеличения дальности самолета Ту-144 с 6000 *км* (керосин) до 10000 *км* был создан вариант **НК-144ВТ** и проведены стендовые испытания на водороде.

Второе направление использования газогенератора **НК-6** связано с созданием двигателя **НК-22** для бомбардировщика Ту-22М ($P_{Ф0} = 215\ кН, \pi_{к\Sigma} = 14.75,\ T_{Г}^{*} = 1390\ K, m = 0.6$). В отличие от **НК-144** добавлена 3-я ступень вентилятора. Двигатель производился серийно с 1969 по 1984 гг.

В период 1971-1973 гг. разработан двигатель с увеличенной тягой **НК-22М** с 4-ступенчатым вентилятором и 4 подпорными ступенями ($P_{Ф0} = 245\ кН, \pi_{к\Sigma} = 17.7,\ T_{Г}^{*} = 1390\ K, m = 0.6$).

В 1974-1977 гг. изготовлен и испытан в полете форсированный вариант **НК-22** двигатель **НК-23** $\left(P_{\Phi 0}=215.5\ кН,\ \pi_{к\Sigma}=18.5,\ T_{Г}^{*}=1450\ К,\ m=0.4\right)$.

Третье направление – это создание двигателей для дозвуковых пассажирских самолетов Ил-62, Ту-154 и экранопланов «Орленок» и «Лунь».

Для самолета Ту-154:

1961-64 гг. **НК-8** $\left(P_0=93.2\ кН,\ \pi_{к\Sigma}=10.25,\ T_{Г}^{*}=1200\ К,\ m=0.984\right)$;

1967-70 гг. **НК-8-2** с уменьшенным удельным расходом топлива $\left(P_0=93.2\ кН,\ \pi_{к\Sigma}=9.6,\ T_{Г}^{*}=1200\ К,\ m=1.05\right)$;

1973 г. **НК-8-2У** с увеличенной тягой и повышенной экономичностью $\left(P_0=103\ кН,\ \pi_{к\Sigma}=10.7,\ T_{Г}^{*}=1156\ К,\ m=1.05\right)$;

с 1965 г. проводились работы по снижению удельного расхода топлива на двигателе **НК-8-3** $\left(P_0=93.2\ кН,\ \pi_{к\Sigma}=10.25,\ T_{Г}^{*}=1220\ К,\ m=0.984\right)$.

Для самолета Ил-62М:

1962-69 гг. **НК-8-4** $\left(P_0=103\ кН,\ \pi_{к\Sigma}=10.8,\ T_{Г}^{*}=1190\ К,\ m=1.04\right)$;

1974 г. **НК-8-5И** $\left(P_0=107.9\ кН,\ \pi_{к\Sigma}=11.1,\ T_{Г}^{*}=1260\ К,\ m=1.034\right)$.

Для экраноплана «Орленок»:

1974 г. **НК-8-4К** $\left(P_0=103\ кН,\ T_{Г}^{*}=1260\ К\right)$ использовался только на взлетном режиме.

Для аэробуса Ил-86:

1974 г. **НК-86** $\left(P_0=127.5\ кН,\ \pi_{к\Sigma}=12.93,\ T_{Г}^{*}=1172\ К,\ m=1.18\right)$;

1987 г. **НК-86А** $\left(P_0=130\ кН,\ T_{Г}^{*}=1280\ К\right)$.

Для экраноплана «Лунь»:

1986 г. **НК-87** $\left(P_0=127.5\ кН,\ \pi_{к\Sigma}=13,\ T_{Г}^{*}=1280\ К\right)$ использовался только на взлетном режиме.

Для самолета Ту-155 (топливо – жидкий водород):

1974-88 гг. **НК-88.**

Для самолета Ту-156 (топливо – сжиженный газ):

1989 г. **НК-89.**

Конвертированные двигатели НК-8:

1976 г. **НК-16СТ** $\left(N=16\ МВт\right)$;

1995 г. **НК-16-18СТ** $\left(N=18\ МВт\right)$.

В предыдущем разделе подробно разобран процесс создания нового авиационного ГТД, начиная с зарождения идеи, разработки концепции и оригинальной конструкции.

Вся методология рождения двигателя с новыми потребительскими качествами сохраняется и при создании двигателя на основе одного базового газогенератора.

На рис 1.9 показаны двигатели семейства «НК», разработанные в ОКБ Генерального конструктора Н.Д. Кузнецова на базе одного газогенератора ТРДДФ **НК-6**. В этом случае требуемую тягу ТРДД получают за счет варьирования степенью двухконтурности. Это означает, что заново проектируется только вентилятор с подпорными ступенями и турбина НД. При больших ресурсах газогенератора темпы прироста ресурса созданного таким образом ТРДД обычно высоки.

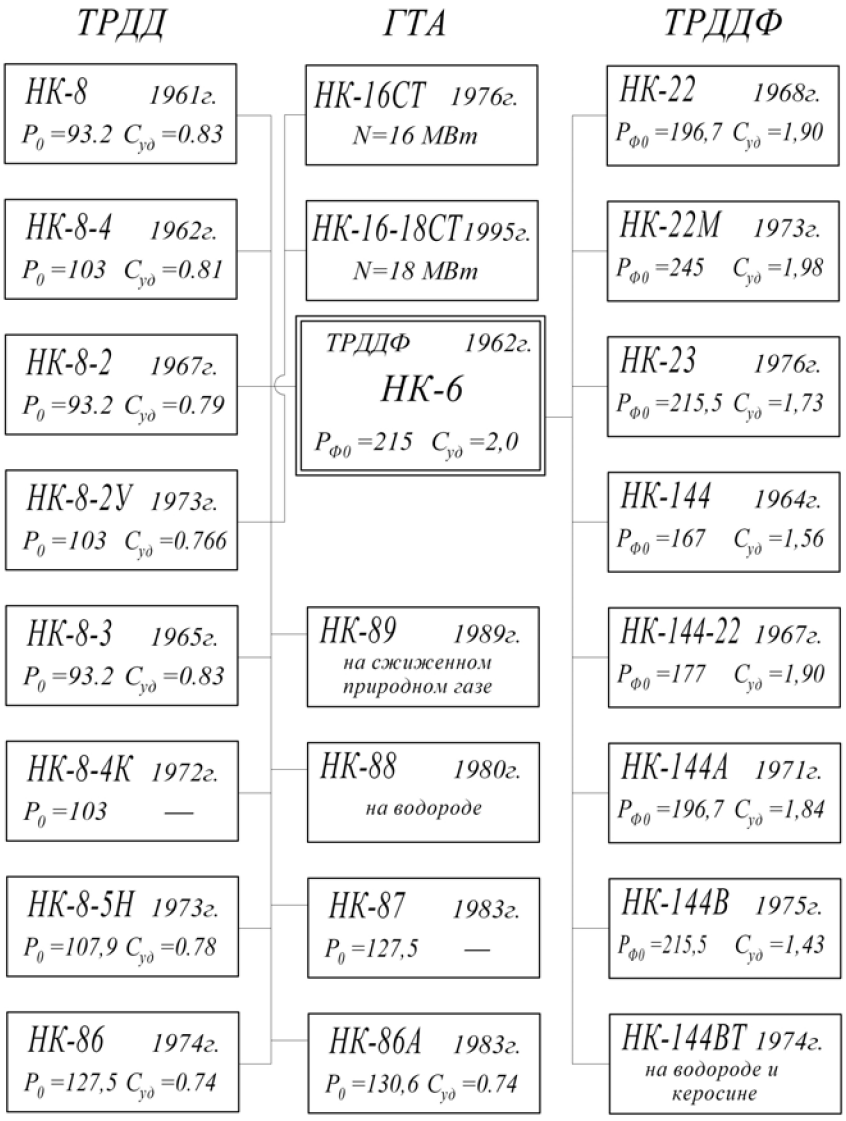


Рис. 1.9 Семейство двигателей НК, созданных на базе газогенератора ТРДДФ НК-6: P_0 – взлетная тяга в кН; $C_{уд}$ – удельный расход топлива в кг/дан·ч на крейсерском режиме, для ТРДДФ на крейсерском форсажном режиме

Главное преимущество такого подхода – сокращение времени и затрат на создание двигателя и возможность совместить сроки создания самолета и двигателя.

§1.5. Анализ критериев качества, определяющих облик авиационного ГТД

Как показано в §.1.3, задачи, стоящие перед объектом, задаются набором типовых операций, представляющих будущую жизнь объекта. Отсюда следует, что в большинстве случаев задача проектирования ставится как многокритериальная. Из всего набора значений параметров эффективности применения объекта выделяют желаемые значения, к которым следует стремиться. Эти значения параметров и будут **критериями оптимальности** конструкции объекта.

Оптимальным считается вариант конструкции, который наиболее полно отвечает основным требованиям или критериям. Критерий – это мера эффективности.

Итак, оптимизация возможна при условии выбора из определенного числа вариантов конструкции или же при условии изменения базовой (опорной) конструкции до состояния, когда она будет максимально удовлетворять выдвинутым критериям.

Директивный уровень отдельных параметров называют **ограничениями**. Ограничениями называются и требования к конструкции, которые должны быть выполнены в любом варианте даже в ущерб некоторым выходным параметрам.

Так, ограничения по уровню шума входят в противоречие с критерием экономичности ГТД, но это требование приходится выполнять, ибо двигатель не будет сертифицирован.

Недобор тяги двигателя тоже ограничивается нижним допуском, который указан для каждого режима в технических требованиях.

Если оптимизация происходит по одному критерию, она называется **однокритериальной** или **одномерной**, по многим критериям – **многокритериальной** или **многомерной**. Многомерную оптимизацию часто сводят к оптимизации по меньшему числу критериев или к одномерной путем объединения (свертки) критериев оптимизации, или переводом критериев в разряд ограничений.

Исходя из понятий критерия и ограничения проектирование можно представить схемой как процесс нахождения оптимального варианта конструкции из множества альтернатив (вариантов), наиболее полно отвечающих и критериям, и ограничениям (рис. 1.10).

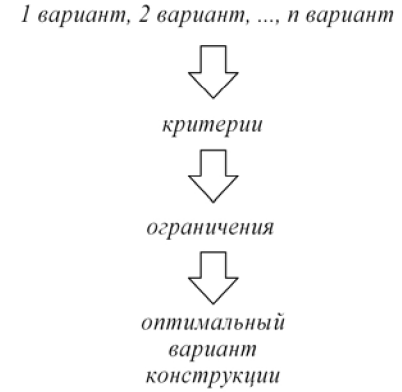


Рис. 1.10 Схема получения оптимального варианта конструкции

В качестве критериев оптимизации и ограничений выдвигается целый комплекс параметров, которые формулируются в «Общих тактико-технических требованиях для двигателей специального назначения», «Нормах летной годности двигателей воздушных судов» и в техническом задании на каждый конкретный двигатель.

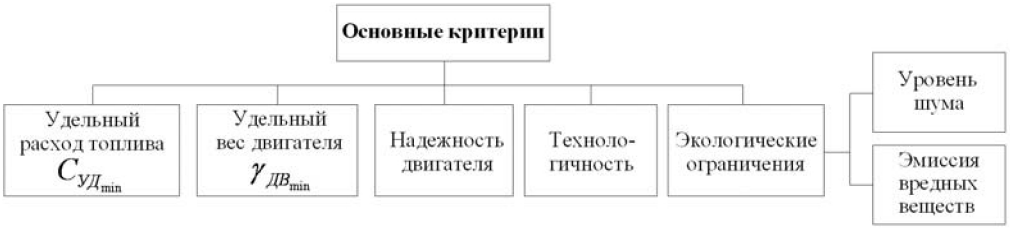


Рис. 1.11 Основные критерии качества авиационного двигателя

Из всего комплекса критериев выделим те, которые определяют выходные показатели, облик двигателя и проведем анализ влияния их на качество двигателя (рис. 1.11).

1.5.1. Удельный расход топлива

Удельный расход топлива определяет количество топлива в *кг*, которое нужно затратить для получения единицы тяги, *кН*, *даН*, в единицу времени, *ч*:

$$C_{уд} = \frac{G_T}{P}, \frac{кг}{даН \cdot ч}.$$

Как было показано в §1.3, критерий $C_{уд\min}$ определяет такие показатели эффективности летательного аппарата, как дальность полета и экономические затраты на проведение полетной операции.

Значения $C_{уд}$ для разных типов ГТД в $кг/даН \cdot ч$ в условиях крейсерского полета показаны в табл. 1.1.

Таблица 1.1

ТРД	ТРДД		ТВВД	ТРДДФ	
0,94...0,8	$m \le 2$	$m \ge 5..9$	0,5...0,4	бесфорсажный режим	форсажный режим
	0,78…0,72	0,57...0,54		0,7...0,85	1,66...2,45

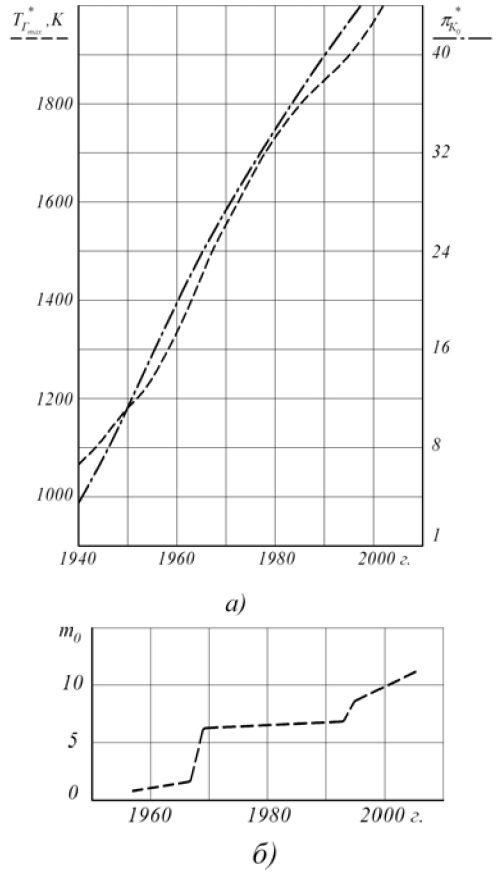


Рис. 1.12 Пути повышения работы цикла: а) повышение $T^*_{Г\max}$ и $\pi_{K\Sigma}$ в ГТД по годам; б) рост степени двухконтурности в ТРДД по годам

Методы обеспечения $C_{уд\min}$ (рис. 1.12) определяют 3 проектных шага:

1) первый шаг получения $C_{уд\min}$ – это **выбор *типа ГТД,*** что подтверждает табл. 1.1;
2) ***повышение параметров рабочего процесса***: для снижения $C_{уд}$ необходимо одновременно повысить все три основных параметра ТРДД – температуру газа перед турбиной $T^*_Г$, суммарную степень повышения давления $\pi^*_{K\Sigma}$ и степень двухконтурности m;
3) ***повышение КПД узлов***, которого можно достичь, используя:
   - современные методы проектирования и доводки с использованием программных комплексов на базе трехмерных моделей течения рабочего тела;
   - управление компрессором – РНА, перепуск воздуха и др.;
   - управление радиальными зазорами в компрессоре и турбине;
   - совершенствование процессов охлаждения в турбине и управление ими;
   - управление процессами в КС, реактивном сопле; новейшие конструктивные решения.

1.5.2. Удельный вес двигателя

Удельный вес двигателя $\gamma_{дв}$ – это отношение веса двигателя к его тяге или удельной массы двигателя $\mu_{дв}$ к удельной тяге:

$$\gamma_{дв} = \frac{g \cdot M_{дв}}{P_0} = g\frac{\mu_{дв}}{P_{уд}}, \ \frac{кг}{даН}; \quad \mu_{дв} = \frac{M_{дв}}{G_B}; \ P_{уд} = \frac{P}{G_B}.$$

Уровень $P_{уд}$ отражает совершенство рабочего цикла, а $\mu_{дв}$ его весовое совершенство. Удельный вес двигателя, как было показано ранее в §1.3, входит компонентом в суммарную удельную массу топлива и силовой установки γ_{Σ} и в значительной мере определяет полезную (коммерческую) нагрузку летательного аппарата, а также его стартовую тяговооруженность $\overline{P}_0$ ($\overline{P}_0$ – отношение взлетной тяги к взлетному весу самолета).

Значение $\gamma_{дв}$ в $кг/даН$ для разных типов ГТД приведены в табл.1.2.

Таблица 1.2

ТРД	ТРДД	ТРДДФ
0,3...0,24	0,21...0,14	0,23...0,11-0,08

Снижение удельного веса двигателя – одна из приоритетных задач, так как увеличивает эффективность летательного аппарата.

Однако есть еще один важный момент в структурной связи двигателя и самолета, определяемый удельным весом двигателя: ***всякое дополнительное возрастание массы двигателя на величину*** $M_{доп}$ ***ведет к увеличению взлетной массы самолета*** M_0 ***на бóльшую величину***. Это связано с тем, что возрастает нагрузка на крыло, фюзеляж, шасси, оперение, и для сохранения прочности этих элементов требуется увеличивать их толщины, а значит и массу.

Но для выполнения условия постоянства тяговой вооруженности ($\overline{P}_0 = \text{const}$) при увеличении массы самолета из-за возрастания массы двигателя на $M_{доп}$ потребуется менять тягу двигателя, что само по себе повлечет за собой изменение массы крыла, оперения и т.д., включая увеличение запаса топлива. Степень повышения взлетной массы самолета M_0 из-за приращения массы двигателя на $M_{доп}$ выражается коэффициентом роста χ_m и составляет $\chi_m \cdot M_{доп}$ [4].

Значения коэффициента роста χ_m для самолетов при неизменной тяговооруженности $\overline{P}_0$ и удельной нагрузки на крыло при взлете $p_0 = g \cdot M_0 / S$ разных типов приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Тип самолета	Дальность полета при максимальной коммерческой нагрузке в *км*	χ_m при условии $p_0\left(\overline{P}_0\right) = \text{const}$
Местных авиалиний	600...1200	2,1…2,2
Среднемагистральный	1600...2200	2,3...2,6
Тяжелый магистральный	4500...5500	3,2...3,8
Сверхзвуковой пассажирский	6000...6500	8...10

В табл. 1.4 даны значения тяговооруженности $\overline{P}_0$ [4]. Тяговооруженность по нормам летной годности воздушных судов диктуется способностью взлета самолета с одним отказавшим двигателем, а у истребителей – скороподъемностью.

Таблица 1.4

Тип самолета		$\overline{P}_0$	$\overline{P}_{0\Phi}$ с форсажом
Пассажирские	Ил-86, Ту-154	0,252 0,317	
Грузовые	Ил-76	0,306	
Бомбардировщики	B-1	-	0,302
Истребители	F-15 F-16	0,76 0,67	1,24 1,11

Отметим, что снижение удельного веса двигателя относительно заявленного приводит к увеличению коммерческой нагрузки и тяговооруженности и потому высоко оценивается самолетными фирмами.

Пути снижения $\gamma_{дв}$:

- ***снижение числа ступеней компрессора***. Возможности моделирования и достижения в изучении процессов сжатия в трехмерной постановке, экспериментальные исследования позволили за последние 30-40 лет достичь здесь удивительных результатов;
- ***уменьшение числа лопаток*** на 30...50% в статорных и рабочих венцах компрессора и турбины при оптимальных значениях густоты решеток;
- ***использование новых технологий*** типа blisk в рабочих колесах компрессора и турбины;
- ***применение новых материалов*** с высоким значением отношения предела прочности к плотности $(\sigma_B/\rho > 25)$. Широкое использование титановых сплавов и композитных материалов изменило состав материалов для авиационных ГТД (рис. 1.13);

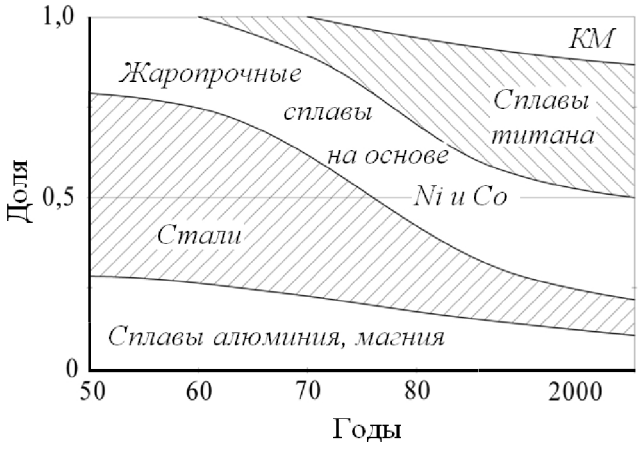


Рис. 1.13 Примерная структура материалов, используемых в авиационных ГТД, по годам

- ***совершенствование методов расчета на прочность и технической диагностики*** позволяют удерживать низкие запасы прочности (а следовательно и снижение массы) у основных деталей (диски, лопатки, корпусные детали и т.д.).

1.5.3. Надежность двигателя

Надежность авиационного двигателя в первую очередь гарантирует безопасность полетов, снижает стоимость перевозок и обеспечивает конкурентоспособность двигателя и самолета.

Надежностью называется свойство двигателя (или любого другого объекта), подтвержденное безотказностью, долговечностью и ремонтопригодностью и гарантирующее выполнение заданных функций при установленных сроках и условиях эксплуатации.

Безотказность – это свойство двигателя работать без отказов в течение заданного времени, обычно времени полета.

Долговечность определяет свойство двигателя длительно, с возможными перерывами на ремонт, сохранять работоспособность в условиях эксплуатации до разрушения или другого предельного состояния (изнашивание, искажение геометрии и т.п.).

Долговечность количественно определяется ***назначенным (или общетехническим) ресурсом*** двигателя, под которым понимается наработка двигателя в часах с двумя плановыми ремонтами. После чего применение двигателя прекращается.

Ресурс до первой переборки τ у лучших двигателей составляет 6000...8000 часов.

Ремонтопригодностью называют свойство двигателя восстанавливать работоспособность заменой или доработкой деталей и узлов.

Надежность авиационного двигателя оценивается наработкой в часах на отказ, который привел к досрочному съему двигателя с эксплуатации $T_{ДСД}$, и наработкой на выключение двигателя в полете $T_{ВП}$:

$$T_{ДСД} = \frac{\sum \tau_i}{N_{ДСД}}, \quad T_{ВП} = \frac{\sum \tau_i}{N_{ВП}},$$

где $\sum \tau_i$ – суммарная наработка всех двигателей за рассматриваемый период (например за год, но могут приниматься и другие отрезки времени);

$N_{ДСД}$ – число двигателей, досрочно снятых с эксплуатации за рассматриваемый период;

$N_{ВП}$ – число двигателей, выключенных в полете за рассматриваемый период.

Показатели надежности авиационных двигателей отечественных и зарубежных приведены в табл. 1.5 [7].

Таблица 1.5

Двигатель	Самолет	Показатели надежности в часах		Год, за который приводятся данные
		$T_{ВП}$	$T_{ДСД}$	
Отечественные двигатели				
Аи-25	Як-40	328500	44200	1988
Д-30КУ	Ту-154М	53400	17300	1995
НК-86	Ил-86	110000	19400	1995
Зарубежные двигатели				
CFM56-3	B737-300	142850	12500	1986
RB211-535E4	B757, Ту-204М	111000	17000	1995
PW4000	B767, A310	55000	12000	1995

Снижение стоимости перевозок или других операций, обусловленное повышением надежности, происходит за счет уменьшения числа съемов двигателя или их полной замены. Например, при ресурсе двигателя до 1-й переработки (ремонта) 3500ч и при годовом налете самолета, составляющем тоже 3500ч, необходимо ежегодно

отдавать двигатель в ремонт или покупать новый. При ресурсе же 7000ч такая замена или ремонт, а значит и затраты, будут нужны раз в 2 года.

Эксплуатация двигателей по техническому состоянию. Для большинства современных авиационных двигателей использование на летательном аппарате не ограничивается только назначенным ресурсом и ресурсом до первого ремонта, а вводятся другие критерии оценки ресурса.

Эксплуатационный ресурс – введен в связи с широким использованием ***эксплуатации двигателей по техническому состоянию***. Это наработка двигателя в эксплуатации при строго определенном порядке осмотров двигателя до и после полета, порядке поддержания работоспособности двигателя, предупреждения отказов. Она оказывается выше назначенного ресурса на величину разрешенной наработки.

И если назначенный ресурс устанавливается и наращивается только по результатам специальных и длительных (ресурсных) испытаний двигателя, то в этом случае вводятся понятия: гарантийный ресурс или гарантийная наработка; разрешающая наработка.

Гарантийный ресурс или гарантийная наработка при эксплуатации по техническому состоянию двигателя – это наработка, в течение которой изготовитель (или ремонтное подразделение) гарантирует выполнение установленных требований к двигателю при условии соблюдения правил эксплуатации, хранения и транспортировки.

Разрешающая наработка – это разрешаемая этапами добавка к гарантийному ресурсу до тех пор, пока не появится какой-либо дефект или недостаток, исключающий выполнение требований к двигателю, и двигатель снимается с эксплуатации.

Как и назначенный, эксплуатационный ресурс поэтапно наращивается на основании положительных результатов ресурсных испытаний и высоких показателей безотказности в эксплуатации.

Появление эксплуатации двигателя по техническому состоянию разрешило давнюю дилемму – двигатель хотя и выработал назначенный ресурс (или ресурс до первого ремонта), исправен, «работает как часы», а его нужно снимать.

Эксплуатация двигателя по техническому состоянию экономически целесообразна, когда обеспечены:

- высокий ресурс двигателя, подтвержденный расчетом и эквивалентными испытаниями;
- высокая эксплуатационная надежность;
- своевременное предупреждение отказов элементов и систем двигателя;
- оснащение двигателя системой защит и сигнализации о неисправностях.

Система сигнализации и защит повышает реакцию самого двигателя на отклонения параметров от установленных норм:

- ***система защиты от превышения температуры газа перед турбиной*** T_{Γ}^{*} автоматически снижает режим работы двигателя, выдавая визуальный и звуковой сигналы;
- ***система защиты от загрязнения масла металлическими частицами и стружкой*** с помощью фильтра-сигнализатора предупреждает о износах и возможных разрушениях;
- ***система защиты от опасной вибрации*** с помощью датчиков вибрации фиксирует изменение уровня вибрации, которое указывает на неисправности в системе «ротор-статор».

Имеются сигнализаторы давления масла и топлива, начала обледенения и многие другие.

При регламентных работах проводят осмотр статорных и рабочих лопаток компрессора и турбины, жаровой трубы и форсунок камеры сгорания с помощью эндоскопа через специальные лючки в корпусе. В случае обнаружения забоин на лопатках компрессора или прогаров на лопатках турбины, закоксовывания форсунок принимается решение о техническом устранении дефекта (например, заполировка забоин) или о снятии двигателя с эксплуатации.

Выполняется еще целый ряд осмотров и проверок.

Стандарт ETOPS[1] [8] определяет уровень надежности авиационного двигателя, обеспечивающий гарантию полета двухдвигательного пассажирского самолета до ближайших подходящих аэропортов на одном двигателе в течение 60, 120 и 180 минут.

Он появился в связи с необходимостью беспосадочных перелетов пассажирских самолетов между Европой и Америкой через Атлантический океан, а не по северному маршруту через Исландию, Гренландию и Лабрадор, который давал возможность совершить посадку менее чем через 60 минут после отказа одного из двигателей.

Так называемое «Правило 60 минут» было введено в 1947 г. для самолетов с поршневыми двигателями. Переход на газотурбинные двигатели с их более высокой надежностью способствовал ослаблению этого жесткого требования. Однако потребовалось около 40 лет, чтобы это время в 1985 г. ИКАО увеличила до 120 минут, а в 1988 г. – до 180 минут.

Главными условиями соответствия стандарту ETOPS являются высокий уровень надежности, подтвержденный испытаниями и эксплуатацией, усиленные программы оценки технического состояния двигателя, специальная подготовка летного и обслуживающего персонала.

Все эти меры привели к тому, что за годы действия стандарта ETOPS 99,6% полетов завершились благополучно и только 0,04% – с полетом на одном двигателе или вынужденной посадкой.

Методы обеспечения надежности [5]

Обеспечение и поддержание надежности воплощается на всех этапах жизненного цикла двигателя: при проектировании и доводке, в производстве и эксплуатации.

При проектировании проявляется ведущая роль конструктора в разработке и реализации мер создания надежной конструкции двигателя с использованием научно обоснованных решений и опыта. Выделим основные методы:

учет положительных и отрицательных сторон создаваемой конструкции, опираясь на опыт создания подобных конструкций.

При создании ТВД НК-4 (1956 г.) были использованы сверхзвуковые ступени в компрессоре, широкохордные лопатки, которые имели тонкие входные и выходные кромки. При испытании двигателя в условиях обледенения лопатки получали большие повреждения. Этот факт был решающим для Генерального конструктора Илюшина С.В. при выборе двигателя для самолета Ил-18. Вместо НК-4 был принят одновременно создававшийся АИ-20, хотя вес его был выше на 200 *кг*. А ведь у конструкторов компрессора ТВД НК-4 за плечами был опыт создания ТВД НК-12;

упрощение схемы и конструкции узла, так как вероятность отказа возрастает с увеличением числа последовательно соединенных элементов (когда отказ одного элемента приводит к отказу всей системы);

модульность конструкции, когда двигатель или узел собирается из отдельных модулей, выполняющих определенные функции. Надежность модулей отрабатывается автономно и замена их производится без всяких доработок. Модулями ГТД являются компрессор, камера сгорания, турбина и т.д.;

агрегатирование – это объединение элементов, выполняющих замкнутый комплекс функций, в один агрегат. Так, объединение трех маслонасосов, фильтра, воздухоотделителя и еще нескольких элементов в одном корпусе позволили повысить надежность за счет исключения 20 трубопроводов и 40 стыков – источников негерметичности на двигателях семейства НК;

резервирование – обеспечение надежности за счет включения в систему одного или нескольких элементов, способных «отработать» за отказавший элемент: на двигателе два запальных устройства в камере сгорания, гарантирующие запуск, в маслофильтрах есть обводная система, начинающая функционировать при засорении фильтра;

---

[1] Extend – range Twin – Engene Operations

ограничение последствий отказа, что можно показать на таком требовании норм летной годности двигателей воздушных судов (АП-33): каждый агрегат, установленный на двигатель, должен иметь «слабое звено» для защиты от перегрузки. «Слабое звено» – это обычно приводная рессора, которая разрушается при превышении допустимого крутящего момента;

применение унифицированных и стандартных узлов и деталей, надежность которых проверена на других двигателях. Примеров множество – от создания модификаций ТРДД на базе одного газогенератора с высоким уровнем надежности до обычных крепежных стандартных болтов.

При доводке двигателя надежность достигается и оценивается длительными и специальными испытаниями. Само понятие **доводка** означает доведение двигателя до состояния, отвечающего заданным техническим требованиям. Выдерживается принцип: каждый проявившийся дефект, отказ имеет конкретную причину или несколько причин, которые должны быть устранены. Любой проявившийся дефект, неисправность фиксируются при испытаниях или при осмотрах разобранного двигателя, прошедшего испытания, назначаются ответственные за его устранение, так чтобы к очередному испытанию в составе двигателя была деталь или элемент с изменениями (улучшениями), исключающими повторение дефекта.

Доводку венчают сертификационные испытания – 150-часовые длительные испытания, подтверждающие ресурс, и около 50 специальных испытаний, которые объединяют в несколько комплексов:

оценка вибрационного состояния двигателя, его узлов и деталей, куда входят определение тензометрированием вибрационных напряжений лопаток компрессора и турбины, трубопроводов, корпусов, агрегатов;

термометрирование горячих узлов двигателя (камера сгорания, сопловые аппараты и рабочие колеса турбин), радиально-упорных подшипников, определение полей температур перед и за турбиной;

оценка работоспособности систем запуска, управления, противообледенения, аварийной защиты, масляной, противопожарной;

проверка эксплуатационных характеристик, летно-эксплуатационных, стойкости к попаданию в двигатель посторонних предметов: птиц, льда, воды, элементов фюзеляжа, характеристик надежности узлов на тройной начальный ресурс, ГДУ, основных данных в высотных условиях и др.

Специальные испытания проводят на стенде, в лабораторных условиях, в термобарокамере ЦИАМ, на летающей лаборатории.

При производстве двигателя, его узлов и деталей конструкция, технология и материалы – это единый комплекс, определяющий надежность конструкции. Технология изготовления в значительной мере определяет конструкционную прочность и надежность деталей – около 30% всех дефектов, выявленных на этапе доводки двигателя, связаны с изготовлением. Особую роль в этом играет ***технологическая наследственность*** – влияние отдельных операций изготовления на снижение усталостной прочности из-за возникновения на поверхности детали остаточных, растягивающих напряжений.

Наследственность проявляется не только после чистовой операции. Это заставляет при поиске причин снижения предела выносливости или потери геометрических форм (овальность, биение) не ограничиваться изучением последней операции, а анализировать весь процесс изготовления, начиная с заготовки.

Уменьшение отрицательного влияния технологической наследственности достигается:

- выбором технологии получения заготовки;
- выбором методов и режимов обработки;
- применением операций, снимающих остаточное напряжение: ***термообработки*** (закалка, отпуск, нормализация) и ***упрочнения*** поверхностно-пластическим деформированием (обработка дробью, микрошариками, виброголовка и др.);

- контролем с использованием современных методов (ЛЮМ, ультразвук и др.).

Важное значение приобретает организация контроля качества проведения всех операций изготовления, для чего вводится сертификация всех операций технологического процесса и сертификация исполнителей.

Все эти меры относятся и к технологии сборки, проведения испытаний и эксплуатации двигателя.

При эксплуатации двигателя, как показано выше, для сохранения, поддержания надежности используют:

- введение систем сигнализации и защит от возможных отказов и неисправностей;
- диагностику состояния отдельных деталей и всего двигателя;
- введение контрольных, достаточно сложных операций при проведении плановых предполетных и послеполетных осмотров (например, ультразвуковой контроль диска вентилятора на отсутствие трещин на двигателе НК-8-2) и др.

1.5.4. Технологичность двигателя

Технологичность конструкции двигателя [8] определяет совокупность его свойств, позволяющих вести технологическую подготовку производства, изготавливать, эксплуатировать и ремонтировать при меньших затратах труда, средств, времени и материалов по сравнению с того же класса двигателями.

По области проявления различают производственную и эксплуатационную технологичность.

Высокая ***производственная технологичность конструкции изделия*** предполагает такое исполнение, которое при соблюдении всех других требований обеспечивает при сравнении с аналогами минимальную трудоемкость на изготовление деталей, сборку и испытание всего изделия, высокий коэффициент использования материала (КИМ) и в итоге малую стоимость.

Эксплуатационная технологичность авиационного двигателя, как и другого объекта, проявляется в сокращении времени и затрат на техническое обслуживание. Ярким проявлением высокой эксплуатационной технологичности является готовность двигателя к эксплуатации по состоянию, позволяющая сократить затраты на одну треть.

Технологичность конструкции объекта определяет ряд параметров:

взаимозаменяемость – свойство деталей и элементов двигателя, обеспечивающее возможность замены их без всяких дополнительных операций (доработок).

Высшим проявлением взаимозаменяемости является модульная конструкция двигателя, позволяющая проводить поузловую сборку параллельно, упростить цикл общей сборки, повысить надежность благодаря возможности предварительных испытаний узлов, сократить сроки и улучшить условия ремонта;

контролепригодность – свойство конструкции двигателя, обеспечивающее возможность и достоверность контроля при изготовлении, сборке, испытаниях и техническом обслуживании.

Как было показано в 1.5.3, при эксплуатации по техническому состоянию предусмотрен осмотр статорных и рабочих лопаток компрессора и турбины, камеры сгорания. Это возможно при соответствующем уровне контролепригодности: в корпусе двигателя должны быть предусмотрены лючки (с быстросъемными и герметичными заглушками) для ввода эндоскопа;

инструментальная доступность – свойство, гарантирующее доступность инструмента к элементам конструкции двигателя при изготовлении и обслуживании. Так, те же лючки для ввода эндоскопа должны быть доступны в мотогондоле, то есть не закрыты агрегатами, трубопроводами, чтобы можно было ключом отвернуть лючок не утеряв его, ввести эндоскоп и провести без затруднений осмотр.

Существует требование – снятие какого-либо из агрегатов двигателя должно произойти без снятия других агрегатов, – которое возможно только при отработанной инструментальной доступности, ибо подходы к местам крепления и подсоединения трубопроводов обычно затруднены переплетением коммуникаций.

Количественная оценка технологичности представляется в виде трудоемкости или стоимости и КИМ.

Коэффициент использования материала – это отношение массы готовых деталей двигателя к массе заготовок, из которых изготовляются детали.

Для авиационных двигателей он невысок и составляет в среднем 0,2...0,25. Учитывая, что авиационный ГТД изготавливается из дорогостоящих сталей и сплавов, эта цифра обескураживает.

В середине 70-х годов Генеральный конструктор Кузнецов Н.Д. стал инициатором работ в нашей стране по повышению КИМ двигателя до 0,4…0,5. И хотя добиться такого результата до конца не удалось, была продемонстрирована возможность более эффективного использования материала в первую очередь организационными методами, повышением ответственности и заинтересованности конструкторов, технологов, металлургов, вплоть до простых исполнителей, использованием технологий получения точных (с малым припуском) заготовок: прецизионное литье, высокоскоростная штамповка, современные методы порошковой металлургии и др.

Технологическая себестоимость – сумма затрат на осуществление технологических процессов изготовления двигателя без учета элементов, являющихся покупными изделиями.

Одной из проблем современного авиационного производства является высокая стоимость разработки, изготовления и эксплуатации самолетов и двигателей. Создание нового двигателя требует около млрд долларов, стоимость серийного двигателя типа CFM56 (тяга 100 *кН*) составляет 3,0…3,5 млн долларов.

Поэтому меры по повышению производственной и эксплуатационной технологичности имеют большую цену.

Для снижения стоимости изготовления деталей ГТД конструктор при разработке конструкции и рабочих чертежей должен следовать таким правилам:

- деталь по возможности должна иметь простую конфигурацию поверхностей, позволяющих вести обработку высокопроизводительными методами;
- базовые поверхности проектируемой детали должны быть простыми (плоскость, цилиндр) для осуществления надежной ориентации и закрепления в технологической системе;
- простановка размеров и других параметров, их относительное расположение должны позволять обрабатывать деталь на настроенном оборудовании в полуавтоматическом режиме;
- использовать при возможности материалы деталей с высоким уровнем обрабатываемости.

1.5.5. Экологические требования

Уровень шума и эмиссии вредных веществ ограничивается международными нормами ИКАО с целью защиты окружающей среды. Однако положение на рынке авиационной техники таково, что эти характеристики самолета и двигателя используются как средство борьбы с конкурентами.

1.5.5.1. Уровень шума[1]

Цель снижения шума самолетов исключить дискомфорт для пассажиров самолета, уменьшить влияние на здоровье жителей близлежащих к аэропорту районов и обслуживающего персонала аэропорта. Основным источником шума на самолете является двигатель.

[1] Раздел 1.5.5.1 «Уровень шума» выполнен совместно с Назаровым О.В.

С января 1972 г. ИКАО ввела общие нормы уровней шума дозвуковых пассажирских самолетов [Международные стандарты по авиационному шуму, Прил. 16, гл. 1].

В 1995 г. сделан еще один шаг по уменьшению допустимого авиационного шума, начало действовать решение ИКАО по введению новых норм [Там же, Прил. 16, гл. 3].

В 2006 г. введено в действие [Прил. 16, гл. 4] со снижением суммарного уровня шума в 3 контрольных точках относительно уровня гл. 3 в среднем на 10 *EPN дБ*.

Определения

Под ***интенсивностью шума*** J, $Вт/м^2$, понимается количество энергии, переносимое звуковыми волнами за одну секунду через площадку в $1\,м^2$, перпендикулярную к направлению их движения.

Человеческое ухо воспринимает звук в очень большом диапазоне по интенсивности, поэтому в технике принята логарифмическая шкала сравнения уровней шума. За эталон сравнения принята интенсивность шума на пороге слышимости $J_0 = 10^{-12}\ Вт/м^2$.

За единицу сравнения принят бел, Б. Однако для авиационной акустики эта величина оказалось крупной и поэтому используется 1/10 бела – ***децибел, дБ***, а уровень шума в децибелах:

$$L = 10 \lg \frac{J}{J_0},\ дБ,$$

где J – интенсивность шума исследуемого источника.

Нормирование шума авиационных ГТД [6, 7]. Раздражающее воздействие авиационного ГТД оценивается на основе спектров шума, замеренных в диапазоне частот от 50 до 10000 Гц с учетом спектрального состава, т.е. шума разных источников (вентилятор, компрессор, камера сгорания, турбина, реактивное сопло), с учетом дискретных составляющих шума и времени его воздействия.

Есть обобщающая характеристика неприятности шумности – *ной* N, которая получается путем суммирования отдельных шумностей n_i (в ноях) в 1/3 октавных полосах частот в диапазоне от 50 до 10000 *Гц*. *Один ной* соответствует 40 *дБ* по уровню звуковой мощности (звукового давления) источника чистого тона на частоте 1000 *Гц*.

Общая шумность N в ноях выражается формулой

$$N = 0.85 n_{\max} + 0.15 \sum_{i=1}^{24} n_i\ , \qquad (1.4)$$

где $n_{\max}$ – наибольшее значение воспринимаемой шумности в одной из полос спектра (в ноях);

n_i – значения воспринимаемой шумности в каждой 1/3 октавной полосе спектра, снимаемого с диаграммы изошумности по известным (замеренным) уровням звукового давления (в ноях) (рис. 1.14).

Весь учитываемый спектр звуковых частот от 50 до 10000 *Гц* разбит на 8 интервалов – октав с отношением частот 1:2, которые, в свою очередь, разбиты на 1/3 октавные полосы, что позволяет при замере шума более полно зафиксировать дискретные составляющие. В рассматриваемом диапазоне частот таких полос 24.

Для определения шума самолетов и двигателей в условиях полета и в земных условиях применяются другие критерии шумности, основным преимуществом которых перед оценкой в ноях является оценка уровня шума одним числом.

Используют два критерия: **уровень воспринимаемого шума *PNL* и эффективный уровень воспринимаемого шума *EPNL*.**

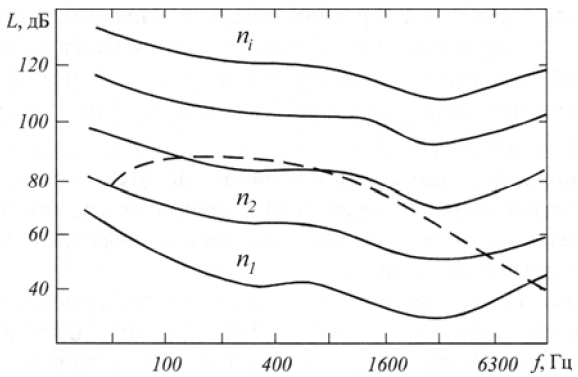


Рис.1.14 Диаграмма равной неприятности шума (диаграмма изошумности):
—— линии изошумности; – - – - спектрограмма ГТД

Вначале определяется суммарная шумность в ноях по формуле (1.4). Затем определяется уровень воспринимаемого шума PNL :

$$PNL = 40 + 33\lg N \text{ , } PN\partial Б . \tag{1.5}$$

Уровень воспринимаемого шума *PNL* в $PN\partial Б$ учитывает частотный состав шума, суммируются уровни звукового давления с учетом кривых изошумности (рис.1.15).

Для учета изменений во времени уровня воспринимаемого шума PNL с поправкой на дискретную составляющую используют уровень воспринимаемого шума $PNLT$ в $TPN\partial Б$:

$$PNLT = PNL + C , \tag{1.6}$$

где C – поправка на дискретные составляющие шума с максимальным значением $C_{\max} = 6.7$.

Наибольшее раздражающее воздействие на человека оказывает шум с частотами от 3000 до 5000 Г*ц*. Источники шума с частотами ниже и выше указанного диапазона имеют меньший уровень неприятности шумности.

Эффективный уровень воспринимаемого шума *EPNL* в $EPN\partial Б$ является характеристикой, учитывающей дополнительно к PNL дискретные составляющие в спектре шума и продолжительность воздействия:

$$EPNL = PNLTM + D , \tag{1.7}$$

где $PNLTM$ – максимальное значение изменяющегося во времени уровня воспринимаемого шума $PNLT$;

D – поправка на продолжительность воздействия шума (время звучания верхних десяти $TPN\partial Б$ при пролете самолета относительно приемника звука),

$$D = 10\lg\frac{3.4H}{T_0 \cdot \upsilon},$$

где T_0 – нормированная постоянная, равная 20 *с*;

υ – скорость полета;

H – высота полета.

Исходными данными для оценки уровня шума авиационного ГТД являются спектрограммы шума, полученные в контрольных точках измерения, которые закреплены Международным стандартом.

Оценка акустических характеристик самолета ведется в $EPN\ \partial Б$ по стандарту ИКАО в 3 контрольных точках с учетом взлетной массы самолета (рис. 1.15).

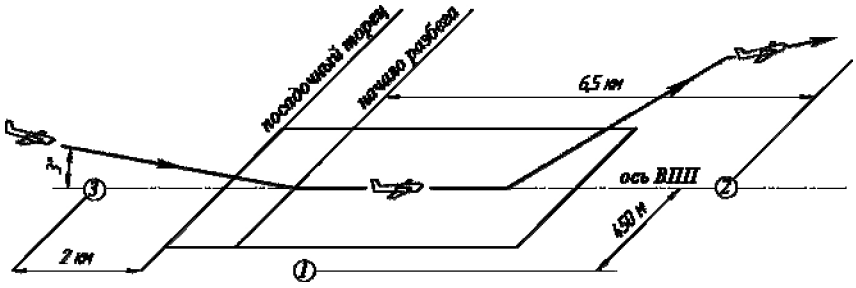


Рис. 1.15 Расположение контрольных точек измерения уровня шума самолета при взлете и посадке

Точка 1 при взлете – на линии, параллельной оси взлетно-посадочной полосы (ВПП) на расстоянии 450 м от нее, в точке, где уровень шума достигает максимального значения. Микрофоны на этой линии устанавливаются через каждые 500 м.

Точка 2 при наборе высоты – на расстоянии 6500 м от начала разбега вдоль оси ВПП по направлению полета.

Минимальное расстояние от самолета до контрольной точки 2 зависит от аэродинамических характеристик и тяговооруженности самолета и от стремления получить наименьший фиксируемый уровень шума. Оно составляет 300-450 м.

Точка 3 при снижении на посадку – на расстоянии 2000м от посадочного торца ВПП вдоль оси ВПП против направления полета, при снижении самолета по стандартной глиссаде с углом наклона к горизонту 3°. При этом минимальное расстояние от самолета до контрольной точки составляет 120 м.

Шум самолета в каждой контрольной точке регистрируется через каждые 0,5 с, заданное количество замеренных спектров уровня шума (до 30…40) преобразуется по зависимостям (1.5), (1.6) в такое же количество уровней воспринимаемого шума $PNLT$.

Заключительным этапом оценки шума самолета является свертывание полученных значений уровней воспринимаемого шума $PNLT$ в одно значение эффективного уровня воспринимаемого шума $EPNL$ в каждой контрольной точке.

Измерения шума ГТД при доводочных испытаниях проводят обычно на открытом стенде с расположением 17 точек на полуокружности радиусом 50…100 м, исходящим из некоторого условного центра на двигателе (рис.1.16). Регистрация шума в каждой точке происходит в течение 40…90 с на каждом режиме работы двигателя.

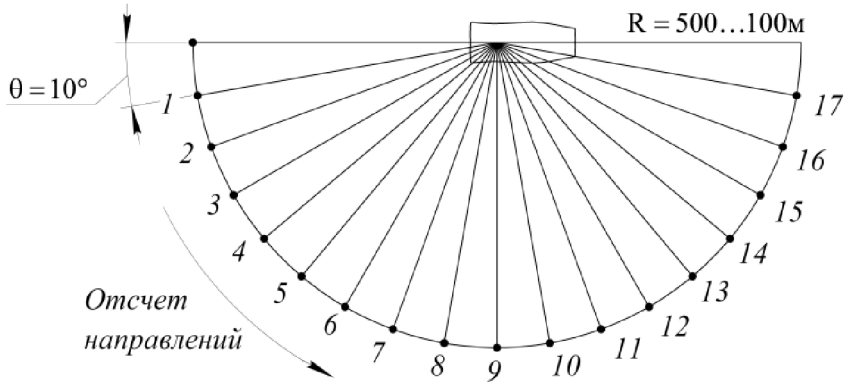


Рис.1.16 Схема расположения точек измерения при оценке шума на открытом акустическом стенде

На основе этих замеров формируются 17 спектров уровней шума в $дБ$ на каждом режиме работы двигателя, а с учетом максимумов уровня шума в каждой 1/3 октавной полосе, которых, как указывалось ранее в диапазоне частот от 50 до 10000 $Гц$, имеется 24, формируется матрица шума как произведение числа точек замера на число максимумов уровня шума в 1/3 октавном спектре: $M = 17 \times 24 = 408$ значений уровня шума L в децибелах. Каждому спектру L соответствует одно максимальное значение PNL. Следовательно, из 408 значений уровней шума L остается 17 значений PNL.

Все количество уровней шума (звукового давления) L преобразуется в 17 значений уровней воспринимаемого шума $PNLT$ по формуле (1.6), которые затем преобразуются (свертываются) в одно значение эффективного уровня воспринимаемого шума $EPNL$ по выражению (1.7) в данной контрольной точке на заданном режиме.

Это позволяет дать интегральную оценку уровня шума на местности, а также оценивать эффективность средств шумоглушения, внедряемых на двигателе.

Имеется возможность [7] рассчитать величину эффективного уровня воспринимаемого шума $EPNL$ в контрольных точках путем пересчета стендовой матрицы шума ГТД на летные условия.

При этом спектры уровней шума (звукового давления), равномерные по направлению θ (см. рис.1.18), преобразуется в спектры, равномерные по времени пролета самолета над контрольной точкой.

Затем в уровни шума вносятся поправки на изменение расстояния (на каждом направлении) от самолета до контрольной точки, влияние скорости полета, влияние числа двигателей и компоновки СУ на самолете, смещение частот вследствие эффекта Доплера, затухание и рефракцию звука вблизи поверхности Земли и в атмосфере, интерференцию звуковых волн в летных условиях, обусловленную влиянием земной поверхности.

Адаптированные таким образом к условиям полета спектры шума в $дБ$ пересчитываются последовательно в уровни воспринимаемого шума $PNLT$ и свертываются в значение эффективного уровня воспринимаемого шума $EPNL$ в каждой контрольной точке.

Описание операций оценки значений эффективности уровня воспринимаемого шума $EPNL$ в $EPNдБ$ с непосредственными замерами шума в контрольных точках или пересчетом результатов замера уровня шума при испытаниях двигателя на местности дано для того, чтобы показать технологию и сложность расчета эффективного уровня воспринимаемого шума и как доказательство того, что при выполнении проектных учебных заданий по оценке шума можно ставить пока только локальные задачи: определение уровня шума отдельных узлов ГТД, оценку эффективности конструктивных мер по снижению шума и др.

Источники шума в ГТД. Основными источниками шума самолета являются шум двигателя и аэродинамический шум планера самолета.

Исследования показали [6], что аэродинамический шум планера самолета при заходе на посадку с выпущенными шасси и элементами механизации крыла и неработающими двигателями примерно на 8 $EPNдБ$ меньше норм гл. 2 или примерно соответствует нормам гл. 3 (98 $EPNдБ$) Приложения 16 стандарта ИКАО.

Следовательно, аэродинамический шум планера становится доминирующим при эффективных мерах по снижению шума двигателя. И меры по дальнейшему снижению уровня шума самолета необходимо проводить одновременно по самолету и по двигателю.

В п.2.3.2 показан пример совместных усилий конструкторов самолета и двигателя по созданию малошумного самолета.

Шум авиационного двигателя исходит от многих источников. Основные из них – вентилятор (компрессор), турбина, реактивное сопло, а также источники внутреннего

шума: камера сгорания и ребра, стойки, трактовые поверхности опор (вихревой шум и шум пограничного слоя).

Сравнительные оценки уровня шума в $дБ$ узлов двигателя при проектировании и разработке мер по снижению шума могут быть проведены по нижеследующей методике.

Шум вентилятора (компрессора). У дозвукового вентилятора различают три вида шума: широкополосный шум $L_{ШΣ}$, дискретный (тональный) шум на частоте следования лопаток рабочего колеса $L_{ДΣ}$ и дискретный шум на частотах, кратных частоте следования лопаток рабочего колеса $L_{ДКΣ}$. (У сверхзвуковых ступеней добавляется шум ударных волн.)

Возникновение широкополосного и дискретного шумов основного тона на частоте следования лопаток РК показано в гл. 3 данного учебника. Дискретный шум на частотах, кратных частоте следования лопаток, можно рассматривать как добавление к дискретному шуму основного тона.

Суммарный уровень дискретного и широкополосного шумов на условном радиусе 1 м определяется по общему выражению

$$L_{Σ} = 20\lg\Delta T + 10\lg G_{B} + \Delta L_{1} + \Delta L_{2}, \qquad (1.8)$$

где ΔT – перепад температуры торможения на ступени;

G_{B} – расход воздуха через ступень;

ΔL_{1} – поправка, учитывающая режим работы i -го компрессора (двигателя),

$\Delta L_{1} = 18.6\lg\frac{P_i}{P_0}$, $\frac{P_i}{P_0}$ – относительная тяга на режиме;

ΔL_{2} – поправка, учитывающая величину осевого зазора S между рабочим колесом и направляющим аппаратом, отнесенного к ширине лопаточного венца направляющего аппарата С;

		ΔL_2, $дБ$
$\frac{S}{C}$	0,25…1,0	3…5
	0,25…2,0	5…7

С учетом ΔL_{1} и ΔL_{2} по выражению (1.8) вычисляется дискретная составляющая шума $L_{ДΣ}$.

Для вычисления широкополосного шума $L_{ШΣ}$ в выражение (1.8) добавляется еще одна поправка:

$$\Delta L_i = 10\lg e^{-\frac{1}{2}\frac{\ln(f_i/f_{\max})}{\ln\sigma}},$$

где $f_i / f_{\max}$ - отношение центральной частоты в 1/3 октавной полосе к максимальной.

Учитывая, что спектр широкополосного шума обладает бимодальным (двухчастотным) распределением в полосе, максимумы частот выбирают:

первый – $f_{\max} = f_{Д}$ (частота дискретного шума) и второй – $f_{\max} = 2f_{Д}$.

$\sigma = 2,2$ среднеквадратичное отклонение при нормальном логарифмическом распределении.

В суммарном шуме вентилятора могут присутствовать дискретные составляющие на частотах, кратных частоте следования лопаток $L_{ДКΣ}$, от воздействия ВНА и искажения потока на входе.

$$L_{ДКΣ} = 10\lg\left[10^{L_{ВНА}/10} + 10^{L_{иск}/10}\right].$$

Для вентилятора с ВНА

$$L_{ВНА} = L_{Д\Sigma} + 3 - 3K .$$

Усиление шума за счет искажения потока на входе в вентилятор

$$L_{иск} = L_{Д\Sigma} + 10(1 - K) .$$

Здесь K – номер лопаточной гармоники (K = 1, 3, 4…).

Спектр суммарного уровня шума вентилятора (компрессора) на данном i-м режиме

$$L_{\Sigma i} = 10\lg\left[10^{L_{Ш\Sigma}/10} + 10^{L_{Д\Sigma}/10} + 10^{L_{ДК\Sigma}/10}\right]. \qquad (1.9)$$

Шум турбины. Шум турбины имеет те же физические основы, что и шум вентилятора – выделяются дискретный и широкополосный шумы. Однако характеристики шума турбины и вентилятора разнятся из-за различий в аэродинамических характеристиках (более изогнутый профиль сечения лопатки), ширины турбулентных следов и из-за больших перепадов давлений (в 6…8 раз) на ступени.

Дискретный шум турбины расположен в высокочастотной части спектра шума ГТД и выделяется обычно на режиме захода на посадку, с частотой $f_{ДТ} \geq 4000\ Гц$. Но его интенсивность значительно меньше интенсивности незаглушенного шума вентилятора.

Шум турбины ВД значительно затухает при прохождении через лопатки последующих ступеней турбины. Поэтому определяющим является шум последней ступени.

Шум турбины более заметен на режимах пониженной тяги, когда другие источники шума становятся более слабыми. Максимумы интенсивности шума турбины по диаграмме направленности шума находятся под углом $\theta = 110…120°$ к оси входа в двигатель (см. рис. 1.18). Поэтому базой для расчета турбины является шум на этом направлении $L_{\Sigma 110}$:

$$L_{\Sigma 110} = 40\lg\frac{\Delta T^*}{T_Г^*} - 20\lg V_T + 10\lg F_C + 164 , \qquad (1.10)$$

где $\dfrac{\Delta T^*}{T_Г^*} = 1 - \left(\dfrac{1}{\pi_T^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ – отвод приведенной идеальной работы на турбине;

π_T^* – степень понижения давления в турбине;

V_T – скорость на периферии лопаток последней ступени;

F_C – площадь выходного сечения сопла.

Уровень дискретной (тональной) составляющей шума турбины на определенном направлении $L_{T(\theta)}$:

$$L_{T(\theta)} = L_{T110} - \Delta L_T(\theta) .$$

$\Delta L_T(\theta)$ определяется по таблице

$f_i / f_{\max}$	0,2	0,4	0,8	1,0
$\Delta L_T(\theta)$, $дБ$	-10	-6	-2	0

Суммарный уровень шума дискретной составляющей $L_{T\Sigma}$:

$$L_{T\Sigma} = 10\lg\left(\sum_{\theta=10}^{170} 10\lg\left(L_{T(\theta)}/10\right)\right).$$

Суммарный уровень шума широкополосной составляющей $L_{Ш\Sigma}$:

$$L_{Ш\Sigma} = 10\lg\left(10^{L_{Т110}/10} - 10^{L_{ТГ}/10}\right).$$

Спектр суммарного уровня шума турбины $L_{\Sigma i}$:

$$L_{\Sigma i} = 10\lg\left(10^{L_{ШГ}/10} + 10^{L_{ТГ}/10}\right). \qquad (1.11)$$

Шум реактивной струи возникает из-за того, что высокоскоростная струя газа при истечении, смешиваясь с окружающей средой, создает интенсивные турбулентные пульсации, которые и являются генераторами шума. Чем меньше масштаб турбулентности, тем выше частота. Поэтому высокочастотный шум проявляется на начальном участке реактивной струи, а низкочастотный – на основном участке (рис. 1.17).

Акустическая мощность реактивной струи:

$$W_C = K\frac{\rho_C^2 \cdot C_C^n \cdot D_C^5}{\rho \cdot a^5},\ Вт,$$

где ρ_C, ρ – плотность газа в реактивной струе и окружающей среде;

D_C – диаметр сопла;

a – скорость звука в окружающей среде;

C_C^n – скорость газа на срезе сопла;

K – экспериментальный коэффициент, учитывающий уровень турбулизации струи $K_0 = (3..5)\cdot 10^{-4}$ при $M_C < 0.5$, $K = 2{,}5\cdot 10^4$ при $M_C > 0.5$.

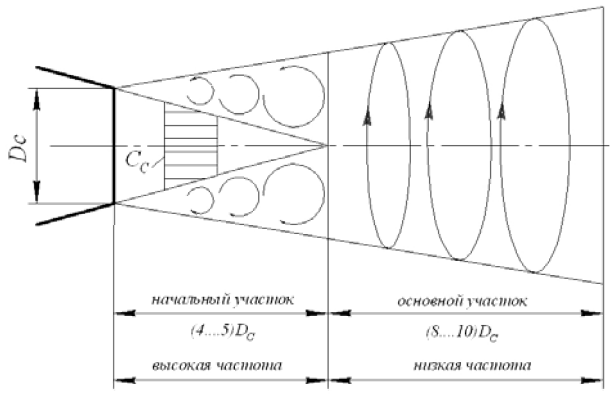


Рис. 1.17 Акустическая структура дозвуковой затопленной струи газотурбинного двигателя

В зависимости от скорости истечения газа из сопла $C_C\,(M_C)$ выделяют для оценки W_C:

закон 8-й степени $\left(C_C^8\right)$ при $0{,}5 < M_C < 1{,}0$;

закон 6-й степени $\left(C_C^6\right)$ при $0{,}2 < M_C < 0{,}5$;

закон 3-й степени $\left(C_C^3\right)$ при $M_C > 1{,}0$.

Спектр суммарного шума реактивного сопла $L_{C\Sigma}$ в *дБ*:

$$L_{C\Sigma} = 10\lg W + 120. \qquad (1.12)$$

Шум камеры сгорания. Камера сгорания генерирует шум в низкочастотном диапазоне, максимум акустической интенсивности которого в спектре шума двигателя соответствует частоте 400…600 Г*ц*. На диаграмме направленности уровня шума с максимальным значением на углу $\theta = 120\ldots130°$ спектр шума аналогичен спектру шума реактивной струи. Шум камеры сгорания возникает из-за неоднородностей исходной топливовоздушной смеси, из-за чего возникают местные зоны с разной скоростью горения, что приводит к пульсациям объема образующихся продуктов сгорания, которые, расширяясь, генерируют волны давления.

Суммарный уровень шума камеры сгорания L_W:

$$L_W = 10\lg G_B\left[\left(T_Г^* - T_K^*\right)\frac{p_K}{p_Г}\sqrt{\frac{T_H}{T_K^*}}\right] + C. \qquad (1.13)$$

Частоты максимальной интенсивности суммарного шума

$$f_{KC} = 2060\pi_{K\Sigma}^{*\ 0.5} \cdot G_B^{-0,5} \cdot T_\Gamma^{*-0,25},$$

где C – константа для ГТД со свободной турбиной $C = 54.5\ дБ$.

Направленность шума. Уровень шума от разных источников имеет разные уровни по различным направлениям, исходящим от источника. Направленность определяется углом θ от выбранной оси источника и максимальным уровнем шума (рис. 1.18). Эта характеристика важна при поиске мер нейтрализации шума на отдельных этапах «взлета – посадки». Следует отметить, что угол максимальной интенсивности излучения θ каждого из источников мало меняется при изменении параметров и типа ГТД – не более чем на 10...15°.

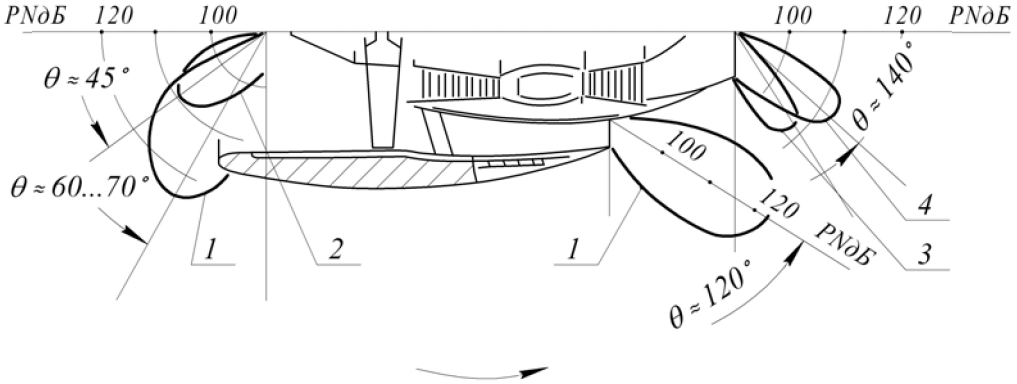


Рис. 1.18 Диаграмма направленности шума разных источников в ТРДД с большой степенью двухконтурности: θ – угол максимальной интенсивности излучения источника; 1 – вентилятор (вход и выхлоп) ; 2 – компрессор; 3 – турбина; 4 – реактивное сопло

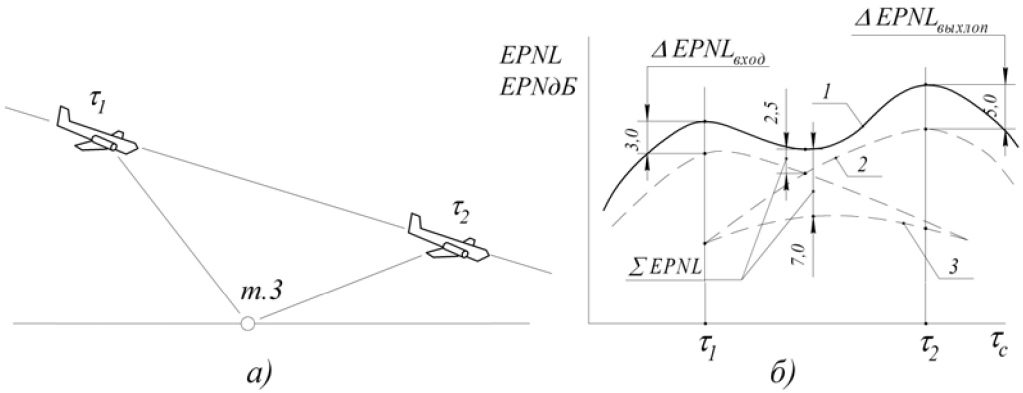


Рис. 1.19 Схема регистрации уровня шума: а) схема прохождения самолета относительно контрольной точки; б) изменение уровня шума по времени: 1 – каналы не облицованы ЗПК; 2 – при облицовке одного из каналов; 3 – при облицовке обоих каналов

Сбалансированное снижение уровня шума основных источников. Уровень шума в передней и задней полусферах у ТРДД как источника неодинаков. Так, в ТРДД с $m \le 2$ на взлете превалирует шум реактивной струи, на посадке – шум вентилятора (рис. 1.19).

При проходе контрольной точки (время τ_1) превалирует шум вентилятора на всасывании, в момент когда самолет миновал контрольную точку (время τ_2) максимальный уровень шума генерирует вентилятор на выхлопе (рис. 1.19 *а, б*).

Так, облицовка звукопоглощающими панелями по отдельности входного и выходного каналов снижала шум на 3...5 *EPN дБ* в каждом из максимумов. Однако общее снижение шума было невелико: $\Delta EPNL = 1,5..2,5$ *EPNдБ* .

При установке ЗПК в обоих каналах вентилятора, т.е. при одновременном заглушении обоих максимумов шума, эффект может достигать более 7 *EPN дБ*.

При заглушении только одного источника результат будет малым: нужно заглушать все другие источники с близким уровнем шума.

Правило компенсации. Суммарный эффективный уровень воспринимаемого шума в трех контрольных точках $\sum EPNL$ должен соответствовать стандарту ИКАО. Однако существует привило: превышение уровня шума в одной точке может быть компенсировано снижением в другой, но не более 2*EPN дБ* по гл. 3 (по гл. 2 допускалось 3*EPN дБ*). В гл. 4 правило компенсации отменено.

Конструктивные меры снижения шума. Меры, принимаемые для снижения шума основных источников, будут рассмотрены при анализе конструкций входного устройства, вентилятора и реактивного сопла, здесь же только отметим основные из них.

По вентилятору: исключение входного направляющего аппарата (ВНА), увеличение осевых зазоров между рабочим колесом (РК) и направляющим аппаратом (НА) до 2...2,5 хорд лопаток РК, облицовка входного устройства канала второго контура звукопоглощающими панелями (ЗПК).

По реактивному соплу: снижение скорости на срезе сопла C_C за счет повышения степени двухконтурности, разделение ядра реактивной струи на ряд струй, что снижает интенсивность шума (рассекатели, шевронное сопло и др.).

1.5.5.2. Эмиссия вредных веществ

Несмотря на то что самолеты составляют только 10% от транспорта, работающего на углеводородном топливе, эмиссия на больших высотах оказывает бóльшее воздействие на атмосферу, чем наземный транспорт.

Воздействие авиации на окружающую среду наиболее интенсивно проявляется в зоне, прилегающей к аэропорту, где за сутки выбрасывается вредных веществ десятки тонн.

Область поражения загрязнением может составлять десятки квадратных километров и зависит от интенсивности перевозок, особенностей микроклимата в зоне аэродрома и других факторов.

Эмиссия, или выброс в атмосферу с выхлопными газами оксидов углерода CO, оксидов азота NO_X, несгоревших углеводородов C_nH_m и дыма, вызывает ухудшение общего состояния и здоровья людей.

Токсичные составляющие выхлопа состоят из оксидов азота (окись азота NO и двуокись азота NO_2), из оксидов углерода (окись углерода CO и двуокись углерода CO_2), углеводородов C_nH_m (среди них канцерогенный бензапирин $C_{20}H_{12}$) и дыма.

Рассмотрим опасность для человека и окружающей среды этих веществ, механизм их образования и методы снижения их содержания в выхлопной струе [11].

Окислы азота. Наибольшее воздействие на человека и окружающую среду оказывают окись азота NO и двуокись азота NO_2, обладающие наибольшей

токсичностью. NO – газ без цвета и запаха, NO_2 – газ с резким запахом и наблюдается на выхлопе в виде струй желто-бурого цвета. Принято оба окисла обозначать NO_x. Токсичность NO_x высока – на порядок выше, чем у известного угарного газа CO. Окись азота NO оказывает воздействие на гемоглобин крови и нервную систему человека, двуокись азота NO_2 воздействует на дыхательные пути и легкие, разрушая их. При работе в течение 3…5 лет в среде с концентрацией NO_2 $0,5...0,8\ мг/м^3$ возникают бронхиты, астмы и другие заболевания.

Существуют четыре механизма образования NO_x:

термический – путем окисления азота в зонах высоких температур камеры сгорания, он идет с быстрорастущей скоростью, когда температура превышает 1920К;

«быстрый» механизм реализуется через взаимодействие N_2 с углеводородами при низких температурах горения;

N_2O*-механизм* идет также при низких температурах горения через соединение N_2 с молекулами кислорода O_2;

«топливный» механизм – через реакции перехода в окись части азота, находящегося в топливе в химически связанном виде.

Показано [11], что при реальном времени пребывания ТВС в зоне горения $\tau_{пр} > 5\ мс$ абсолютный максимальный уровень NO_x, который дает термический механизм, на порядок и более превышает максимальный уровень «быстрого» механизма и более чем в 5 раз – аналогичный уровень N_2O-механизма.

На образование NO_x влияют следующие факторы:

– *вид топлива*: в легких топливах (керосин) содержание связанного азота в процентах от объема – $0.02...0.03$ против тяжелого топлива мазута – $0.3...0.5$. Для ГТД, работающих на керосине и природном газе, вклад топливных NO_x мал (0,2%).

Однако отметим, что при переводе газотурбинных приводов (при конвертации авиационных ГТД) с керосина на газ снижаются выбросы NO_x в 1,5…2 раза;

– *температура* T_K^* *и давление* p_K^* *на входе в КС.* С увеличением T_K^* и выбросы NO_x растут;

– *время пребывания* $\tau_{пр}$ анализируется совместно с составом смеси с учетом коэффициента избытка воздуха α. При $\alpha \geq 1.0$ выбросы NO_x прямо пропорциональны $\tau_{кр}$, при увеличении $\alpha > 1.8$ и соответственном снижении температуры пламени $T_{пл} < 1800\ K$ время пребывания не оказывает существенного влияния на образование NO_x;

– *однородность и состав смеси* (α): выбросы NO_x снижаются в 1,5…3 раза при подаче в зону горения предварительно перемешанной ТВС по сравнению с раздельной подачей топлива и воздуха. Концентрация NO_x возрастает с увеличением α в богатых смесях $(\alpha < 1)$ и уменьшается в бедных смесях $(\alpha > 1)$. Максимальное значение выбросов NO_x достигается при $\alpha = 1$.

Окись углерода CO**.** Это газ, который не имеет цвета и запаха и, как и NO, быстро реагирует с гемоглобином крови и вызывает отравления, а при больших концентрациях – и летальный исход. Выделение CO имеет прямую зависимость от полноты сгорания топлива: снижения коэффициента полноты сгорания $\eta_Г$ ведет к увеличению выхода CO из-за недожога топлива.

CO_2 – ***двуокись углерода,*** как и окись углерода, – результат неполного сгорания топлива. При содержании в воздухе до 1% CO_2 возникает опасность для организма человека, при 10% – сильное отравление.

Углеводороды C_nH_m. Все факторы, влияющие на рост полноты сгорания, снижают выбросы углеводородов, как и окислов углерода. Углеводороды воздействуют на мозг, на сердечно-сосудистую систему (снижается содержание гемоглобина и эритроцитов) и на эндокринный аппарат человека, а бензапирин даже при малых концентрациях вызывает заболевание раком легких.

Дымность связана с образованием частиц сажи в зонах камеры сгорания с богатой ТВС. Сажа – это твердые частицы черного цвета сферической формы диаметром 1…500 *мкм*. Она опасна тем, что адсорбирует в себе многие токсичные вещества выхлопных газов.

Основные факторы, влияющие на образование сажи, были найдены экспериментально. Дымление двигателя зависит в основном от процесса образования ТВС: если смесь однородна, то при горении сажа практически не образуется. При увеличении T_K^* и p_K^* дымление увеличивается. Чем тяжелее топливо, тем больше сажеобразование.

Нормирование эмиссии. Эмиссия вредных веществ нормируется Международным стандартом ИКАО и Авиационными правилами (АП-34) «Охрана окружающей среды. Нормы эмиссии для авиационных двигателей».

Контрольный параметр эмиссии D_j/P_0, *г/кН* есть отношение массы D_j газообразного вредного вещества, выбрасываемого двигателем за взлетно-посадочный цикл, к взлетной тяге P_0.

$$D_j = \sum_i \left(EJ_j\right)_i \cdot G_{Ti} \cdot \tau_i ,$$

где EJ_j – индекс эмиссии одного из веществ (j), входящих в выбросы, есть отношение массы вещества в г к массе сгоревшего топлива в *кг*, *г/кг*;

G_{Ti} – расход топлива на *i*-м режиме в *кг/с*;

τ_i – время работы двигателя на *i*-м режиме, *с*.

Взлетно-посадочный цикл (табл. 1.6) – это набор режимов, используемых при взлете и посадке, который позволяет сопоставлять по уровню эмиссии различные двигатели в процессе сертификационных испытаний.

Таблица 1.6

Наименование режима, *i*	Относительная тяга, P_i/P_0	Продолжительность τ_i, мин
Взлет	1,00	0,7
Набор высоты	0,85	4,0
Заход на посадку	0,30	2,2
Руление/ земной малый газ	0,07	26

Отношение D_j/P_0 при условии выражения расхода топлива G_{Ti} через удельный расход $C_{уд}$ и тягу P_i может быть записано как

$$\frac{D_j}{P_0} = 0{,}278 \cdot \sum_i \left(EJ_j\right)_i \cdot C_{уд\,i} \cdot P_i \cdot \tau_i , \frac{г}{кН},$$

где $C_{уд\,i}$ в $кг/(Н \cdot ч)$,

P_0, P_i в *кН*, EJ_j в *г/кг* топлива.

Полученные значения контрольного параметра эмиссии по всем трем компонентам: CO, NO_X и C_nH_m сравниваются с нормативами по АП-34.

Нормативные уровни эмиссии ограничиваются следующими величинами (для двигателей с тягой более 26,7 *кН*):

CO	$D_{CO} \le 118$ *г/кН*
C_nH_m	$D_{C_nH_m} \le 19{,}6$ *г/кН*

Допустимые уровни эмиссии оксидов азота зависят от степени повышения давления в компрессоре $\pi^*_{K\Sigma}$ и представлены на рис. 1.20.

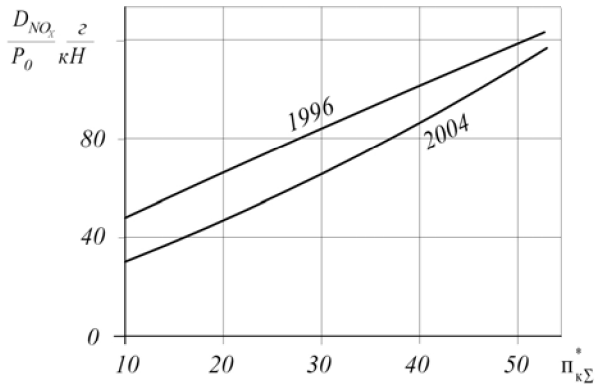


Рис. 1.20 Допустимые уровни эмиссии NO_X ТРД и ТРДД дозвуковых самолетов (нормы ИКАО 1996 г. и предложения на 2004 г.)

Дымность связана с образованием частиц сажи в зонах камеры сгорания с богатой топливовоздушной смесью. Содержание сажи характеризуется числом дымности SN и определяется методом фильтрации выхлопных газов через белый бумажный фильтр.

Допускаемые по нормам ИКАО значения SN = 30 до 20 (уменьшается с увеличением значения P_0), т.е. находится ниже границы видимости дыма (SN = 30...40).

Контрольные вопросы

1. В авиационной промышленности существует проблема несовпадения циклов создания самолета и двигателя.
   Какова необходимость сближения циклов создания двигателя и самолета? В чем основные трудности такого синхронного проектирования? Покажите основные шаги двигательной фирмы на I и II этапах создания двигателя.
2. Современная организация проектных работ позволяет значительно сократить время проектирования и экспериментальных доводочных работ.
   Дайте анализ этих возможностей и покажите направленность в повышении квалификации современного конструктора.
3. Формирование технических объектов на основе системного анализа с широким использованием ЭВМ и информационных систем стало главным направлением в совершенствовании науки проектирования.
   Покажите структуру метода системного анализа и роль декомпозиции в организации проектирования двигателя и изучения его конструкции.
4. В задачу формирования технического объекта вводят три качественно различные единицы, связанные между собой и принадлежащие различным уровням: большую систему, объект, входящий в состав большой системы, и элемент – структурную единицу объекта.
   Дайте определение основных системных единиц и различий между ними.
5. Существует порядок проектирования технического объекта, определенный стандартами.
   Дайте подробное описание процесса проектирования двигателя, предусмотренного ЕСКД, и роль демонстрационного двигателя.
6. Начальный этап разработки технического объекта завершается формированием технического предложения (аванпроекта).
   Опишите состав и процесс разработки технического предложения в общей схеме проектирования.
7. В общей технологической схеме формирования технического объекта по Рудневу В.Е. этап «Замысел» является результатом поиска наиболее привлекательной идеи нового изделия.
   Дайте анализ всех трех блоков этапа и сформулируйте смысл термина «Концепция объекта».
8. Этап «Проектирование объекта» в общей технологической схеме формирования технического объекта по Рудневу В.Е. играет важную роль для последующего анализа и исследования функциональных и параметрических связей узлов и выбора предпочтительного варианта.
   Анализируя блоки 2.1, 2.2, 2.3 этого этапа покажите связи между ними и сам процесс выбора предпочтительного варианта.
9. Важное значение в выборе оптимального варианта конструкции имеет блок «Моделирование применения» в общей технологической схеме формирования технического объекта по Рудневу В.Е.
   Перечислите возможные операции по проверке работоспособности в разных условиях эксплуатации применительно к авиационному ТРДДФ для истребителя.
10. Особую роль в принятии окончательного решения об оптимальном варианте проектируемого технического объекта играют блок «Информация для принятия

решения» и корректирующие шаги, предлагаемые лицом, принимающим решение (главный конструктор).

Какие возможности имеются для коррекции, улучшения предлагаемого решения?

11. На этапе «Замысел» (блок «Внешняя среда») важна оценка степени соответствия параметров создаваемого объекта научно-техническому уровню (НТУ).

    Какие исследовательские операции проводятся при определении НТУ на начальном этапе проектирования?

12. Взлетная масса и коммерческая нагрузка являются критериями эффективности при выборе параметров двигателя для пассажирского самолета.

    На основе анализа суммарной относительной массы топлива и силовой установки γ_{Σ} покажите важность мер по снижению массы двигателя и удельного расхода топлива.

13. В современном авиадвигателестроении широко используется способ создания новых типов и модификаций ТРДД на базе одного газогенератора.

    В чем заключается идея и преимущества создания ТРДД на базе существующего газогенератора?

14. В качестве критериев оптимизации и ограничений выдвигается целый комплекс требований, формируемых нормативными документами и техническим заданием на проектирование конкретного двигателя.

    Перечислите основные критерии качества проектируемого двигателя и дайте анализ требований по удельному расходу топлива и удельному весу двигателя.

15. Надежность двигателя закладывается на этапе проектирования, отрабатывается в процессе доводки и совершенствуется при изготовлении и эксплуатации.

    Покажите методы обеспечения надежности при проектировании и производстве двигателя.

16. Безопасность полетов определяется в первую очередь надежностью и самолета, и двигателя.

    Дайте расширенное определение надежности и ее компонентов и эксплуатации двигателей по состоянию.

17. Нормирование шума авиационных двигателей стало определяющим при оценке эксплуатационных качеств двигателя.

    Опишите оценку акустических характеристик в эксплуатационных условиях и при доводочных испытаниях.

18. На этапе проектирования ГТД, начиная с выбора конструкционно-силовой схемы, закладываются основные меры по достижению норм ИКАО по уровню шума.

    Покажите все источники шума двигателя, выделите основные и укажите современные подходы к достижению заданных акустических характеристик.

19. Проблема снижения выбросов вредных веществ с выхлопными газами, наряду с борьбой по снижению шума, стала определяющей в оценке конкурентоспособности двигателя.

    Дайте анализ токсичных составляющих выхлопа и сажи.

20. Технология нормирования эмиссии вредных веществ определяется международным стандартом ИКАО и авиационными правилами (АП-34) «Охрана окружающей среды. Нормы эмиссий для авиационных двигателей».

    Покажите порядок оценки контрольных параметров эмиссии за взлетно-посадочный цикл и допустимые уровни выбросов для дозвуковых самолетов.

Список литературы

1. Зрелов, В.А. Отечественные ГТД. Основные параметры и конструктивные схемы [Текст] (ч. 1, ч. 2): учеб. пособие / В.А. Зрелов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2002. – 210 с., 250с.
2. Формирование технических объектов на основе системного анализа [Текст] / В.Е. Руднев, В.В. Володин, К.М. Лучанский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1991. – 320 с.
3. Кулагин, В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.
4. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. – Кн. 3./ В.В. Кулагин, С.К. Бочкарев, И.М. Горюнов [и др.]; под общ. ред. В.В. Кулагина. – М.: Машиностроение, 2005. – 464 с.
5. Ануров, Ю.М. Основы обеспечения прочностной надежности авиационных двигателей и энергетических установок [Текст] / Ю.М. Ануров, Д.Г. Федорченко. – СПб.: СПб-ГПУ, 2004. – 390с.
6. Белоусов, А.И. Конструктивные методы снижения шума авиационных двигателей [Текст]: учеб. пособие / А.И. Белоусов, И.С. Загузов; под ред. акад. Н.Д. Кузнецова; КуАИ. – Куйбышев, 1982. – 96с.
7. Снижение шума самолетов с реактивными двигателями [Текст] / А.М. Мхитарян, В.Г. Енсиков, Б.Н. Мельников [и др.]; под ред. д-ра техн. наук А.М. Мхитаряна. – М.: Машиностроение, 1975. – 264с.
8. ЦИАМ. Экспресс-информация [Текст]. Сер. Авиационные двигатели 1980-2008.
9. Трунов, О.К. Обледенение самолетов и средства борьбы с ним [Текст] / О.К. Трунов. – М.: Машиностроение, 1963. – 248 с.
10. Кочеров, Е.П. Проектирование подвески ГТД на летательном аппарате [Текст] / Е.П. Кочеров, Н.И. Старцев. – Самара: – Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 1998.
11. Постников, А.М. Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ [Текст] / А.М. Постников. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 286 с.
12. 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.

Глава 2. Взаимосвязи самолёта и двигателя на начальном этапе проектирования

В главе 2 дана развёрнутая технология создания компоновки технического объекта, в нашем случае — авиационного двигателя, и показано, что процесс этот итерационный.

Оптимальный вариант опорной конструкции вырисовывается после многих корректировок конструктивных параметров и характеристик, после моделирования эпизодов применения, после оценки материальных затрат на создание, производство и эксплуатацию.

Именно выбор предпочтительного варианта лицом, принимающим решение, позволяет утвердить два основополагающих документа: ТП — техническое предложение и проект технического задания (ТЗ) на создание двигателя.

В идеальном случае проектирование двигателя и самолёта, как было показано, должно проходить синхронно, то есть проектирование двигателя начинается тогда, когда утверждены окончательные требования к самолёту (исключается введение изменений), а создание опорной конструкции двигателя происходит взаимосвязано с разработкой конструкции самолёта.

Создание компоновки авиационного двигателя как основного объекта уровня n проходит во взаимодействии с конструкторским коллективом создателей самолёта — объекта более высокого уровня $n+1$.

Это означает, что формирование исходных данных (ИД) опорной конструкции двигателя и самолёта, технического предложения (ТП) для создания объектов уровня $n+1$ и n проходит в тесном постоянном взаимодействии проектировщиков самолёта и двигателя.

Без завершения исходных шагов в проектировании самолёта нельзя выполнить соответствующих операций по проектированию двигателя и, наоборот, нельзя добиться намеченных результатов проектирования самолёта без необходимой информации о полученных параметрах двигателя.

Это взаимодействие показано на схеме рис. 2.1, анализ которой раскрывает содержание связей.

Анализ блоков

0.1. В соответствии с основными требованиями заказчика (государство, если двигатели для военных самолётов, авиационные компании, если двигатели для пассажирских самолётов) разрабатывается концепция самолёта, проводится выбор схемы самолёта и схемы силовой установки (тип двигателя, воздухозаборника и др.), создаётся конструктивно-силовая компоновка самолёта.

Определяется взлётная масса m_0, площадь крыла S и стартовая тяга P_0 или в относительных параметрах — нагрузка на крыло $p = m_0 g / S$ и стартовая тяговооружённость $\overline{P}_0 = P / m_0 g$.

1.1. В ответ на решение конструкторов самолёта обосновывается выбор типа двигателя, уточняются геометрические параметры двигателя (проточная часть с указанием диаметров в контрольных сечениях), выбирается конструктивно-силовая схема двигателя. Определяются выходные параметры двигателя P_0, $C_{уд}$, $\pi^*_{к\Sigma}$, $T^*_Г$.

0.2. Компоновка самолёта (общий чертёж) или опорная конструкция, созданная на этом шаге, позволяют на основе требований к самолёту, определённых в блоке 0.1, используя

опыт создания самолётов такого назначения, новые апробированные конструктивные наработки и полученную информацию, разрабатывать множество альтернатив для достижения поставленной задачи.

Решается задача определения числа двигателей, их размещения и подвески на самолёте, определяется конструкция мотогондолы, входных и выходных устройств.

1.2. Разрабатываются опорная конструкция (компоновка) двигателя и альтернативные варианты, где выполняются требования по габаритам (D, L), по массе двигателя $M_{дв}$, определяется конструкция входного устройства, реактивного сопла, конструкция подвески двигателя на самолёте.

0.3. Производится моделирование применения самолёта, определяются его лётные характеристики:

- характеристики крейсерских режимов полёта (скорость — $V_{крейс}$, высота — $H_{крейс}$, дальность — $L_{расч}$, максимальная дальность — $L_{\max}$);
- характеристики набора высоты (скороподъёмности) и снижения ($V_{Н.В.}$, время — $T_{Н.В.}$, $L_{Н.В.}$, скороподъёмность — $V_{У Н.В.}$, скорость снижения — $V_{У СН}$., время снижения — $T_{У СН}$., длина пробега при посадке – $L_{У СН}$);
- взлётно-посадочные характеристики ($V_{отр}$, $L_{разб}$, $L_{пос}$, $V_{пос}$, $L_{ВПП}$);
- эксплуатационные перегрузки ($n_{у доп}$, $n_{x\max}$, $\omega_{z\max}$, $R_{виража}$, $T_{виража}$);
- характеристики устойчивости и управляемости.

Определяются потребные тяги на всех участках полёта ($P_{взл}$, $P_{кр}$, $P_{пос}$), цикличность полётов, потребный ресурс самолёта.

1.3. Подтверждаются потребные высотно-скоростные и дроссельные характеристики двигателя.
Проводится оценка прочностной надёжности двигателя: циклическая долговечность (ресурс).

0.4. Разрабатывается система энергоснабжения самолёта электроэнергией, сжатым воздухом, гидропривод и др. Определяется схема размещения топлива на самолёте и подачи к двигателям.

1.4. Выбор конструкции и размещение на двигателе приводных агрегатов (самолётных и моторных): электрогенераторов, топливных, масляных и гидравлических насосов, стартера и неприводных агрегатов: фильтров, агрегатов запуска, контроля температуры, вибраций и др. Выбранный вариант размещения проверяется на макетах двигателя и самолёта и, таким образом, оптимизируется.

0.5. Определение условий эксплуатации и разработка конструктивных мер по обеспечению безопасности полёта самолёта, оценка потребной экономичности двигателя на всех участках траектории полёта (взлёт-посадка, набор высоты, крейсерский полёт).

1.5. Подтверждение факта достижения требуемых удельных расходов $C_{уд}$ на всех участках траектории профиля полёта, разработка системы мер по обеспечению надёжности двигателя:

- получение директивных запасов прочности основных деталей;
- размещение на двигателе системы защит: противообледенения, исключения попадания посторонних предметов и др.;
- введение сигнализации и защит от возможных неисправностей и отказов.



Рис. 2.1 Схема взаимодействия проектировщиков при создании самолета и двигателя на начальном этапе

0.6. Моделирование воздействия самолёта на окружающую среду и оценка соответствия выбранной конструкции самолёта и силовой установки нормам лётной годности. Учитывая факт исчерпания возможностей снижения шума двигателя, необходима разработка новых конструктивных схем самолётов с пониженным уровнем шума на взлёте, посадке и крейсерском полёте.

1.6. Оценка акустических характеристик двигателя в составе силовой установки самолёта, введение конструктивных мер по шумоглушению во входном и выходном устройствах.

Оценка эмиссии вредных веществ и подтверждение достижения соответствия требованиям норм лётной годности.

Из этого комплекса задач, решаемых при анализе существенных связей двигателя и самолёта, выделим четыре, связанные с созданием компоновки двигателя:

– создание конструктивно-силовой схемы;

– проектирование подвески двигателя на самолёте;

– установление связи входного устройства и двигателя;

– конструктивное оформление коммуникаций, связывающих самолёт и двигатель.

§2.1. Формирование и выбор конструктивно-силовой схемы двигателя

Анализ факторов, влияющих на формирование и оптимизацию конструктивно-силовой схемы двигателя, будем вести по правилам системного анализа (см. гл.1).

На рис. 2.2 представлена схема существенных связей силовой системы самолёта (уровень 0 — основной объект), силовой системы двигателя (уровень 1, анализируемый объект в составе основного объекта) и подсистем и элементов анализируемого объекта (уровни 2 и 3).

Анализ сил позволяет выявить функциональные связи подсистем самолёта и обосновать их структуру и связи.

Схема отражает реальную картину функциональных и структурных связей основного объекта, большой системы и системы низшего уровня.

Самолёт — основной объект, большая система (0.1), функции которой – обеспечивать доставку груза или выполнять боевую задачу. Он состоит из фюзеляжа, крыла, оперения, шасси и силовой установки. Силовые связи и конструкция этих подсистем определяют структуру самого объекта.

Система низшего уровня — двигатель (1.1) имеет несколько функциональных связей с основной системой: создаёт тягу — это основная функция, питает самолёт электроэнергией, сжатым воздухом и др.

Структурные связи этих двух систем — подвеска двигателя на самолёте, трубопроводные системы и системы электропитания.

Структура двигателя включает подсистемы: входное устройство, компрессор, камера сгорания, турбина, реактивное сопло, функции которых связаны общей задачей создавать тягу.

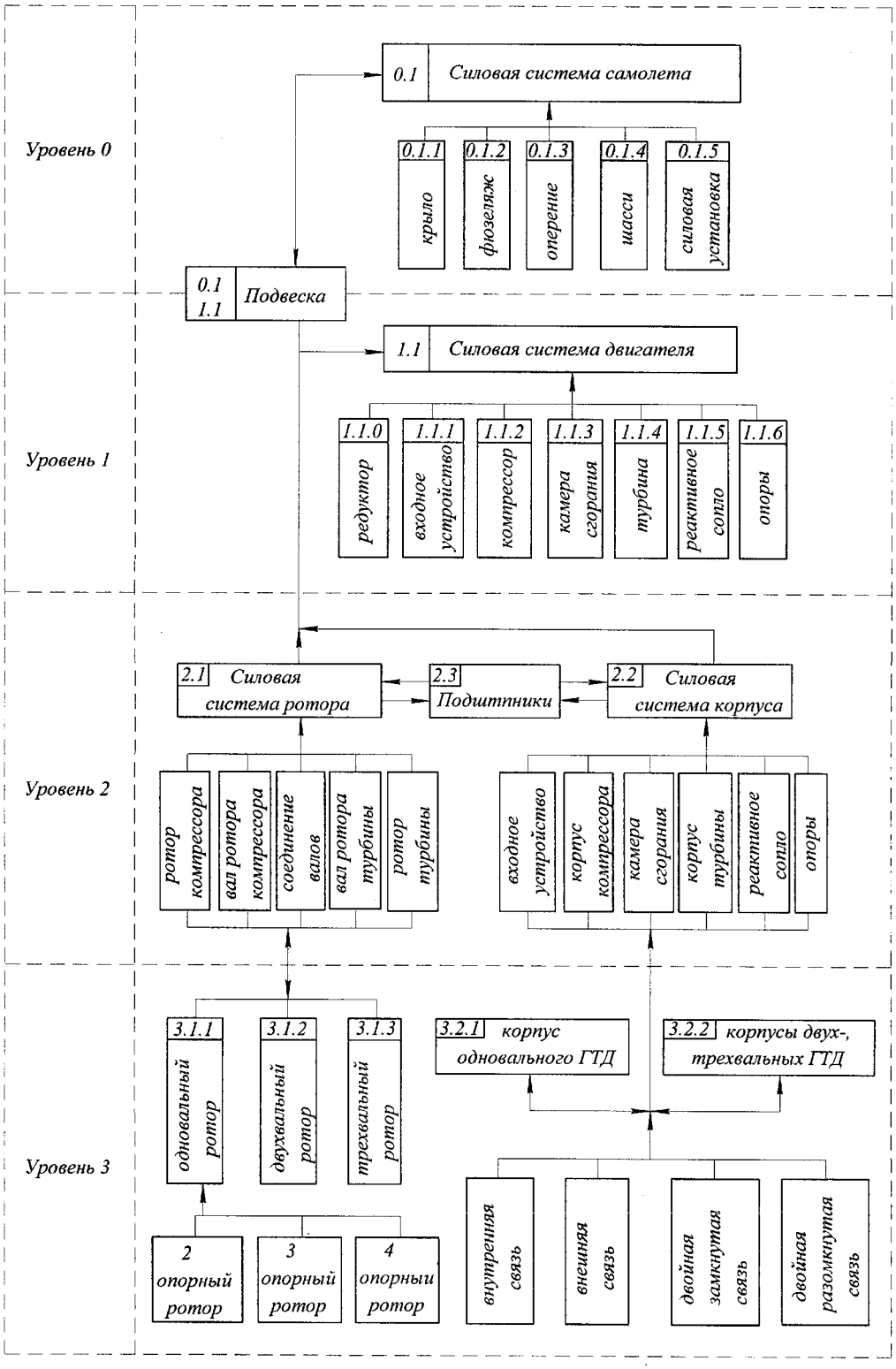


Рис. 2.2 Схема существенных связей силовой системы двигателя и его основных узлов в силовой системе самолета

Уровень 0: 0.1. Силовая система самолёта

Анализ сил. На движущийся со скоростью V в среде воздуха самолёт действуют сила тяги силовой установки P, сила тяжести самолёта G, сила аэродинамического сопротивления X и подъёмная сила Y (рис. 23):

$$P = P_{yo}G_B; \quad G = m_0 g; \quad Y_a = C_{Ya}\rho\frac{V^2}{2}S; \quad X_a = C_{Xa}\rho\frac{V^2}{2}S,$$

где P_{yo} — удельная тяга двигателя;

G_B — секундный расход воздуха через двигатель;

m_0 — масса самолёта;

C_{Ya} — коэффициент подъёмной силы;

C_{Xa} — коэффициент аэродинамического сопротивления;

ρ — плотность воздуха;

S — площадь крыла.

При горизонтальном полёте самолёта с постоянной скоростью $V_{Г.П.} = \text{const}$ выдерживается условие $Y = G$ и $P = X$. Тогда скорость, которая обеспечивает создание подъёмной силы, равной силе тяжести самолёта:

$$V_{Г.П.} = \sqrt{\frac{2G}{C_{Ya}\rho S}}.$$

Потребная тяга для горизонтального полёта

$$P_{Г.П.} = \frac{G}{K},$$

где K – аэродинамическое качество самолета: для пассажирских самолетов $K = 15-17$; для сверхзвуковых самолетов $(M_П = 2)$ $K = 7$.

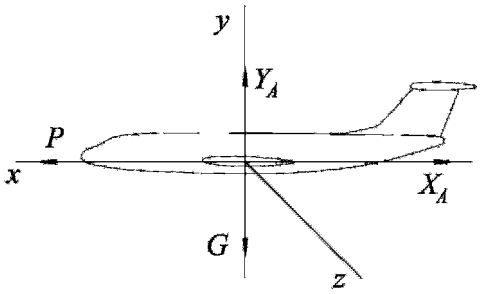


Рис. 2.3 Силы, действующие на самолет в горизонтальном полете

Покажем возникновение сил Y_a и X_a.

Подъёмная сила Y_a. Важно понимание возникновения реальной подъёмной силы, т.е. силы, превышающей силу тяжести при поступательном движении самолёта. В соответствии с гипотезой Жуковского Н.Е. это возможно только в случае, если вокруг крыла образуется циркуляционное течение.

В начальный момент движения профиля с острой задней кромкой на его поверхности нет пограничного слоя и поэтому устанавливается поле течения, соответствующее потенциальному бесциркуляционному течению идеальной жидкости (рис. 2.4,*а*). Одновременно под действием сил трения на обтекаемой поверхности развивается тонкий пограничный слой, который в окрестности задней острой кромки отрывается.

В результате с поверхности сходит вихревая пелена, которая сворачивается в вихрь, а вихрь сносится набегающим потоком (рис. 2.4,*б*).

Поскольку движение среды за пределами профиля является бесциркуляционным, то сход вихрей с острой кромки приводит к образованию циркуляции скорости вокруг профиля, интенсивность которой $+\Gamma$ равна по абсолютному значению и противоположна по знаку интенсивности снесённых на бесконечность вихрей $-\Gamma$ (рис.2.4,*в*).

$$\Gamma = \oint_l V dl ,$$

где V — вектор скорости циркуляционного течения вокруг профиля;

dl — направленный элемент кривой профиля, по которому вычисляется циркуляция скорости.

На этом режиме обтекания профиля завершается отрывное течение и стабилизируется циркуляция скорости вокруг профиля: на верхней дужке векторы скорости потока V_∞ и циркуляции складываются, а на нижней — вычитаются. В результате, давление сверху падает, а снизу растёт (рис. 2.4,*г*).

Так возникает подъёмная сила

$$Y = \rho V_\infty \Gamma ,$$

где V_∞ — скорость набегающего потока.

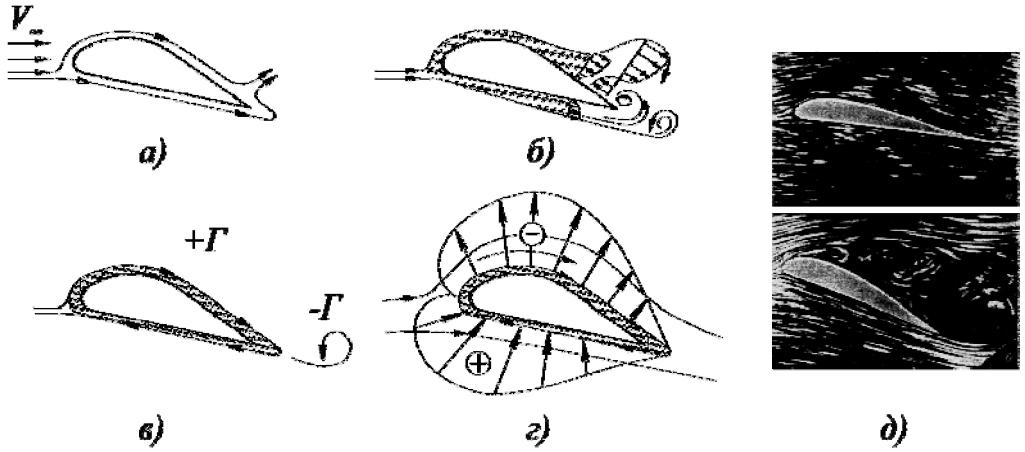


Рис. 2.4 Возникновение подъемной силы крыла:
а) начало движения; б) возникновение и развитие пограничного слоя, характер течения в точке встречи, срыв вихрей с острой кромки крыла; в) формирование и срыв начального вихря, возникновение циркуляции скорости +Г; г) распределение скоростей и давлений по профилю крыла и образование подъемной силы
д) обтекание крыла: безотрывное и с отрывом потока в эксперименте

Сила аэродинамического сопротивления X_a состоит из суммы сопротивления давления $X_д$ и сопротивления трения X_W, которые зависят от характера движения среды в поверхностном слое (ламинарное, переходное и турбулентное) и уменьшаются при увеличении числа Re .

Состав конструктивно-силовой схемы самолёта. Конструктивно-силовая схема самолёта состоит из следующих основных агрегатов: крыла, фюзеляжа, оперения, шасси и силовой установки (рис. 2.5).

0.1.1. Крыло является основной несущей поверхностью самолёта: создаёт подъёмную силу и обеспечивает его поперечную устойчивость.

Крыло состоит из отдельных частей – консолей и центроплана (средняя часть крыла). Консоли крепятся к центроплану, а центроплан – к фюзеляжу. Удобообтекаемые формы при переходе от центроплана к фюзеляжу обеспечиваются по передней кромке *наплывами*, по задней – *зализами*.

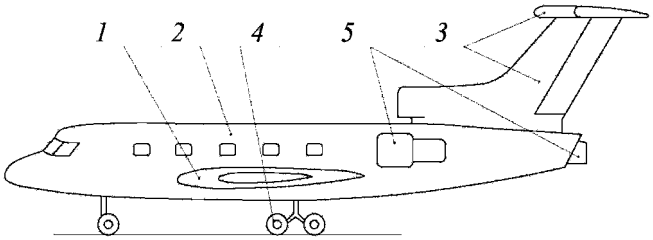


Рис. 2.5 Состав конструктивно-силовой схемы самолета:
1 – крыло; 2 – фюзеляж; 3 – оперение; 4 – шасси с передней опорой;
5 – силовая установка

Силовой набор крыла (рис.2.6) состоит обычно из каркаса с продольными силовыми балками – *лонжеронами* и *стрингерами*, поперечными элементами — *нервюрами* и *работающей* обшивкой.

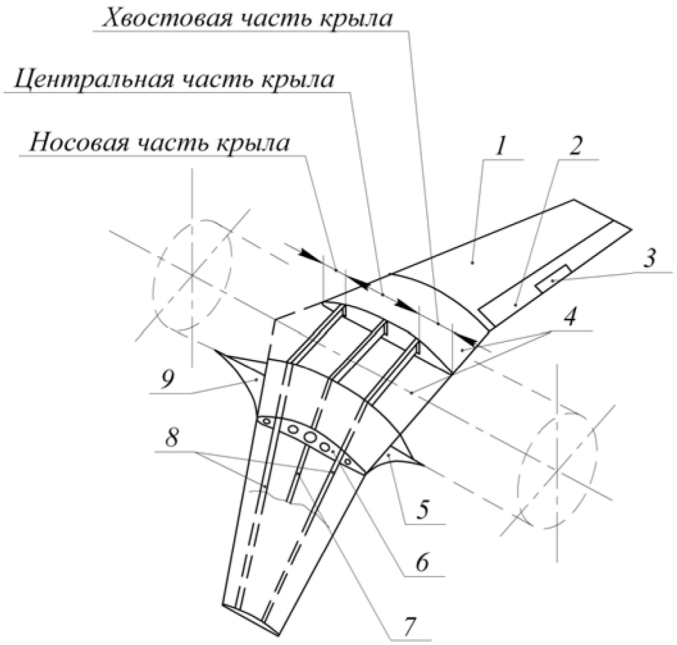


Рис. 2.6 Конструктивно-силовая схема крыла:
1 – отъемная правая часть крыла; 2 – элерон; 3 – триммер; 4 – центроплан;
5 – зализы; 6 – нервюра; 7 – стрингер; 8 – лонжерон; 9 – наплывы

В зависимости от конструкции различают лонжеронные, моноблочные и кессонные крылья.

В лонжеронных крыльях изгибающий момент в основном передаётся лонжеронами, в кессонных — обшивкой или панелями. Поскольку в носовой и хвостовой части профиля изгибные напряжения обычно невелики, то они выполняются облегченной конструкции.

На крыле располагаются средства механизации (закрылки, предкрылки и др.), органы управления (элероны, элевоны, интерцепторы). Внутренний объём крыла используется для размещения топливных баков, различных агрегатов и коммуникаций.

0.1.2. Фюзеляж служит для объединения в одно целое различных частей самолёта (крыла, оперения и др.), для размещения кабины экипажа, агрегатов и систем бортового оборудования и полезного груза в зависимости от назначения самолёта.

С целью улучшения общих характеристик самолёта стремятся обеспечить минимальное аэродинамическое сопротивление фюзеляжа при оптимальной объёмной компоновке.

На элементы конструкции фюзеляжа действует совокупность нагрузок: аэродинамические силы, нагрузки от внутреннего избыточного давления в гермокабине, нагрузки в узлах закрепления крыла, оперения, силовой установки, сила тяжести конструкции и полезной нагрузки и вибрация.

По силовой схеме в настоящее время используются *балочные* фюзеляжи (рис.2.7), где изгиб, сжатие, растяжение воспринимаются продольными силовыми элементами (лонжероны, стрингеры), обшивкой или монолитными оребренными панелями. Перерезывающая сила нагружает главным образом обшивку. Местные сосредоточенные силы парируются усиленными и типовыми шпангоутами, обеспечивающими удержание общей формы фюзеляжа.

Поперечное сечение фюзеляжа — круглое, овальное, пересечение двух окружностей и др.

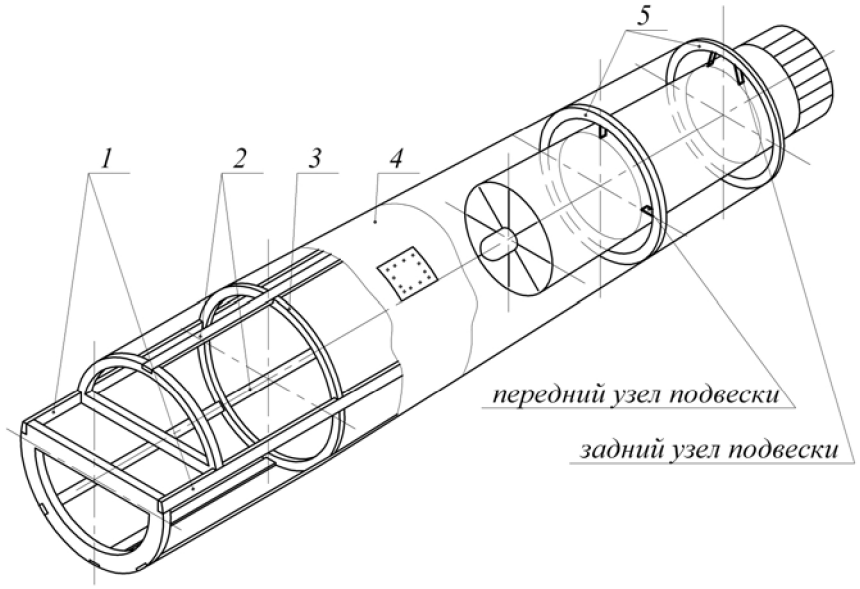


Рис. 2.7 Конструктивно-силовая схема фюзеляжа:
1 – лонжероны; 2 – стрингеры; 3 – шпангоуты; 4 – обшивка;
5 – усиленные шпангоуты в плоскостях крепления двигателя

0.1.3. Оперение обеспечивает продольную и путевую устойчивость, балансировку и управляемость самолёта.

Нормальная схема хвостового оперения (рис.2.8) состоит из неподвижных и отклоняемых (управляющих) поверхностей: стабилизатор и руль высоты образуют г***оризонтальное оперение***, а киль и руль направления — ***вертикальное оперение***. Оперение, у которого горизонтальное оперение располагается сверху киля, называется Т-образным.

По конструктивно-силовой схеме оперение аналогично крылу, причём на скоростных самолётах оно выполняется стреловидным. Эффективность оперения

определяется его аэродинамической компоновкой, ***относительной площадью*** (по отношению к площади крыла) и ***относительным плечом оперения.***

Элементы оперения располагают так, чтобы они не попадали в зону действия реактивной струи двигателя.

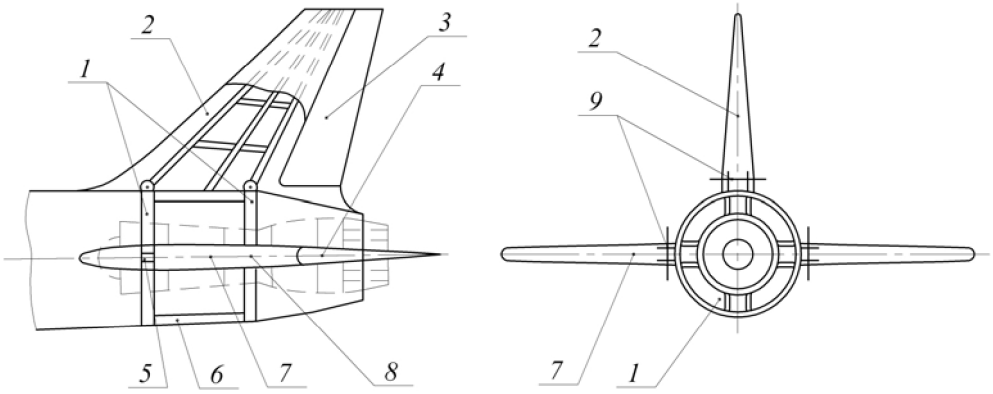


Рис. 2.8 Конструктивно-силовая схема оперения:
1 – усиленные шпангоуты, к которым крепятся элементы оперения и двигатель;
2 – вертикальное оперение; 3 – руль направления; 4 – руль высоты; 5 –передний узел подвески двигателя; 6 – продольный силовой элемент фюзеляжа; 7 – стабилизатор;
8 – задний узел крепления двигателя; 9 – узел крепления оперения к фюзеляжу

0.1.4. Шасси служит для перемещения самолёта по аэродрому при рулежке, взлёте и посадке, а также для погашения энергии, снижения нагрузок, передаваемых от опоры шасси на конструкцию летательного аппарата при посадочном ударе и при движении по неровностям ВПП.

Для обеспечения устойчивого положения самолёта на земле его шасси включают не менее трёх опор. Шасси с передней опорой обеспечивают безопасность приземления на повышенных скоростях и горизонтальное положение силовой установки, что исключает повреждение покрытия ВПП реактивной струей.

Тяжёлые пассажирские и транспортные самолёты оборудуются многоопорными и многоколёсными шасси для снижения нагрузок на аэродромное покрытие.

На колёса основных опор устанавливаются тормоза для сокращения длины пробега после посадки.

0.1.5. Силовая установка самолёта создаёт потребную тягу на всех этапах полёта. Она включает в себя:

- двигатели (основные, вспомогательные, подъёмные, разгонно-тормозные, дополнительные);
- входные коки, воздушные винты;
- мотогондолы, пилоны, узлы крепления двигателя;
- системы двигателя (запуск, управление двигателем, управление соплом и воздухозаборником, противообледенение, огнетушение);
- топливную систему с топливными баками.

Масса силовой установки с ТРДД (ТРД) в $1,2\ldots1,6$, а с ТВД в $1,9\ldots2,2$ раза больше массы двигателей.

Число двигателей силовой установки зависит главным образом от назначения самолёта, его основных параметров и требований к лётным характеристикам. Суммарная

тяга силовой установки, определяемая тяговооружённостью самолёта, выбирается исходя из заданной длины разбега при взлёте и обеспечения набора высоты при отказе одного двигателя. Как показано в гл. 1, тяговооружённость у современных сверхзвуковых истребителей достигает $1,2$, у дозвуковых пассажирских самолётов находится в пределах $0,22...0,35$.

Существуют ***различные варианты размещения двигателей на самолёте***, которые предопределяют параметры воздухозаборника (длину) и конструктивно-силовую схему крепления двигателей.

Размещение двигателя в хвостовой части самолёта (рис.2.9).

Используются три варианта:

1) размещение одного двигателя (см. рис.2.8) или двух двигателей в фюзеляже (рис.2.9,*а*);
2) размещение 2 или 4 двигателей на пилонах (Ту-134, Ил-62);
3) размещение 3 двигателей: два на пилонах, один в фюзеляже (Як-42, Ту-154).

У боевых самолётов (рис.2.9,*а*) тонкое крыло малого удлинения не позволяет устанавливать двигатели на крыле без ущерба для механизации крыла. Подвеска же под крылом боевой нагрузки разгружает консоли крыла в полёте. При одном двигателе подвеска его на самолёте симметричная (см. §2.2). Это *положительные стороны* такого размещения.

Недостаток: большая длина канала воздухозаборника и его формы приводят к потере 5-7 % тяги.

Положительные факторы во втором (рис. 2.9,*б*) *и третьем* (рис. 2.9,*в*) *вариантах:*

– возможность использования размаха крыла для размещения средств механизации (закрылки, предкрылки и др.), что улучшает взлётно-посадочные характеристики самолёта;

– комфорт пассажиров за счёт уменьшения шума (двигатели сзади за пассажирским салоном);

– короткий воздухозаборник (меньше потери давления);

– высокое расположение двигателей (меньше вероятность попадания твёрдых частиц в двигатели и разрушения покрытия ВПП от действия реактивной струи).

Подвеска центрального двигателя в 3-м варианте симметричная, во всех остальных случаях – несимметричная.

Недостатки:

– увеличение массы самолёта по причине:
  а) усиления конструкции хвостовой части фюзеляжа из-за дополнительных нагрузок от масс двигателей (увеличение массы фюзеляжа на 10...15 %);
  б) увеличения массы крыла из-за отсутствия разгрузки в полёте (примерно 10...15 %);
  в) увеличения массы вертикального оперения, несущего на себе горизонтальное оперение;

– возникновение трудностей в центровке и балансировке самолёта, т.к. центр масс пустого самолёта сдвигается назад, а загруженного — вперёд;

– аэродинамическая интерференция крыла и двигателей: срыв вихрей с крыла при больших углах атаки увеличивает неравномерность поля скоростей и давлений на входе в двигатели, а при обледенении возрастает вероятность попадания в двигатель кусков льда (особенно при включении системы противообледенения крыла).

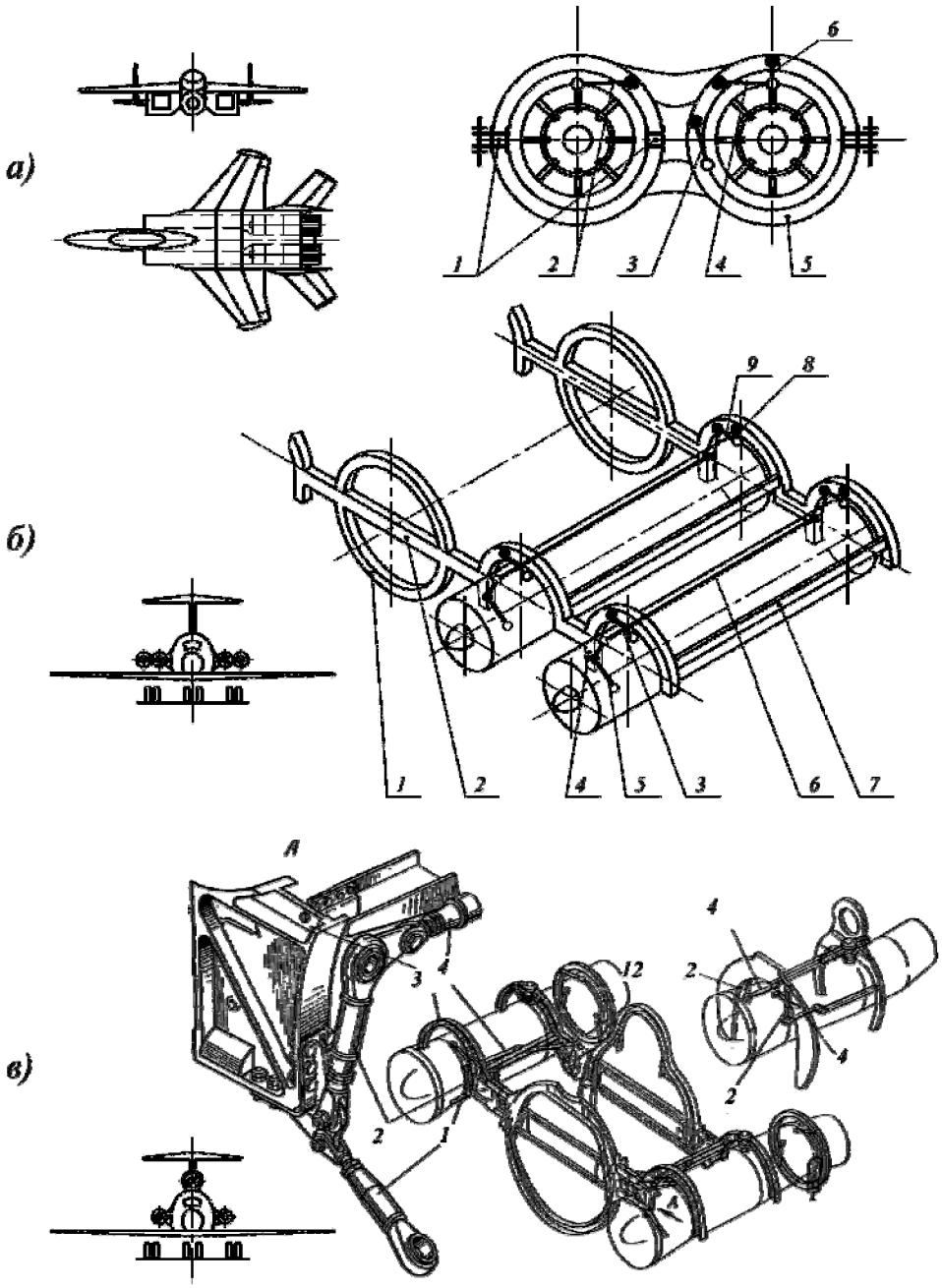


Рис 2.9 Размещение двигателей в хвостовой части самолета:
а) размещение двух двигателей в фюзеляже: на рисунке изображены вид спереди, вид сверху и вид на двигатели со стороны сопла; расположение стержней крепления двигателей даны в переднем поясе крепления (левый двигатель) и в заднем поясе подвески (правый двигатель): 1,6 – стержни, воспринимающие вес и тягу; 2 – крутящий момент и боковую силу; 3 – крутящий момент; 4 – боковую силу; 5 – усиленные шпангоуты; б) размещение 4-х двигателей: 1, 2, 4 – усиленные шпангоуты и консоли; 3, 5, 6 – стержни, воспринимающие вес, крутящий момент и тягу; 7 – продольный силовой элемент; 8, 9 – стержни, воспринимающие вес и боковую силу; в) размещение трех двигателей: два на пилонах, один в фюзеляже [4]

Размещение двигателей на крыле реализуется в нескольких вариантах:

1) в корне крыла (пример, самолёты Ту-104, Ту-124, «Комета»);
2) под крылом (Ту-144);
3) на крыле с выходом реактивной струи над крылом (Ан-72), под крылом (Ан-10);
4) под крылом на пилонах (Ил-86, Ил-76).

Рассмотрим три схемы, которые находят применение в настоящее время.

Размещение двигателей под крылом на пилонах (рис. 2.10). В этом случае двигатель выносится вперёд перед крылом на расстояние $3000\ldots5000\,мм$ от передней кромки крыла до входа в двигатель. Для этого к крылу присоединяется балка-пилон в виде пространственной рамы шириной $300\ldots800\,мм$, высотой $500\ldots1200\,мм$ и общей длиной $5000\ldots8000\,мм$. В пилоне располагаются точки крепления стержней подвески двигателя, створки мотогондолы, внутри его проходят топливные, воздушные трубопроводы и другие коммуникации, соединяющие двигатель и самолёт.

При степени двухконтурности ТРДД $m = 1...3$ пилон сопрягается с наружной поверхностью двигателя, при $m = 5...9$ пилон вводится в тракт второго контура.

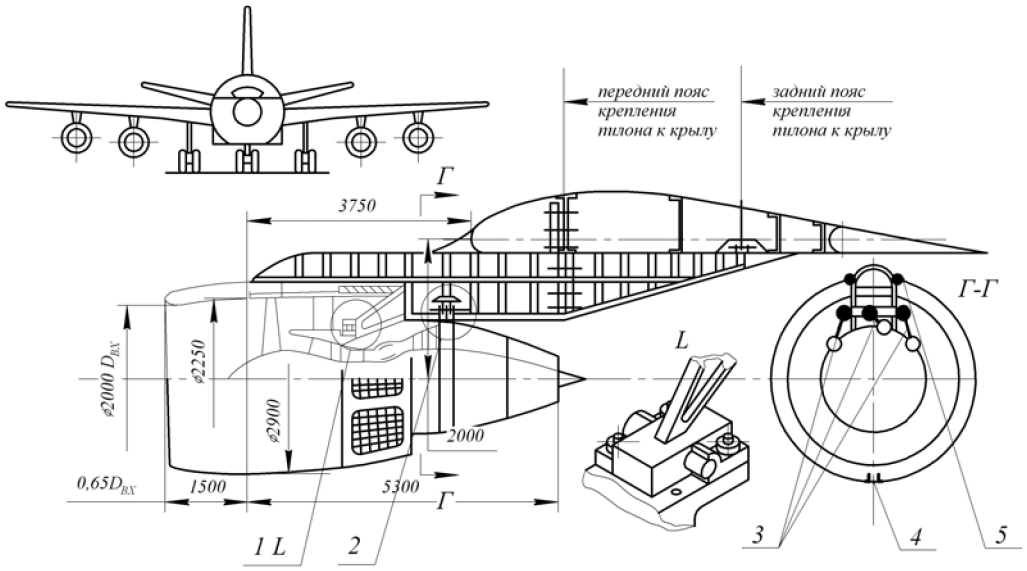


Рис.2.10 Размещение двигателей под крылом на пилонах (даны примерные размеры гондолы и ее положение относительно крыла для самолета DC-10 с двигателем CF6-50C): 1 – (элемент L) передний узел крепления двигателя воспринимает тягу и вес двигателя; 2 – задний узел подвески (сечение Г-Г*); 3 – стержни заднего узла подвески воспринимают вес двигателя, крутящий момент и боковую силу; 4,5 – разъем мотогондолы и шарниры подвески ее половин; элемент L – с увеличением*

Преимущества такого крепления:

– возможность снижения массы крыла из-за разгрузки его в полете силой веса силовой установки;

– минимальная интерференция двигателей и элементов самолёта и оптимальная схема воздухозаборника;

– удобство подхода к двигателям при обслуживании.

Недостатки:

– большой разворачивающий момент в системе управления при отказе одного из двигателей;

– высока вероятность попадания посторонних предметов при движении по ВПП из-за низкого расположения двигателей;

– схема подвески несимметричная.

Размещение двигателей под крылом (рис. 2.11). У *сверхзвуковых самолётов* при размещении двигателей под крылом за счёт профилирования внешних обводов мотогондолы по входу образуется система скачков уплотнения и результатом этого является увеличение давления на нижней плоскости крыла и дополнительная «подъёмная сила от сжатия». Аэродинамическое качество на крейсерской скорости существенно вырастает (~ на 15...20 %).

Остальные положительные и отрицательные качества аналогичны случаю размещения двигателя под крылом на пилонах.

Подвеска двигателей несимметричная.

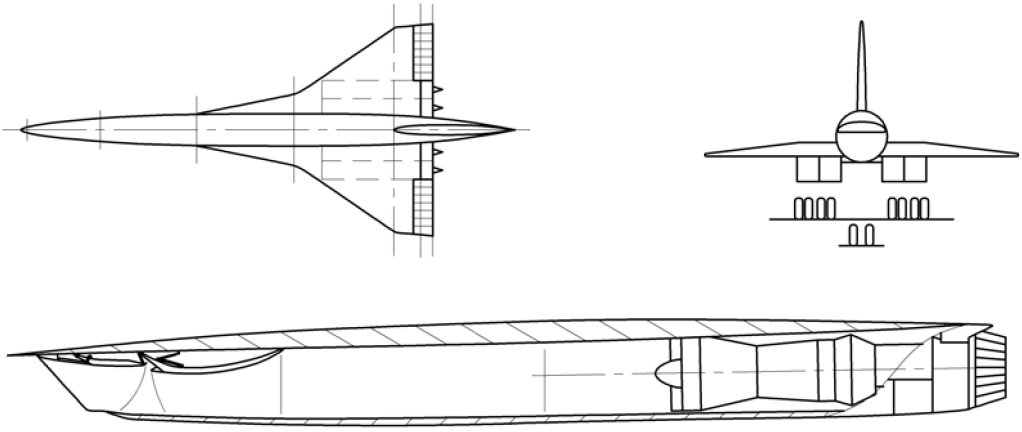


Рис. 2.11 Размещение двигателей под крылом

Размещение двигателей над крылом с непосредственной установкой гондол на крыле. Анализ такого исполнения проведём на примере самолёта укороченного взлёта и посадки (до 600 м) Ан-72 (рис. 2.12).

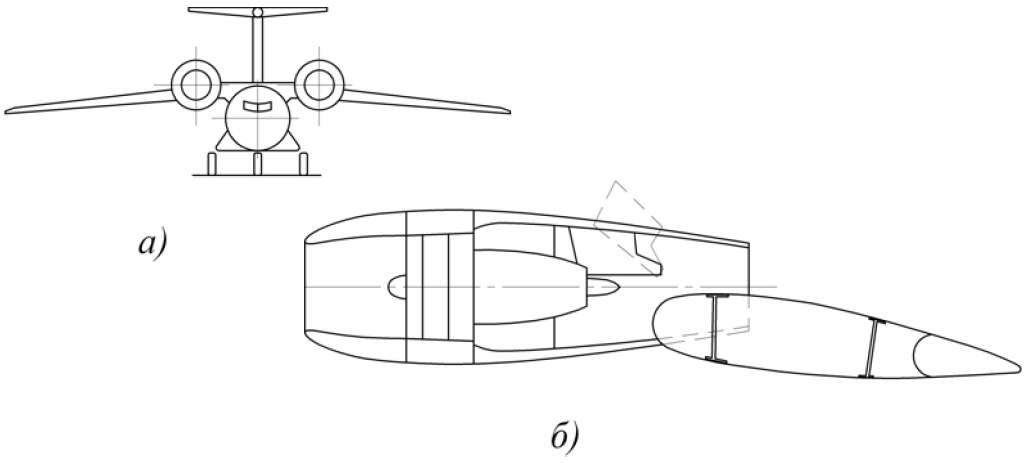


Рис. 2.12 Размещение двигателей над крылом с непосредственным креплением гондол на крыле

Силовая установка состоит из двух ТРДД Д-36, консольно-закреплённых на переднем лонжероне крыла.

Положительные стороны:

– создание дополнительной подъёмной силы при обтекании верхней поверхности крыла высокоскоростной струёй горячих газов, вследствие чего возрастает циркуляция скорости Γ (эффект суперциркуляции) и предотвращается отрыв пограничного слоя за счет прилипание струи газа к твёрдой поверхности крыла (эффект Коандэ);

– снижение массы крыла из-за разгрузки его в полёте силой тяжести силовой установки;

– снижение шума на местности и в кабине за счёт экранирования крылом струй газа, выходящих из сопла;

– минимальная длина воздухозаборника;

– высокое расположение двигателей определяет меньшую вероятность попадания твёрдых частиц во вход и меньшую повреждаемость покрытия ВВП струёй выхлопных газов.

Однако, с точки зрения обслуживания силовой установки, высокое расположение квалифицируется как недостаток из-за трудностей подходов.

0.1-1.1 Подвеска двигателя на самолёте – одна из главных связей самолёта и двигателя как объектов проектирования. Конструктивное исполнение подвески зависит от размещения двигателя на самолёте, типа двигателя и многих факторов, поэтому проектирование и конструкция подвески выделены в отдельный §2.2.

Уровень 1: 1.1. Силовая система двигателя

Силовой системой ГТД называется совокупность узлов и деталей конструкции двигателя, которые воспринимают газовые силы, а также инерционные силы, и передают их на летательный аппарат.

В состав силовой системы ГТД входят модули: входное устройство, компрессор, камера сгорания, турбина, реактивное сопло и опоры ротора.

Модулем считается узел двигателя, который выполняет некоторую функцию и может быть смонтирован взамен аналогичного узла без индивидуального согласования с сопряжёнными узлами, то есть модуль — это устройство, которое производит действие с заранее заданным эффектом, но в составе объекта.

По принятой системе декомпозиции в анализе силовой системы двигателя будем считать модуль как элемент или подсистему низшего уровня со свойствами объекта.

Упрощённое изображение силовой системы называют ***силовой схемой ГТД*** (рис. 2.13).

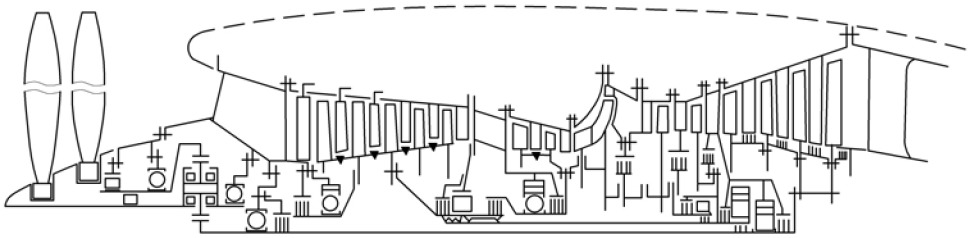
Различают *силовую схему ротора* и *силовую схему статора*.

Детали роторов компрессора и турбины, узлы, соединяющие эти роторы, система приводов агрегатов, обслуживающих двигатель и летательный аппарат, образуют ***силовую систему ротора***. В ТВД, ТВВД и ТРДД с редуктором в силовую систему ротора входят и вращающиеся детали редуктора.

Корпусы компрессора, камеры сгорания, турбины, входных устройств, форсажной камеры, реактивного сопла, реверсивного устройства, редуктора и опор образуют ***силовую систему статора.***

Силовая схема, отражающая упрощённое изображение компрессора, турбины, камеры сгорания, опор с условным обозначением уплотнений, соединений валов и др., называется ***конструктивно-силовой схемой ГТД***.

Чем подробнее выполнена конструктивно-силовая схема, тем больше информации она несёт.



Условные обозначения

- *радиально-упорный подшипник в опоре с демпфером*
- *роликовый подшипник в опоре с демпфером*
- *лабиринтное уплотнение*
- *шлицевое соединение с упорной резьбовой гайкой*
- *сварной шов*

Рис.2.13 Конструктивно-силовая схема ТВД Д-27

Как было показано в гл. 1, при разработке конструктивно-силовой схемы двигателя материализуется основной замысел – концепция конструкции.

Формирование конструктивно-силовой схемы проводится на основе выбранной проточной части двигателя, то есть после того как определены геометрические параметры газовоздушного тракта в контрольных сечениях и длины отдельных модулей.

Под выбором конструктивно-силовой схемы ГТД понимается нечто большее, чем выбор силовой системы ротора и статора с конструктивной конкретизацией. При этом решаются принципиальные для облика и качества двигателя задачи:

– сохранение заявленного (начального) удельного расхода топлива C_{yo} на всех этапах эксплуатации, что достигается стабилизацией радиальных зазоров в проточной части двигателя;

– выполнение требований по уровню общей вибрации двигателя, что связано с исключением опасных изгибных колебаний ротора;

– обеспечение долговечности подшипников ротора и, в первую очередь, радиально-упорного подшипника, что зависит не только от действующих нагрузок, но и от места размещения его по длине вала;

– снижение уровня шума двигателя путём выбора схемы ТРДД с одно- или двухступенчатым вентилятором без ВНА с увеличенным расстоянием между рабочим колесом и направляющим аппаратом.

Учитывая, что конструкция модулей будет подробно разбираться в последующем изложении, изучение силовой системы ГТД начнём с постановки задач и анализа нагружения каждого модуля и всей системы.

Анализ нагружения. Определение осевых газовых сил. В общем случае силы, действующие на элементы силовой схемы, можно подразделить на газовые, инерционные, термические (силы, вызываемые тепловыми деформациями) и силы трения.

Газовые силы, или силы воздействия со стороны газового потока на элементы проточной части ГТД, формируют осевые и радиальные нагрузки и крутящие моменты, действующие на детали ротора и статора. Алгебраическая сумма осевых сил составляет равнодействующую, равную тяге двигателя.

Инерционные силы возникают как результат взаимодействия двигателя и летательного аппарата при эволюциях его в полёте, а также при взлёте и посадке. Они

нагружают элементы двигателя и самолёта, но не влияют на формирование тяги двигателя.

Термические силы появляются при стеснённых тепловых деформациях и при правильно спроектированной подвеске не передаются на летательный аппарат, таким образом термические силы являются ***внутренними силами***.

При рассмотрении взаимодействия самолёта и двигателя и нагружения элементов двигателя важное значение приобретает направление действия сил — осевые (горизонтальная ось OX), радиальные (вертикальная ось OY) и боковые (поперечные) силы (ось OZ). Вокруг этих трёх осей действуют моменты различного происхождения.

Газовые силы. Исходя из того, что сила тяги формируется на основных элементах двигателя как сумма газовых осевых сил, действующих на стенки проточной части этих элементов, рассмотрим общую модель канала проточной части с площадью на входе F_1 и на выходе F_2 в виде криволинейного канала (рис. 2.14). Это может быть как участок меридианного сечения проточной части двигателя, так и межлопаточный канал в решётках компрессора и турбины.

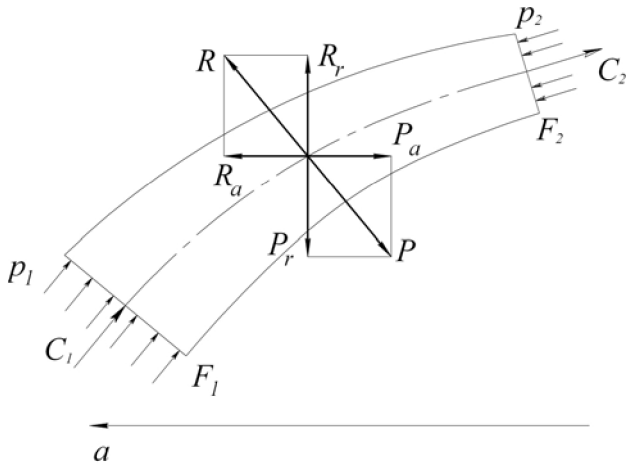


Рис. 2.14 К определению осевых сил, действующих на стенки проточной части

Со стороны стенок на газовый поток несжимаемой жидкости с параметрами p_1, c_1 (давление и скорость) на входе и p_2, c_2 — на выходе действует сила, заставляющая изменять направление движения, обозначим её R . Тогда со стороны газа на стенку будут действовать силы

$$P = -R .$$

По условию задачи необходимо определить P_a .

По первому уравнению Эйлера сумма проекций всех сил, приложенных к струе газа (жидкости) на любом её участке, равна приращению проекций секундного количества движения на этом участке:

$$R_a - p_1F_{1a} + p_2F_{2a} = G\left[\left(-c_{2a}\right) - \left(-c_{1a}\right)\right]; \qquad (2.1)$$

$$-P_a + p_2F_{2a} - p_1F_{1a} = -G\left(c_{2a} - c_{1a}\right);$$

$$P_a = G\left(c_{2a} - c_{1a}\right) + p_2F_{2a} - p_1F_{1a} = P_{дин} + P_{ст}, \qquad (2.2)$$

где F_{1a} и F_{2a} – проекции площадей F_1 и F_2 на плоскость, перпендикулярную оси *a*;

G – массовый секундный расход газа.

Пользуясь известными средними значениями параметров газа в расчётных сечениях ГТД, можно определить силы, действующие со стороны газового потока на стенки проточной части всех узлов двигателя: входного устройства, компрессора, камеры сгорания, турбины и реактивного сопла.

Направление осевых газовых сил в компрессоре, камере сгорания и сверхзвуковом входном устройстве совпадает с направлением вектора тяги, а в турбине, реактивном сопле и дозвуковом входном устройстве — противоположно вектору тяги.

Если проектировать газовые силы на радиальную ось, то можно определить радиальные газовые силы P_r, они уравновешиваются внутри силовой схемы и учитываются при расчётах на прочность. Для расчётов на прочность и жёсткость деталей ротора и статора двигателя рассчитываются и осевые газовые силы.

Суммарные осевые силы, действующие на ротор двигателя в виде равнодействующей через радиально-упорный подшипник, передаются на пояс подвески двигателя на самолёте, воспринимающий тягу двигателя. Эти силы в значительной мере определяют работоспособность радиально-упорного подшипника (РУП), который фиксирует ротор относительно статора вдоль оси двигателя. Отсюда вытекает условие обеспечения теплового расширения и других деформаций от плоскости закрепления ротора вдоль оси двигателя по направлению потока или против него. Это также означает, что из общего числа подшипников ротора один должен быть радиально-упорным шариковым, а остальные – роликовыми, допускающими осевые удлинения ротора.

Суммарные осевые силы, действующие на статорные детали газовоздушного тракта, приходят на пояс подвески, воспринимающей тягу в виде нагрузки, распределённой по окружности (чаще по фланцу средней опоры ГТД). Сумма этих сил по ротору и статору равна тяге двигателя.

Рассмотрим определение осевых сил в узлах.

1.1.1 Дозвуковое входное устройство. Входное устройство участвует в процессе сжатия воздуха, преобразуя кинетическую энергию набегающего потока в потенциальную энергию сжатия, и формирует поле скоростей на входе в компрессор.

Анализ геометрии входного устройства двигателя позволяет наметить порядок определения осевой силы, действующей на него. Рассмотрим входное устройство ТРДД GE-90 (рис. 2.15), устанавливаемого на пилоне под крылом.

Отметим, что входное устройство в сочетании с мотогондолой — это самолётный узел; к двигателю относится только часть его: от переднего фланца корпуса двигателя до сечения B. В анализе дозвуковой воздухозаборник рассматривается как единое целое.

Особенности геометрии дозвукового входного устройства:

1) диаметр входа $(D_{вх})$ выбран из условия внешнего сжатия воздуха, поступающего в двигатель (диффузор с «жидкими» стенками);
2) внутренний канал состоит из трёх участков: первый — от входного торца до сечения $F_{\min}$ (D_1) – конфузор; второй — от сечения $F_{\min}$ до кока – диффузор; третий – конфузор. Это разделение определяет характер течения воздуха по внутреннему каналу: на первом и третьем участках – ускоренное (конфузор), на втором — замедленное (диффузор);
3) ось внутреннего канала, начиная от сечения B, наклонена вниз на $3...5°$. На такой же угол отклоняется от вертикали плоскость входа, что делается для исключения срывных явлений на нижнем сегменте входной кромки («губы» обечайки) входного устройства при увеличении угла атаки в режиме набора высоты.

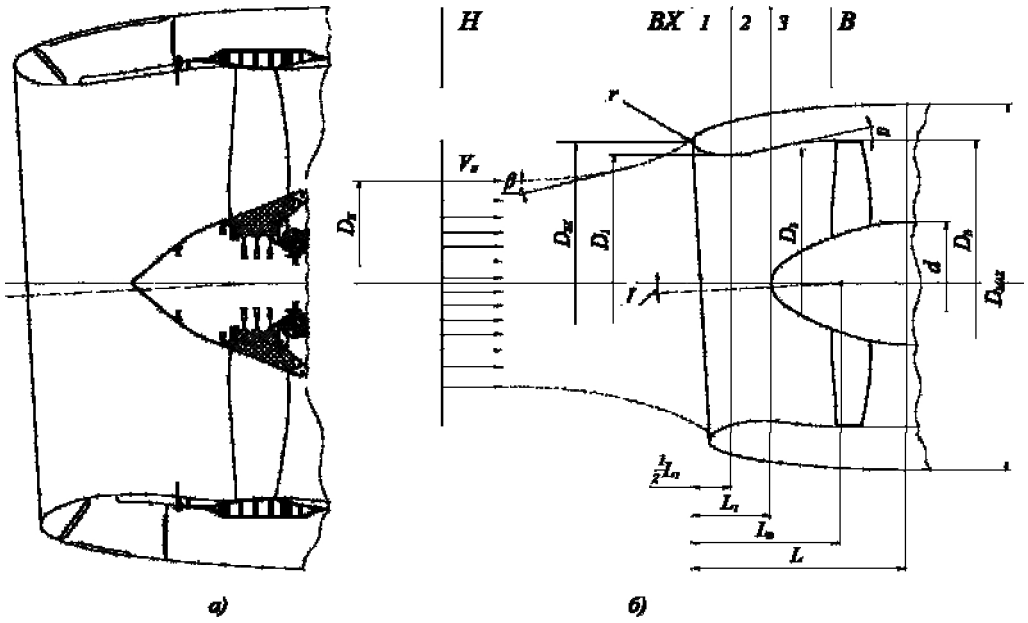


Рис. 2.15 Дозвуковое входное устройство: а) входное устройство ТРДД GE 90; б) расчетная схема входного устройства

Нетрудно видеть, что на наружной поверхности входного устройства образуется осевая сила $P_{внеш}$, обратная по знаку силе тяги. Во внутреннем же канале картина неочевидна, но сумма осевых сил в этом случае направлена по полёту и может превышать $P_{внеш}$.

Используя выражение (2.2), определяем осевую силу, существующую в диффузоре с «жирными» стрелками:

$$P_{внеш} = G_B\left(c_{вх} - V_П\right) + p_{вх}F_{вх} - p_H F_H . \tag{2.3}$$

Относительная осевая скорость

$$\overline{c}_{вх} = \frac{c_{вх}}{V_П} = 0.3...0.7 .$$

Меньшие значения $\overline{c}_{вх}$ принимаются для длинных искривлённых каналов с большими гидравлическими потерями, большие — для коротких каналов:

$$c_{вх} = \overline{c}_{вх}V_П ; \qquad F_{вх} = \frac{G_B}{\rho_{вх}c_{вх}} ; \qquad p_{вх} = p^* - \frac{\rho_{вх}c_{вх}^2}{2} = \left(p_H + \frac{\rho_H V_П^2}{2}\right) - \frac{\rho_{вх}c_{вх}^2}{2} ; \quad F_H = \frac{G_B}{\rho_H V_П} .$$

По аналогии — осевая сила на участках внутреннего канала

$$P_{внутр}^{I} = G_B\left(c_1 - c_{вх}\right) + p_1F_1 - p_{вх}F_{вх} , \tag{2.4}$$

где $F_1 = \frac{\pi D_1^2}{4}$, можно принять $D_1 = D_{дб} - 2r$, а радиус кривизны входной кромки $r = \left(0.04...0.05\right)\sqrt{F_{вх}}$.

$$P_{внутр}^{II} = G_B\left(c_2 - c_1\right) + p_2F_2 - p_1F_1 ; \tag{2.5}$$

$$F_2 = \frac{\pi D_2^2}{4} \text{ и } D_2 = D_1 + 2\Delta = D_1 + 2\frac{L_1}{2}\operatorname{tg}\alpha = D_1 + L_1\operatorname{tg}\alpha ;$$

$$P_{внутр}^{III} = G_B\left(c_B - c_2\right) + p_BF_B - p_2F_2 . \tag{2.6}$$

1.1.2 Осевой компрессор (рис. 2.16). Основная задача компрессора в рабочем процессе двигателя — сжатие воздуха. В образовании газового потока участвуют стенки, которыми являются элементы ротора и статора. Поэтому осевые силы в компрессоре и турбине определяют для ротора и статора.

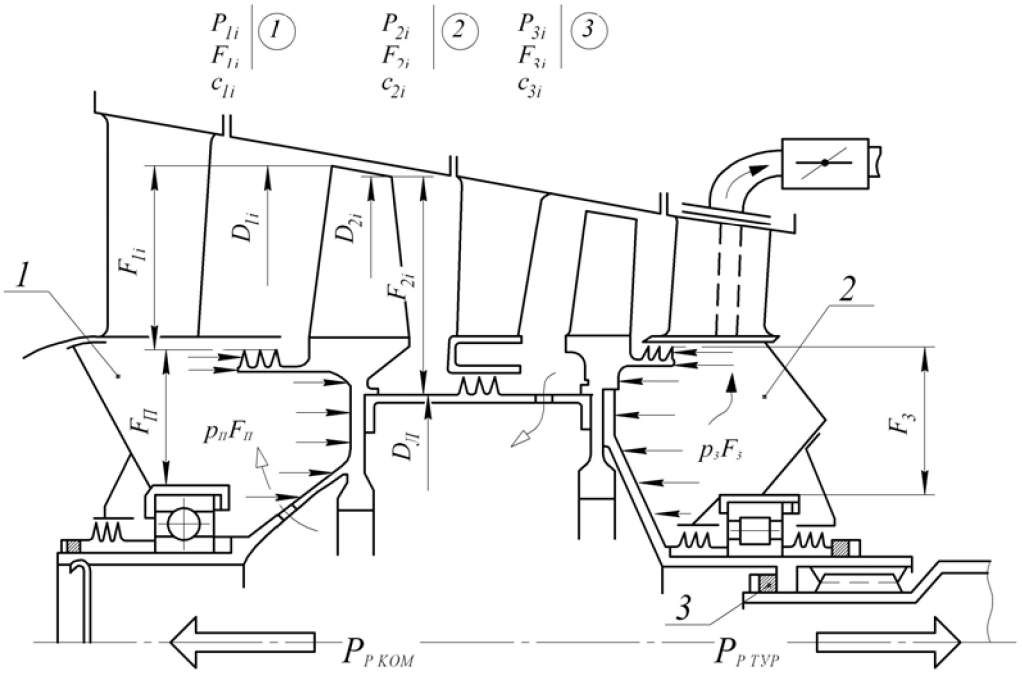


Рис. 2.16 Схема для определения осевых сил в компрессоре:
1 – передняя разгрузочная полость; 2 – задняя разгрузочная полость; 3 – гайка стяжного устройства валов компрессора и турбины;
◁— воздух для наддува передней разгрузочной полости;
◀— воздух, отводимый из задней разгрузочной полости

Ротор компрессора. Осевая газовая сила, действующая на ротор, складывается из сил, действующих на каждый лопаточный венец и переднюю и заднюю стенку, вектор её направлен по вектору тяги:

$$P_{р\,ком} = \sum_{i=1}^{z} P_{РК\,i} + p_З F_З - p_П F_П ,$$

где z – число рабочих колес ротора компрессора;

$$P_{РК\,i} = G_В \left(c_{а2i} - c_{а1i}\right) + p_{2i} F_{2i} - p_{1i} F_{1i} + \frac{p_{2i} + p_{1i}}{2} \Delta F_{РК\,i} ;$$

$$\Delta F_{РК\,i} = \frac{\pi}{4}\left(D_{1i}^2 - D_{2i}^2\right) \text{ при } D_{нар} = const ,\ \Delta F_{РК\,i} = 0 .$$

Статор компрессора

$$P_{с.ком} = \sum_{i=1}^{z} P_{НА\,i} ;\ \ P_{НА\,i} = G_В \left(c_{а3i} - c_{а2i}\right) + p_{3i} F_{3i} - p_{2i} F_{2i} .$$

1.1.3 Турбина (рис. 2.17). Главная функция турбины в рабочем процессе двигателя — преобразование потенциальной энергии газа в механическую в виде крутящего момента для привода компрессора и агрегатов. По аналогии с определением осевых сил в компрессоре запишем значения осевых сил для статора и ротора.

Статор турбины:

$$P_{c.тур} = \sum_{i=1}^{z} P_{CA\,i}\ ;\quad P_{NA\,i} = G_{\tilde{A}}\left(\tilde{n}_{\grave{a}1i} - \tilde{n}_{\grave{a}0i}\right) + p_{0i}F_{0i} - p_{1i}F_{1i}\,.$$

Ротор турбины:

$$P_{р\,тур} = \sum_{i=1}^{z} P_{PK\,i} - \left(p_{З}F_{З} - p_{П}F_{П}\right);$$

$$P_{PK\,i} = G_{Г}\left(c_{a2i} - c_{a1i}\right) + p_{1i}F_{1i} - p_{2i}F_{2i}\,.$$

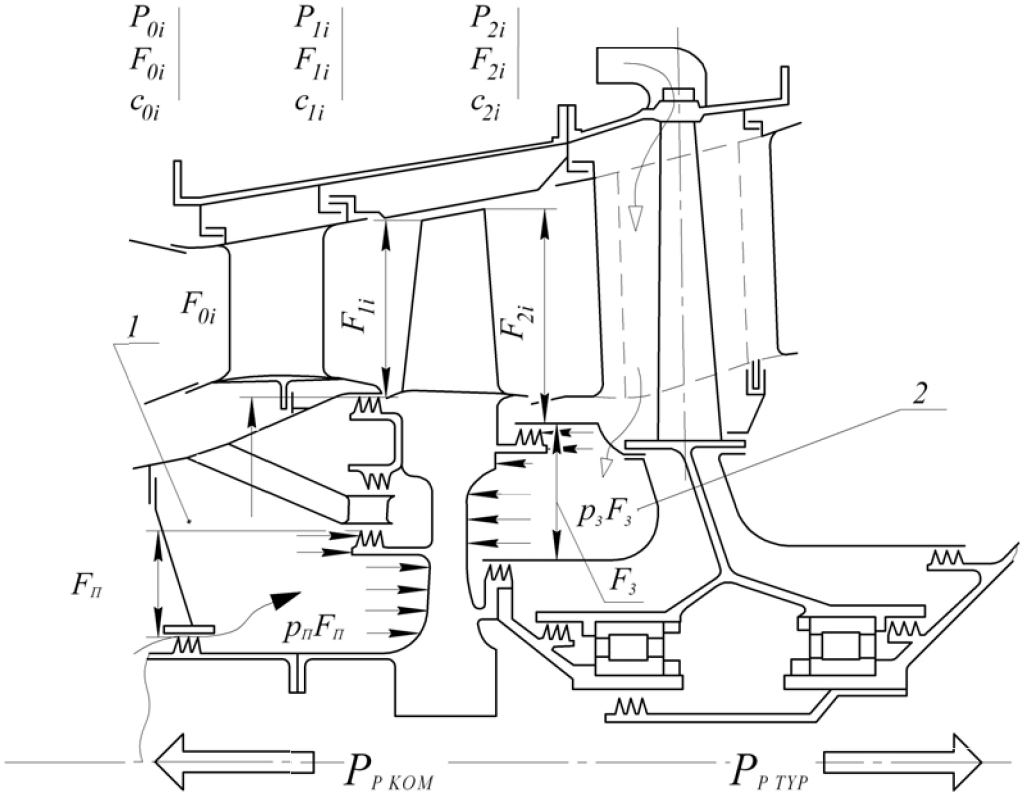


Рис. 2.17 Схема определения осевых сил в турбине ВД:
1 – передняя разгрузочная полость; 2 – задняя разгрузочная полость;
◁— воздух для наддува задней разгрузочной полости;
◀— воздух, подводимый к передней разгрузочной полости

Вектор осевой силы ротора турбины направлен против вектора тяги.

Для расчёта осевых сил, действующих на ротор и статор, необходимы геометрические параметры по каждой ступени для определения площадей, параметры газа — осевая скорость и давление. При эскизном проектировании возможно использовать параметры на среднем радиусе.

Разгрузка РУП. Ротор компрессора (см. рис. 2.16 и 2.21) устанавливается на двух опорах-подшипниках качения: один из них шариковый, воспринимающий радиальные и

осевые нагрузки (называется радиально-упорный подшипник — РУП) и фиксирующий ротор в осевом направлении, другой — роликовый, воспринимающий только радиальные нагрузки и позволяющий ротору перемещаться относительно статора по оси при тепловых деформациях. При двухопорном роторе роликовый подшипник размещается в турбине.

Структурная связь роторов компрессора и турбины должна обеспечивать восприятие осевой силы турбины. В конструкцию ротора вводится стяжное устройство в виде гайки, навинчиваемой на вал турбины и упирающейся в бурт на внутренней поверхности вала компрессора (см. рис. 2.16). Конструкция стяжного устройства должна обеспечивать лёгкую фиксацию гайки от отворачивания, так как доступ к месту соединения валов обычно затруднён.

Осевые силы, действующие на ротор двигателя, не должны превышать заданных значений, так как этим ограничивается работоспособность подшипника. Для снижения этой осевой силы используют конструктивные меры по разгрузке РУП:

1. ***Введение разгрузочных полостей*** в силовую систему двигателя.

Учитывая, что осевая сила, воспринимаемая РУП, совпадает по направлению с вектором тяги и равна разности осевых сил на роторе компрессора и роторе турбины, то для ее снижения, очевидно, необходимо уменьшать осевую силу $P_{р\,ком}$ и увеличивать $P_{р\,тур}$. Для уменьшения $P_{р\,ком}$ образуют разгрузочные полости 1 и 2 (рис. 2.16), ограниченные лабиринтными уплотнениями. Увеличивая $p_П$ и $F_П$, можно увеличивать силу $p_1 F_1$ и суммарно уменьшать осевую силу, которую воспринимает РУП, тот же эффект можно получить снижением силы $p_3 F_3$, суфлируя полость B и тем снижая давление p_3 и увеличивая F_3 (делая «высокий» лабиринт). Для увеличения $P_{р\,тур}$ возможно организовать разгрузочные полости 1 и 2 в турбине (см. рис. 2.17), соответственно увеличивая силу $p_П F_П$ и уменьшая $p_3 F_3$. Воздух на наддув полости 1 забирается за ступенью компрессора с требуемым давлением.

Допустимая осевая сила на РУП, в зависимости от характеристики грузоподъёмности подшипников, составляет 5...30 $кН$.

Полной разгрузки РУП не делают, чтобы исключить на переходных режимах и при эволюциях самолёта изменения направления вектора осевой силы, так как это приводит к усложнению крепления подшипника в опоре и снижению его долговечности.

2. ***Увеличение осевой силы на роторе турбины*** $P_{р\,тур}$ за счёт увеличения диаметра турбины $D_{тур} = (1{,}1...1{,}3) D_{ком}$, т.е. за счёт увеличения площади проточной части F_{1i} и F_{2i} (см. рис. 2.17) и $p_П F_П$.

3. Одним из приемов увеличения допускаемой осевой нагрузки на РУП — сделать его ***межвальным***. Исходя из выражения статической грузоподъёмности

$$C = nh^{0.3}$$

снижение оборотов вращения одного кольца подшипника относительно другого, что достигается в межвальном подшипнике с одинаковым направлением вращения роторов, увеличивает работоспособность подшипника. Этот приём использован в конструкции двигателя НК-93 и ТРДД фирмы «Роллс-Ройс» (RB-211, Трент и др.).

В ТВД и ТВВД с приводом винтов от свободной турбины и в ТРДД с приводом вентилятора через редуктор на РУП передаётся полная осевая сила свободной турбины, так как на редуктор осевая сила не должна передаваться по условию его работы.

Разгрузочная полость в этом случае чаще всего образуется в задней полости за турбиной, а воздух для наддува её отбирается от компрессора.

Для обеспечения работоспособности радиально-упорного подшипника вводится контроль величины осевой силы — она замеряется специальными устройствами (месдоза, тензометрическое упругое кольцо и др.) – и предусматривается система управления осевой силой.

1.1.4 Камера сгорания (рис. 2.18). Функция камеры сгорания — подвод тепла к рабочему телу. Осевая газовая сила формируется на трёх участках, разных по форме канала и скорости течения газа:

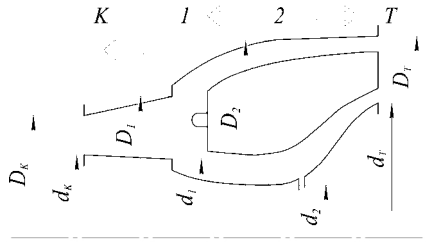


Рис. 2.18 Схема для определения осевых сил в камере сгорания

$$P_I = G_B\left(c_1 - c_K\right) + p_1F_1 - p_KF_K$$

(диффузор, сила направлена по полёту);

$$P_{II} = G_B\left(c_2 - c_1\right) + p_2F_2 - p_1F_1$$

(диффузор, сила направлена по полёту);

$$P_{III} = G_B\left(c_T - c_2\right) + p_TF_T - p_2F_2$$

(конфузор, сила направлена против полёта).

Суммарная осевая сила

$P_{KC} = G_B\left(c_T - c_K\right) + p_TF_T - p_KF_K$ направлена по полету.

1.1.5 Реактивное сопло (рис. 2.19). В реактивном сопле происходит преобразование потенциальной энергии газового потока в кинетическую энергию струи. Осевая сила зависит от конструкции турбины НД. Может быть два исполнения турбины: ротор консольный и ротор с задней опорой.

В первом случае

$$P_{PC} = G_T\left(c_C - c_T\right) + p_CF_C - p_TF_T = G_T\left(c_C - c_T\right) + p_CF_C - \left(p'F_T' + p_TF_T''\right).$$

На площадь $F_T' = \dfrac{\pi D_1^2}{4}$ действует давление охлаждающего воздуха $p' = \left(1.05...1.07\right)p_T$, на стенки кольцевого канала $F_T'' = \dfrac{\pi}{4}\left(D_T^2 - D_1^2\right)$ – давление газа p_T.

Во втором случае давление p' действует на площадь $F_T' = \dfrac{\pi}{4}\left(D_1^2 - d_1^2\right)$.

Осевая сила, действующая на реактивное сопло, имеет направление, противоположное тяге (сопло стремится оторваться от двигателя).

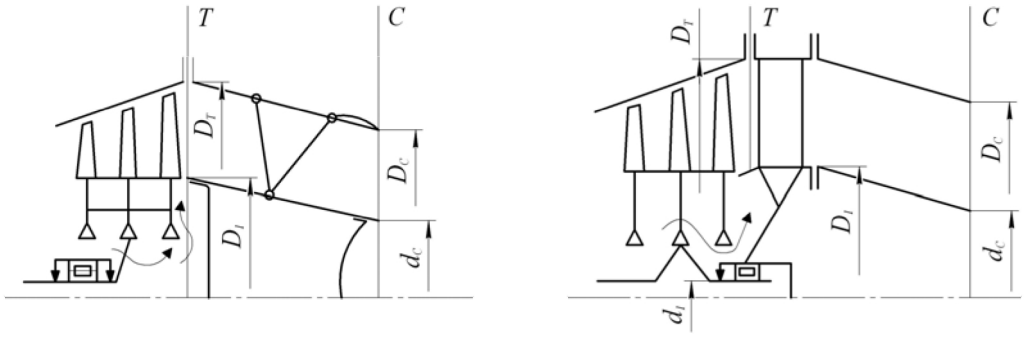


Рис. 2.19 Схема определения осевых сил в реактивном сопле:
а) ротор турбины консольный; б) ротор турбины с задней опорой

1.1.0, 1.1.6 Редукторы и опоры как самостоятельные подсистемы при анализе осевых сил не фигурируют, так как в проточной части редуктора и опор газ работы не совершает, а рассматривается совместно с компрессором, турбиной или камерой сгорания в зависимости от структурных связей.

Суммирование осевых сил. Алгебраическая сумма всех осевых сил, приложенных к узлам двигателя, численно равна тяге, развиваемой двигателем на разных режимах (рис. 2.20).

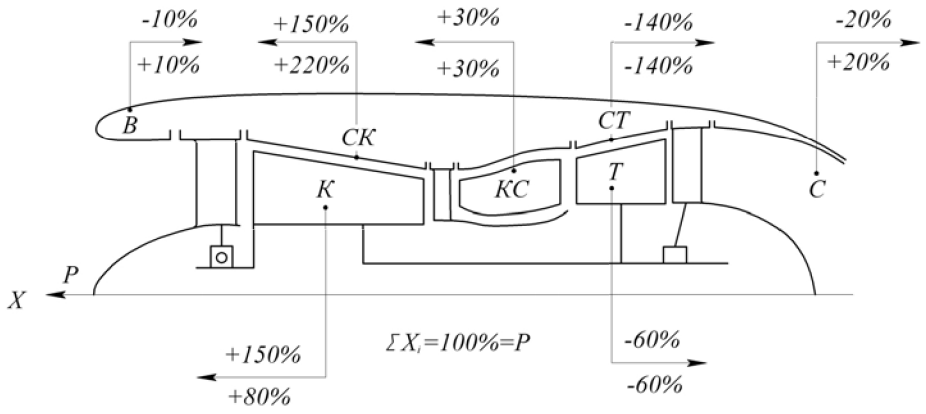


Рис. 2.20 Примерная доля величин осевых сил, действующих на отдельные узлы двигателя, и алгебраическая сумма их, равная тяге двигателя (100%), в числителе доля осевой силы без разгрузки РУП, в знаменателе – с разгрузкой

Крутящие моменты от газовых сил. В соответствии со вторым уравнением Эйлера сумма моментов относительно любой оси всех сил, приложенных к объёму газа, равна разности моментов относительно той же оси секундных количеств движения входящего и выходящего газа (рис. 2.21,*а*):

$$M = G_B\left(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1\right).$$

К объёму газа в межлопаточном канале РК турбины приложена сила R, а со стороны газа к стенкам канала равная ей, но противоположно направленная сила P, окружная составляющая которой и создаёт крутящий момент

$$M_{PT} = \sum_{i=1}^{z} P_{ui}r_{cp} = G\left(c_{2ui}r_{2i} - c_{1ui}r_{1i}\right).$$

При вращении РК компрессора за счёт разности скоростей на спинке и корытце профиля лопатки формируется сила P, действующая на каждой лопатке, сумма окружных составляющих этих сил на среднем радиусе на входе и выходе из канала и создаёт момент сопротивления вращению на установившемся режиме при $\omega = \text{const}$

$$-M_{P.K.} = M_{P.T.} \qquad (2.7)$$

Стандартом в нашей стране принято *левое вращение ротора*, глядя со стороны сопла.

Равенство (2.7) указывает на то, что вал, соединяющий ротор турбины и компрессора, скручивается моментом M_{PT}.

Учитывая то, что имеется разность давлений до и после решетки профилей НА и СА, на них формируются крутящие моменты так же, как на рабочем колесе компрессора:

$$-M_{C.T.} = M_{P.T.}; \qquad (2.8)$$

$$M_{C.K.} = -M_{P.K.}; \qquad (2.9)$$

$$M_{C.K.} = -M_{C.T.}. \qquad (2.10)$$

Передача крутящего момента от ротора турбины $M_{P.T}$ к ротору компрессора $\left(-M_{P.K}\right)$ порождает серию структурных связей.

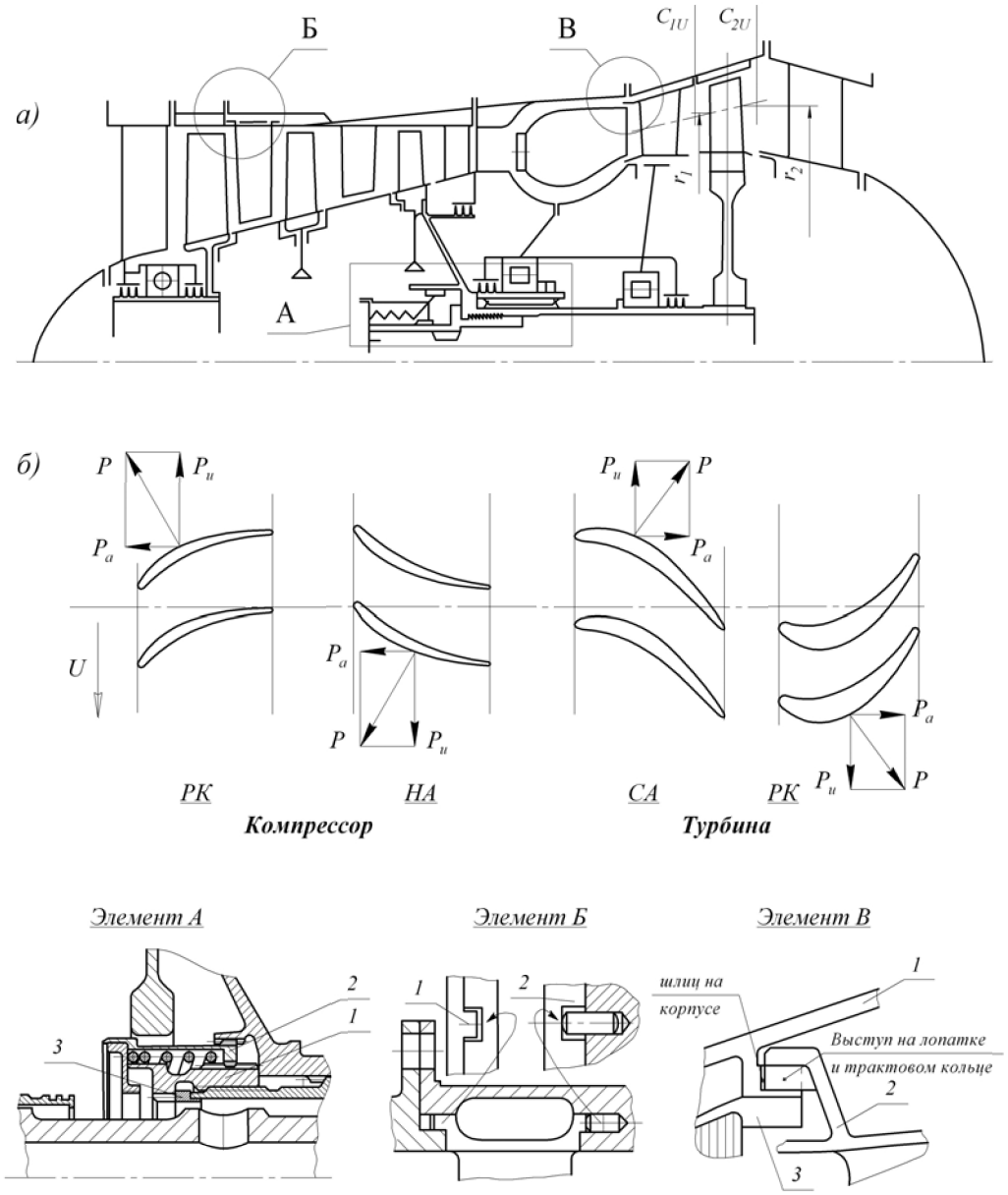


Рис. 2.21 К определению крутящих моментов от газовых сил:
а) расчетная схема; б) силы, действующие на лопаточные венцы

Элемент А. Пример конструктивного исполнения стяжного устройства:
1 – стяжная гайка; 2 – фиксатор; 3 – дистанционное кольцо.
Элемент Б. Примеры фиксации направляющего аппарата в корпусе компрессора от действия $M_{кр}$ *:*
1 – бурты на корпусе, шлицы на НА; 2 – штифты на корпусе, шлицы на НА.
Элемент В. Пример фиксации СА в корпусе турбины от действия $M_{кр}$ *:*
1 – корпус; 2 – блок сопловых лопаток; 3 – трактовое кольцо с сотовыми уплотнителями

Равенство (2.7):

1) крутящий момент РК турбины к валу передаётся через конструктивные элементы — шлицевое, болтовое соединение, соединение радиальными штифтами и др. Те же связи исполняются при переходе от вала к РК компрессора;
2) стяжное устройство должно воспринимать не только осевую силу, но и крутящий момент (чаще через шлицевое соединение).

Равенство (2.8): крутящий момент, возникающий на лопаточном венце СА $\left(-M_{C.T.}\right)$, требует введения элементов, связывающих секции лопаток СА с корпусом турбины (рис. 2.21, *в*).

Равенство (2.9): крутящий момент, возникающий на лопатках НА $\left(M_{C.K.}\right)$, требует введения элементов, исключающих их перемещение в окружном направлении относительно корпуса (рис. 2.21, *б*).

Равенство (2.10) указывает на то, что наружный и внутренний корпусы камеры сгорания, соединяясь с корпусом компрессора и турбины, испытывают кручение $\left(-M_{C.T.}\right)$.

В одновальных ТВД, где отбор мощности на вращение винта через редуктор идёт от той же турбины, которая вращает компрессор, уравнение (2.7) принимает вид

$$-\left(M_{P.K.}+M_{ред}\right)=M_T. \tag{2.11}$$

Это приводит к тому, что на статоре двигателя появляется неуравновешенный момент ΔM :

$$\Delta M_C=M_{C.K.}-\left(M_{P.K.}+M_{ред}\right)=-M_{ред}. \tag{2.12}$$

Этот момент должен быть учтён при проектировании подвески на самолёт. Неуравновешенный момент ΔM присутствует на всех ГТД, так как от ротора каскада ВД происходит отбор мощности на привод агрегатов (насосов, генераторов и др.), обслуживающих системы самолета и двигателя.

Инерционные силы. Инерционные силы возникают при эволюциях самолёта в воздухе, при разгоне и торможении. Инерционные силы от масс ротора передаются на подшипники опор и через них – на корпус двигателя. Инерционные силы от массы двигателя передаются на элементы подвески и через них – на самолёт.

К инерционным силам нужно отнести и силы, возникающие от неуравновешенности ротора, которые передаются через опоры на корпус двигателя, а через подвеску – на самолёт.

Рассмотрим разбег и торможение самолёта.

$$P_{ИР\,x}=\frac{G_p}{g}j_x=G_p\frac{j_x}{g}=G_p n_x^{э}=Mn_x^{э}g, \tag{2.13}$$

где G_p – вес ротора, j_x – ускорение движения самолета.

Инерционная сила от масс ротора по оси X при движении по прямой пропорциональна относительному ускорению $n_x^{э}$, называемому коэффициентом эксплуатационной перегрузки.

При наличии перемещений самолета по другим осям с ускорениями j_y и j_z будут перегрузки и по этим осям $n_y^{э}$, $n_z^{э}$. Для каждого типа самолета для всех режимов полета коэффициенты $n_x^{э}$, $n_y^{э}$, $n_z^{э}$ нормируются.

При эволюциях самолёта по криволинейной траектории (рис. 2.22) на систему «самолёт-двигатель» действует центробежная сила, которая достигает максимального значения на выходе из крутого планирования (т. A):

$$P_{ИРy} = \frac{G_p}{g} R\Omega^2 = M_p \frac{V^2}{R} = M_p V \Omega . \qquad (2.14)$$

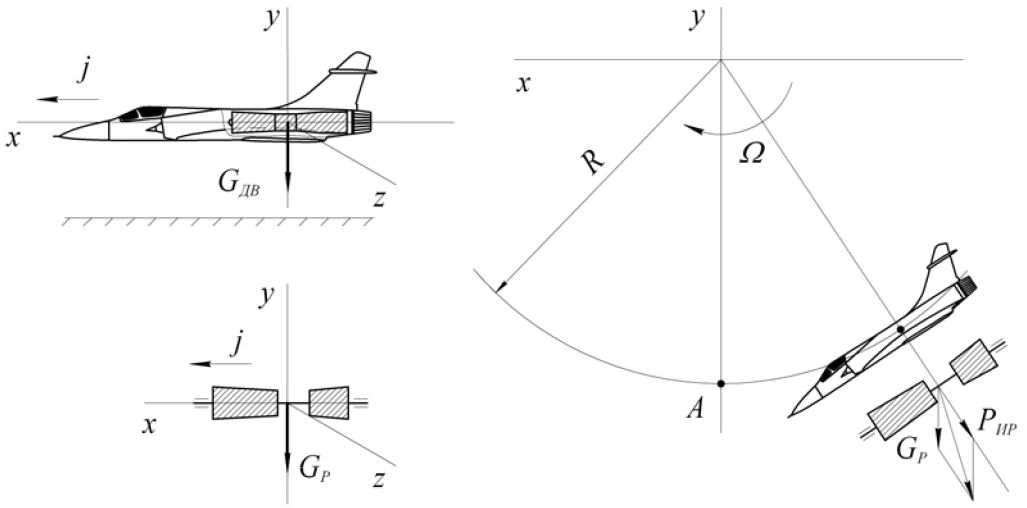


Рис. 2.22 К оценке инерционных сил

Значения угловой скорости Ω движения самолёта по криволинейной траектории можно принять:

для тяжёлых самолётов — 0.25...0.4 $рад/с$;

для лёгких самолётов — в 2 – 3 раза больше.

В точке A силы, действующие на подшипники в опорах ротора, достигают наибольших значений. Если в предыдущих выражениях вместо массы ротора G_p/g использовать массу двигателя $G_{дв}/g$, то получим значения инерционных сил от массы двигателя, действующих на подвеску двигателя.

Значения коэффициентов эксплуатационной перегрузки и расчётные режимы для самолётов разного назначения и взлётной массы приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Транспортные самолеты			
Режим работы	$n_x^э$	$n_y^э$	$n_Z^э$
Разбег, взлет, P_{max}	0,5…0,7	1,8…2,2	1,2…1,5
Динамика полета	0,5…1,0	2,3…2,5	1,6…1,8
Динамика посадки	1,0…1,5	2,8…3,0	1,8…2,0
Полет в неспокойном воздухе P_{max}, H=6км	0,3	2,5…3,6	2,0…3,0
Самолет для завоевания превосходства в воздухе			
Нагрузка по режимам выше в 2-3 раза, чем у транспортных самолетов			
Предельная перегрузка		9…10	

Гироскопические моменты. При отклонении траектории движения системы «самолёт — вращающийся ротор двигателя» от прямолинейной возникает в переносном

движении поворотное ускорение, которое вызывает появление гироскопического момента (при условии $\omega >> \Omega$):

$$M_Г = J_{X\,p}\omega\Omega\sin\lambda\,, \tag{2.15}$$

где $J_{X\,p}$ — массовый полярный момент инерции ротора относительно оси вращения X;

ω — угловая частота вращения ротора;

Ω — угловая скорость поворота самолёта;

Гироскопический момент $M_Г$ поворачивает самолёт в пространстве так, чтобы вектор $\vec{\omega}$ совместился с вектором $\vec{\Omega}$, при этом поворот вектора $\vec{\omega}$ должен происходить в сторону меньшего угла между векторами (угол λ).

Обычно принимается в расчёт максимальное значение гироскопического момента, когда угол $\lambda = 90^\circ$. Из выражения (2.14) видно, что чем больше скорость движения по криволинейной траектории V, тем больше Ω. Приравнивая правые части выражений (2.13) и (2.14), можно получить предельно допустимое значение угловой скорости эволюции при заданной скорости полёта:

$$\Omega_{\max} = \frac{n^{э}_{\max} g}{V}\,. \tag{2.16}$$

На рис. 2.23 показаны направления действия гироскопического момента при повороте самолёта относительно вертикальной оси с некоторой угловой скоростью Ω. Пользуясь правилом определения направления гироскопического момента, нетрудно оценить это направление при других эволюциях самолёта.

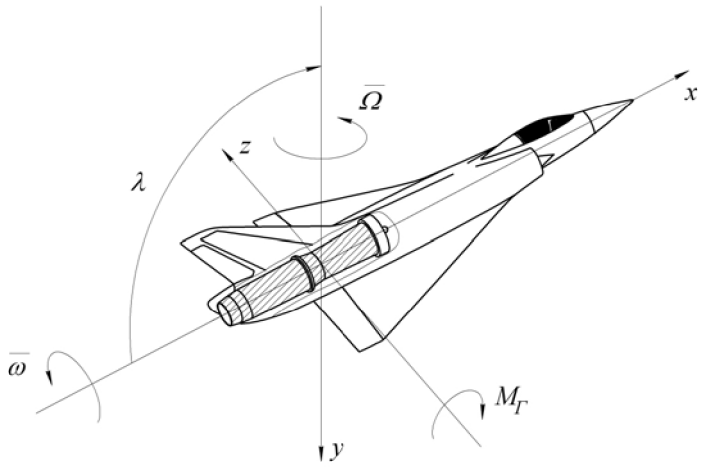


Рис. 2.23 К возникновению гироскопического момента при повороте самолета вокруг вертикальной оси OY

Гироскопический момент нагружает подшипники опор ротора дополнительной радиальной силой, которая будет тем меньше, чем больше расстояние между опорами, Однако если идти по этому пути — увеличивать расстояния между опорами, а значит уменьшать изгибную жёсткость ротора и корпуса, то критическая частота вращения ротора будет снижаться.

И, наконец, инерционные силы, вибрация двигателя вызываются *дисбалансом ротора*. Для снижения роторной вибрации особенно при проходе через критические частоты вращения, используются демпферы, устанавливаемые в опоры ротора.

Силы от термических деформаций элементов силовой системы. Температура и коэффициент линейного расширения материала элементов силовой системы неодинаковы, а значит неодинаковы и их температурные деформации. И если при закреплении деталей двигателя обеспечена свобода их тепловых расширений как в осевом, так и в радиальном направлении, то температурных напряжений в них не возникает.

Однако чаще всего детали испытывают стеснённую тепловую деформацию, в результате которой возникают силы, вызывающие температурные напряжения. Эти силы не участвуют в формировании тяги двигателя и называются *внутренними силами*, но они вызывают в деталях дополнительные напряжения. Задача состоит в том, чтобы исключить эти напряжения или снизить их уровень, для чего предусматривается выравнивание температур смежных деталей (принцип теплового согласования), подбор материалов с нужными коэффициентами линейного расширения, введение в конструкцию компенсационных элементов.

Критерии выбора конструктивно-силовой схемы

При проектировании нового двигателя в первую очередь решается одна из главных задач — выбор силовой и конструктивной схемы. Она предшествует созданию компоновки двигателя и поэтому здесь решаются принципиальные задачи:

- обеспечение долговечности подшипников и, прежде всего, РУП;
- выполнение требований по уровню вибрации двигателя;
- минимизация длины и массы двигателя;
- снижение шума двигателя;
- анализ влияния компоновки двигателя на самолёте на эксплуатационные и весовые характеристики двигателя и др.

Для анализа и выбора конструктивно-силовой схемы выделяют следующие критерии:

- минимальное число опор ротора;
- максимальная жёсткость ротора и корпуса;
- оптимальное место размещения РУП;
- минимальная длина (а следовательно и масса) двигателя;
- модульность.

При анализе конструктивно-силовых схем двух- и трёхвальных ТРДД добавляются еще два критерия: минимизация шума вентилятора и присутствие (отсутствие) межвального подшипника. Проведем оценку значимости каждого критерия.

1. Минимальное число опор ротора. Оптимальное число опор для каждого ротора (а в многовальном двигателе их два или три) — две опоры. Ротор на двух опорах моделируется двухопорной балкой, то есть статически определимой системой, в которой имеется возможность точной оценки нагрузок на каждой опоре, возможность с меньшими трудностями обеспечить соосность опор при сборке двигателя, что позволяет добиться низкого уровня напряжений в деталях ротора и корпуса. При несоосности в такой системе (смещения в пределах $0.05...0.08\,мм$) приводят лишь к изменению наклона оси вращения и не вызывают никаких дополнительных переменных нагрузок, которые могут появляться в статически неопределимой системе, то есть в трёх- или четырёхопорном роторе.

Кроме того, применение схемы с минимальным числом опор упрощает конструкцию двигателя за счёт сокращения числа несущих деталей корпуса и ротора, упрощения масляной системы, системы суфлирования и теплоизоляции опор.

2. Максимальная жёсткость ротора и корпуса. Деформации ротора и корпуса на всех режимах работы двигателя и полёта самолёта (эволюции самолёта) не должны приводить к критическому изменению радиальных и осевых зазоров, под которым понимается задевание деталей ротора за элементы статора.

Выполнение этого требования позволяет уменьшить номинальные значения радиальных и осевых зазоров в компрессоре и турбине и стабильно сохранять их в течение всего ресурса, что в конечном итоге приводит к повышению экономичности двигателя.

Так, использование в конструкции компрессоров среднего и высокого давления ТРДД Д-36 статоров с двойной стенкой и роторов сварной конструкции позволило после первых же испытаний уменьшить на 25% радиальные зазоры, которые вначале были назначены, исходя из опыта создания двигателей без этих мер по увеличению жёсткости ротора и корпуса.

3. Оптимальное место размещения РУП. При выборе места установки радиально-упорного подшипника необходимо учитывать его удаление от последних ступеней компрессора и от ротора турбины. Чем это удаление больше (например, подшипник установлен перед компрессором), тем легче обеспечить оптимальный температурный режим в опоре, но тем больше вероятность изменения осевых и радиальных зазоров в компрессоре и турбине из-за деформаций и взаимных смещений ротора и корпуса. Наибольшее применение нашли конструктивные схемы двухвального ТРДД с установкой РУП в средней опоре. Однако есть пример установки РУП в опоре турбины (ТРДДФ RB.199).

4. Минимальная длина двигателя. Стремление к уменьшению длины двигателя сопряжено с поиском такой конструктивной схемы, в которой расстояние между компрессором и турбиной сведено к минимуму применением камер сгорания противоточной или радиальной схемы или прямоточных камер минимальной длины, уменьшением числа ступеней компрессора и турбины, применением центробежных и осецентробежных компрессоров. Компактность взаиморасположения узлов двигателя, уменьшение длины валов приводит к снижению удельной массы двигателя.

5. Модульность. Модулем считается сборочная единица, входящая в состав двигателя (например, турбина), которая выполняет некоторую функцию и может быть смонтирована взамен аналогичной без индивидуального согласования (доработки, подгонки) с сопряжёнными сборочными единицами. При сборке двигатель складывается из модулей в определённом порядке.

Требование модульности проектируемого двигателя регламентировано стандартом.

6. Минимальный шум вентилятора. Это требование связано со стремлением уменьшить генерацию шума в одном из двух основных источников шума — в вентиляторе. Обычно это достигается использованием одноступенчатого вентилятора, исключением из конструкции входного направляющего аппарата (ВНА) и увеличением осевого зазора между рабочим колесом и НА вентилятора до 2...2.5 хорды рабочей лопатки. Эти шаги оказывают влияние на выбор числа и места расположения подшипников роторов.

7. ***Наличие межвального подшипника.*** Межвальный подшипник позволяет упростить конструктивную схему, например, исключить заднюю опору турбины или решить задачу отстройки ротора от критической частоты вращения, но вместе с тем межвальный подшипник вызывает большие затруднения с точки зрения обеспечения его работоспособности (подвод и отвод масла, постоянство радиального зазора между телами качения и кольцами подшипника и др.). Поэтому межвальный подшипник часто представляется как недостаток не конструктивной схемы, а двигателя, так как усложняет его доводку.

Уровень 2: 2.1. Силовая система ротора

При анализе нагруженности элементов силовой системы ГТД (уровень 1) показано возникновение и действие статических сил, но этим не исчерпывается нагружение основных деталей двигателя.

Основную долю причин разрушения и отказов элементов двигателя составляют динамические нагрузки, вызывающие общую вибрацию двигателя.

Вибрацией двигателя, как и любой машины, называют колебания, не предусмотренные его устройством и возникающие из-за несовершенства конструкции, её неудовлетворительного состояния, неточности изготовления и сборки зубчатых передач и подшипниковых узлов, акустических шумов и т.д.

Но интенсивность общей вибрации двигателя определяется главным источником — колебаниями ротора, вызванными неуравновешенными центробежными нагрузками вращающихся роторов, несоосностями опор, нарушениями центрирования элементов ротора и статора, температурными деформациями и т.д.

Колебания ротора вызывают необходимость увеличивать радиальные зазоры в компрессоре и турбине, что ведёт к потере экономичности двигателя.

Хотя колебательная мощность собственной вибрации двигателя невелика, но на резонансных режимах динамические нагрузки на резонируемых деталях от этих возбуждающих сил увеличиваются в десятки и сотни раз по сравнению со статическими напряжениями. Поэтому главную опасность представляют резонансные колебания роторов, когда частота вращения ротора равна его собственной частоте изгибных колебаний, которая в этом случае называется *критической частотой вращения ротора* $\omega_{кр}$.

Анализ влияния различных конструктивных факторов на критическую частоту проведём на примере ротора, вращающегося с частотой ω на двух шарнирных опорах с диском массы m в середине невесомого вала (рис. 2.24).

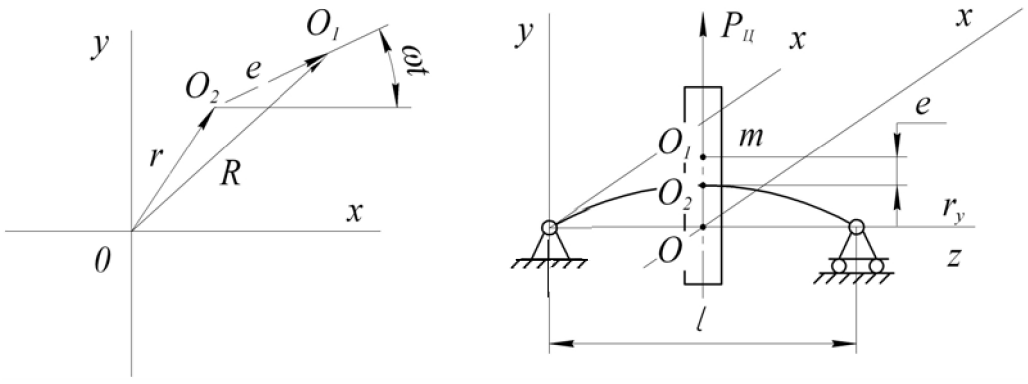


Рис. 2.24 Схема ротора на двух опорах

В общем случае точка O пересечения срединной поверхности диска с осью вращения OZ, точка закрепления диска на валу O_2 и центр масс диска (точка O_1) не лежат на одном радиусе [23].

Для упрощения рассмотрим случай $R = r + e$, где e – эксцентриситет.

При вращении вал прогибается на величину r под действием центробежной силы $P_Ц$. При $\omega = \text{const}$ наступает равновесное состояние между центробежной силой от массы диска и силой упругости вала:

$$P_Ц = P_{упр};$$

$$m(r+e)\omega^2 = cr. \tag{2.17}$$

Жёсткость вала c в нашем случае

$$c = \frac{48EJ}{l^3}.$$

Тогда прогиб вала

$$r = \frac{me\omega^2}{c - m\omega^2}. \tag{2.18}$$

Соотношения (2.17) и (2.18) справедливы для любого значения ω, кроме случая, когда знаменатель равен нулю:

$$c - m\omega^2 = 0,$$

$$\omega_{кр}^2 = \frac{c}{m}, \tag{2.19}$$

$$\omega_{кр}^2 = \frac{48EJ}{l^3 m}. \tag{2.19а}$$

Анализируя уравнение (2.17) при $cr = m\omega^2 r$, можно заключить, что левая часть уравнения становится больше правой, то есть центробежная сила превышает силу упругости и равновесное состояние нарушается. Вал теряет устойчивость, прогиб вала под действием силы неуравновешенности $m\omega^2 e$ неограниченно нарастает. Частота вращения, при которой вал теряет устойчивость, и есть $\omega_{кр}$.

При частоте вращения $\omega > \omega_{кр}$ равновесное состояние проявляется вновь и уравнения (2.17) и (2.18) опять имеют решения, но в области гибких роторов.

Однако в соответствии с выражением (2.18) прогиб r принимает отрицательный знак. Это означает, что изгиб вала гибкого ротора происходит в сторону, противоположную направлению эксцентриситета. Возрастание частоты вращения ω ведёт к уменьшению прогиба r, который в пределе стремится к величине, равной эксцентриситету e $(R \to 0)$. Это означает, что центр масс диска т. O_1 стремится занять положение т. O_2, то есть на оси вращения ротора.

Отсюда важный вывод: в закритической зоне происходит процесс самоцентрирования ротора. Однако надо учитывать, что такой ротор при запуске и останове двигателя проходит через резонанс.

Следовательно, критическая частота вращения ротора является динамической характеристикой силовой системы ротора.

Роторы, работающие в докритической зоне, называются ***жёсткими***, а в закритической — ***гибкими***.

В анализе силовых систем двух- и трёхвальных роторов будет показано, что роторы каскада ВД чаще делают жёсткими, а роторы СД и НД — гибкими.

В силовых системах авиационных ГТД из-за стремления к снижению массы двигателя жёсткости ротора и корпуса практически в одинаковой мере влияют на динамические характеристики двигателя.

Методы снижения роторной вибрации:

а) ***Воздействие на источник возбуждения:***

1) *Балансировка роторов* позволяет уменьшить величину неуравновешенной центробежной силы ротора и моментов от этой силы и таким образом снизить амплитуду возбуждающей силы роторной вибрации. Оценка допустимого дисбаланса ротора и конструктивное оформление требований балансировки подробно показаны далее.

Здесь отметим, что в соответствии с системой классов балансировки роторы авиационных ГТД относятся к четвёртому классу точности и дисбаланс ротора должен быть таким, чтобы в рабочем диапазоне частот вращения виброскорость была не более $40\ мм/с$.

Балансировка — это воздействие на источник возбуждения изгибных колебаний ротора, поэтому важна задача *сохранения первоначальной балансировки* в течение всего ресурса двигателя. Для этого используют *конструктивные меры* по сохранению центрирования (натяга) деталей ротора и статора (охватывающая деталь должна иметь меньшие радиальные деформации, сварной ротор и т.д.) и *технологические меры* (точность сборки: несоосность опор $0.05...0.08\ мм$, порядок затяжки болтов на фланцах и т.д.).

2) *Устранение в конструкции анизотропии опор и ротора.* В первом случае, когда жёсткости опоры по горизонтали и вертикали неодинаковы, возникает прецессионное движение. Прецессия является нерегулярной. Движение вала происходит по эллипсу.

Во втором случае из-за неоднородной жёсткости вала на изгиб по разным направлениям (срезы, пазы на круглом сечении вала) может возникать колебание ротора на критической частоте 2-го рода (равной половине нормальной $\omega_{кр}$).

3) *Исключение попадания масла в ротор компрессора*, что (по опыту доводки ТВД НК-4) вызывает несинхронную прямую прецессию $\left(\Omega = (0.7...0.8)\omega\right)$.

б) ***Частотная отстройка*** (рис. 2.25,*а*). Изменяя жёсткость c ротора (изменение диаметра ротора (вала) и расстояния между опорами), можно сместить опасные резонансные режимы из рабочей зоны в сторону повышенных или пониженных частот вращения. В первом случае требуется повышение $\omega_{кр}$ на $\Delta\omega = (0.3...0.5)\omega_{взлет}$, во втором — понижение $\omega_{кр}$ на $\Delta\omega = (0.2...0.3)\omega_{МГ}$. Предпочтительна отстройка вверх, т.к. при этом опасный резонансный режим выводится из рабочего диапазона частот.

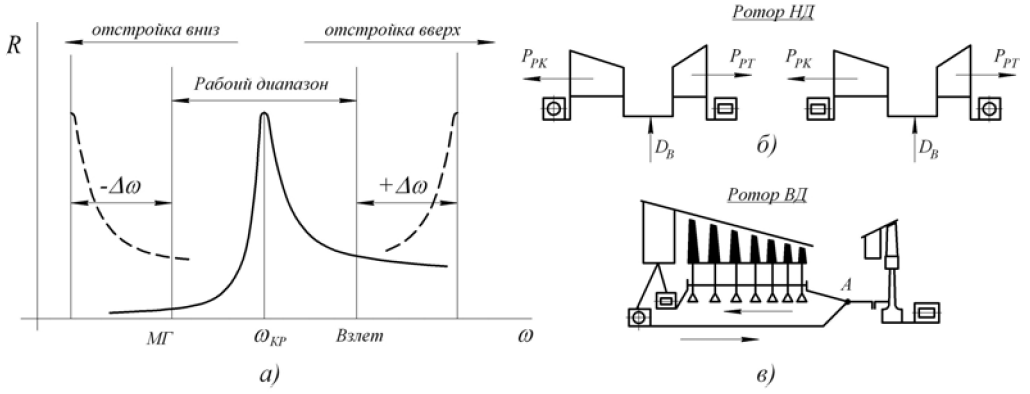


Рис. 2.25 Частотная отстройка ротора:
а) схема отстройки «вверх» и «вниз»; б) схема отстройки ротора НД переносом РУП в опору турбины (ТРДДФ RB.199); в) схема управления радиальными и осевыми зазорами в двухопорном роторе ВД (ТРДДФ RB.199)

Есть примеры управления $\omega_{кр}$ изменением осевой силы, растягивающей ротор. Осевая сила в обычной схеме при установке РУП в опоре компрессора увеличивает $\omega_{кр}$ на 3...4 % (крутящий момент, наоборот, уменьшает $\omega_{кр}$). При действии осевой силы $\omega_{кр}^{y}$:

$$\omega_{кр}^{y} = \omega_{кр}\sqrt{1 \pm \frac{P}{P_{кр}}}; \qquad P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{l^2},$$

где $\omega_{кр}$ — критическая частота вращения без учёта действия осевой силы;

P — осевая сила (знак плюс — сила растягивающая, знак минус — сила сжимающая);

$P_{кр}$ — критическая сила, при которой деформированный вал сохраняет устойчивость для случая шарнирного опирания концов вала.

Поучительный пример решения принципиальных задач совершенствования конструкции двигателя на этапе формирования конструктивно-силовой схемы являет ТРДДФ RB.199. Решено две задачи:

1) частотная отстройка ротора НД;
2) управление осевыми и радиальными зазорами в компрессоре ВД.

На рис. 2.25,*б* дана схема ротора НД ТРДДР RB.199 с радиально-упорным подшипником не в опоре компрессора, а в опоре турбины. При этом осевая растягивающая сила P выросла на величину $\Delta P = P_{РК} - P_{РТ}$, так как $P_{РК} > P_{РТ}$. Действительно, в первом случае вал, определяющий жёсткость ротора, растягивает осевая сила $P_{РТ}$, во втором — $P_{РК}$, а так как $P_{РК} > P_{РТ}$, то $\omega_{кр}$ во втором случае выше. Критическая частота выросла на несколько процентов до величины, достаточной для ухода от резонанса.

Вторая задача. Передняя опора ротора ВД имеет два подшипника, а сам ротор — два вала, сходящихся в т. A (рис.2.25,в). С увеличением режима тепловое удлинение ротора от плоскости РУП уменьшает осевые и радиальные зазоры (при схеме проточной части КВД $D_B = \text{const}$). Однако после т. A ротор расширяется в противоположном направлении и зазоры восстанавливаются.

Вторым шагом в управлении $\omega_{кр}$ при проектировании и доводке двигателя являются конструктивные элементы, позволяющие *изменять жёсткость опор*. Привлекательность этого приёма состоит в том, что изменение жёсткости опор возможно без кардинальных переделок конструкции двигателя. Применяют упругие опоры с *линейной и нелинейной характеристиками*.

На рис. 2.26 изображена схема ротора на податливых опорах с жёсткостью c_0 (линейная характеристика).

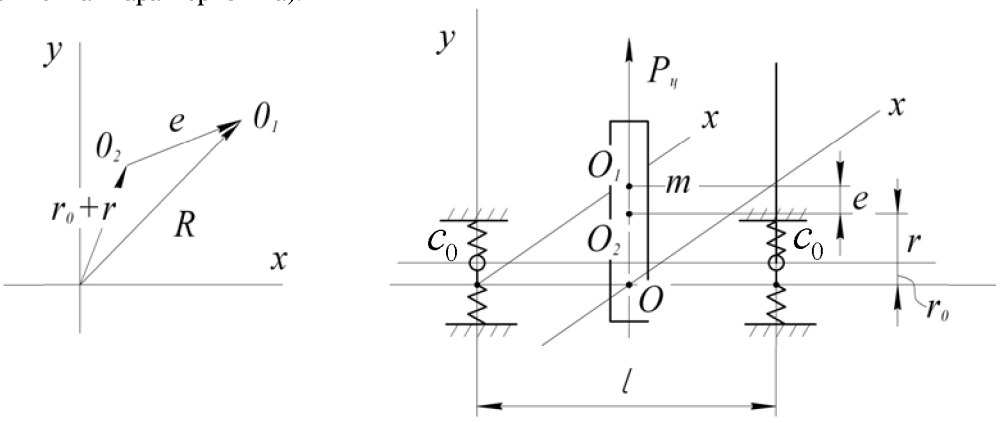


Рис. 2.26 Схема ротора на двух упругих опорах

Условие равновесия системы:

$$P_{Ц} = P_{упр.р} + P_{упр.о}.$$

Рассмотрим случай равенства упругой силы вала и опоры: $cr_p = c_o r_o$ и $R = r_p$.

Тогда

$$m\left(r_p + r_o + e\right)\omega^2 = cr_p; \tag{2.20}$$

$$r_p = \frac{me\omega^2}{c - m\omega^2\left(1 + \dfrac{c}{c_o}\right)};$$

$$\omega_{кр}^2 = \frac{c}{m} \cdot \frac{c_o}{c + c_o}. \tag{2.21}$$

Приравнивая знаменатель к нулю во втором выражении, определим критическую частоту ротора на упругих опорах с линейной характеристикой. Выражение (2.21) показывает, что введение упругих опор снижает критическую частоту.

В случае применения упругой опоры с нелинейной характеристикой используется эффект изменения жесткости опоры для снижения амплитуды колебаний ротора.

Нелинейная характеристика может быть *жёсткой* и *мягкой*. Конструктивно проще опора с жёсткой характеристикой.

При разгоне и остановке в таких системах происходит «срыв амплитуды», резкое уменьшение прогиба ротора из-за изменения жёсткости системы. Подбирая характеристику опоры, можно получить срыв амплитуды при заданных частоте вращения и прогибе вала.

На рис. 2.27 показан пример конструкции упругих опор с линейной и нелинейной характеристиками.

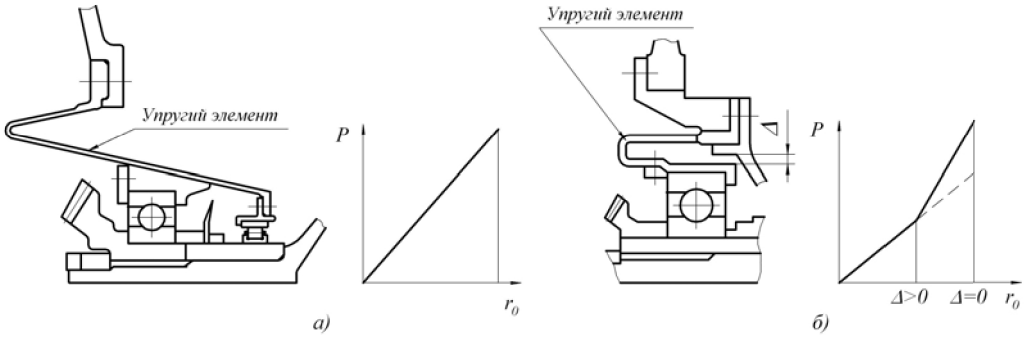


Рис. 2.27 Упругие опоры ротора:
а) конструкция упругой опоры с линейной характеристикой;
б) конструкция упругой опоры с нелинейной характеристикой жесткости опоры, когда деформация упругой втулки больше зазора $(\Delta = 0)$

в) ***Демпфирование колебаний ротора.*** Демпферы опор ротора устанавливаются для снижения амплитуды прогиба на резонансной частоте (рис. 2.28,а, б), когда перемещения максимальны и работа диссипативных сил наибольшая. В практике проектирования ГТД нашли применение два типа демпферов: пластинчатые и гидродинамические (ГДД). В пластинчатых демпферах рассеяние энергии колебаний происходит за счёт работы сил сухого трения, в гидродинамических — за счёт работы сил вязкого трения.

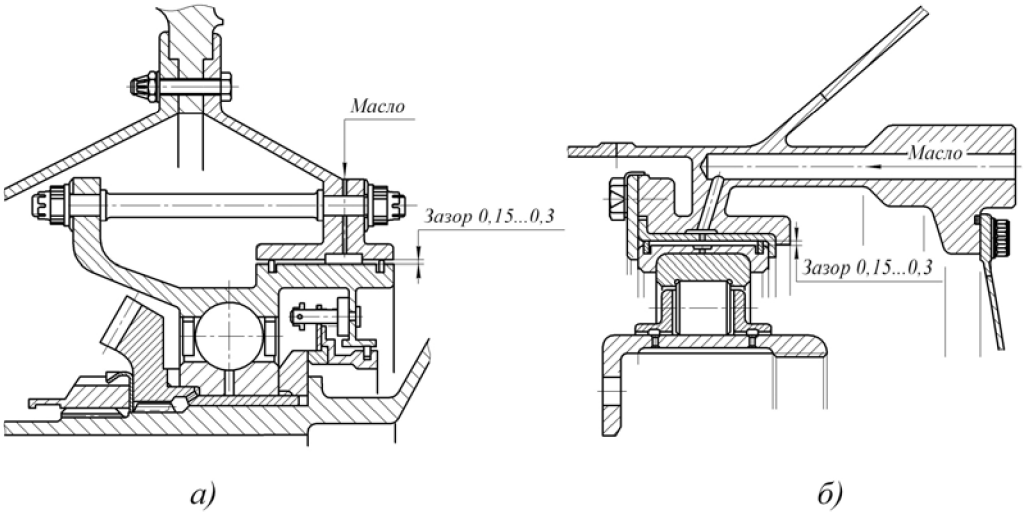


Рис. 2.28 Ротор на демпфирующих опорах ТРДД PW6000:
а) передняя опора ротора ВД; б) задняя опора ротора НД

Элементарный ГДД (или демпфер с выдавливаемой масляной плёнкой) — это наружное невращающееся кольцо подшипника (с валом), посаженное в корпус с радиальным зазором 0.1...0.3 *мм* , в который подаётся масло из маслосистемы двигателя. Колебания гасятся силами вязкого сопротивления, действующими со стороны тонкой плёнки масла.

Структурные связи в роторах. Роторы ГТД могут быть одно-, двух- и трёхвальные, в свою очередь, каждый из них может иметь две, три или четыре опоры.

Преимущества двухопорных схем, где возможны четыре комбинации размещения опор (см. Уровень 3, §3.1), это статическая определимость. Здесь возможно обеспечить выполнение всех пяти критериев, определяющих качество системы «ротор — корпус». Соединение ротора компрессора и турбины жёсткое.

Трёх-, четырёхопорная схема не удовлетворяет первому и пятому критериям и требованию статической определимости. Однако кроме получения требуемой жёсткости ротора и корпуса, исходя из условия частотной отстройки, для выполнения условия статической определимости вводят, располагая у промежуточной опоры, шарнирное соединение вала компрессора с валом турбины в различных конструктивных исполнениях (см. рис. 2.21 и 2.29).

Выбор конструкции и места расположения соединения роторов компрессора и турбины — это отдельная конструкторская задача.

Все конструктивные варианты соединения трёх- и четырёхопорных роторов, используемые в современных авиационных ГТД, можно свести к трём схемам (рис. 2.29):

а) Для реализации шарнирного соединения опорные контактные поверхности деталей соединения валов выполняются в виде сектора сферы, допускающей перекос осей валов, крутящий момент передаётся эвольвентными шлицами, осевая сила — стяжной гайкой. Для фиксации ротора турбины относительно статора в осевом направлении (осевые зазоры) в соединении присутствует регулировочное дистанционное кольцо.

б) Эта же функция, допуск перекоса осей валов, выполняется соединением с плоскими контактными поверхностями, когда затянутая регламентируемым крутящим

моментом стяжная гайка соединения затем ослабляется обратным крутящим моментом, чтобы получить расчётный зазор между опорными поверхностями (около 0.3 *мм*). В остальном и в передаче крутящего момента, и восприятии осевой силы соединение подобно первому.

в) Такая схема используется в четырёхопорном роторе (АЛ-21Ф и АИ-25 — ротор НД), когда ротор компрессора НД и ротор турбины НД имеют по две опоры. Крутящий момент передаётся шлицевой муфтой, а осевая сила воспринимается удлинённым стяжным болтом ($l/d \sim 45$), допускаемый изгиб которого определяет требуемый перекос осей валов.

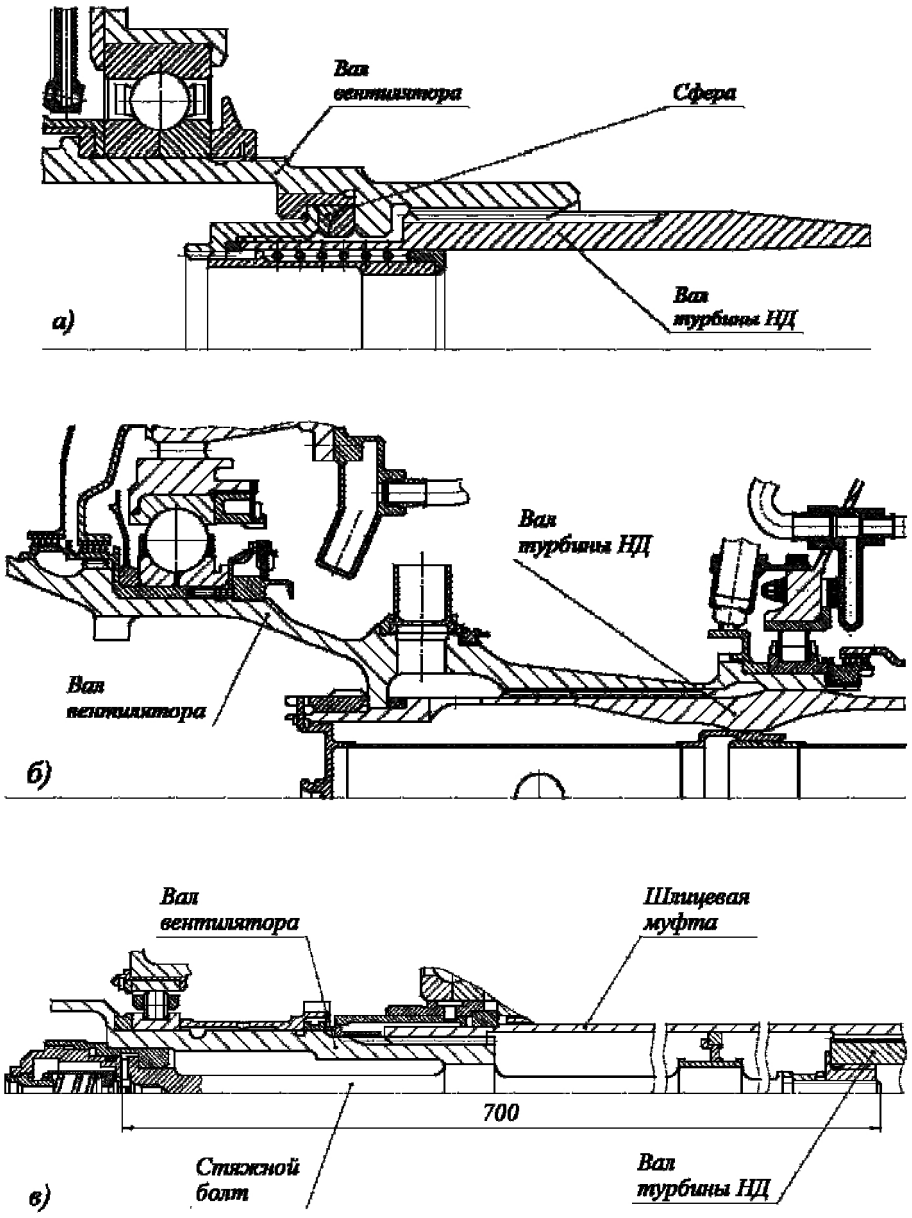


Рис. 2.29 Соединение роторов компрессора и турбины НД:
а) РД-33; б) CFM56; в) АИ-25

Структурная связь редуктора и турбины НД. ТВД, ТВВД и ТРДД, где используется привод винта, винтовентилятора и вентилятора соответственно, от свободной турбины через редуктор имеют особенности в силовой схеме ротора — связь ротора турбины НД и ротора редуктора не воспринимает осевую силу. Поэтому проводятся следующие мероприятия:

1) ротор турбины НД выполняется двухопорным (двухрядный РУП в задней опоре турбины НД ТРДД LF 507);

2) разгрузка ротора турбины НД от осевых сил (ТВВД НК-93 и др.). Разгрузочная полость создаётся за турбиной НД.

Нагружение и конструктивные формы валов НД (СД). Анализируя продольные разрезы валов турбины НД (рис. 2.30), можно видеть, что наружный диаметр и толщина стенки пустотелого вала примерно постоянны по длине, и только в зоне шлицевого соединения с валом вентилятора или редуктора диаметр уменьшается и толщина стенки увеличивается в 2-3 раза. Увеличивается толщина стенки и в зоне радиальных отверстий в стенке для транспортирования воздуха или масла и на отрезке повышенных температур (ТРДД PW 4000 в зоне КС и турбины).

Интерес представляет вал турбины НД ТРДДФ АЛ-31Ф. Для снижения веса он состоит из трех частей: передний и задний носок вала выполнены из стали, а средняя часть – из титанового сплава.

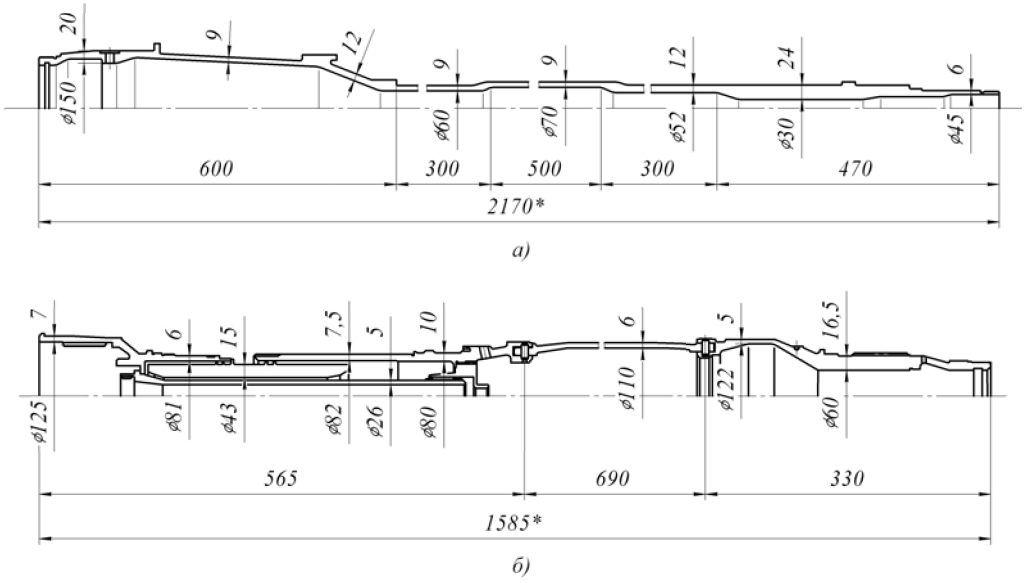


Рис. 2.30 Конструктивные формы валов: а) вал НД PW6000; б) вал НД АЛ-31Ф

Статическая прочность валов определяется крутящим моментом и осевой силой. Иногда учитываются также изгибающий момент от дисбаланса и момент от эволюций самолёта.

Значения моментов рассчитываются по формулам:

$$M_{кр} = 9550\frac{N}{n}, Н\cdot м;\ M_{П} = n^{э}mgl\ ;\ M_{Г} = J_{x\,р}\omega\Omega\ ;\ M_{дисб} = me\omega^2 l\ ,$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент;

$M_{П}$ — изгибающий момент от перегрузки;

$M_{Г}$ — гироскопический момент;

$M_{дисб}$ — изгибающий момент от дисбаланса;

m — масса вала;

ω, Ω — частоты вращения ротора и объекта;

e — эксцентриситет центра масс вала;

l — плечо силы.

При расчёте статической прочности вала определяют запасы прочности по несущей способности. Разрушающий крутящий момент [21]

$$M_{разр} = 0,47 W_{кр} \sigma_B \left(1,35\psi_K + K\right),$$

где $W_{кр}$ — момент сопротивления кручению;

σ_B — предел длительной прочности;

ψ_K — относительное сужение сечения при разрушении образца;

$K = \frac{4}{3} \cdot \frac{1-\alpha^3}{1-\alpha^4}$ — коэффициент формы сечения;

$\alpha = \frac{d}{D}$ — отношение внутреннего диаметра к наружному.

Коэффициент запаса по моменту разрушения $K = \frac{M_{разр}}{M_{кр}}$; $K > 2.0$.

Если валы имеют эвольвентные шлицы, то в них определяются:

напряжения смятия $\sigma_{см} = \frac{2M_{кр}}{mz^2 lh\varphi}$;

напряжения изгиба $\sigma_u = \frac{6M_{кр}\left(D_Г - D_i\right)}{mz^2 lS_{\min}^2 \varphi}$;

напряжения среза $\tau = \frac{2M_{кр}}{mz^2 lS_H \varphi}$,

где $D_Г, D_i$ — диаметры окружности выступов и впадин;

$S_{\min}, S_H$ — минимальная толщина зуба у края и толщина зуба по делительной окружности (по хорде);

m, z — модуль и число шлиц;

l, h — длина и высота рабочей части шлиц;

$\varphi = 0.75$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по шлицам.

Определяется и коэффициент запаса прочности по пределу выносливости.

Современные подходы к оценке прочности с использованием метода конечных элементов и теории пластичности позволяют оптимизировать конструкцию валов по запасам прочности и массе.

Опасность касания валов в трёхвальном роторе. При создании системы роторов трёхвального ТРДД конструктор сталкивается с дилеммой: действие крутящего момента и других сил требует увеличения диаметра вала, а рост степени двухконтурности и снижение расхода рабочего тела и диаметральных размеров ротора каскада ВД уменьшают пространство для размещения увеличенного диаметра вала НД (СД). Отсюда, зазоры между валами ВД, СД и НД достигают критических величин с точки зрения возможного касания при колебаниях вращающегося ротора (переход через резонанс на критической частоте, изгиб при эволюциях самолёта, колебания от кинематического возбуждения роторов НД и СД и др.).

При задевании валов происходит их разогрев, критическая деформация, разрушение и разъединение роторов компрессора и турбины.

Необходимы запасы по прогибам валов по режимам работы двигателя и при эволюциях основного объекта. Если они малы, а кардинальные переделки системы роторов невозможны, прибегают к мерам защиты от касания валов. Есть пример введения в конструкцию системы роторов двигателя ограничителей прогиба вала НД.

Ограничитель прогиба, называемый подшипник-бампер (рис. 2.31), представляет собой два кольца из материала МР, выполненных с использованием медной проволоки, с графитовым покрытием на поверхности контакта. При касании валов на поверхности вала НД остаётся засветление со следами контакта о подшипник-бампер. В этом случае подшипник-бампер подлежит замене, а вал заполировывается.

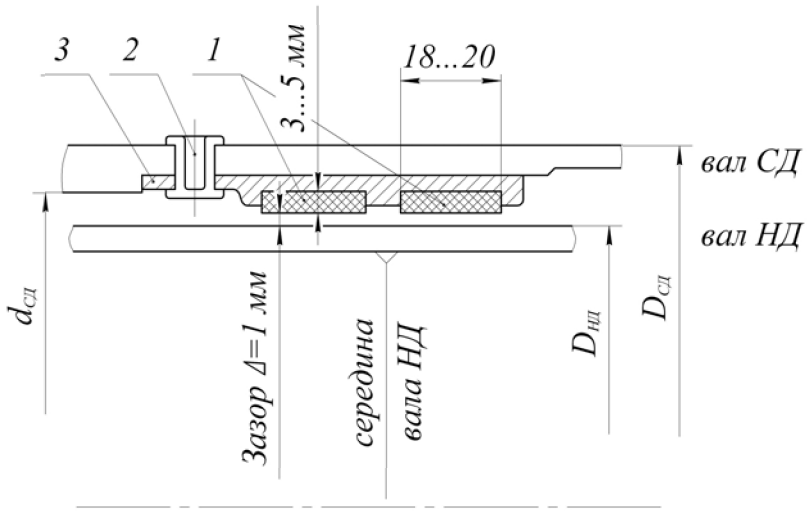


Рис. 2.31 Подшипник-бампер для ограничения прогиба вала НД в трехвальном ТРДД: 1 – упругие элементы подшипника-бампера; 2 – заклепки (8 шт.) для крепления подшипника-бампера на валу СД; 3 – подшипник-бампер (в сборе)

Защита от раскрутки роторов. При нарушении структурных связей ротора компрессора и ротора турбины или из-за разрушения стяжного устройства, или, как показано в предыдущем пункте, из-за разрушения самого вала при касании с другим, под действием высвободившейся энергии в виде крутящего момента турбина резко увеличивает частоту вращения без ограничений. Ротор уходит в раскрутку. При этом начинают разрушаться лопатки и диски турбины, фрагменты которых обладают огромной разрушительной энергией. В условиях полёта самолёта это приводит к катастрофе.

Осевая сила, действующая на ротор турбины, при разъединении смещает его назад, роликовые подшипники опор турбины этому не препятствуют. Такое перемещение ротора используется для исключения повышения частоты вращения до опасных значений. Необходимо, чтобы осевые зазоры между ротором и статором в проточной части были меньше зазоров между деталями ротора и статора в центре ротора. Тогда лопатки ротора раньше коснутся лопаток статора, чем другие детали системы «ротор — статор» и, внедряясь в лопатки статора, создадут тормозящий момент. Ротор будет замедлять вращение.

На ряде двигателей (Тэй, BR-710 и др.) есть специальные устройства, которые при перемещении ротора турбины назад (при разрыве стяжки) через механическую тросовую связь отключают подачу топлива.

Уровень 2: 2.2. Силовая система корпуса

В силовую систему корпуса ГТД входят корпус редуктора, входное устройство, корпус компрессора и турбины, корпус камеры сгорания, выходное устройство и опоры ротора (см. рис. 2.2).

Функцией корпуса ГТД как силовой системы является формирование комплекса осевых газовых сил, которые в сумме с осевыми силами ротора составляют тягу двигателя, передаваемую через элементы подвески на летательный аппарат. На корпусе размещаются все агрегаты и системы двигателя.

Корпус нагружен внутренним давлением, крутящими и изгибающими моментами, инерционными силами, силами от температурных деформаций.

При восприятии этих нагрузок главное требование к конструкции корпуса — жёсткость корпуса, которая определяет сохранность радиальных зазоров в компрессоре и турбине. Важная задача — герметичность корпуса по фланцевым соединениям, по местам отбора или подвода воздуха, различным лючкам. Важно понимать, что давление рабочего тела в определённых случаях может достигать 5...7 *МПа* при температуре от 600 до 2000 К. Условия нагружения меняются по режимам. Жёсткость и соосность опор определяют, как показано ранее, динамическое состояние ротора и всего двигателя.

Обеспечение соосности опор ротора. *Соосность опор ротора* регламентируется допускаемым смещением оси опор относительно геометрической оси двигателя 0,03...0,04 *мм* (радиальное биение посадочных поверхностей для установки подшипников 0,06...0,08 *мм*).

Выполнение этого требования зависит от точности изготовления посадочных мест для подшипников, центрирующих диаметров и торцов всех элементов корпуса и от технологии сборки корпуса. Иногда проводится предварительная, так называемая ложная сборка корпуса без ротора и с помощью специального приспособления — длинного стержня (скалки), укреплённого на внешнем базовом фланце, замеряются радиальные биения всех посадочных отверстий для подшипников. Если радиальные биения превышают допустимые значения, проводят смещение соответствующей детали корпуса в сторону уменьшения биения.

После достижения требуемых биений проводят развёртку отверстий для установки призонных болтов, которые фиксируют достигнутое взаиморасположение деталей корпуса и наносят метки «О» на всех сопрягаемых деталях, и корпус разбирают. При сборке двигателя (с ротором) детали корпуса устанавливают по меткам «О» и центрируют призонными болтами.

Максимальное облегчение конструкции ГТД привело к тому, что колебания отдельных его узлов нельзя рассматривать изолированно от всей системы. Таким образом, ГТД представляет сложную динамическую систему, способную совершать колебания различных видов. Изгибные колебания системы «ротор — корпус — подвеска» вызываются неуравновешенными центробежными нагрузками вращающихся роторов, несоосностями опор, технологическими несовершенствами соединительных узлов роторов, нарушениями центрирования деталей, температурными деформациями и т.д. Эти колебания определяют ***общую вибрацию*** двигателя. Общая вибрация двигателя определяется как вибрация силового корпуса.

Вызванные вибрацией силы дополнительно нагружают конструкцию и могут привести к её разрушению. От *40* до *80%* дефектов авиационных ГТД связаны с вибрацией.

При анализе жёсткости корпуса на изгиб и кручение есть сечение с минимальным моментом сопротивления этим деформациям. Это обычно стык корпуса КВД и камеры сгорания. Для устранения этого недостатка нашла широкое применение идея корпуса компрессора с двойной стенкой с переходом на наружный корпус камеры сгорания и

далее на корпус турбины с двойной стенкой. Такое исполнение позволяет значительно уменьшить радиальные зазоры в компрессоре и турбине.

Узлы подвески двигателя располагаются в плоскости опор ротора, что позволяет минимизировать деформации корпуса компрессора и турбины (благодаря высокой жёсткости опор) и исключить влияние подвески на радиальные зазоры.

Важную роль поэтому играет жёсткость самих опор, устройство которых обеспечивает передачу осевых сил, действующих на ротор, через подшипники – на корпус двигателя и далее – на узлы подвески двигателя к самолету.

Уровень 2: 2.3. Подшипники

В анализируемой силовой схеме ГТД подшипники являются связующим звеном между силовой системой ротора и силовой системой корпуса. В авиационных двигателях используются подшипники качения — шариковые и роликовые 5, 4 и 2-го классов точности, в энергетических установках последнее время стали применять магнитные подшипники, не требующие смазки.

Шариковые подшипники являются радиально-упорными, воспринимающими осевые и радиальные силы, действующие на ротор. Таких подшипников в двух-, трёх- и четырёхопорном роторе — один. Остальные подшипники должны быть роликовыми, которые воспринимают только радиальные нагрузки от вращающегося ротора и допускают, что принципиально важно, осевые смещения ротора относительно статора, компенсируя разность тепловых деформаций ротора и корпуса.

Используются ***два типа роликовых подшипников***. Они отличаются тем, что в одном случае (рис. 2.32,*а*) бортики, удерживающие ролики, расположены на наружном кольце и центрирование сепаратора происходит по наружному кольцу, а в другом случае (рис. 2.32,*б*) фиксация роликов и центрирование сепаратора осуществляются на внутреннем кольце.

В обоих случаях гладкое кольцо имеет бóльшую длину, чтобы обеспечить осевые смещения ротора.

Для уменьшения диаметрального габарита опоры *внутреннее кольцо исключают* ***совсем***. В этом случае ролики обкатывают цементируемую или азотируемую поверхность вала.

Центрирование сепаратора по наружному кольцу имеет некоторые положительные стороны:

- меньшее удельное давление на центрирующих поверхностях и меньшие относительные скорости на поверхности центрирования;
- стабильная балансировка («самоцентрирование») сепаратора в процессе работы;
- эффективные смазка и охлаждение всех элементов подшипника при подаче масла в большой зазор между сепаратором и внутренним кольцом и использование движения масла под действием центробежных сил.

Однако при таком способе центрирования требуется точнее оценивать радиальный зазор между сепаратором и наружным кольцом с учётом тепловых деформаций, деформаций от центробежных сил, чтобы исключить заклинивание сепаратора. Кроме того, сепаратор при таком центрировании удерживает случайно попавшие в масло инородные частицы: в результате – подшипник загрязняется, условия его работы ухудшаются.

При центрировании сепаратора по внутреннему кольцу исключаются недостатки первого способа центрирования, но затрудняется подвод масла через уменьшенный зазор между статором и внутренним кольцом, снижается эффект отвода тепла от сепаратора к кольцу.

Однако в настоящее время нашли применение подшипники, у которых сепаратор выполнен *с маслоприёмными канавками* (рис. 2.32,*в*), и недостаток, связанный с маслоподачей, исключается. Используются и другие приемы подвода масла.

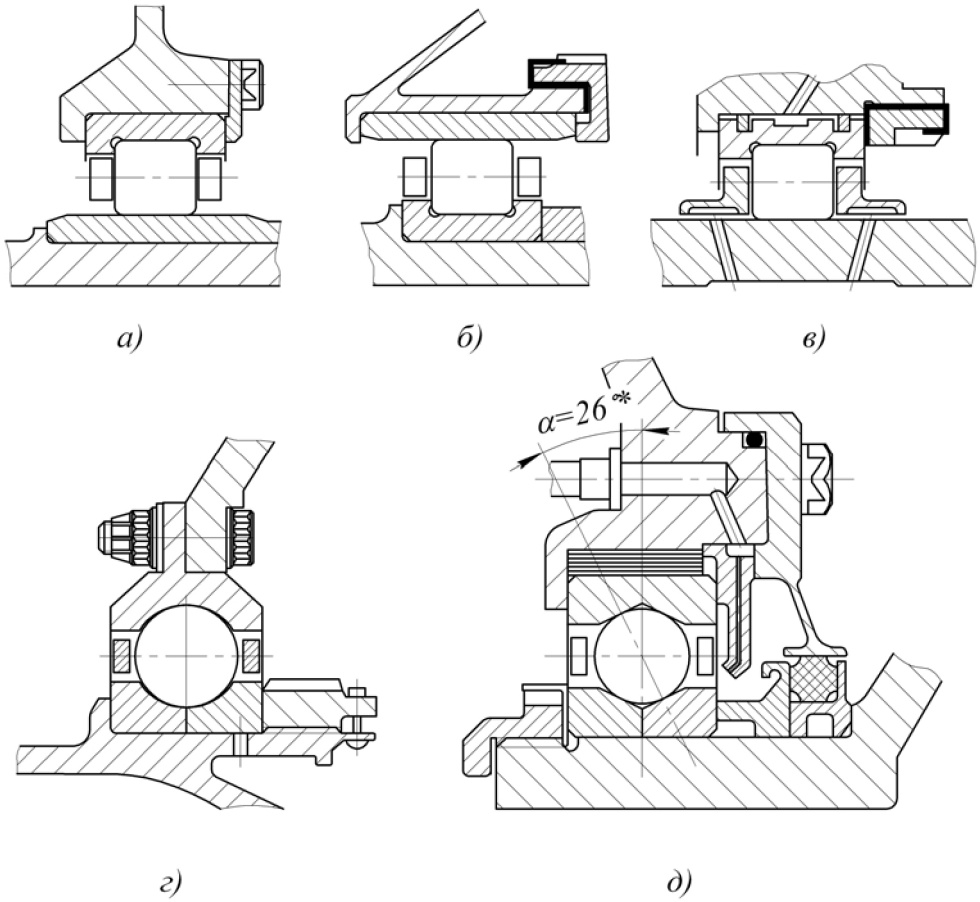


Рис. 2.32 Типы авиационных подшипников:
а) роликовый подшипник с центрированием сепаратора по наружному кольцу;
б) роликовый подшипник с центрированием сепаратора по внутреннему кольцу;
в) роликовый подшипник с маслоприемными канавками в сепараторе; г) шариковый радиально- упорный подшипник с двухточечным контактом; д) шариковый радиально-упорный подшипник с трех- и четырехточечным контактом

Шариковый подшипник имеет радиус поперечной кривизны беговой дорожки бóльший, чем радиус шарика. Под действием осевой силы в подшипнике образуется угол контакта α (рис. 2.32,*д*), которым определяется допустимая величина осевой силы, воспринимаемой подшипником.

Увеличение угла контакта α и, следовательно, воспринимаемой осевой силы достигается применением подшипников с разъёмным наружным или внутренним кольцом. Это подшипники трёхточечного и четырёхточечного контакта.

Разъём позволяет увеличить число шариков, углубить беговые дорожки и использовать неразъёмный, более прочный сепаратор. Увеличение числа шариков уменьшает контактные напряжения, большая глубина канавок в кольцах даёт возможность получить увеличенный угол контакта α .

Установка подшипников на вал и в корпус выполняется в таком порядке: если кольцо подшипника (внутреннее или наружное) по условиям работы *вращается*, то оно должно быть посажено *с гарантированным натягом*; если же кольцо (наружное или внутреннее) *не вращается*, то оно должно устанавливаться *свободно*.

В системе с внутренним вращающимся кольцом поля допусков для вала выбирают в системе отверстия:

- для подшипников классов точности 5 и 4 — n5, m5, к5, js5;
- для подшипников класса точности 2 — n4, m4, к4, js4;

поля допусков для отверстия в корпусе выбирают в системе вала:

- для подшипников классов точности 5 и 4 — Js6, H6, G8;
- для подшипников класса точности 2 — Js5, H5, G5.

В системе с наружным вращающимся кольцом свободная посадка в вал обеспечивается полями допусков:

- для подшипников классов 5 и 4 — h5, g5;
- для подшипников класса 2 — h4, g4;

посадка на внутреннюю цапфу в корпусе с гарантированным натягом:

- для подшипников классов точности 5 и 4 — N6, M6, K6, Js6;
- для подшипников класса точности 2 — N5, M5, K5, Js5.

В случае с межвальным подшипником, когда вращаются внутреннее и наружное кольца, посадка и того, и другого осуществляется с натягом. Величины натягов должны быть такими, чтобы радиальный зазор в подшипнике между роликами и кольцами при монтаже не выбирался.

Величина монтажного радиального зазора в подшипнике S определяется из выражения:

$$S = S_0 - 0,75\left(H_H + H_B\right),$$

где S_0 — радиальный зазор в подшипнике до монтажа;

H_H, H_B — натяги по наружному и внутреннему кольцам подшипника.

Отклонения геометрической формы посадочных мест под подшипники в корпусе и на валу из-за малой толщины колец подшипников искажают геометрию дорожек качения. Этим диктуются высокие требования к допускаемым отклонениям по некруглости и конусности и торцевым биениям посадочных мест.

Непостоянство диаметра и средняя конусность для шарико- и роликоподшипников 5, 4 и 2-го классов точности должна составлять ¼ допуска на диаметр, а *торцевое биение* заплечиков валов относительно *базового диаметра* в среднем $0.01-0.004$ *мм* и заплечиков корпусов — $0.023...0.008$ *мм*, *шероховатость* для тех же классов точности на валу – $0.32...1.25$ *мкм* и в корпусе – $0.63...1.25$ *мкм*.

Выбор подшипников. Расчёты нагружения подшипников и выбор подшипника проводятся в соответствии с принятыми стандартами и сводятся к определению *долговечности* подшипника, которая выражается числом миллионов оборотов L или числом часов L_h, определяющих наработку подшипника [22]:

$$L = \left(\frac{C}{A_{ЭКВ}}\right)^{\alpha}; \quad L_h = \frac{10^6 L}{60n}, \tag{2.22}$$

где $\alpha = 3$ для шарикоподшипников и $\alpha = 3,3$ для роликоподшипников.

Выражение (2.22) связывает *долговечность* L с *динамической грузоподъёмностью* C (радиальная нагрузка, которую выдерживает подшипник при 1 млн оборотов) и *эквивалентной нагрузкой* $A_{ЭКВ}$.

Особенность расчёта подшипников авиационных ГТД состоит в многорежимности его работы. Эквивалентная нагрузка в этом случае определяется по выражению

$$A_{ЭКВ} = \sqrt[3]{\frac{A_1^3 L_1 + A_2^3 L_2 + A_3^3 L_3 + ... + A_n^3 L_n}{L}}, \tag{2.23}$$

где A_1, A_2, A_3, …, A_n – приведенные нагрузки, действующие в течение L_1, L_2, L_3, …, L_n млн. оборотов;

$L = L_1 + L_2 + L_3 + ... + L_n$ – общее число оборотов (в миллионах), за которые воздействуют все приведенные нагрузки.

Для упрощения расчёта приведённой нагрузки A_i на РУП на разных режимах принимаем значения осевой силы F_{ai} в долях от осевой силы на номинальном режиме:

$$F_{ai} = \gamma F_{aH} . \qquad (2.24)$$

Тогда приведённая нагрузка A_i найдётся по стандартному выражению:

$$A_i = \left(XVF_{ai} \pm YF_{ri}\right) K_\delta K_T .$$

В табл. 2.2 даны примерные соотношения на разных режимах работы двигателя по сравнению с номинальным: тяг двигателя $\gamma = \frac{P_i}{P_H}$, оборотов $\beta = \frac{n_i}{n_H}$ и доли наработки за ресурс $\alpha_i = \frac{L_{hi}}{L_{h\Sigma}}$.

Таблица 2.2. ***Соотношения на разных режимах работы двигателя по сравнению с номинальным***

Режим работы двигателя	Доля тяги от номинальной, γ	Доля оборотов от номинальных, β	Доля наработки от ресурса, l
Взлётный	1,13	1,03	0,15
Максимальный продолжительный (набор высоты)	0,90	0,97	0,30
Крейсерский (горизонтальный полёт)	0,60	0,81	0,45
Полётный малый газ	0,10	0,50	0,06
Земной малый газ	0,03	0,22	0,04

Чтобы определить эквивалентную нагрузку $A_{ЭКВ}$, используют график наработки двигателя на разных режимах полёта — профиль полёта, трансформируя тяги двигателя P_i в приведённые нагрузки A_i (по выражениям для F_{ai} и A_i). На рис. 2.33 дан такой график.

На участках, где изменяется приведённая нагрузка (увеличивается или уменьшается приведённая тяга), её значение определяется по формулам:

$$A_{0-1} = \frac{A_{0(\min)} + 2A_{1(\max)}}{3};$$

$$A_{3-4} = \frac{2A_{3(\min)} + A_{4(\max)}}{3}.$$

Результаты заносятся в табл. 2.3.

При выборе роликовых подшипников порядок сохраняется таким же, но при отсутствии осевой силы.

При выборе подшипника могут возникнуть две задачи. По вычисленной эквивалентной нагрузке $A_{ЭКВ}$ и назначенной долговечности L по выражению (2.22) определяют потребную динамическую грузоподъёмность C, и по величине C подбирают подшипник.

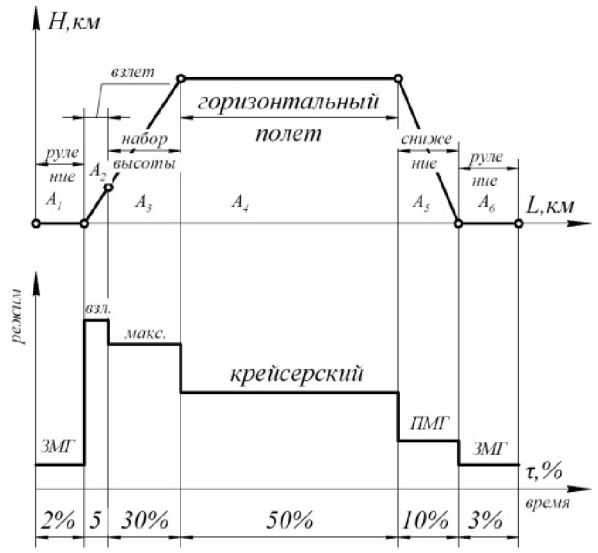


Рис. 2.33 Профиль полета пассажирского самолета и циклограмма работы двигателя

Таблица 2.3. ***Результаты расчета***

Режим работы двигателя	Осевая сила, F_{AI}, H	Приведенная нагрузка, A_I, H	Обороты, n_I	Наработка L_{hi}, *ч*	Наработка L, *млн.об*
Взлётный					
Максимальный продолжительный (набор высоты)					
Крейсерский (горизонтальный полёт)					
Полётный малый газ					
Земной малый газ					

Однако чаще приходится выбирать подшипники предварительно по конструктивным соображениям, исходя из диаметра вала и компоновки подшипника в опоре. После этого вычисляют эквивалентную нагрузку $A_{ЭКВ}$, оценивают долговечность в часах и сравнивают её с требуемой долговечностью.

Именно такая ситуация порождает задачу о совместной доводке подшипника двигательной фирмой и заводом подшипников, когда изготавливается несколько вариантов подшипника, подбираются новые материалы, точность изготовления. Подшипник испытывается на двигателе, и в конечном итоге достигаются требуемые характеристики L и C.

Уровень 3: Структурные связи элементов роторов и корпусов

3.1. Анализ связей одно-, двух- и трёхвальных роторов

3.1.1. Одновальные роторы (рис. 2.34 и табл. 2.4) могут быть двух-, трёх- и четырёхопорными.

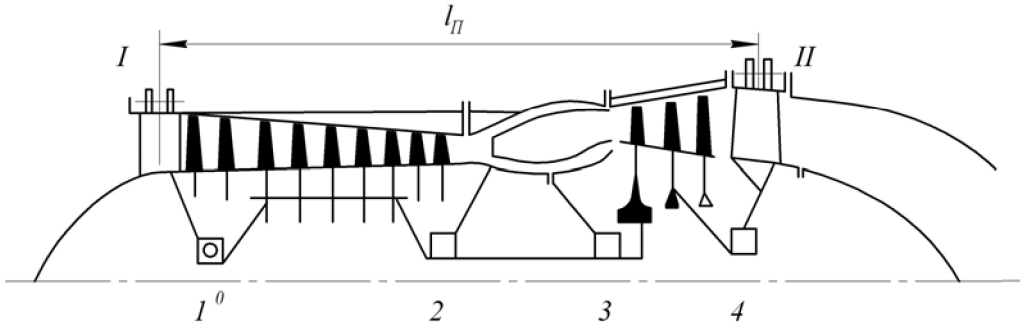


Рис. 2.34 Общая схема размещения и нумерации опор в одновальном роторе: I, II – передний и задний пояса подвески двигателя к самолету; 1^0 – радиально-упорный подшипник; $l_П$ – расстояние между поясами подвески

Двухопорные роторы. Ранее уже отмечалось преимущество таких роторов — они моделируются статически определимой двухопорной балкой с малым нагружением ротора и корпуса при допускаемой несоосности $0,03...0,04$ *мм* . Несоосность приводит лишь к изменению наклона оси вращения.

Возможность упрощения и облегчения конструкции, упрощение маслосистемы и системы суфлирования опор, снижение требований к точности сборки — это главный стимул в попытках использовать такую схему.

В выполненных конструкциях наиболее часто используются схемы 1^0-4 (газогенераторы ТВаД ТВ-0-100, ТВД НК-123 ВР) и 1°- 3 (подъёмный ТРД РД36-35 ФВ), что диктуется стремлением установить РУП в «холодном» месте.

Наибольшие споры вызывает вариант 1°- 3. Действительно, добиваясь меньшего по сравнению со схемой 1°-4 расстояния между опорами и повышая $\omega_{кр}$, конструктор сталкивается с трудностями обеспечения температурного режима в полости опоры, с проводкой коммуникаций подвода и слива масла, системы суфлирования опоры и наддува и охлаждения опоры. Эти трубопроводы проходят обычно через пустотелые рёбра, соединяющие стенки диффузора (ТРДД фирмы «Пратт-Уитни») или сразу после диффузора (ТРДД Д-30).

Однако отметим, что диаметр вала, соединяющий ротор компрессора и турбины, в этом случае всегда меньше, чем в варианте 1 – 4.

Соединения роторов компрессора и турбины двухопорных роторов всегда «жёсткие». Исполнение 2°- 3 и 2°- 4 возможно при размещении РУП в плоскости центра масс ротора компрессора.

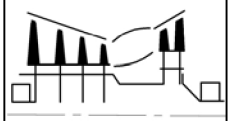
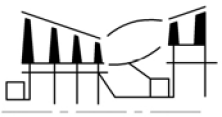
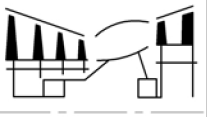
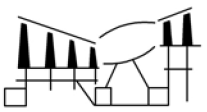
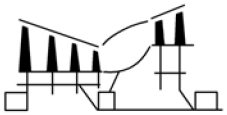
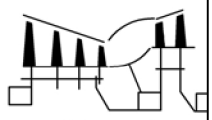
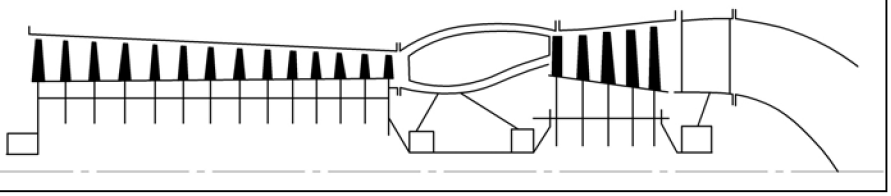
Трёхопорные роторы. Эта схема нашла наибольшее применение и в таких сочетаниях опор: 1 – 2°-3 (ТРД АМ-3, РУ19А-300), 1- 2°- 4 (ТРД РД 36-51, ТВД АИ-20, 24, ТВаД ТВ2-117), 1°- 2 – 3 (ТВД НК-4, одновальный ТРДД Р125-300).

Стяжные устройства используются всех типов (торцевой зазор 0.3 *мм* по буртику стяжного болта, сферический шарнир и др.).

Четырёхопорные роторы. Такая схема используется редко. В табл. 2.4 представлен четырёхопорный ротор ТВД НК-12 (1954 г.), выполненный по схеме 1 – 2°- 3 – 4 с разъёмом валов у опоры 2. Система дважды статически неопределимая.

В процессе доводки двигателя проявился отрицательный эффект проскальзывания роликов относительно беговых дорожек подшипника опоры № 3, что возможно при малых радиальных нагрузках. Чтобы обеспечить достаточную радиальную силу на подшипник на всех режимах работы двигателя, был сделан «излом» оси ротора в зоне опоры № 3 — подшипник был смещён относительно геометрической оси примерно на 1.0 *мм.*

Таблица 2.4. ***Схема размещения опор***

Число опор	Схема размещения опор			
2	1-4	1-3	2-3	2-4
				
3	1-2-3	1-2-4	1-3-4	2-3-4
				
4				

3.1.2 Двухвальные роторы. На рис. 2.35 на силовой схеме ТРДД с двухвальным ротором показаны все возможные варианты расположения опор. Отмечен и вариант, когда перед вентилятором располагается входной направляющий аппарат (ВНА), лопатки которого используются как стойки опоры (опора $1'_H$). Вентилятор с ВНА применялся на двигателях третьего поколения (1960-1970 гг.), когда число ступеней вентилятора доходило до 3...4 ($\pi_B^* = 2.5$, $\pi_{K\Sigma}^* = 14...20$, $m = 1...2.5$, $T_\Gamma^* = 1250...1450\ K$, $C_{уд} = 0,73...0,83\ кг/даН \cdot ч$).

Начиная с 70-х годов прошлого столетия произошёл качественный скачок в достижении параметров ГТД — были созданы двигатели четвёртого поколения (1970-1985 гг., $\pi_B^* = 1.7$, $\pi_{K\Sigma}^* = 25...35$, $m = 4...8$, $T_\Gamma^* = 1450...1650\ K$, $C_{уд} = 0,59...0,67\ кг/даН \cdot ч$).

Это явилось одним из кардинальных решений по снижению шума двигателей.

Дальнейшее увеличение параметров качества двигателя отмечается на двигателях пятого поколения (1985-2005 гг., $\pi_B^* = 1.6$, $\pi_{K\Sigma}^* = 30...50$, $m = 6...15$, $T_\Gamma^* = 1650...1900\ K$, $C_{уд} = 0,53...0,57\ кг/даН \cdot ч$).

Эта эволюция ТРДД показана на ряде двигателей в табл. 2.5, где даны основные выходные характеристики и геометрические параметры (диаметр и длина двигателя, расстояние между опорами и плоскостями подвески и др.).

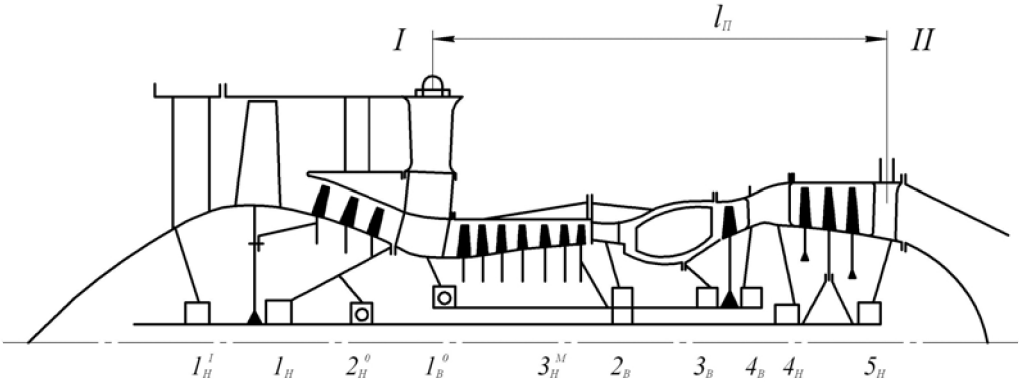


Рис. 2.35 Общая схема размещения и нумерации опор в двухвальном роторе:

2_B3_B ... – подшипники ротора внутреннего контура;

$1_н$, $4_н$... – подшипники ротора наружного контура;

1_B^o, 2_H^o – радиально-упорные подшипники;

3_H^M – межвальный подшипник;

$1'_H$ – подшипник ротора наружного контура в варианте с ВНА;

I, II – передний и задний пояса подвески двигателя к самолету;

$l_П$ – расстояние между поясами подвески

Силовая схема ***ТРДД ЈТ9Д*** с двухопорным ротором ВД $\left(1_B^o - 3_B\right)$ и двухопорным ротором НД $\left(1_H^o - 5_H\right)$ является примером смелого неординарного решения (это 1960 - 1970 гг.) – ТРДД с минимально возможным числом опор. Однако 11-ступенчатый компрессор ВД, камера сгорания большой длины (с плавным диффузором), 6-ступенчатая турбина с задним расположением опоры ТНД предопределили расстояние между плоскостями подвески около $2.5\,м$, что при минимальном диаметре корпуса в «талии» $716...720\,мм$ создало проблему недостаточной жёсткости корпуса и сохранения радиальных зазоров по ресурсу. В последующих двигателях: семейства PW 2000, PW 4000, PW 6000 и др. ротор НД имеет три опоры.

ТРДД НК-86. Силовая схема соответствует формуле — двухопорный ротор каскада ВД $\left(1_B^o - 4_B^M\right)$ с межвальным подшипником и трёхопорный ротор каскада НД $\left(1'_H - 2_H^o - 5_H\right)$. Радиально-упорные подшипники роторов ВД и НД размещены в средней опоре, в плоскости этой опоры находится и передний пояс подвески двигателя. Задний пояс располагается в плоскости задней опоры турбины. Стяжное устройство роторов каскада ВД — фланцевое болтовое соединение с помощью вала-бочки, роторов каскада НД — шлицевые соединения со стяжным болтом у опоры 2_H^o.

В силовой схеме ***ТРДД АИ-25*** выделим двухопорный ротор ВД $\left(1_B^o - 3_B\right)$ и четырёхопорный ротор каскада НД $\left(1_H^o - 2_H - 3_H^M - 5_H\right)$. Стяжное устройство роторов каскада НД, состоящее из стяжного болта и шлицевой муфты, позволяет связать двухопорный ротор компрессора НД с двухопорным ротором турбины НД.

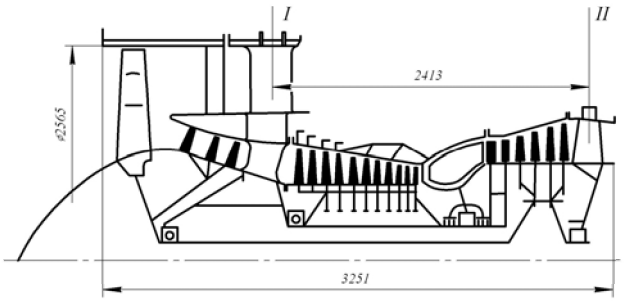
Отметим высокую надежность двигателя – 328500 часов на одно выключение двигателя в полете (см. табл. 1.3).

Таблица 2.5. ***Примеры исполнения силовых схем двухвальных роторов***

Двухопорные роторы
ВД: $1^0_в - 3_в$, НД: $1^0_н - 5_н$

JT9D-7A $P_0 = 249кН$, $m = 4,9$, $\pi^*_{К\Sigma} = 24,2$, $T^*_Г = 1598К$ *(1975 г.)*

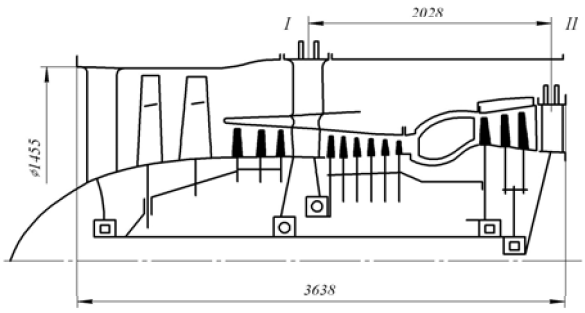
Расстояние между опорами		*d внутренний подшипников*	*d вала максимальный*	
$l_В$	*1371*	$1^0_в - 203$, $3_в - 228$	$d_В$	*570*
$l_Н$	*2590*	$1^0_н - 203$, $5_н - 177$	$d_Н$	*177*



Трехопорные роторы НД
ВД: $1^0_в - 4^м_в$, НД: $1'_н - 2^0_н - 5_н$

НК-86 $P_0 = 127.5кН$, $m = 1.18$, $\pi^*_{К\Sigma} = 12,83$, $T^*_Г = 1260К$ *(1987 г.)*

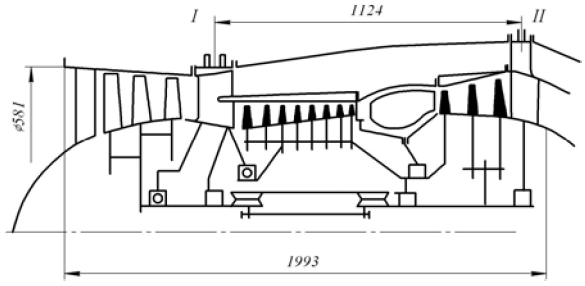
Расстояние между опорами		*d внутренний подшипников*	*d вала максимальный*	
$l_В$	*1835*	$1^0_в - 160$, $4^м_в - 190$	$d_В$	*500*
$l_Н$	*2280*	$1'_н - 120$, $2^0_н - 150$, $5_н - 130$	$d_Н$	*150*



Четырехопорная схема НД
ВД: $1^0_в - 3_в$, НД: $1^0_н - 2_н - 3^м_н - 5_н$

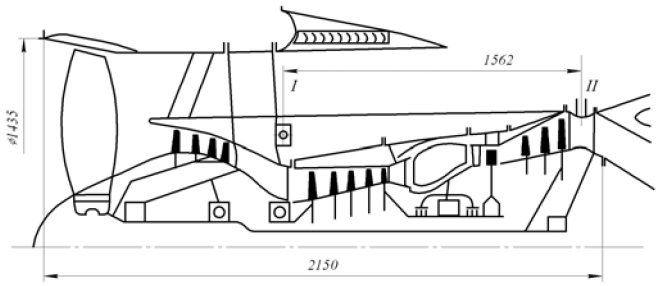
АИ-25 $P_0 = 14.7кН$, $m = 2,2$, $\pi^*_{К\Sigma} = 8$, $T^*_Г = 1145К$ *(1967 г.)*

Расстояние между опорами		*d внутренний подшипников*	*d вала максимальный*	
$l_В$	*672*	$1^0_в - 75$, $3_в - 80$	$d_В$	*368*
$l_Н$	*1318*	$1^0_н$ -65 , $2_н$ -50 , $3^м_н - 50$, $5_н$ -65	$d_Н$	*57,8*



Окончание табл. 2.5

Трехопорная схема в каскаде НД – неразъемный вал ВД: $1^0_в - 3_в$, НД: $1^0_н - 2_н - 5_н$	***PW6000*** $P_0 = 71-107кН$, $m = 5,4$, $\pi^*_{K\Sigma} = 31.2$, $ТГ^* = 1650–1700\,К$ (2002 г.)				
	Расстояние между опорами		*d внутренний подшипников*	*d вала максимальный*	
	$l_В$	*1105*	$1^0_в$ *-100* , $3_в$ *– 140*	$d_В$	*626*
	$l_Н$	*1715*	$1^0_н$ *– 180* , $2_н$ *– 70* , $5_н$ *– 135*	$d_Н$	*142,8*



ТРДД PW 6000 (ротор ВД, формула: $1^o_В - 3_В$; ротор НД, формула: $1_Н - 2^o_Н - 5_Н$). Сохранена традиционная компоновка ротора ВД с опорой перед турбиной. Главное новшество — трёхопорный ротор без разъёма, выполненный в компоновке: шариковый радиально-упорный подшипник расположен между двумя крайними опорами, выполненными с гидродинамическими демпферами. Радиальный зазор в гидродинамическом демпфере составляет $0.15...0.3$ *мм* .

Однако вопрос обеспечения статической определимости трёхопорного ротора при неразъёмном вале требует объяснения.

Итог. В современных двухвальных ТРДД утвердилась силовая схема с двухопорным ротором ВД и трёхопорным ротором НД.

3.1.3 Трёхвальные роторы. На рис. 2.36 на силовой схеме ТРДД с трёхвальным ротором показано возможное расположение и нумерация *опор.*

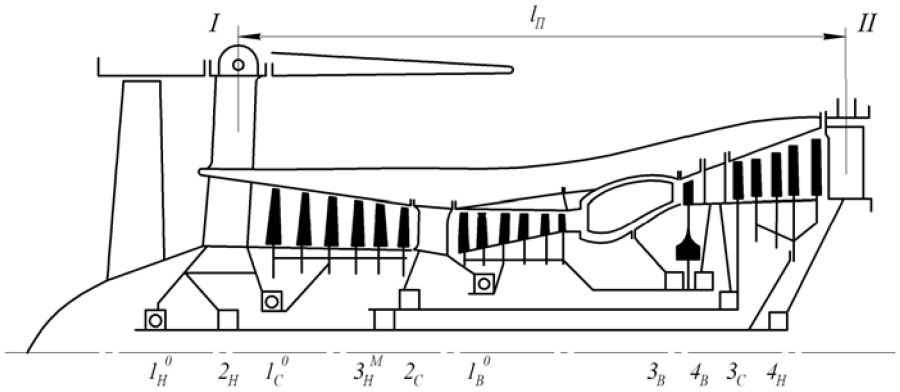


Рис. 2.36 Общая схема размещения и нумерации опор в трехвальном роторе:
$3_В$, $4_В$... – подшипники ротора каскада высокого давления;
$1_С$, $2_С$ – подшипники ротора каскада среднего давления;
$1_Н$, $2_Н$ – подшипники ротора каскада низкого давления;
$1^0_В$, $1^0_С$, $1^0_Н$ – радиально-упорные подшипники; $3^М_Н$ – межвальный подшипник; I, II – передний и задний пояса подвески двигателя к самолету; $l_П$ – расстояние между поясами подвески

Три фирмы освоили проектирование ТРДД трёхвальной схемы: ЗМКБ «Прогресс» (Д-36, Д-18Т), СНТК имени Н.Д. Кузнецова (НК-25, НК-321, НК-56, НК-93), фирма «Роллс-ройс» (RB 211, Трент, RB 199).

Преимущества схемы — разделение компрессора на три каскада, увеличение жёсткости системы роторов и корпусов, а за этим — сохранение заданных радиальных зазоров в течение ресурса и экономичности двигателя. Но достигается это усложнением конструкции. Число опор ротора увеличивается до 6...9.

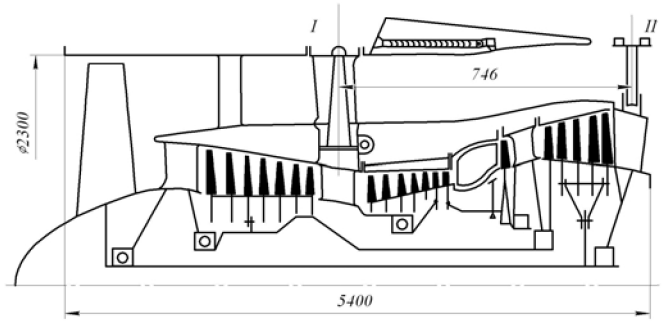
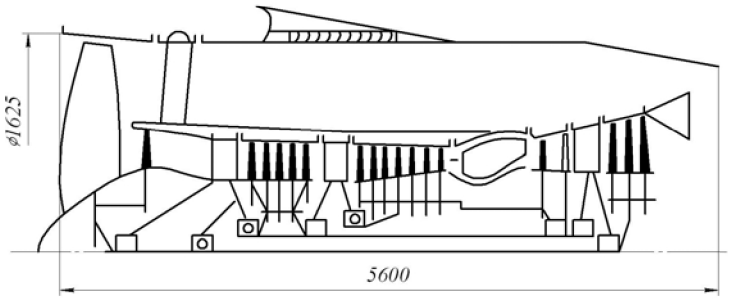
В табл. 2.6 даны параметры и геометрические характеристики двигателей каждой из вышеназванных фирм.

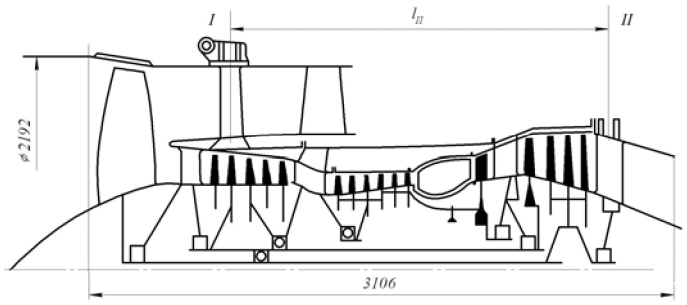
ТРДД Д 18-Т, Д-36 обладают системой трёх роторов, каждый из которых на двух опорах, то есть минимально возможным общим числом опор и отсутствием стяжных устройств валов. Это успех фирмы.

ТРДД НК-56 — восемь опор и два стяжных устройства на роторах СД и НД.

ТРДД RB 211-535 — восемь опор и два стяжных устройства.

Таблица 2.6. ***Примеры исполнения силовых схем ТРДД с трехвальным ротором***

<table>
<tr><td rowspan="5">Двухопорные роторы ВД, СД и НД
ВД: $1^0_в - 4_в$; СД: $1^0_С - 3_С$; НД: $1^0_н - 4_н$</td><td colspan="5">Д-18Т $P_0 = 230кН$, $m = 5,6$, $\pi^*_{К\Sigma} = 25$, $T^*_Г = 1600К$ (1977 г.)</td></tr>
<tr><td colspan="2">Расстояние между опорами</td><td>d внутренний подшипников</td><td colspan="2">d вала максимальный</td></tr>
<tr><td>$l_В$</td><td>590</td><td>$1^0_в$-140 , $4_в$-130</td><td>$d_В$</td><td>612</td></tr>
<tr><td>$l_С$</td><td>1229</td><td>$1^0_С$ – 175 , $3_С$ -130</td><td>$d_С$</td><td>738</td></tr>
<tr><td>$l_Н$</td><td>1712</td><td>$1^0_н$-200 , $4_н$ -105</td><td>$d_Н$</td><td>146,0</td></tr>
<tr><td colspan="5"> 
</td></tr>
<tr><td rowspan="5">Трехопорные роторы СД и НД</td><td colspan="5">НК-56 $P_0 = 177кН$, $m = 4,9$, $\pi^*_{К\Sigma} = 25,5$, $T^*_Г = 1571К$ (1980 г.)</td></tr>
<tr><td colspan="2">Расстояние между опорами</td><td>d внутренний подшипников</td><td colspan="2">d вала максимальный</td></tr>
<tr><td>$l_В$</td><td>1150</td><td>155, 135</td><td>$d_В$</td><td>826</td></tr>
<tr><td>$l_С$</td><td>1931</td><td>150, 180, 140</td><td>$d_С$</td><td>904</td></tr>
<tr><td>$l_Н$</td><td>2820</td><td>205, 135, 135</td><td>$d_Н$</td><td>205,0</td></tr>
<tr><td colspan="5"> 
</td></tr>
</table>

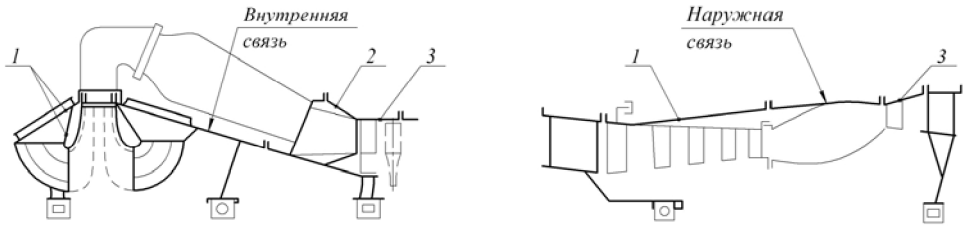
Трехопорные роторы ВД и СД ВД: $1^0_в - 4_в$; СД: $1_с - 2^0_с - 3_с$; НД: $1^0_н - 3^м_н - 4_н$	**RB.211-524** $P_0 = 24кН$, $m = 4,4$, $\pi^*_{К\Sigma} = 29$, $T^*_Г = 1550К$ *(1976 г.)*				
	Расстояние между опорами		*d внутренний подшипников*	*d вала максимальный*	
	$l_В$	*1050*	$1^0_в$ *-225 ,* $4_в$ *-225*	$d_В$	*885*
	$l_С$	*2025*	$1_с$ *-250,* $2^0_с$ *-220 ,* $3_с$ *– 225*	$d_С$	*1086*
	$l_Н$	*2595*	$1^0_н$ *-235,* $2^{0м}_н$ *-235,* $4_н$ *-180*	$d_Н$	*115,2*
					

3.2. Структурные связи корпусов одно-, двух- и трёхвальных ГТД

3.2.1. Корпусы одновальных ГТД. Утвердилась классификация корпусов, основой которой являются связи корпуса компрессора и корпуса турбины. Различают схемы с внутренней связью, с внешней связью, с двойной замкнутой связью и двойной разомкнутой связью.

Схема с внутренней связью. Связь между корпусом компрессора и турбины осуществляется с помощью конической оболочки. Такая схема была реализована в силовой схеме двигателя с центробежным компрессором НИН, ВК-1, особенностью которых является использование индивидуальных камер сгорания. Схема с внутренней связью позволяет проводить осмотр и замену элементов камер сгорания.

Недостаток такой схемы — малая изгибная и крутильная жёсткость корпуса на участках между 2 и 3-й опорами (рис.2.37,*а*).



а) *б)*

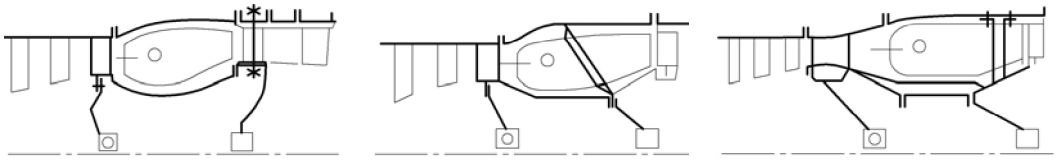
Рис. 2.37 Схема корпуса с внутренней и наружной связью:
а) с внутренней связью; б) наружной связью;
1 – корпус компрессора; 2 – газосборник; 3 – корпус турбины

Схема с наружной связью. Силовая связь между корпусом компрессора и турбиной осуществляется через наружный корпус камеры сгорания. Такое решение

позволяет значительно увеличить жёсткость корпуса при той же массе и использовать камеры сгорания как трубчато-кольцевого, так и кольцевого типа (рис. 2.37,*б*).

Связь с замкнутой двойной связью. В этом варианте наружный и внутренний корпусы камеры сгорания соединены жёстко в двух сочетаниях: в зоне диффузора камеры сгорания или последнего направляющего аппарата компрессора и в зоне первого соплового аппарата турбины.

Такая силовая связь даёт возможность эффективно управлять жёсткостью корпуса в плоскости опор 2 и 3.



а) *б)* *в)*

Рис. 2.38 Схема корпуса с двойной замкнутой связью:
а) ТРДФ Р11Ф2-300; б) ТРДД Д-30, в) ТРДД «Тэй»

На рис. 2.38 показаны три исполнения двойной замкнутой связи:

Вариант а) Передняя силовая связь осуществляется через последний НА, вторая, задняя силовая связь, – через силовые болты, проходящие через охлаждаемые пустотелые лопатки 1 СА турбины. Также решение позволяет использовать оба варианта камер сгорания: трубчато-кольцевую и кольцевую.

Вариант б) Как и в первом случае, передняя силовая связь – это НА последней ступени компрессора, задняя – наклонная диафрагма, соединяющая наружный и внутренний корпусы КС. Отверстия в диафрагме позволяют смонтировать ЖТ трубчато-кольцевой КС.

Вариант в) Передняя силовая связь проходит через пустотелые рёбра жёсткости, соединяющие стенки диффузора, задняя – состоит из стоек (пустотелых труб), соединяющих внутренний и наружный корпусы КС.

Как видно, в двух последних вариантах ограничивается выбор типа КС.

Двойная разомкнутая связь (рис. 2.39). Она отличается от схемы с двойной замкнутой связью отсутствием задней связи перед 1 СА турбины.

Такая схема исключает недостаток предыдущей — трудности теплового согласования по деформациям наружного и внутреннего корпусов КС. Здесь возможно использование кольцевой и трубчато-кольцевой КС. Но усложняется задача управления жёсткостью опор.

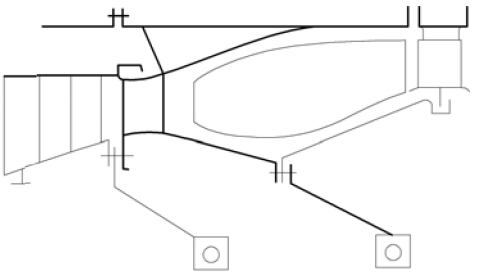


Рис. 2.39 Схема корпуса с двойной разомкнутой связью

Однако такая схема показала свою жизненность длительной эксплуатацией ТВД НК-12МВ, АИ-20, АИ-24 и ТРДД фирмы «Пратт-Уитни», для которой эта схема стала визитной карточкой.

3.2.2. Корпусы двухвальных и трёхвальных ТРДД. Анализируя силовые системы корпусов ТРДД и ТРДДФ, можно заключить, что рассмотренные выше силовые системы корпусов одновальных ГТД являются базой для формирования силовых систем корпусов двух- и трёхвальных ТРДД и ТРДДФ.

В состав корпуса ***двухвального ТРДД*** (рис.2.40) входит как основа корпус газогенератора — это внутренний контур. По наружному контуру: дозвуковое входное устройство, корпус вентилятора и подпорных ступеней, опора с разделителем потоков, оболочки наружного контура и наружное реактивное сопло. А в состав корпуса газогенератора входят: компрессор ВД, камера сгорания, корпус турбины (ТВД и ТНД), опоры турбины, смеситель и внутренний стекатель.

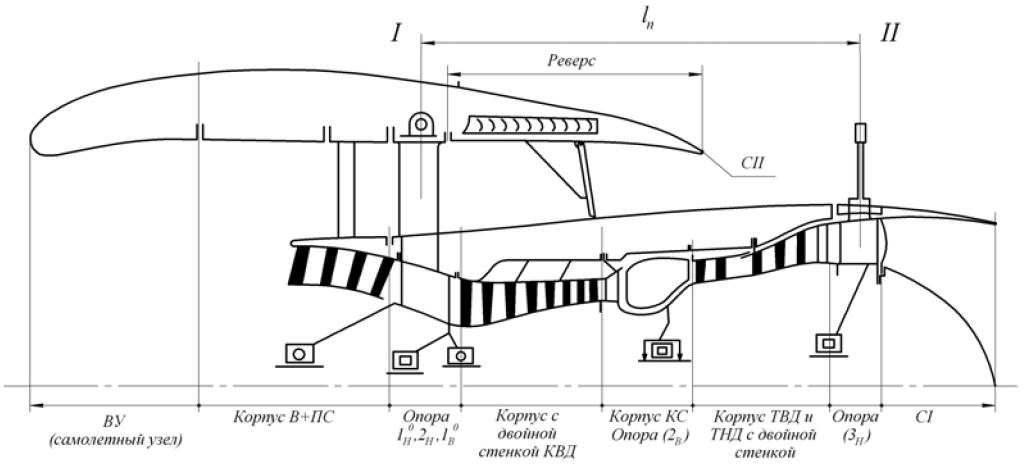


Рис. 2.40 Состав корпуса двухвального ТРДД: I, II – передний и задний пояса подвески; $l_П$ – расстояние между поясами подвески

На рис. 2.41 показан состав силовой системы корпуса ***двухвального ТРДДФ.*** В корпус газогенератора входят: корпус компрессора ВД, камера сгорания, корпус турбины, опоры турбины, смеситель и внутренний стекатель. В наружный корпус входят: сверхзвуковое входное устройство, корпус вентилятора, опора с передним поясом подвески, наружные и внутренние оболочки наружного контура, форсажная камера и регулируемое реактивное сопло.

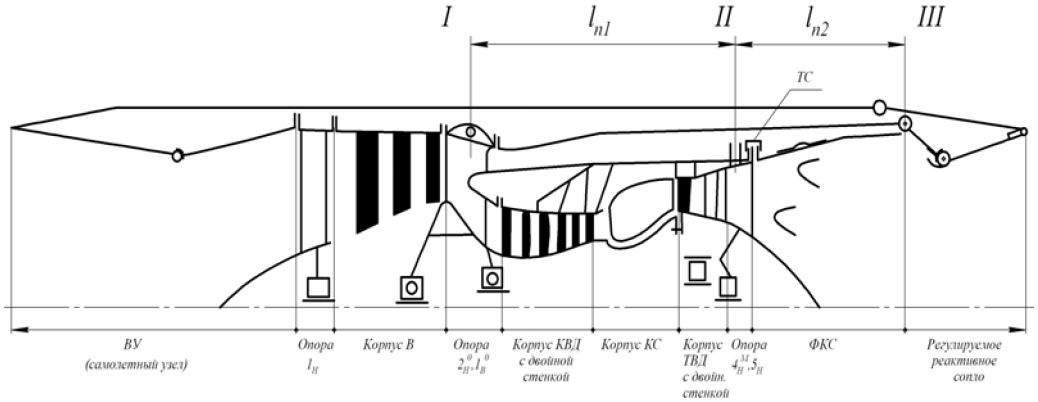


Рис. 2.41 Состав корпуса двухвального ТРДДФ: I, II – соответственно передний, задний пояса; III – дополнительный пояс подвески двигателя к самолету; $l_{П1}$, $l_{П2}$ – расстояние между поясами подвески; ТС – телескопическое соединение блока ФК и РС с корпусом двигателя

Такая же расстановка элементов в корпусе трёхвального ТРДД и только добавляется корпус каскада компрессора среднего давления и одна или две опоры.

Управление жёсткостью корпусов ТРДД и ТРДДФ возможно осуществлять выбором силовой схемы газогенератора и введением в систему корпуса газогенератора корпусов с двойной стенкой у компрессора, камеры сгорания и турбины.

§2.2. Проектирование подвески двигателя на самолёте

Функции и условия нагружения. Крепление (подвеска) двигателя на самолёте (или на другом летательном аппарате) определяет требуемое положение оси двигателя в системе координат самолёта и обеспечивает передачу силы тяги, веса двигателя, боковой силы и крутящего момента при допустимых деформациях корпуса.

Для монтажных, такелажных операций и транспортировки двигателя на силовом корпусе предусматриваются дополнительные узлы крепления, делаются специальные приспособления, обеспечивающие безопасность этих операций.

Проектирование подвески двигателя связано воедино с выбором конструкции его силового корпуса. При малой жёсткости силового корпуса его деформации могут быть причиной потери работоспособности и отказов элементов двигателя.

Восприятие силы тяги в узлах подвески, инерционные силы и моменты, возникающие при эволюциях самолёта, воздействуя на корпус, вызывают овализацию круглого сечения корпуса, искажение радиальных зазоров в тракте компрессора и турбины, в уплотнениях опор ротора. Это снижает КПД двигателя, нарушает работу системы охлаждения и маслосистемы опор и системы разгрузки РУП, приводит к раскрытию фланцевых соединений корпуса и повышению температуры в подкапотном пространстве, где размещены элементы жизненно важных систем управления двигателя, систем контроля и др.

Деформации силового корпуса приводят к ухудшению условий работы подшипников из-за изменения зазоров в них и перекосов колец, к нарушению работы шлицевых соединений и зубчатых передач из-за смещений и перекосов.

Подвеска двигателя представляет собой пространственную стержневую систему-ферму, стержни которой соединены шарнирно, нагружены силами, приложенными в узлах, и испытывают деформации растяжения и сжатия.

Крепление двигателя (рис. 2.42) осуществляется в двух плоскостях, перпендикулярных оси двигателя, что позволяет в большинстве случаев реализовать статически определимую ферму.

В статически определимой ферме упрощается определение усилий в узлах, кроме этого возможно избежать лишних нагрузок на двигатель, связанных с тепловыми расширениями его силового корпуса и смещений подвески, а также с деформациями силовых конструкций самолёта.

В то же время возможности науки о прочности современной вычислительной техники позволяют проектировать и ***статически неопределимые системы*** подвески, которые позволяют повысить жёсткость корпуса двигателя за счёт включения в совместную работу конструкций пилона и других деталей конструкции самолёта.

Передний узел подвески располагается вблизи центра масс двигателя, что уменьшает изгибающий момент, действующий на корпус двигателя. ***Центр масс двигателя*** при степени двухконтурности $m=1...3$ располагается посередине между поясами подвески $(l_П/2)$, при $m \geq 5...10$ на расстоянии $(0,25...0,2)l_П$ от переднего пояса. ***Задний узел подвески*** стремятся отнести от переднего на возможно большее расстояние, чтобы уменьшить величину реакций сил от гироскопического момента роторов при эволюциях самолёта.

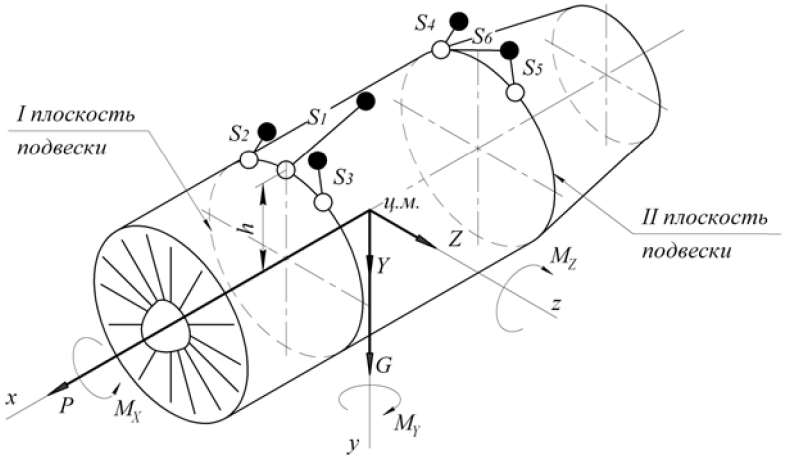


Рис. 2.42 Схема и нагружение подвески двигателя на самолете:
S_1 – стержень, воспринимающий тягу двигателя;
S_2, S_3 – стержни, воспринимающие вес двигателя, $M_{КР}$;
S_1, S_1, S_1 – система стержней, воспринимающих вес двигателя, боковую силу и $M_{КР}$;
● *– точка крепления стержня на пилоне самолета;*
○ *– точка крепления стержня на корпусе двигателя*

Рассмотрим систему сил, действующих на подвеску. Они разделяются на внешние и внутренние.

Внешние нагрузки:

- инерционные нагрузки, в том числе гироскопические моменты роторов при эволюциях самолёта; боковые силы возникают, например, при повороте самолёта относительно оси X;
- аэродинамические нагрузки с внешних обводов мотогондолы;
- аэродинамические нагрузки, связанные с неосевым входом рабочего тела в вентилятор, винтовентилятор, винт (косой обдув).

Сочетания этих нагрузок для различных режимов полёта определяются самолётным ОКБ первоначально нормативным расчётом, а затем продувкой моделей, измерениями на объекте, набором статистики опытной эксплуатации.

Инерционные нагрузки в виде коэффициентов перегрузки (линейные ускорения в форме $n^э = a/g$, где g — ускорение свободного падения или угловые ускорения в $рад/с^2$) задаются в центре тяжести двигателя по трём координатным осям, связанным с самолётом:

$X\left(n_X^э\right)$ — ось фюзеляжа (+ по полёту);

$Y\left(n_Y^э\right)$ — вертикальное направление (+ вверх);

$Z\left(n_Z^э\right)$ — боковое направление (+ от фюзеляжа).

Усилия от любого элемента двигателя определяются $R_i = m_i \eta^э g$.

Задаются также угловые ускорения для силовой установки:

$$\varepsilon_X = 0,04, \quad \varepsilon_y = 0, \quad \varepsilon_Z = 0,041 \, рад/с^2.$$

Для получения гироскопических моментов роторов задаются угловые скорости объекта при эволюциях относительно осей Y и Z для боевых самолётов – $\Omega_X = 0,2\frac{рад}{с}$; $\Omega_y = 0$; $\Omega_Z = 0,203\frac{рад}{с}$ (для гражданских самолётов они ниже).

Аэродинамические нагрузки задаются либо в виде распределения статических давлений по внешним обводам силовой установки, либо в виде равнодействующих сил и моментов в центре силовой установки. Суммарные внешние нагрузки, действующие на стержни подвески: силы $P_X^{ВН}$, $P_Y^{ВН}$, $P_Z^{ВН}$, крутящие моменты $M_X^{ВН}$, $M_Y^{ВН}$, $M_Z^{ВН}$, гироскопический момент $M_{гир}$.

Внутренние нагрузки относятся к двигателю и связаны с реализацией рабочего цикла. Учитывается то, что взаимодействие деталей двигателя с рабочим телом происходит в основном в осесимметричных конструкциях, используют интегральные характеристики внутренних нагрузок: *радиальные силы, осевые силы, крутящие моменты и сила веса двигателя*. ***Радиальные силы*** могут быть взаимно уравновешенными и неуравновешенными. В последнем случае возникают внутренние поперечные (боковые) усилия в системе двигателя из-за отклонения оси сопла, в том числе и у двигателей с отклонением вектора тяги, при несимметричном выходе струи из реверсивного устройства при несимметричных отборах воздуха. ***Осевая сила*** равна силе тяги. ***Крутящий момент***, действующий на корпус двигателя и на подвеску, разный у различных типов ГТД.

Интегральные внутренние нагрузки для двигателей разных типов по составляющим должны быть следующими:

- ***для ТРД и ТРДД*** осевая составляющая равна силе тяги, поперечная составляющая зависит от направления реактивной струи, суммарный крутящий момент может быть принят равным нулю, но отбор мощности от ротора каскада ВД нарушает равновесие моментов на корпусе компрессора и турбины и это надо учитывать;
- ***ТВаД и приводов ЭУ*** осевая и поперечные составляющие зависят от направления выхлопа, крутящий момент равен моменту на приводном валу и направлен в противоположную сторону;
- ***ТВД и ТВВД*** с одним винтом осевая составляющая равна силе тяги, суммарный крутящий момент равен *крутящему моменту на выходном валу редуктора*;
- ***ТВД и ТВВД*** с двумя винтами с противоположным вращением и дифференциальным редуктором, осевая составляющая равна силе тяги, а крутящий момент равен крутящему моменту *на входном* валу компрессора. ***Для закопотированного ТВВД*** с направляющим аппаратом на выходе из вентилятора, обеспечивающим осевой выход, крутящий момент равен нулю.

Суммарные внутренние силы, действующие на подвеску: осевая сила P_X, сила веса двигателя $G_{ДВ}$, крутящие моменты $M_X = \varepsilon_X J_X$, $M_Y = \varepsilon_Y J_Y$, $M_Z = \varepsilon_Z J_Z$ ($\varepsilon_X, \varepsilon_Y, \varepsilon_Z$ – угловые ускорения, J_X, J_Y, J_Z – полярные моменты инерции).

В силовой системе подвески, следовательно, должны быть стержни, воспринимающие суммарные внешние и внутренние нагрузки (см. рис.2.42): по оси X стержень S_1, по оси Y – S_2, по оси Z – S_3 в переднем поясе подвески, по оси Z – S_4, по оси Y и M_X – S_5 и S_6.

Восприятие силы тяги может быть одним стержнем S_1 (рис. 2.42) или двумя S_1 и S_2 (рис. 2.43, центральный двигатель). В первом случае подвеску можно назвать ***несимметричной,*** во втором — ***симметричной.***

При прочих равных условиях симметричная подвеска предопределяет меньшее нагружение и деформацию корпуса.

Симметричная подвеска реализуется при размещении двигателя в хвостовой части фюзеляжа и в ряде случаев при подвеске ТВД (например, ТВД НК- 4 на самолёте Ил-18, см. рис.2.48,*а*). При других размещениях двигателя на самолёте возможна только несимметричная подвеска.

В обоих случаях, чем меньше плечо h силы S_1, тем меньше изгибающий момент, действующий на корпус, и тем меньше деформируются корпус и опора (или другой элемент корпуса), на котором размещены точки подвески.

Следовательно, узлы крепления (узлы фермы) должны располагаться на участках корпуса двигателя, обладающих повышенной жёсткостью и способных воспринимать сосредоточенные нагрузки. Такими элементами корпуса являются опоры ротора.

Учитывая, что температуры корпусов двигателя и самолёта разные, необходима компенсация разности температурных деформаций их между поясами крепления.

При проектировании подвески должна быть предусмотрена защита корпуса самолёта от общей вибрации двигателя. Виброизоляция проектируется самолётным ОКБ и размещается в узлах или стрежнях фермы.

Увеличение жёсткости корпуса при минимальном увеличении веса достигается:

- применением корпусов компрессора, камеры сгорания и турбины с двойной стенкой, когда внутренняя стенка определяет геометрию проточной части и отключена от наружной, воспринимающей усилия от подвески;
- минимальным числом фланцевых соединений в силовом корпусе;
- использованием осесимметричных несущих конструкций силового корпуса;
- исключением радиальных, конических и криволинейных участков с большим перепадом высот в меридиональном сечении оболочки корпуса.

Итогом анализа условий нагружения стержней подвески и силового корпуса станут подходы к проектированию подвески.

Принципы создания конструкции подвески и силового корпуса двигателя:

– использование статически определимой силовой схемы подвески (шесть уравнений – шесть неизвестных);

– крепление двигателя в двух плоскостях с компенсацией тепловых деформаций по осям X и Z и с фиксацией по оси X в одной плоскости, а по оси Z – в одной точке, с максимальным расстоянием между передней и задней плоскостями подвески;

– передача силы тяги на самолёт обеспечивается через наиболее жёсткий участок корпуса с минимальным плечом осевой силы;

– передача крутящего момента с внутреннего контура в задней плоскости подвески;

– выбор схемы нагружения болтовых соединений, работающих на срез, а не на отрыв;

– использование мер увеличения жёсткости силового корпуса: двойная стенка, минимальное число фланцевых поперечных разъёмов.

Конструкция. Схема и конструктивное оформление подвески зависят от типа самолёта и двигателя, от размещения двигателя на самолёте (см. §2.1), от традиций фирмы.

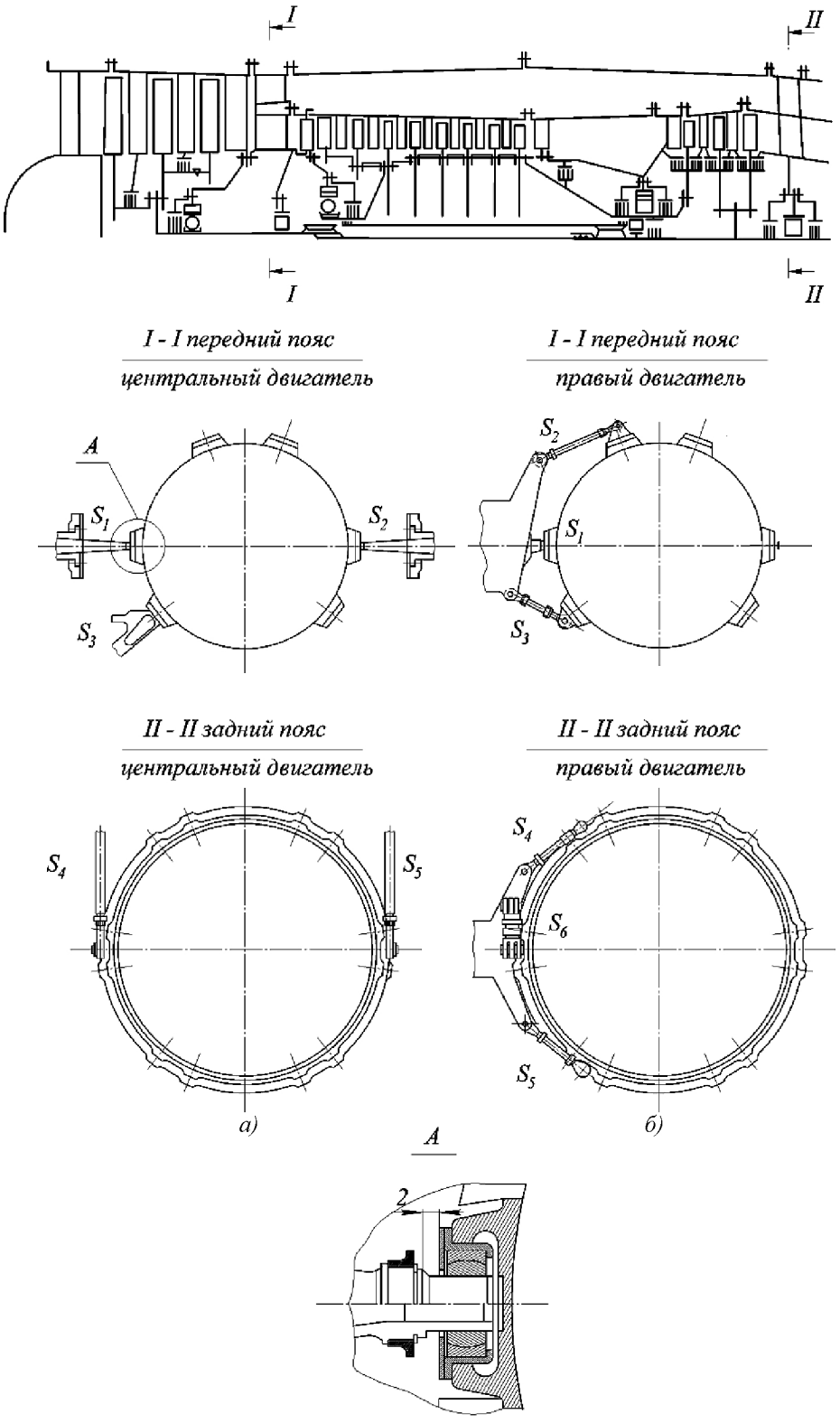


Рис. 2.43 Схема крепления ТРДД АИ-25 в хвосте фюзеляжа самолета Як-40:
а) центральная силовая установка; б) боковая силовая установка (правая по полету)

Анализ конструктивного исполнения элементов подвески начнём с рассмотрения подвески двигателей АИ-25, устанавливаемых на самолёт местных авиалиний Як-40. На этом самолёте устанавливается три двигателя в хвостовой части фюзеляжа: центральный двигатель, установленный в фюзеляже, имеет симметричную схему подвески, боковые — левый и правый – размещены на пилонах (см. рис. 2.43), воспринимают тягу асимметрично относительно оси двигателя.

АИ-25 – ТРДД с малой степенью двухконтурности $(m = 2.2)$, со смешением потоков и тягой $P_0 = 14.7\ кН$. Реверсивные устройства с системой управления размещены в выходной части гондолы.

Центральный двигатель. В переднем поясе стержни S_1 и S_2 воспринимают тягу, вес и боковую силу, стержень S_3 — крутящий момент. В заднем поясе стержни S_4 и S_5 нагружены силой веса.

Боковые двигатели. В переднем поясе стержень S_1 воспринимает тягу и боковую силу, S_2 и S_3 нагружаются весом, боковой силой и крутящим моментом. В заднем поясе стержни S_4 и S_5 нагружаются весом двигателя и крутящим моментом, S_6 — весом.

При установке на самолёт ТРДД с большой степенью двухконтурности $(m = 5-12)$ и тягой $P = 200...500\ кН$ утвердилась компоновка двигателя на пилонах под крылом. Используются разные решения в выборе схемы подвески с асимметричной передачей тяги.

RB.211-535 $(P_0 = 182\ кН, m = 4{,}1)$ (рис. 2.44)

Передний пояс подвески размещён на корпусе наружного контура и смещён относительно передней и средней опор компрессора. Для увеличения жёсткости корпуса компрессора СД использован «принцип двойной стенки» с усилением жёсткости НА вентилятора по наружному и внутреннему кольцу, которое закрепляется на наружной стенке корпуса компрессора СД.

Задний пояс располагается на задней опоре турбины НД, жёсткость которой обеспечивается оребрением наружного кольца (два кольцевых Г-образных ребра высотой 40...50 *мм* и толщиной 5...7 *мм*), коробчатым сечением внутреннего кольца и силовыми стойками, соединяющими оба кольца.

Жёсткость всего силового корпуса обеспечивается двойной стенкой корпуса от передней до задней опоры и минимальным числом фланцевых соединений по наружной стенке: пять фланцевых соединений между передним и задним поясами подвески.

Конструкция подвески (рис. 2.44 *б, в*). *В переднем поясе* три стержня: S_2 и S_3 воспринимают силу веса, боковую силу; стержень S_1 входит в узел передачи тяги, который имеет сложную объёмную конструкцию, что позволяет компактно разместить стержень S_1 и обеспечить его деформацию растяжения. На корпусе узла передачи тяги размещены две проушины для подсоединения стержней S_1, S_2 и площадка – стык с ответной площадкой на пилоне крыла. При монтаже двигателя на самолёт для скрепления этих площадок используются быстросъёмные болты.

Задний пояс представляет собой фланец для стыка с площадкой на пилоне, на котором со стороны, обращённой к центру двигателя, размещены четыре проушины: две крайние используются для подсоединения стержней S_5 и S_4, воспринимающих крутящий момент; средняя проушина и стержень S_6 предназначены для восприятия силы веса и боковой силы; последняя четвёртая проушина определяет горизонтальное положение стыковочной площадки.

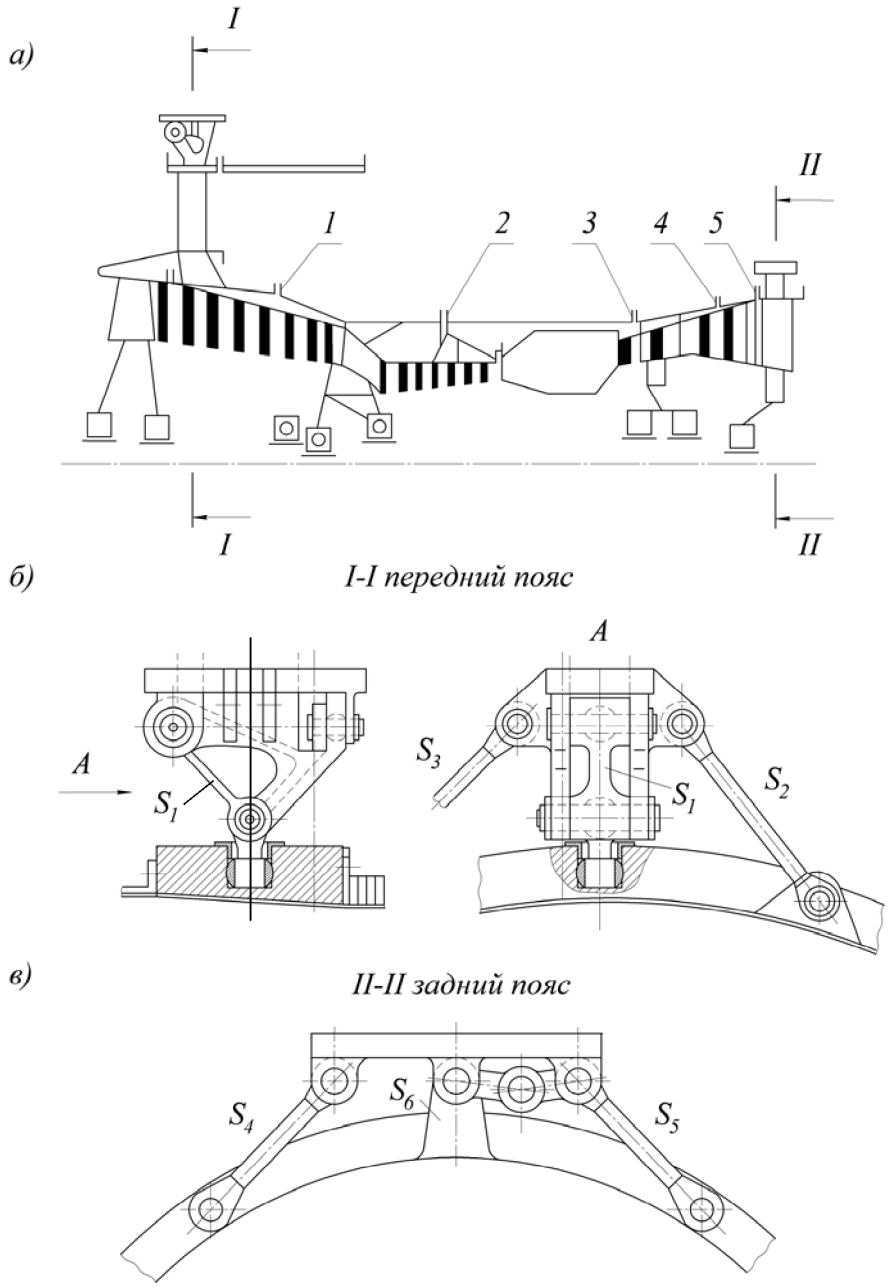


Рис. 2.44 Схема крепления ТРДД RB.211-535: а) схема подвески и корпуса двигателя; б) передний пояс подвески; в) задний пояс подвески

На ТРДД RB.211-524, очередной модификации RB.211, подвеска по схеме аналогична подвеске RB.211-535.

Недостаток подвески — большое плечо осевой силы.

ТРДД Трент $\left(P_0 = 390 - 420\ кН,\ m = 6,21\right)$

Дальнейшее развитие двигателя RB.211 в модификации Трент-800 выразилось в том, что число ступеней компрессора НД увеличилось с семи до восьми, турбины НД —

с трёх до пяти, конструкция корпуса (четыре фланцевых разъёма) и схема подвески претерпели изменения (рис. 2.45).

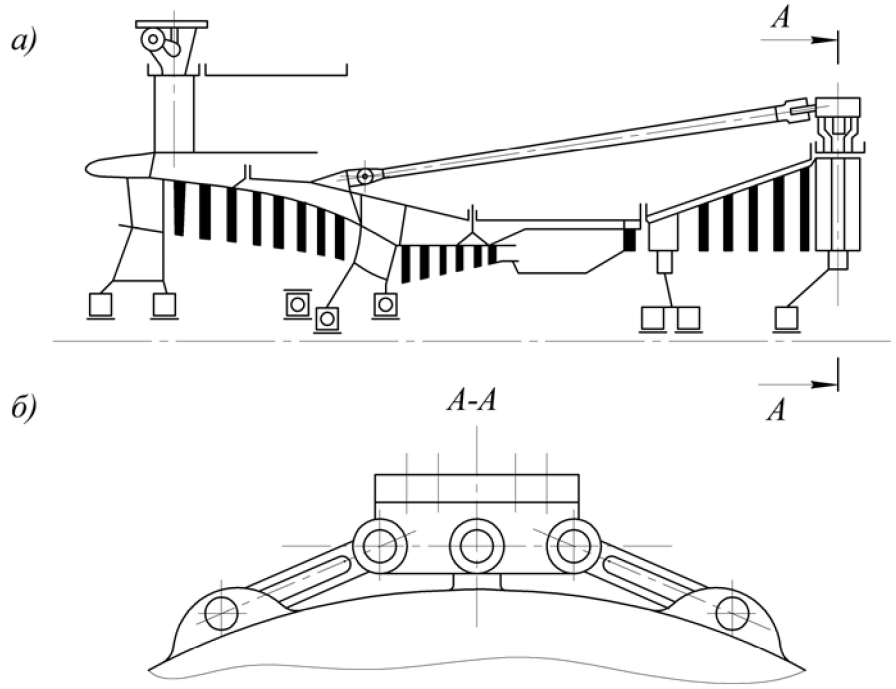


Рис. 2.45 Схема крепления ТРДД Трент-800:
а) схема подвески и корпуса двигателя; б) задний пояс подвески

Основное изменение — уменьшено плечо восприятия осевой силы (тяги). Эта точка перенесена с опоры на корпус компрессора НД в плоскость седьмой ступени, а передача тяги на пилон осуществлена в заднем поясе подвески с помощью двух наклонных стержней. Однако стержни, воспринимающие вес и боковую силу, остались на прежнем месте — на наружном кольце НА вентилятора.

Для крепления элементов подвески, передающих тягу, на корпусе компрессора НД сделано усиление в виде треугольного ребра, расположенного ближе к средней опоре компрессора.

Задний пояс подвески выполнен в форме объёмной платформы, на передней стенке которой – проушины для закрепления двух стержней, воспринимающих тяги. Крепление платформы к корпусу задней опоры выполнено, как на рис. 2.44.

Размещение точки подвеса стержней подвески непосредственно на корпусе компрессора скорее исключение, чем правило. Однако оно реализовано, и не считаться с этим нельзя.

Такая схема с наклонными стержнями (угол *12...15°*) обеспечивает компенсацию изгиба корпуса двигателя от силы тяги при асимметричном снятии тягового усилия в верхней половине корпуса компрессора НД за счёт поперечного усилия, передаваемого на корпус двигателя в плоскости восприятия тягового усилия.

Такое изменение положения точки восприятия осевой силы по радиусу и по длине корпуса двигателя обеспечивает меньшие поперечные деформации его и стабильность радиальных зазоров по тракту компрессора и турбины. Это преимущество схемы подвески по сравнению с подвеской ТРДД RB.211-535.

Недостаток — трудности с обеспечением жёсткости корпуса двигателя (корпуса компрессора НД).

Передача тяги на самолёт в заднем поясе с помощью наклонных стержней используется и на других ТРДД с большой степенью двухконтурности, но с восприятием осевой силы в жесткой средней опоре двигателя.

GE-90 $\left(P_0 = 450 - 500\ кН,\ m = 9\right)$

Передача силы тяги на задний пояс осуществляется двумя наклонными стержнями с восприятием тяги в корпусе средней опоры. Вес, боковая сила и $M_{КР}$ воспринимаются в заднем поясе конструкцией платформы, аналогичной платформе ТРДД Трент, так же, как и вес, и боковая сила в переднем поясе.

ТВВД НК-93 $\left(P_0 = 176 - 196\ кН,\ m = 16{,}6\right)$

Схема крепления показана на рис. 2.46.

В переднем поясе воспринимаются вес, боковая сила и тяга двигателя в двух точках, к которым подсоединяются два стержня, соединённые шарниром с кронштейном на заднем фланце средней опоры. От этого шарнира наклонным стержнем тяговое усилие передаётся на задний пояс подвески.

Такая схема обеспечивает компенсацию изгиба газогенератора от силы тяги при асимметричном снятии тягового усилия в верхней части картера редуктора за счёт поперечного усилия, передаваемого на корпус газогенератора в плоскости заднего фланца средней опоры.

Поперечное усилие, необходимое для компенсации изгиба корпуса газогенератора от асимметричного действия силы тяги в передней плоскости крепления, обеспечивается регламентированным наклоном заднего тягового стержня, передающего силу тяги на пилон в заднюю плоскость крепления силовой установки. Для передачи веса и поперечных нагрузок использована цапфа, закреплённая на передней плоскости пилона. Задний узел подвешивания обеспечивает передачу на пилон осевой силы, бокового усилия задней плоскости и крутящего момента без ограничения термических перемещений.

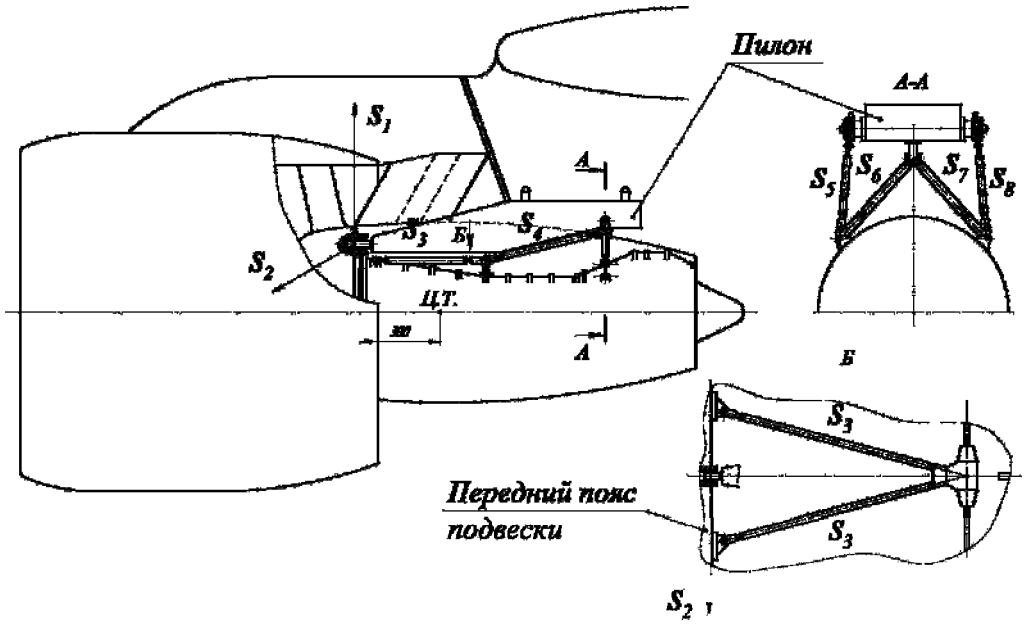


Рис. 2.46 Схема подвески с наклонным стержнем для крепления ТВВД

Система восприятия тяги от жёсткой средней опоры к заднему поясу подвески с помощью двух стержней, шарнира в плоскости стыка компрессора ВД и камеры сгорания и наклонного стержня использована и на ***ТРДД ПС-90А*** (рис. 2.47).

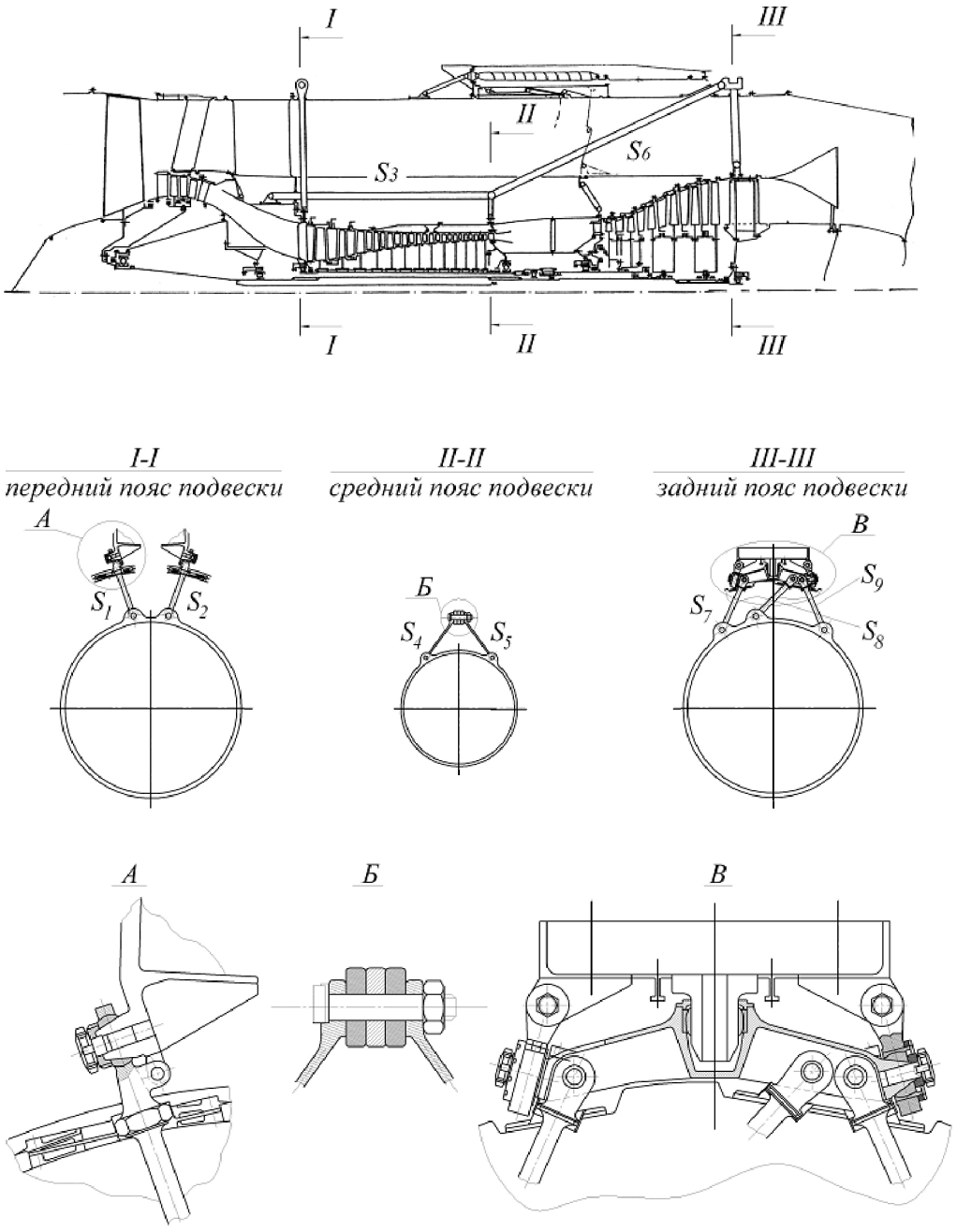


Рис. 2.47 Схема подвески с наклонным стержнем ТРДД ПС-90А

Крепление ТВД. В этом случае к комплексу нагрузок на подвеску от двигателя добавляется крутящий момент от вала. Учитывая меньшие размеры по сравнению с ТРДД для крепления ТВД, часто используется симметричная схема подвески с

передачей тяги от редуктора двигателя к силовому каркасу крыла. В качестве примера на рис. 2.48, *б* показано крепление ТВД НК-4 на самолёте Ил-18 и НК-12МВ на самолёте Ту-95.

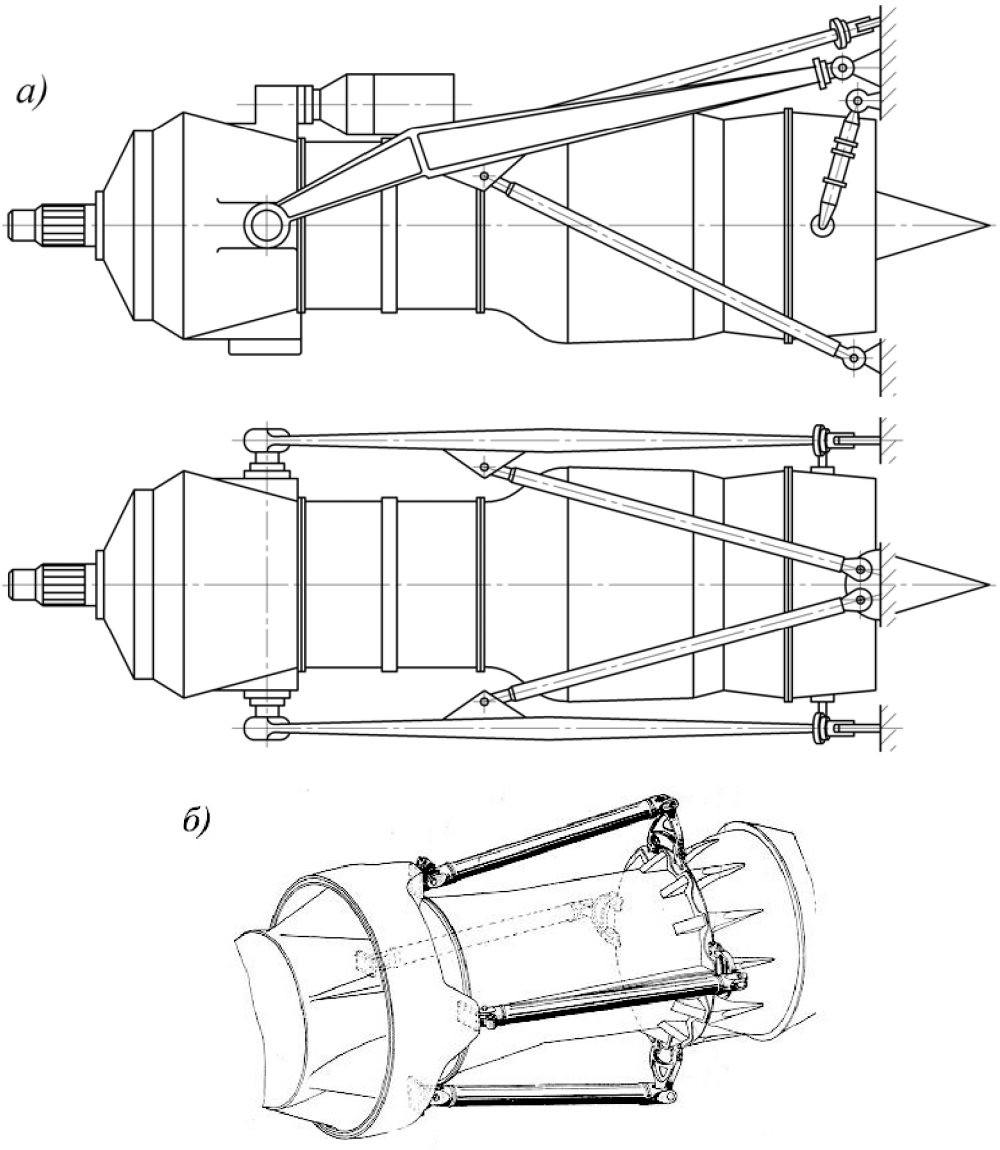


Рис.2.48 Крепление ТВД на самолете: а) крепление ТВД НК-4; б) крепление НК-12МВ

Крепление ТРДДФ, обычно в хвосте самолёта, зависит от крепления форсажной камеры с реактивным соплом к корпусу двигателя и от числа двигателей. В случае крепления одного двигателя – подвеска обычно симметричная. При закреплении ТРДДФ с жёстким креплением связки форсажной камеры и реактивного сопла подвеска выполняется, как обычно, в двух плоскостях, при телескопическом (шарнирном) соединении требуется закрепление форсажной камеры с реактивным соплом в третьей плоскости, где стержни подвески воспринимают вес и боковую силу. На рис. 2.49 и 2.50 показаны закрепления обоих типов.

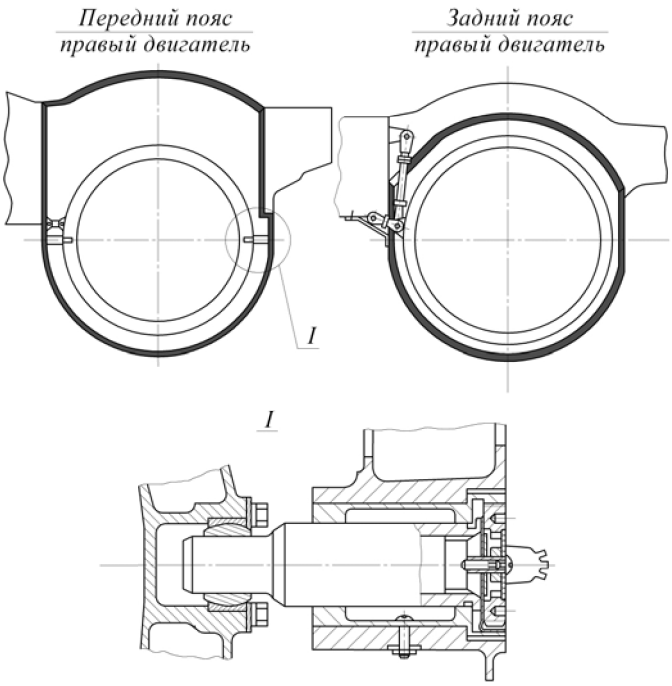


Рис. 2.49 Подвеска ТРДДФ РД-33 с жестким креплением ФК к корпусу двигателя на самолете (см. рис. 2.9,а)

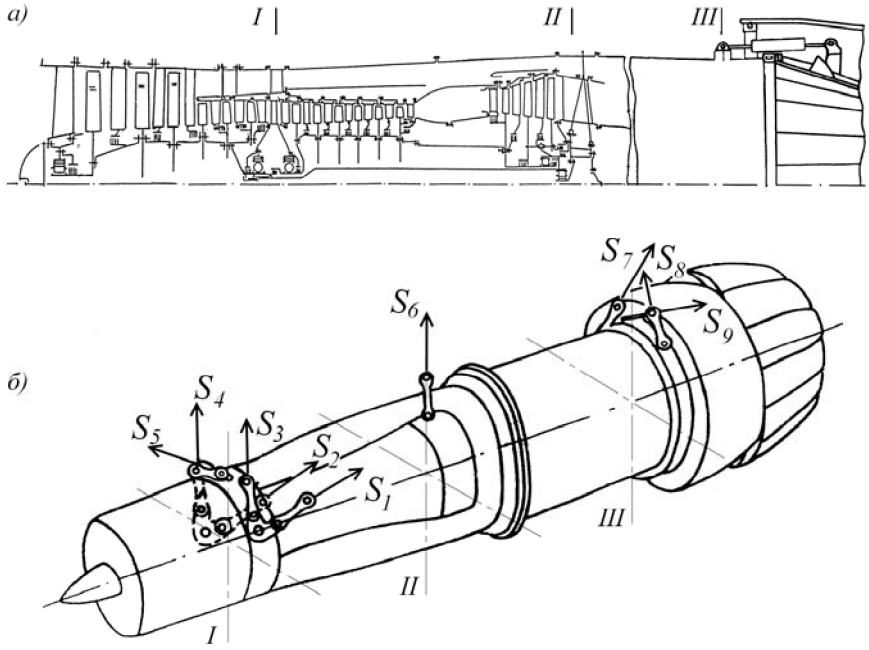


Рис. 2.50 Симметричная подвеска ТРДДФ НК-144 с телескопическим соединением ФК и корпуса: а) схема размещения трех поясов подвески; б) схема подвески: S_1 и S_2 – стержни, воспринимающие тягу, S_3 и S_4 – вес и крутящий момент, S_5 – боковую силу, S_6 – вес, S_7, S_8, S_9 – вес и боковую силу

Расчёт на прочность подвески и силового корпуса. Схема решения этой задачи представлена на рис. 2.51.



Рис. 2.51 Структура расчёта подвески и корпуса

Задача эта по степени точности оценки нагружения и перемещения элементов подвески и узлов силового корпуса имеет три решения:

1. В первой определяются только усилия и напряжения в стержнях. В модели для расчёта усилий подвешивания двигатель представляется как абсолютно твёрдое тело, закреплённое в соответствии со схемой крепления на летательном аппарате. Нагрузки к нему прикладываются в точке, соответствующей центру тяжести двигателя, в виде приведённых к этой точке неуравновешенных внутренних и внешних нагрузок, кроме сил в стержнях, которые, будучи приведёнными к оси двигателя, могут служить нагрузками для балочной модели силового корпуса.
2. Реализуется балочная модель силового корпуса, которая представляет собой пространственную статически определимую балку, состоящую из нескольких участков разной жёсткости, опертую в плоскостях крепления в соответствии с ограничениями по степеням свободы в реальной системе применения.

   Инерционные нагрузки прикладываются в сечениях балки, проходящих через центры тяжести статорных узлов (в соответствии с массой узла) и через подшипники роторов (в соответствии с реакциями в опорах от инерционных нагрузок роторов).

   Аэродинамические нагрузки прикладываются таким образом, чтобы их действие максимально соответствовало схеме их действия на двигателе.

   Сила тяги прикладывается по оси балки. Жёсткости участков балки вычисляются по моделям цилиндрических, конических оболочек, пластин, стержней.
3. Использование конечно-элементной модели позволяет решить задачу определения усилий, напряжений и перемещений в стержнях и во всех элементах подвески и напряжённо-деформированного состояния силового корпуса и его элементов.

Для статически определимой схемы подвешивания задача расчёта усилий в стержнях подвески заключается в решении векторного уравнения:

$$\sum_{i=1}^{6} \overline{S}_i + \sum_{j=1}^{k} \overline{P}_j = 0 ,$$

где $\overline{S}_i$ – вектор усилий в узлах подвески двигателя;

$\overline{P}_j$ – вектор нагрузок силовой установки.

Для решения уравнения используется приведение нагрузок и усилий подвешивания к центру тяжести силовой установки с приведением к системе шести уравнений равновесия в проекциях:

$$\sum_{i=1}^{6} S_i \cos\left(l_i x\right) + X = 0 ;$$

$$\sum_{i=1}^{6} S_i \cos\left(l_i y\right) + Y = 0 ;$$

$$\sum_{i=1}^{6} S_i \cos\left(l_i z\right) + Z = 0 ;$$

$$\sum_{i=1}^{6} S_i \left[y_i \cos\left(l_i z\right) - z_i \cos\left(l_i y\right) \right] + M_X = 0 ;$$

$$\sum_{i=1}^{6} S_i \left[z_i \cos\left(l_i x\right) - x_i \cos\left(l_i z\right) \right] + M_Y = 0 ;$$

$$\sum_{i=1}^{6} S_i \left[x_i \cos\left(l_i y\right) - y_i \cos\left(l_i x\right) \right] + M_Z = 0 ,$$

где x_i, y_i, z_i — координаты точек крепления двигателя в системе координат, связанной с его центром тяжести;

$\cos\left(l_i x\right)$, $\cos\left(l_i y\right)$, $\cos\left(l_i z\right)$ — направляющие косинусы углов между направлениями стержней и соответствующей положительной осью координат (положительное направление осей: X – по полету, Y – вниз, Z – вправо);

S_i — усилие в стержнях подвески.

Составляющие нагрузок по координатным осям:

$$X = P_X + \eta_X^{Э} G_{СУ} + P_X^{ВН} ;$$

$$Y = P_Y^{ВН} + \eta_Y^{Э} G_{ДВ} ;$$

$$Z = P_Z^{ВН} + \eta_Z^{Э} G_{ДВ} ;$$

$$M_X = \varepsilon_X J_X + M_X^{ВН} ;$$

$$M_Y = \varepsilon_Z J_Z + M_Z^{ВН} ;$$

$$M_Z = \varepsilon_Y J_Y + M_Y^{ВН} + M_{гир} ,$$

где $\eta_X^{Э}$, $\eta_Y^{Э}$, $\eta_Z^{Э}$ — коэффициенты эксплуатационных перегрузок;

ε_X, ε_Y, ε_Z — угловые ускорения при эволюциях объекта (относительно центра масс объекта);

P_X — сила тяги двигателя;

$G_{СУ}$, $G_{ДВ}$ — вес силовой установки и вес двигателя;

$P_X^{ВН}$, $P_Y^{ВН}$, $P_Z^{ВН}$, $M_X^{ВН}$, $M_Y^{ВН}$, $M_Z^{ВН}$ — дополнительные силы и моменты, действующие на силовую установку (аэродинамические нагрузки, усилия при реверсировании тяги, моменты от закрутки реактивной струи и т.д.).

Суммарный гироскопический момент роторов многовального двигателя, действующий в плоскости XZ:

$$M_{гир} = \omega_Z \cdot 2\pi \sum_i n_{i\ рот} \cdot J_{i\ рот},$$

где ω_Z — угловая скорость самолёта при повороте вокруг оси Z (проходящей через центр тяжести);

$n_{i\ рот}, J_{i\ рот}$ — обороты и массовый момент относительно оси вращения (оси X) i-го ротора.

Расчёты усилий в стержнях проводятся для всех полётных режимов (разбег-взлёт, набор-разворот, посадка, аварийная посадка и др.). По наибольшим нагрузкам выбираются сечения стержней (труб) и элементов соединения. Они могут быть разными, что позволяет минимизировать вес подвески, но с точки зрения стоимости изготовления число типоразмеров стержней должно быть малым.

Проводится расчёт на прочность деталей подвески (стержень, проушина, сферический подшипник и др.).

В конце представим ***основные этапы проектирования подвески и силового корпуса двигателя:***

1. Самолётным ОКБ определяется место установки двигателя на самолёте, определяются выносы центров тяжести силовой установки относительно крыла (для случая крепления двигателя на пилоне) из условий обеспечения прочности, аэродинамической устойчивости планера самолёта и оптимального аэродинамического взаимодействия силовой установки с крылом.
2. Расчётами математических моделей самолёта на различных режимах полётного цикла, выполненных самолётным ОКБ, определяются максимальные перегрузки центра силовой установки $n_X^{\dot{Y}}$, $n_Y^{\dot{Y}}$, $n_Z^{\dot{Y}}$, предельные угловые скорости вращения центра тяжести двигателя относительных осей X, Y, Z (начало координат в центре тяжести самолёта) — ω_X, ω_Y, ω_Z и предельные угловые ускорения ε_X, ε_Y, ε_Z относительно трех осей в системе координат, привязанных к центру тяжести двигателя.
3. Продувкой моделей силовой установки в аэродинамической трубе и расчётом на математических моделях определяются аэродинамические нагрузки на внешние обводы силовой установки P_{AX}, P_{AY} P_{AZ}, которые дополнительно нагружают стержни подвески.
4. В соответствии с принципами создания подвески двигателя и его силового корпуса выбирается из нескольких оптимальный вариант подвески. Это совместная работа самолётного и двигательного ОКБ.
5. Определение нагружения элементов подвески, их размеров и запасов прочности производится двигательным ОКБ.
6. Статические и циклические испытания натурного двигателя, узлы которого имеют приспособления для приложения сил через систему тяг, роторов и гидроприводов. Двигатель подвешивается на штатной подвеске на имитаторе пилона.

При статическом испытании система нагружения обеспечивает нагружение силовых поясов корпуса и системы крепления к самолёту по всем эксплуатационным режимам. Изучаются напряжённость и деформации силовых поясов и деталей подвески.

Циклические испытания включают нагружение двигателя в виде полётных циклов (имитируются число и время нагружения) с запасом по числу таких циклов за ресурс $K_N = 5$.

Фиксируются напряжения, деформации, разрушения.

Вторым обязательным испытанием является гидроиспытание наружного корпуса камеры сгорания с имитацией нагрузок от соседних узлов. Проводятся статические и циклические испытания.

На основании этих испытаний делается заключение по прочности корпуса и подвески двигателя при его сертификации.

§2.3. Связи входного устройства и двигателя

Входное устройство (ВУ), как было показано выше, является частью мотогондолы и проектируется самолётным ОКБ.

Однако для выполнения ВУ основной функции подвода и сжатия воздуха требуется предусматривать меры, гарантирующие работу силовой установки в нерасчётных условиях. Поэтому наряду с рассмотрением конструктивных схем и параметров ВУ самолётов разного назначения анализируются и меры:

- защиты от попадания посторонних предметов в проточную часть компрессора;
- защиты ВУ и элементов двигателя от обледенения;
- снижения шума двигателя.

Схемы и конструктивные особенности входных устройств

Входные устройства на дозвуковых и сверхзвуковых самолётах имеют разную конфигурацию и конструктивные исполнения.

Дозвуковые входные устройства и процессы, проходящие в них, были уже рассмотрены в §2.1 (см. рис. 2.15) в контексте формирования осевой силы в основных узлах двигателя (силовой установки) и суммарной осевой силы — стартовой тяги двигателя. Оно выполняется в виде диффузора с внешним сжатием, где на последнем уже конфузорном участке канала происходит некоторый разгон потока с тем, чтобы получить более равномерное поле скоростей и давлений на входе в компрессор.

Здесь отметим, что дозвуковое ВУ не ограничивает расход воздуха, который определяется компрессором, форма гидравлических стенок потока перед входом самопроизвольно подстраивается к режиму полёта и режиму работы двигателя. Поэтому дозвуковые ВУ, в отличие от сверхзвуковых, не нуждаются в системе регулирования расхода воздуха.

Рассмотрено там и влияние размещения двигателя на самолёте на длину диффузора, на опасность попадания посторонних предметов во вход двигателя и др.

Поэтому далее более подробно рассматриваются функциональные и структурные связи сверхзвукового ВУ и двигателя.

Сверхзвуковые входные устройства (рис. 2.52). В случае движения тела в воздушной среде со сверхзвуковой скоростью перед ним возникает ударная волна (скачок уплотнения), являющаяся поверхностью разрыва, за которой скачкообразно (т.е. на малой толщине волны) изменяются параметры воздуха. До скачка – сверхзвуковая скорость, соответствующая температура, давление и плотность, за скачком – снижение скорости (ниже скорости звука), повышение давления, температуры, плотности.

При втекании в двигатель сверхзвуковой струи, которая тормозится во входном ***сужающемся канале***, также возникает скачок уплотнения, обеспечивающий сжатие воздуха. ***Скачок называют прямым***, если, пересекая фронт скачка (поверхность разрыва), воздушный поток не меняет своего направления, и ***косым***, если направление меняется.

Полное торможение сверхзвукового потока требует либо одного прямого скачка, либо системы из нескольких косых скачков, завершаемой слабым прямым скачком. В такой системе косых скачков потери полного давления меньше, чем в прямом. На графике рис. 2.53 показана зависимость коэффициента восстановления давления $\sigma_{СК}$ в замыкающем прямом скачке в зависимости от $M_{П}$ и количества косых скачков. Чем больше число косых скачков, тем меньше потери.

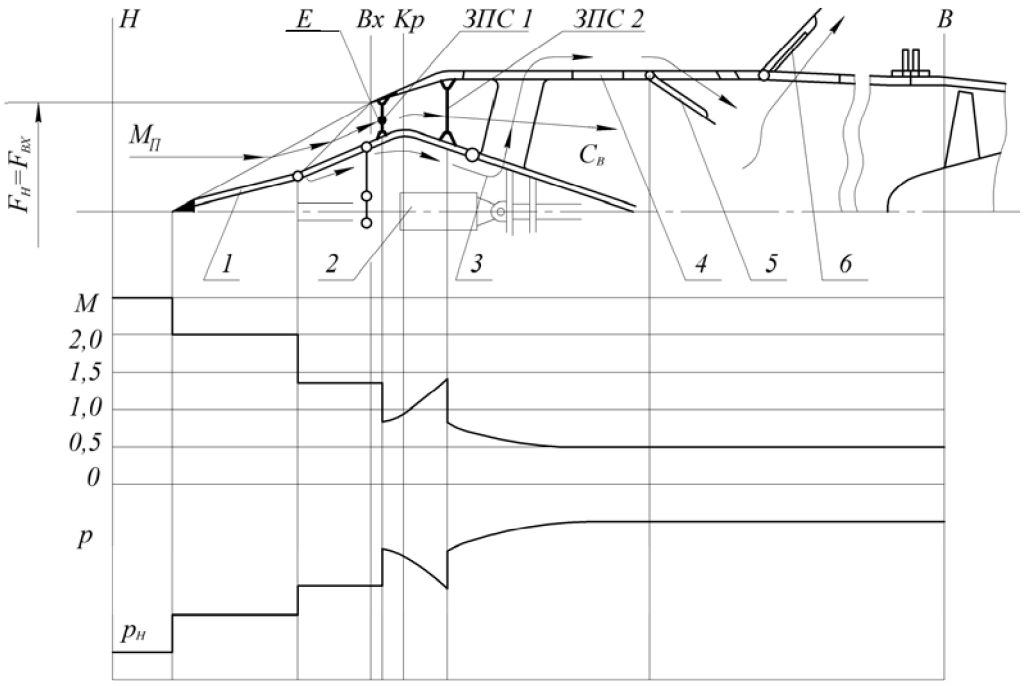


Рис. 2.52. Сверхзвуковое входное устройство:
1 – центральное тело (конус, клин) изменяемой геометрии; 2 – система управления геометрией центрального тела; 3 – слив пограничного слоя с поверхности центрального тела; 4 – обечайка (внешний корпус ВУ); 5 – впускные створки; 6 – выпускные створки

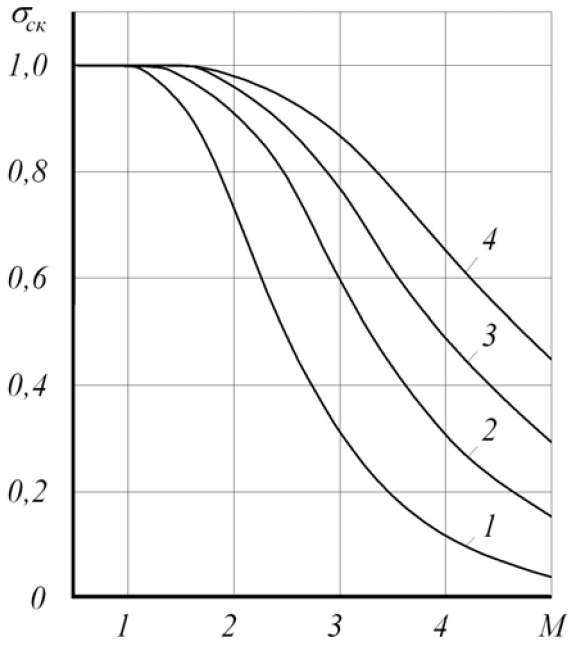


Рис. 2.53 Зависимость коэффициента восстановления давления $\sigma_{СК}$ от $M_П$:
1 – прямой скачок; 2 – косой скачок + прямой; 3 – два косых скачка + прямой; 4 – три косых скачка + прямой

Сверхзвуковое ВУ, в зависимости от положения косых скачков относительно входного сечения ВХ, может быть с внешним, внутренним и смешанным сжатием (рис. 2.54).

ВУ с внешним сжатием имеют меньший коэффициент восстановления давления, но и меньший вес, в них конструктивно проще осуществить регулирование по режиму, и у них надёжнее запуск (процесс выхода на расчётный режим). Поэтому они широко используются.

ВУ с внутренним сжатием требуют сложной системы управления, трудно запускаются, поэтому, несмотря на более высокое значение коэффициента $\sigma_{ВХ}$, они практически не применяются.

ВУ смешанного сжатия также очень чувствительны к изменению режима работы и к внешним возмущениям, которые могут быть вызваны большими углами атаки на крыле при эволюциях самолёта, включением-выключением форсажной камеры и др.

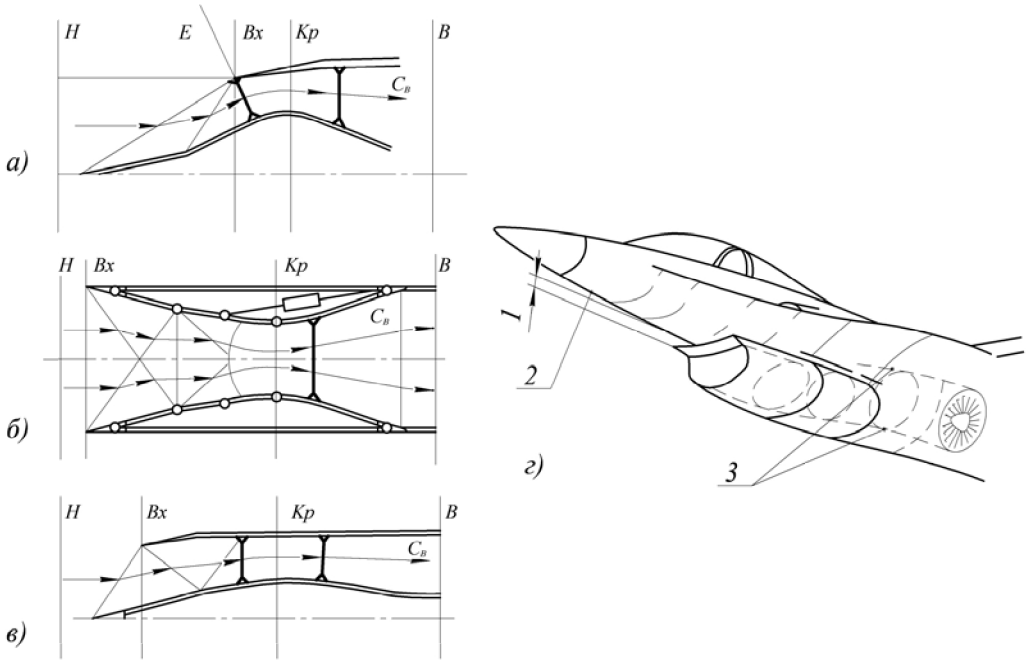


Рис.2.54 Сверхзвуковые входные устройства с разными способами образования скачков уплотнения:
а) с внешним сжатием; б) с внутренним сжатием; в) со смешанным сжатием; г) схема входного устройства, размещенного под фюзеляжем: 1 – щель между фюзеляжем и воздухозаборником для слива пограничного слоя, 2 – нижняя поверхность фюзеляжа, выполняющая роль поверхности предварительного сжатия, 3 – плавное увеличение площадей воздушного канала

Параметры и размеры сверхзвуковых ВУ выбираются из условий выполнения требований по расходу воздуха, равномерности полей скоростей и давлений в сечении В во всём диапазоне скоростей полёта и из условия размещения на самолёте и ВУ, и двигателя.

Площадь входа ВУ выбирается таким образом, чтобы на расчетном режиме при максимальной скорости полёта $\left(V_{П\,\max}\right)$ косые скачки уплотнения фокусировались на передней кромке обечайки (сечение Е, см. рис. 2.52), т.е. коэффициент расхода φ должен быть равен единице:

$$\varphi = \frac{G_B}{G_{B\max}} = \frac{F_H V_П \rho_H}{F_{BX} V_П \rho_H} = 1 .$$

Тогда без учёта давления и температуры окружающей среды площадь входа:

$$F_{BX} = \frac{G_B}{V_П \rho_H} .$$

Площадь входа определяется режимом полёта $(V_П)$, что вызывает необходимость введения управления сверхзвуковым ВУ.

Число поверхностей сжатия, углы и длина ступенчатого клина (конуса). ***Число косых скачков*** уплотнения должно обеспечивать получение заданного (наибольшего) коэффициента восстановления давления σ_{BX} : чем больше косых скачков, тем выше σ_{BX} (см. рис. 2.53). Покажем это на выборке из графиков σ_{BX} для $M_П = 3,0$ в виде таблицы:

Система скачков	σ_{BX}
1 прямой	0.328
1 косой + 1 прямой	0.600
2 косых + 1 прямой	0.760
3 косых + 1 прямой	0.840

Углы ступенчатого конуса (клина) α_1, α_2, α_3 выбираются так, чтобы на расчётном режиме работы ВУ косые скачки фокусировались на входной кромке обечайки, а приведённая скорость потока перед прямым замыкающим скачком составляла бы $\lambda = 1.2...1.5$.

Особое внимание уделяется углу наклона первой поверхности сжатия α_1, так как он определяет выступание конуса относительно передней кромки входа. Обычно его принимают:

$M_П$	< 2.5	2.5...3.5
α_1 конус	$\sim 15°$	11°
α_1 клин	9°	7°

Площадь горла должна уменьшаться с увеличением $M_П$, так как возрастает степень давления в системе скачков, а следовательно и плотность воздуха в горле. Значения относительной площади горла с ростом $M_П$ даны в таблице:

$M_П$	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5
$\overline{F}_Г = F_Г / F_{BX}$	0,5	0,42	0,35	0,32	0,3

Силы, действующие на сверхзвуковое ВУ. На элементы конструкции ВУ действуют газовые силы, инерционные нагрузки, силы от стеснённых температурных деформаций и колебания.

Газовые силы являются результатом воздействия внутреннего и внешнего потоков воздуха. При оценке прочности ВУ выделяют радиальные и осевые силы. ***Осевые силы сверхзвукового ВУ*** составляет значительную долю тяги двигателя: при $M_П = 3,0...3,5$ до 70 %.

Для определения осевых сил, действующих на сверхзвуковое ВУ, как и в случае с дозвуковым ВУ, необходимо знать распределение давлений по длине ВУ и его геометрические параметры — площади поперечного сечения обечайки и центрального тела в характерных сечениях:

$$P_{ОС} = G_В\left(c_В - V_П\right) + F_{2\,ЗПС}\,p_В - F_Н\,p_Н - X_{доп} - P_{ОС\,обч},$$

где $F_{2\,ЗПС}$ — поперечное сечение центрального тела в зоне второго замыкающего прямого скачка;

$X_{доп} = \int_Н^В p_Ж\,dF$ — осевая сила, действующая на жидкий контур $F_{ВХ} - F_Н$ и называемая дополнительным сопротивлением, она возникает на скорости полёта ниже расчётной;

$P_{ОС\,обч}$ — осевая сила, действующая на переднюю конусную часть (угол $\delta_{об} \geq 10\ldots12^\circ$) внешней оболочки ВУ (обечайки).

Результирующая осевая сила, воздействующая на ВУ, является составляющей тяги двигателя (рис. 2.55).

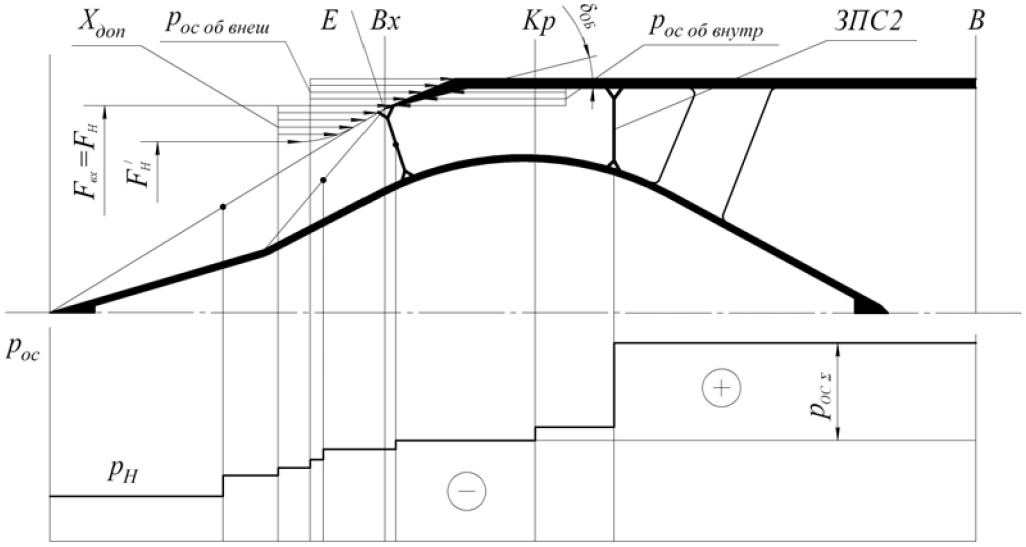


Рис. 2.55 Схема формирования суммарной осевой силы на сверхзвуковом входном устройстве

Инерционные силы определяются массой элементов ВУ и эксплуатационными перегрузками $n^э$.

Силы от температурных деформаций возникают из-за того, что во внутреннем канале температура близка к температуре торможения, когда другие элементы нагреты меньше.

Вынужденные колебания могут быть низкочастотными (5…10 *Гц*) и возникают они на докритическом режиме, когда скорость потока между сечениями канала *ВХ* и *В* дозвуковая. Ударная волна периодически смещается навстречу потоку и деформирует систему косых скачков. Процесс этот автоколебательный с охватом столба воздуха внутри канала и называется ***помпажом ВУ.***

Высокочастотные колебания («зуд»), наоборот, возникают на сверхкритическом течении воздуха в канале (сверхзвуковое течение) при взаимодействии прямого скачка

уплотнения с пограничным слоем в канале, которое вызывает пульсации давления с частотой 110…250 Гц.

Оба вида колебаний опасны на резонансах с отдельными части ВУ и ухудшают поле скоростей и давлений на входе в компрессор.

Размещение ВУ на самолёте и совместная работа ВУ с компрессором. Характеристики одиночного ВУ могут значительно изменяться при установке его на самолёт. Поэтому выбор места установки ВУ на самолёте играет важную роль при согласовании характеристик (параметров) планера и силовой установки.

Компоновка ВУ определяется общей аэродинамической схемой самолёта, его лётными характеристиками (манёвренный, неманёвренный), предельными углами атаки, диапазоном высот и скоростей полёта, состоянием ВПП аэродрома базирования (грунтовый, бетонный). При неудачном расположении ВУ влияние крыла или фюзеляжа могут стать причиной искажения поля скоростей и давлений на входе (сечение В), особенно при изменении углов атаки и скольжения.

Другим источником искажения полей скоростей и давлений перед компрессором является пограничный слой на поверхности той части самолёта, к которой примыкает ВУ. При сверхзвуковом обтекании пограничный слой, взаимодействуя со скачками уплотнения, нарушает их чёткость, толщина пограничного слоя при этом ещё больше растёт. Всё это приводит к снижению коэффициента восстановления давления $\sigma_{ВХ}$.

Поэтому ВУ всех современных самолётов имеют систему слива (отвода) пограничного слоя в виде щели между поверхностью фюзеляжа (крыла) и ВУ. Толщина пограничного слоя зависит от длины зоны контакта с омываемой поверхностью, скорости потока и вязкости воздуха, поэтому и высота щели h зависит от этой длины l и составляет $h = 0.01l$.

Без слива пограничного слоя при $M_П = 2$, например, $\sigma_{ВХ}$ падает на 25...30 %, что соответствует потере тяги на 45 %.

Удаляется как пограничный слой, образовавшийся на поверхности фюзеляжа (крыла), так и пограничный слой, возникающий на поверхности сжатия — конусе (клине) и внутренней поверхности обечайки (рис. 2.56).

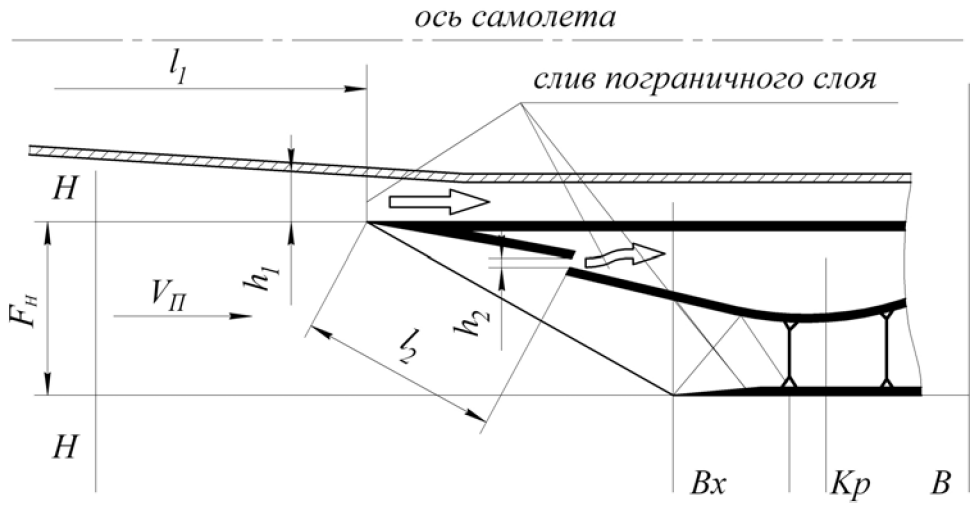


Рис. 2.56 Схема отвода пограничного слоя:
h_1, h_2 – высота сливных щелей; l_1, l_2 – длина поверхности, на которой образуется пограничный слой

Как уже указывалось от взаимодействия ВУ с поверхностями крыла и фюзеляжа самолёта есть и положительный эффект: при больших скоростях обтекания они затормаживают поток и работают как первая ступень сжатия сверхзвукового потока, система скачков обеспечивает повышенное давление на их нижней поверхности и, таким образом, дополнительную подъемную силу.

Место установки ВУ. ***Лобовое ВУ*** размещается либо в носовой части фюзеляжа, либо в носовой части гондолы. Их преимущество — высокая равномерность потока, недостаток — нарушения системы скачков при больших углах атаки.

Боковые, подфюзеляжные ВУ. Они могут быть по форме поперечного сечения круглыми, полукруглыми, овальными, прямоугольными. На сверхзвуковых самолётах применяются боковые ВУ прямоугольной формы или близкой к ним. Положительная сторона — сокращение длины воздушного канала при размещении двигателя в хвостовой части фюзеляжа и освобождение носовой части для установки радиолокационного оборудования.

Подкрыльевые ВУ имеют прямоугольную или овальную форму. На тяжёлых сверхзвуковых самолётах ВУ, как правило, являются передней частью мотогондолы и имеют большую протяжённость (Ту-144~19м). На боевых самолётах подкрыльевые ВУ (рис. 2.57) позволяют обеспечить раздельный вход воздуха в двигатель: на взлёте сверху крыла (менее запылённый воздух) и прямой вход на сверхзвуковой скорости (МиГ-29).

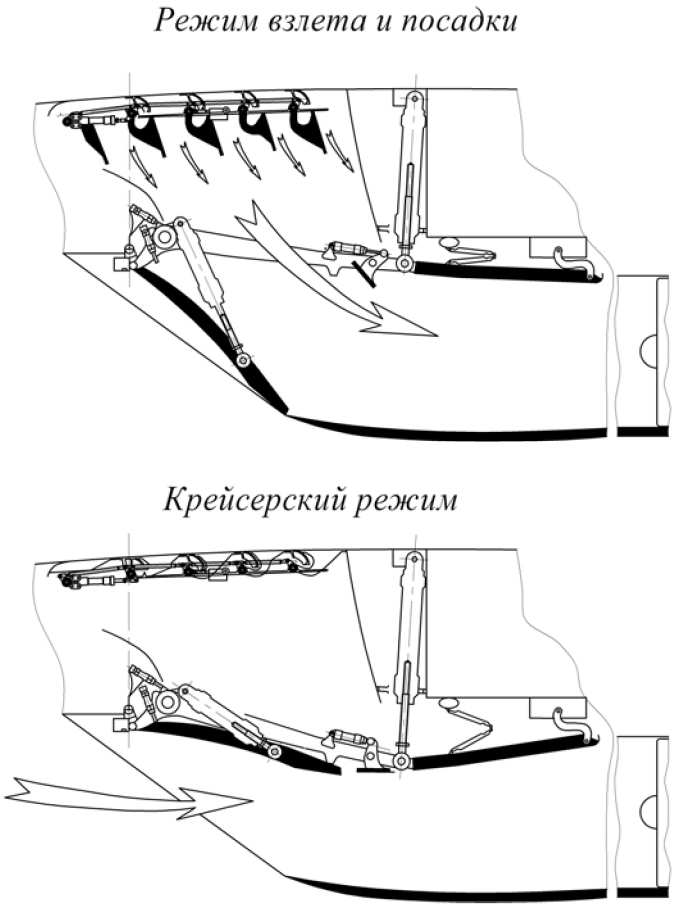


Рис. 2.57 Организация раздельного подвода воздуха в ВУ на взлете и на крейсерском режиме полета

Система управления сверхзвуковыми ВУ используется в двух случаях (см. рис. 2.52): *на сверхкритическом режиме* работы входного устройства (когда скорость потока в канале за сечением КР сверхзвуковая), на нерасчётных режимах, когда $M_{П} < M_{П\ расч}$ и потребный расход воздуха через компрессор (сечение В) оказывается больше, чем может пропустить ВУ в сечении ВХ – $G_{расп} < G_{потр}$.

Это приводит к тому, что изменяются (увеличиваются) углы наклона косых скачков уплотнения, они не сходятся на входной кромке обечайки, прямой скачок выталкивается из канала, а поток за ним тормозится, как перед дозвуковым ВУ.

Чтобы удержать системы скачков уплотнения в заданном положении, увеличивают площадь $F_{КР}$, для чего конус центрального тела в осесимметричном ВУ смещают назад к компрессору или уменьшают угол поворота потока на второй панели управления поверхности сжатия.

На докритическом режиме работы ВУ (когда скорость потока в канале между сечениями ВХ и В дозвуковая) при небольших дозвуковых скоростях полёта и в условиях взлёта (максимальный режим при $H = 0$), когда $V_{П} < c_{ВХ}$ и $F_{Н} > F_{ВХ}$, возникает срыв потока с острых кромок обечайки, площадь эффективного сечения горла $F_{КР}$ уменьшается, требуемый расход воздуха в компрессор не обеспечивается.

Для согласования работы компрессора и ВУ вводится в конструкцию ВУ ***система впускных створок,*** которые обеспечивают подачу недостающего воздуха, минуя $F_{КР}$. Впускные створки открываются под действием перепада давлений на створках, так как при таком соотношении скоростей ($V_{П} < c_{ВХ}$) давление в канале ВУ меньше атмосферного.

Используются и ***перепускные створки,*** которые предназначаются для исключения помпажа ВУ и открываются системой управления.

При формировании тракта и конструкции входного устройства приходится решать ещё три задачи:

– ***защита от обледенения.*** При этом защита рассматривается комплексно: и входной кромки обечайки («губы»), и лопаток ВНА, и кока, и рабочих лопаток первой ступени вентилятора и разделителя потоков воздуха I и II контура ТРДД, и лопаток подпорных ступеней, так как процесс обледенения этих элементов самолёта и двигателя идёт одинаково и последствия срыва льда с них тоже одинаковы;

– ***защита от попадания во вход силовой установки посторонних предметов*** при запуске и работе двигателя на земле и при пробеге самолёта по ВПП. Последствия попадания песка, мелких камней (до 25 г) – это повреждение лопаток компрессора в виде эрозии (изнашивания и утонения профиля) и забоин на кромках. Повреждения приводят к снижению предела выносливости и разрушению пера лопатки;

– ***снижение шума вентилятора,*** как уже отмечалось в гл. 1, достигается обычно широким использованием ЗПК, размещаемых на внутренней поверхности ВУ и тракта II контура ТРДД, поэтому рассматривается процедура выбора геометрических характеристик и конструкции оболочек ЗПК.

2.3.1. Защита от обледенения

Защита от обледенения ВУ рассматривается в контексте общей стратегии защиты от обледенения самолёта и двигателя, которая формулируется директивным требованием: ***самолёт должен быть спроектирован так и его противообледенительная система должна быть такой, чтобы в любых условиях обледенения была обеспечена безопасность полёта***. Это не означает, что вообще не допускается отложения льда на частях самолёта и двигателя, такое требование было бы трудновыполнимым, да и ненужным.

Опасность обледенения самолёта и двигателя состоит в том, что при возникновении наростов льда на поверхности носка профиля крыла и оперения ухудшается аэродинамическое качество самолёта, увеличивается его полётный вес; при одновременном обледенении ВУ, лопаток ВНА и кока заужается площадь на входе, самопроизвольно падает расход воздуха через двигатель и растёт температура газа перед турбиной, и это до тех пор, пока система управления двигателем, ограничивающая $T^*_{T_{\max}}$, не снизит расход топлива.

При уменьшении расхода топлива упадёт тяга двигателя. И это в тот момент, когда возрос вес самолёта, когда ухудшились его лётные характеристики и, следовательно, нужно увеличение тяги, она наоборот уменьшается. При этом велика вероятность повреждения компрессора, увеличения вибрации и отказа двигателя.

Необходимость недопущения такой ситуации и диктует ***требования к противообледенительной защите двигателя***. По нормам лётной годности (АП-33) двигатель при работе со всеми системами защиты от обледенения должен в условиях максимального длительного обледенения и максимального кратковременного обледенения работать во всём диапазоне полётных режимов (включая малый газ):

– без накопления льда на деталях двигателя, которое неблагоприятно влияет на его работу или вызывает недопустимое снижение мощности или тяги;
– повышения температуры газа выше допустимой;
– повышения вибрации двигателя выше допустимого уровня;
– недопустимых (превышающих нормы) механических повреждений двигателя;
– ухудшения управляемости двигателя.

Отдельно формулируются требования к работе двигателя в опасных условиях обледенения на режиме малого газа, т.к. воздух, отбираемый из компрессора на обогрев элементов самолёта (крыла, оперения и др.) и двигателя (ВУ, ВНА, кока и др.), имеет на этом режиме температуру ниже, чем на крейсерском.

«Двигатель должен работать при включенной системе защиты без неблагоприятных последствий в течение 30 *мин* на режиме малого газа на земле при температуре воздуха $-1...-9°C$ и содержании воды не менее $3\,г/м^3$ в форме капель, имеющих средний диаметр, равный 20 *мкм*, с последующей приемистостью и кратковременной работой на взлётном режиме».

Физическая картина обледенения [17]. Условие обледенения определяет существование в атмосферной облачности переохлаждённых капель воды диаметром от *8* до *50 мкм* (со средним арифметическим диаметром $d_{ср} \approx 20$ мкм). Переохлаждённой считается вода при температуре ниже $0...-4°C$. В этом случае вода кристаллизуется (замерзает) при появлении определённых центров кристаллизации: пылинки, частицы других веществ или кристаллы льда на поверхности самолёта или двигателя. Без этих центров переохлаждённая вода не замерзает до $t = -20°C$ (отмечены случаи $-60°C$ и ниже).

Поток воздуха, обтекающий профиль крыла самолёта, движущийся с дозвуковой скоростью, испытывает возмущение от крыла (силу воздушного давления), которое со скоростью звука распространяется в окружающей среде, в том числе и против направления потока. Это возмущение разделяет поток на две части: один обтекает профиль по верхней дужке, другой – по нижней. Траектории движения частиц – линии тока – поэтому искривляются перед передней кромкой крыла.

Переохлаждённые капли воды и водяной пар из-за большой инерционности отстают от воздушного потока и общий поток перед крылом расслаивается. При

повороте струек водяных паров и струек, несущих капли, перед профилем крыла силы инерции отклоняют эти струи от воздушных линий тока – происходит встреча переохлаждённых капель с профилем крыла, их кристаллизация и интенсивное наращивание льда (рис. 2.58).

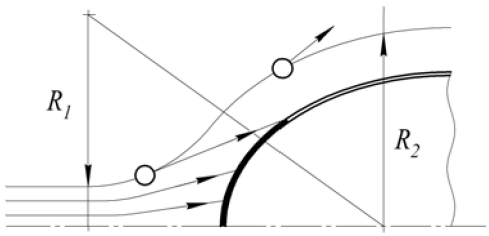


Рис. 2.58 Схематическая картина обтекания профиля крыла воздушным потоком и образования льда на нём

При одинаковых каплях большого размера все капли, находящиеся на искривлённых линиях тока, столкнутся с профилем. При каплях разного размера капли малого диаметра (пусть даже они находятся ближе к срединной линии профиля), обойдут профиль, так как силы инерции их меньше силы вязкости, которая удерживает каплю на линии тока.

Обледенение сверхзвукового самолёта при сверхзвуковой скорости, когда кинематический нагрев крыла превышает $100°C$, невозможно. Но при дозвуковом полёте, при взлёте и посадке обледенение происходит и поэтому противообледенительные системы самолёта и силовой установки необходимы.

Метеорологические условия обледенения. Для проектирования противообледенительной системы конструктор должен знать и влияние внешних факторов на процесс образования льда на элементах конструкции самолёта и двигателя. Здесь отметим только главные из них.

Температура воздуха. Наибольшее число случаев обледенения происходит в диапазоне температур от 0 до $-20°C$ и чаще в диапазоне от 0 до $-10°C$ (частота появления 80%), когда вероятность нахождения водяных капель в переохлаждённом состоянии наибольшая. Реже происходят обледенения при более низких температурах, но возможны при температурах $-40°C$ и ниже.

Водность переохлаждённых облаков – это содержание в единице объема воды во взвешенном состоянии в виде капель разного диаметра, которое составляет при температуре воздуха $0...-20°C$ от 0,1 до $3,0...5,0\,г/м^3$ и при температурах $-15...-20°C$ до $0,11...0,15\,г/м^3$. Водность определяет *интенсивность обледенения*, т.е. скорость нарастания льда и *степень обледенения* – количество льда, образовавшегося на элементах самолёта и двигателя за время всего полёта в условиях обледенения. Степень обледенения зависит от интенсивности обледенения, водности, размера капель, скорости потока и от времени полёта через зону обледенения (облачность).

Здесь важно отметить появление двух видов обледенения: *первый вид* – при соударении крупных капель переохлаждённой воды с твёрдой поверхностью (*капельное обледенение*) и *второй вид* – при полёте в облаках, содержащих мелкие капли переохлаждённой воды и ледяные кристаллы (*кристаллическое обледенение*). В первом случае капли при встрече с поверхностью крыла не замерзают мгновенно, а растекаются на некоторой длине дужки профиля, поэтому нарост льда происходит на большей длине входной кромки, во втором – кристаллы концентрируются на носике.

Способы защиты от обледенения. Для защиты от обледенения крыла и оперения в разное время использовались ***механические, физико-химические, тепловые и электроимпульсные*** способы и их комбинации, на двигателях же – только тепловые.

При ***механическом способе*** (рис. 2.59) на передней кромке профиля по всей длине крыла и оперения плотно прикрепляется резиновое покрытие (протекторы) таким образом, что оно образует 3 камеры, в которые циклически подаётся сжатый воздух. При наполнении средней камеры лёд ломается на носике и сбрасывается набегающим потоком, при наддуве боковых ломается на остальной части носика. Недостаток метода – нарушение аэродинамического качества крыла, особо опасное на взлете и посадке скоростных самолётов, и малая эффективность при быстром нарастании льда.

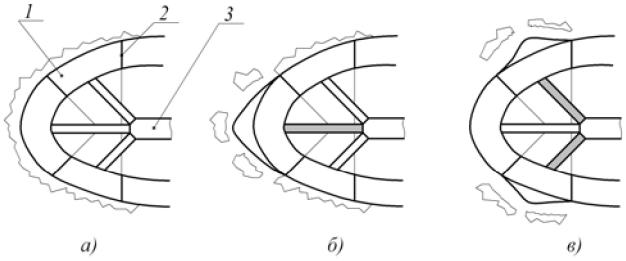


Рис. 2.59 Механический способ защиты от обледенении крыла и оперения самолёта

Физико-химический способ позволяет предотвратить обледенение за счёт уменьшения сцепления льда с поверхностью крыла путём создания между ними слоя противообледенительной жидкости. Для этого защищаемая поверхность делается пористой, а в качестве противообледенительной жидкости применяются этиловый и изопропиловый спирты, которые не воздействуют отрицательно на металл.

Электроимпульсный способ (рис. 2.60) основан на возбуждении прерывистых вынужденных колебаний обшивки крыла электрическим разрядом: при этом лёд скалывается и сносится набегающим потоком.

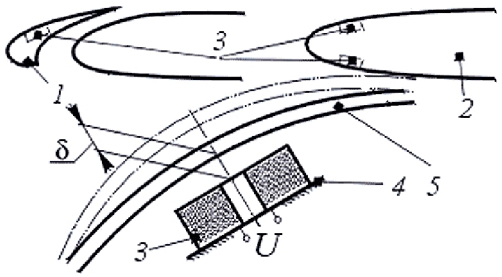


Рис. 2.60 Электроимпульсный способ защиты от обледенения крыла и оперения самолёта:
1 – предкрылки; 2 – оперение; 3 – индукторы; 4 – каркас; 5 – обшивка

Тепловые способы (рис. 2.61) основаны на подогреве поверхности или горячим воздухом, отбираемым из компрессора двигателя, или электронагревом до температуры $50-60°C$ на основных режимах работы двигателя, когда уменьшаются силы сцепления льда с твёрдой стенкой (лёд подтаивает) и он сбрасывается встречным потоком.

Сюда можно отнести и новые приемы защиты *на основе материалов с памятью формы*, когда при нагреве элемента он меняет свои размеры и форму и ломает лед [19].

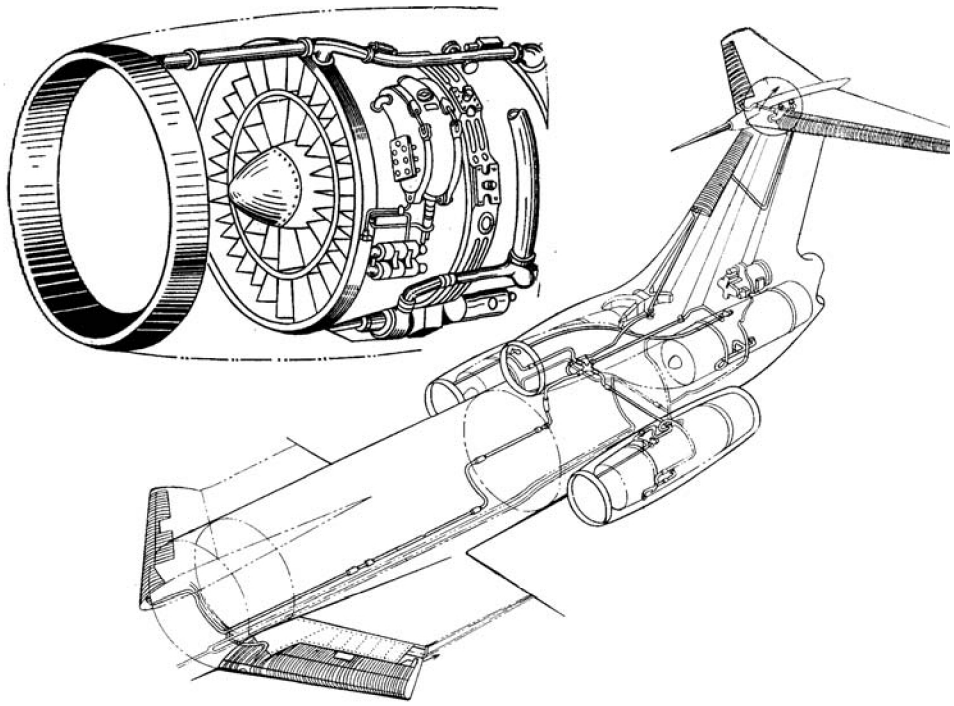


Рис. 2.61 Тепловые способы защиты от обледенения крыла, оперения самолёта и элементов входного устройства силовой установки

В силовой установке требует защиты от обледенения (рис. 2.62) передняя кромка («губа») ВУ, лопатки ВНА, кок (вращающийся и невращающийся), разделитель потоков I и II контура, лопатки НА подпорных ступеней. Отдельного рассмотрения в каждом конкретном случае требует защита рабочей лопатки вентилятора: наросты льда вызывают вибрации лопатки и под действием центробежной силы и воздушного потока лёд не удерживается на лопатке.

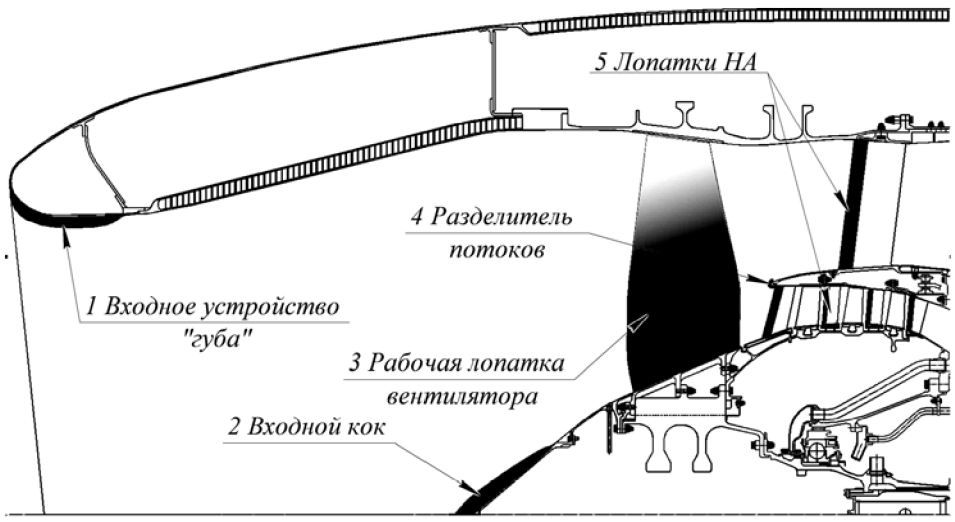


Рис. 2.62 Элементы двигателя, подвергающиеся обледенению

Существуют также перспективные методы борьбы с обледенением, такие как применение антиобледенительных покрытий, изготовление вращающихся частей вентилятора из композиционных материалов с малой жесткостью стенок и использование газодинамических процессов.

Нужно учитывать, что температура во входном устройстве может отличаться от температуры наружного воздуха, т.к. статическая температура в скоростном потоке на $5...10°C$ может быть ниже температуры на входе. Это делает возможным обледенение двигателя при плюсовых температурах $+5...+10°C$.

Тепловой баланс на обогреваемой поверхности (рис. 2.63). Если исключить из рассмотрения тепловой поток, отбираемый от поверхности излучением $(q_{ИЗЛ})$, и тепловой поток из-за малого градиента температур на стенках ВУ, лопаток и кока (не учитывать тепловой поток, обусловленный теплопроводностью $(q_{ТПР})$), то уравнение теплового баланса при работе противообледенительной системы (температура стенки $t_S > 0$) запишется в виде

$$q_{ПОС} = q_K + q_{НВ} + q_{ИСП} - q_C + q_{ЭК}, \tag{2.25}$$

где $q_K = \alpha \cdot (t_S - t_\infty)$ – тепло, отбираемое от поверхности из-за конвективного теплообмена (α – коэффициент теплоотдачи; t_S, t_∞ – температура стенки и набегающего потока);

$q_{НВ} = m_B \cdot C_B \cdot (t_S - t_\infty)$ – тепло, отбираемое от поверхности на нагрев капель воды (m_B – масса воды, оседающей на единице поверхности в единицу времени в $г/см^2 \cdot с$; C_B – удельная теплоёмкость воды);

$q_{ИСП} = \alpha \dfrac{0{,}628 \cdot L_{ИСП}}{C_P} \cdot (\dfrac{l_{t_s} - l_{t\infty}}{P_\infty})$ – тепло, отбираемое от поверхности на испарение осевших капель ($L_{ИСП}$ – теплота испарения в $кал/г$; C_P – удельная теплоёмкость воздуха; $l_{t_s}, l_{t\infty}$ – насыщающая упругость водяного пара при температуре t_S, t_∞; P_∞ – давление окружающего воздуха);

$q_C = \alpha \dfrac{r \cdot V_\infty^2}{2 \cdot J_{Cp}}$ – тепло, подводимое к поверхности при сжатии и трении воздушного потока (кинетический и вязкий нагрев). Здесь $r = 0.875$ – коэффициент восстановления, характеризующий степень превращения кинетической энергии в тепловую; J_{Cp} - механический эквивалент тепла; V_∞ – скорость потока;

$q_{ЭК} = m_B \dfrac{V_\infty^2}{2 \cdot J}$ – тепло, подводимое к поверхности в результате преобразования кинетической энергии капель воды в тепловую при соударении с поверхностью.

Если полёт совершается в среде, содержащей ледяные кристаллы, то в уравнении (2.25) добавляется со знаком плюс тепло, отбираемое от поверхности на плавление оседающих кристаллов $(q_{ПЛ})$. Отсюда потребность в тепловой энергии для защиты от «кристаллического» обледенения больше, чем в случае «капельного» обледенения (рис. 2.64).

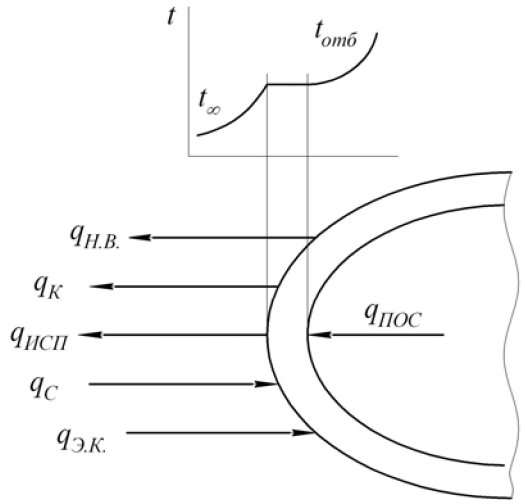


Рис. 2.63 Тепловой баланс на обогреваемой поверхности

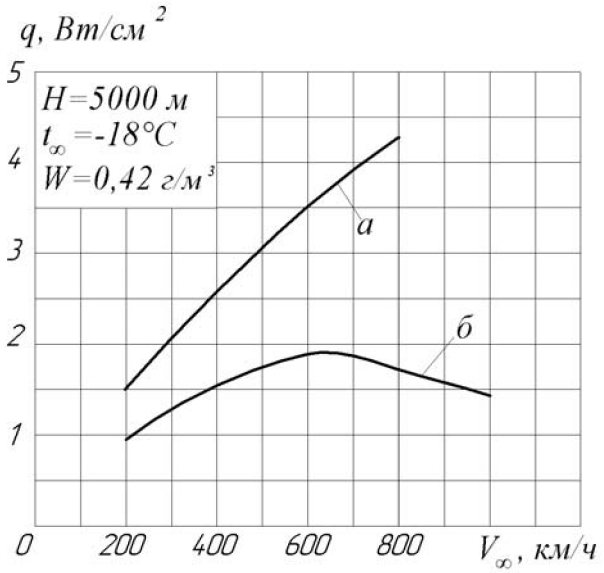


Рис. 2.64 Зависимость потребного количества тепла от скорости полёта для кристаллического (а) и капельного (б) обледенения

После оценки площади обогрева элементов F_Σ и допустимого времени прогрева определяются расход воздуха на обогрев $G_{В.ОБ.}$ и температура отбираемого воздуха $t_{ОТБ}$ по уравнению теплового баланса. При этом температура стенки обогреваемого элемента двигателя на взлётном и крейсерском режимах на земле должна быть не менее $60°C$ (на элементах самолёта – $50°C$), а на режиме малого газа – не менее $40°C$.

$$q_{ПОС} = \alpha_{ОБОГ} \cdot F \cdot (t_S - t_\infty) = G_{В.ОБ.} \cdot C_P \, (t_{ОТБ} - t_S) .$$

По расходу воздуха $G_{В ОБ.}$ определяются геометрические параметры системы подвода воздуха (приведённая скорость потока $\lambda = 0,4...0,5$). Для исключения потерь тепла при транспортировании горячего воздуха к элементу обогрева трубопроводы ПОС покрываются теплоизоляцией.

Конструктивное исполнение ПОС показано в гл. 3. При выборе схемы ПОС важно сделать акцент на выполнении требований об её эффективности на режиме малого газа, когда температура воздуха, отбираемого из промежуточных ступеней КВД, $t_{отб} < 250...-300°C$. Надёжность защиты от обледенения на режиме малого газа обеспечивается или переводом с помощью системы управления отбора воздуха из последующих ступеней, или гарантиями обогрева за счёт увеличения расхода воздуха, или конструкцией системы обогрева элементов двигателя.

Обязательна экспериментальная проверка эффективности ПОС при отрицательной температуре окружающего воздуха с впрыском во вход распылённой воды.

2.3.2. Заглушение шума вентилятора. Выбор конструктивных и функциональных параметров ЗПК

Как показано выше, основной источник шума в ТРДД с большой степенью двухконтурности – это вентилятор.

Различают три вида шума вентилятора: дискретный (тональный) шум, широкополосный шум и шум ударных волн [9, 10, 20]. При дозвуковых скоростях полета в вентиляторе проявляется дискретный и широкополосный шум и превалирует дискретная составляющая шума, которая распространяется как в переднюю полусферу, так и в заднюю на выходе из сопла.

Дискретный шум порождается взаимодействием лопаток РК и НА и поэтому снижается при уменьшении этого взаимодействия с увеличением осевого зазора и при устранении из конструкции вентилятора ВНА.

Акустическая мощность такого шума

$$W_Д = \frac{\rho_0}{C_0} \cdot \tau \cdot \overline{C}_y^2 \cdot W_{1\max}^6 \cdot S,$$

где ρ_0, C_0 — плотность и скорость звука в окружающей среде;

$W_{1\max}$ — максимальное значение относительной скорости в периферийном сечении РК;

$\tau = \frac{b}{t}$ — относительная густота решетки;

$\overline{C}_y^2$ – среднеквадратичное значение коэффициента подъемной силы профиля лопатки;

$S = \pi Dh$ – площадь сечения потока на входе в РК.

При окружной скорости на периферии U_1, скорости натекания воздуха на РК C_1 под углом α_1:

$$W_1^2 = C_1^2 + U^2 - 2UC_1 \cos\alpha_1.$$

Учитывая, что окружная скорость $U = 2\pi n\left(R_1 + h\right)$, для получения низких значений W_1 и $W_Д$ при росте степени двухконтурности (при росте h) необходимо снижать частоту вращения вентилятора.

Широкополосный шум возникает на всех рабочих частотах вращения ротора и их гармониках и распространяется в ТРДД как в переднюю, так и заднюю полусферы.

Одним из приемов борьбы с шумом является акустическая облицовка входа и реактивного сопла.

Акустическая облицовка каналов входных и выходных устройств. Исходя из того, что в суммарном шуме вентилятора превалируют дискретные составляющие,

которым присуще проявление на вполне определённой частоте, для глушения его используют резонансные поглотители шума (резонатор Гельмгольца).

Конструктивно сотовая звукопоглощающая конструкция (ЗПК) – это двустенная оболочка с промежуточной ячеистой структурой (наполнителем), образующей отдельные камеры-резонаторы, входные отверстия которых направлены в сторону источника шума (рис.2.65,*а*).

Физическая модель резонатора (рис.2.65,*б*) представляет собой ***гармонический осциллятор***, где массой груза является масса столба воздуха в горле, а пружиной – столб воздуха в камере резонатора. При воздействии звуковой волны столб воздуха в камере и вместе с ним масса воздуха в горле начинают интенсивно раскачиваться. В случае совпадения возбуждающей частоты дискретного шума с собственной частотой колебания резонатора резко возрастает скорость течения воздуха в горле и пропорционально квадрату скорости растут гидравлические потери от трения воздуха о стенки горла. Акустическая энергия затрачивается на сжатие воздуха в ячейке, приведение его в колебательное движение и на преодоление гидравлических потерь в многочисленных горловинах ЗПК. При этом часть звуковой энергии переходит в тепловую и рассеивается; чем ближе частота шума к собственной частоте колебаний резонатора, тем процесс поглощения шума (то есть переход звуковой энергии в тепловую) происходит более интенсивно.

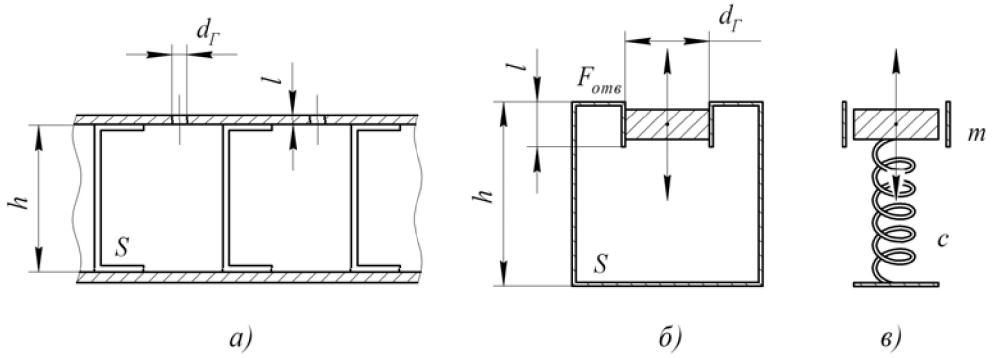


Рис. 2.65 Конструктивная схема однослойной панели ЗПК (а), физическая модель резонатора Гельмгольца (б) и гармонический осциллятор (в)

Поскольку в колебательном движении столба воздуха в резонаторе основную роль играет нормальная к входной плоскости горла составляющая звуковой скорости, то рассматривая сотовые ячейки независимо друг от друга, можно считать движение воздуха в резонаторе одномерным. Тогда собственная частота резонатора

$$f_{собст} = \frac{C}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{F_{отв}}{Shl}}.$$

Для принятого частотного ряда панелей ЗПК можно оставлять постоянными $F_{отв}$, S, l и, меняя только высоту h, получать нужные частоты резонатора. ***Двухслойные панели ЗПК*** используются для увеличения диапазона частот поглощения шума, при этом второй слой от источника может быть выполнен без разделения на ячейки, т.е. без наполнителя – эффективность резонаторов сохраняется.

На рис. 2.66 показаны конструкция двухслойных оболочек с фланцами и график сравнения эффективности двухслойной и однослойной оболочек. Двухслойные ЗПК имеют более широкий диапазон частот поглощения по сравнению с однослойными (при одинаковой суммарной толщине) и особенно эффективны в области высоких частот.

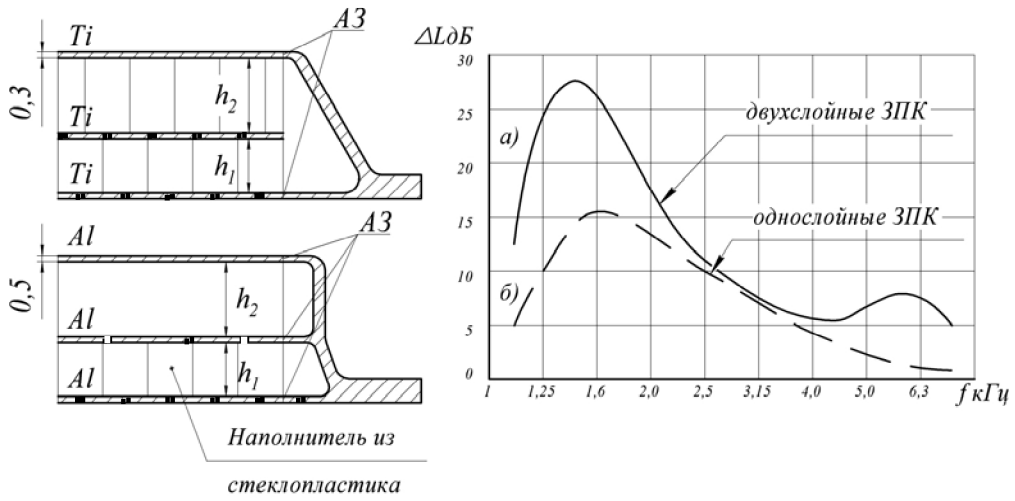


Рис. 2.66 Конструктивная схема двухслойных оболочек и график сравнения их эффективности с однослойными ЗПК

Технология изготовления оболочек ЗПК. На рис. 2.67 показана схема изготовления цилиндрических оболочек ЗПК, которая состоит из двух итоговых операций:

первая(а) – получение гофрированной пластины, образующей систему полуячеек ЗПК, с отбортованными стенками и дренажными отверстиями в стенке полуячейки. Видно, что разметка *1*, пробивание отверстий *2*, отгибка полок *3* происходят до окончательного профилирования пластины *4*.

вторая(б) – последовательная сборка и контактная сварка гофрированных пластин друг с другом, в результате чего образуется ячеистая структура заполнителя ЗПК и наложение обшивок (перфорированной и сплошной) на заполнитель, сварка обшивки и заполнителя (по отбортованным стенкам ячеек).

В этой операции *переход 1* определяет исходное положение сварочной гребенки и профилированной ленты, которая поступила из магазина. Сварочная гребенка имеет рабочие торцы с системой отверстий, через которые выходят сварочные электроды, размещенные на подвижной панели. Длина панели соответствует длине получаемой оболочки ЗПК.

Переход 2 включает стыковку гофрированной ленты со сварочной головкой и перенос ее в зону сварки.

Переход 3 обеспечивает плотное прилегание по вертикальным площадкам и полкам (рис. 2.67) двух стыкуемых гофрированных лент. Происходит точечная сварка по вертикальным площадкам.

Давлением сварочных роликов обе обшивки прижимаются к заполнителю, удерживаемому рабочей поверхностью сварочной гребенки. Происходит роликовая сварка перфорированной и сплошной обшивки. И цикл повторяется.

Заполнитель изготавливается из фольги толщиной 0,05…0,08 *мм*, а обшивка из листа толщиной 0,5…0,8 *мм*. Материал фольги: титановый сплав ВТ1 и нержавеющая сталь 12Х18Н10Т, материал обшивки титановый сплав ОТ4-1 и сталь 12Х18Н10Т. ЗПК могут изготавливаться и из стеклопластика, однако в этом случае пластины будут служить акустической облицовкой металлической силовой оболочки.

Листовой материал наполнителя должен быть пластичным (относительное удлинение $\delta > 20\%$), что обеспечивает точность формирования ячеек и отбортовок. Листы наполнителя и обшивки обрабатываются травлением для стабилизации контактного сопротивления при точечной и роликовой сварке.

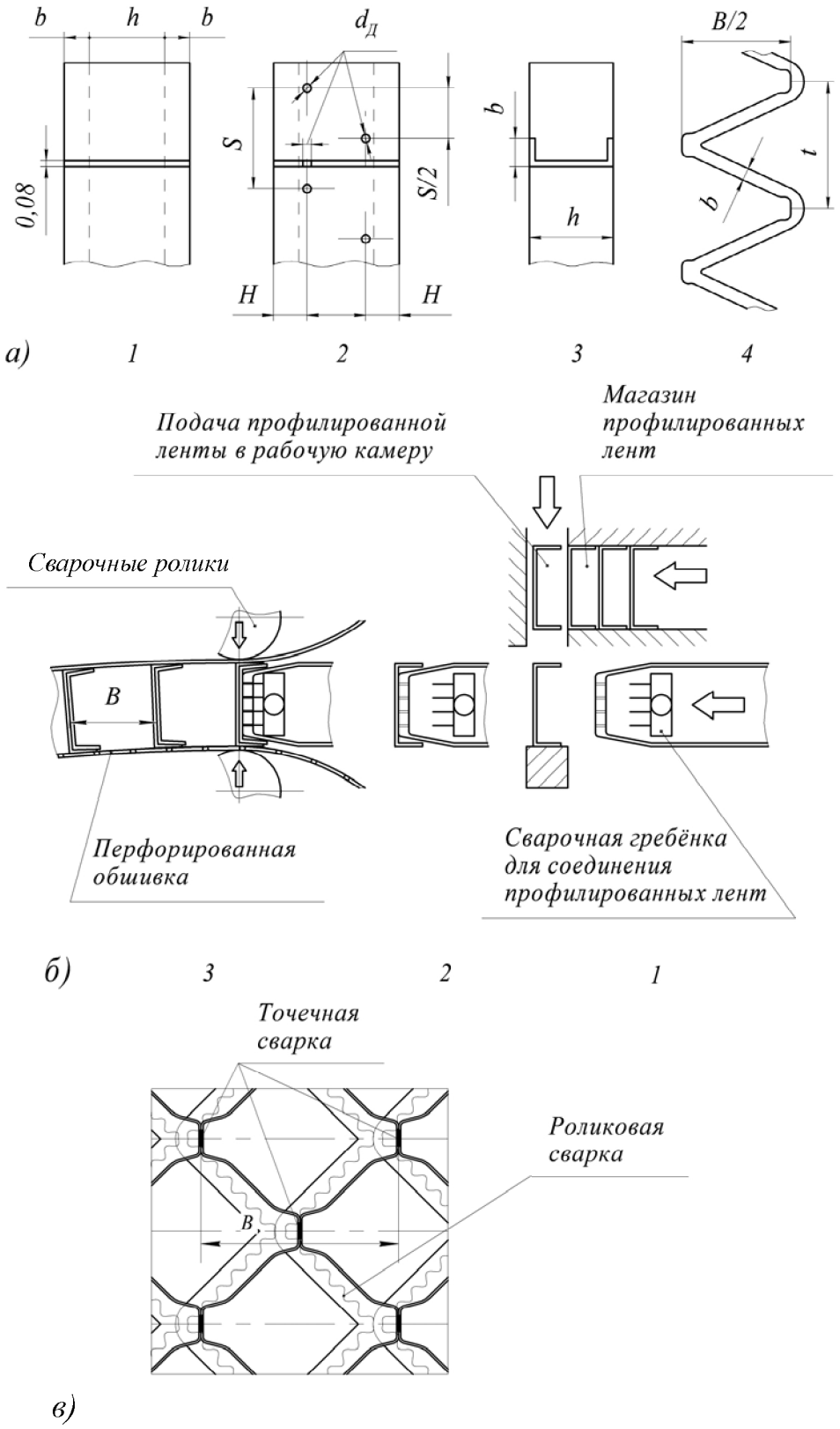


Рис. 2.67 Геометрические параметры и технология изготовления ЗПК

Конструкция и прочность оболочек ЗПК. Здесь следует отметить два важных момента: соединение панелей ЗПК между собой при формировании цилиндрической и конической оболочек и приварка фланцев и различной арматуры к панели ЗПК (рис.2.68).

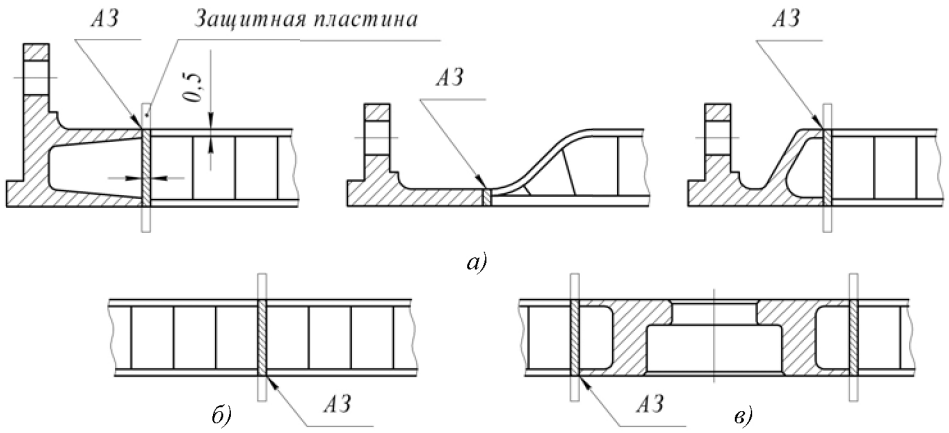


Рис. 2.68 Примеры соединения панелей ЗПК:
а) с фланцами; б) между собой; в) с арматурой

Особенность сварки панелей и приварки фланцев состоит в том, что необходимо защищать от расплавления заполнитель из фольги, а сварку титановых сплавов к тому же необходимо проводить в защитной среде.

Влажный воздух, находящийся в закрытых ячейках резонаторов ЗПК, при пониженных температурах может конденсироваться. Скопление конденсата в ячейках при последующем снижении температуры может привести к разрушению наполнителя. Кроме того, при ложных запусках возможно заполнение ячеек топливом. Отсюда понятна необходимость дренажа ячеек. Через дренажные отверстия в стенках наполнителя жидкость самотёком сливается в нижнюю половину оболочек, где обычно устанавливается дренажный бачок, который опорожняется при повторном запуске путем выдавливания топлива через дренажный трубопровод на срез реактивного сопла.

Оболочка ЗПК двигателя и ВУ нагружены внутренним давлением II контура, осевыми силами и изгибом от массовых сил. Оболочки находятся в плосконапряжённом состоянии.

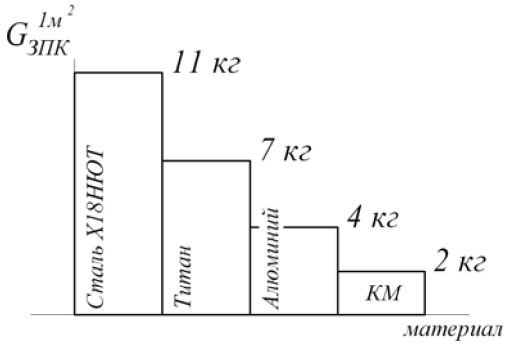


Рис. 2.69 Сравнение весовых характеристик ЗПК из различных материалов

Мембранные напряжения в перфорированном и сплошном листе обечайки распределяются пропорционально их приведённым модулям упругости, которые у перфорированного листа на 25% ниже. Прочность заполнителя оценивается при сдвиговых деформациях.

На рис. 2.69 дано сравнение весовых характеристик (вес $1м^2$ панели ЗПК) из различных материалов.

Выбор геометрических характеристик и конструкций оболочек ЗПК. Основными параметрами ЗПК, определяющими частоту и эффективность поглощения шума ΔL, являются высота h, длина облицованного участка канала l, степень перфорации ε, а также число M сносящего потока в канале и высота канала H.

При увеличении длины участка ЗПК (площади облицовки) доля заглушаемого шума растет, при увеличении скорости потока в канале и высоты канала – падает.

С ростом скорости потока в сторону, противоположную направлению распространения звука в канале (участок воздухозаборника), эффективность ЗПК увеличивается, при совпадении (выходное устройство) эффективность ЗПК несколько падает.

Чем меньше высота канала H при заданной l, тем меньше отношение H/λ (где λ – длина звуковой волны), тем выше эффективность ЗПК, а при $H/\lambda \geq 1$ влияние ЗПК становится малозаметным.

Степень перфорации ε_{opt} является наряду с высотой ЗПК h основным параметром, определяющим эффект заглушения шума на частоте максимального затухания $f_{\max}$. При увеличении M потока потребная ε возрастает (при $M_П = 0,21$ $\varepsilon_{opt} = 5\%$, при $M_П = 0,42$ $\varepsilon_{opt} = 23\%$ – все при $f = 2,5 кГц$ [20]).

Покажем процесс выбора характеристик ЗПК, взяв в качестве примера один из ТРДД, изображенный с воздухозаборником (рис.2.70).

Исходные данные: число и длина участков облицовки l_i, число M потока на участке M_i, высота канала H_i – можно задать в виде табл. 2.7. Толщина перфорации обшивки выбирается в пределах 0,5...0,8 *мм*, диаметр отверстия горла ячейки $d_{отв} = 1...2$ *мм*. Должен быть определён максимальный уровень шума вентилятора L_0.

Таблица 2.7

N участка	Длина участка l_i, *мм*	Число Маха на участке M_i	Высота канала на участке H_i, *мм*

Далее порядок выбора ЗПК следующий:

1. Определение потребной степени перфорации ε производится по приближенной формуле:

$$\varepsilon = 0.4h + \Delta,$$

где h в *мм*, а $\Delta = 0...3\%$.

При $h = 20$ *мм* $\varepsilon = 11\%$, $h = 15$ *мм*, $\varepsilon = 9\%$.

2. Определение интервала частот дискретной составляющей шума. Исходные данные: z – число лопаток вентилятора, $n_{взл}, n_{пол.мг}$ – число оборотов вентилятора на взлётном режиме и режиме полётного малого газа.

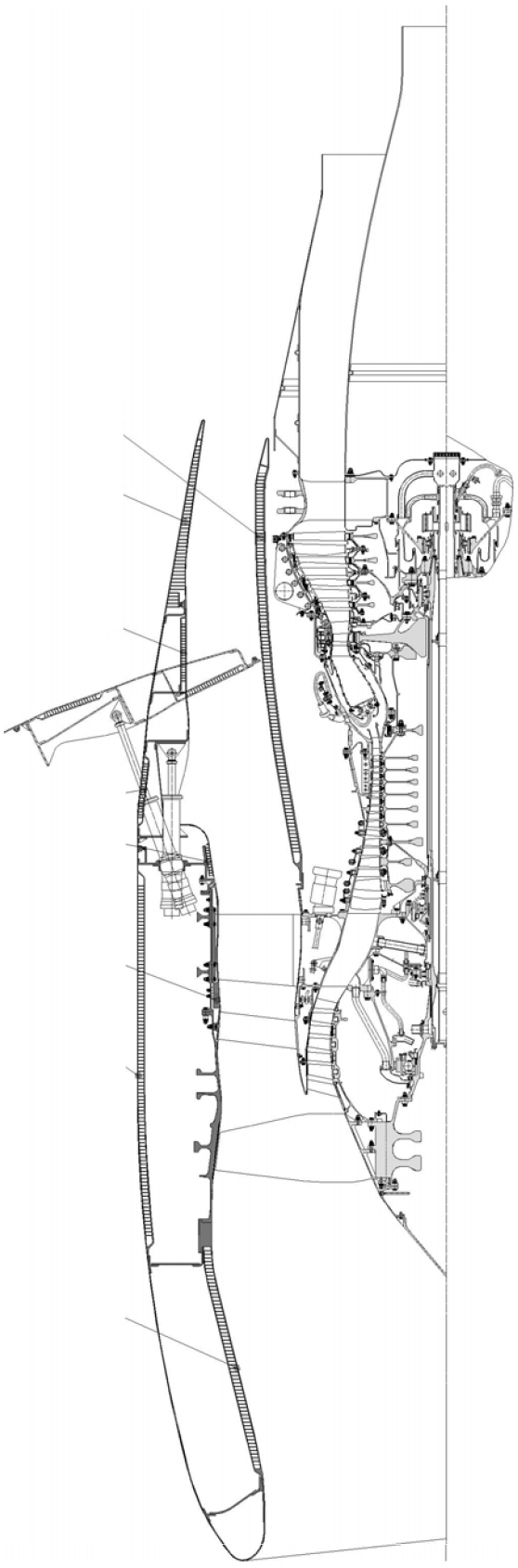
По формуле $f_m = \frac{nz}{60}$ определяется частота дискретных составляющих шума вентилятора на взлетном режиме и режиме полетного малого газа $f_{взл}$, $f_{т\ пол\ мг}$.

Рассмотрим пример:

Для $z = 27$, $n_{взл} = 5400$ *об/мин*, $n_{пол.мг} = 4400$ *об/мин*, $f_{т\ взл} = \frac{5400 \cdot 27}{60} = 2430$ *Гц*,

$f_{т\ пол\ мг} = 1980$ *Гц*.

3. Определение числа M потока II контура $M = C_a/a_m$. В нашем случае $M = 0.4$.



4. Определение частоты дискретной составляющей шума f_{m0} (без учета скорости потока в канале) по соотношению

$$f_m = f_{m0}\left(1+0.5M\right).$$

Для рассматриваемого примера $f_m = 1.2 \cdot f_{m0}$. Тогда $f_{m0} = \frac{f_m}{1.2}$, $f_{m\,взл} = 2000\ Гц$, $f_{m\,пол\,мг} = 1650\ Гц$.

5. По графику $h = f\left(f_{m0}\right)$ на рис.2.71,*а* находим диапазон высот панели $h_1 = 15\ мм$, $h_2 = 20\ мм$. В нашем случае принимаем $h = 20\ мм$.

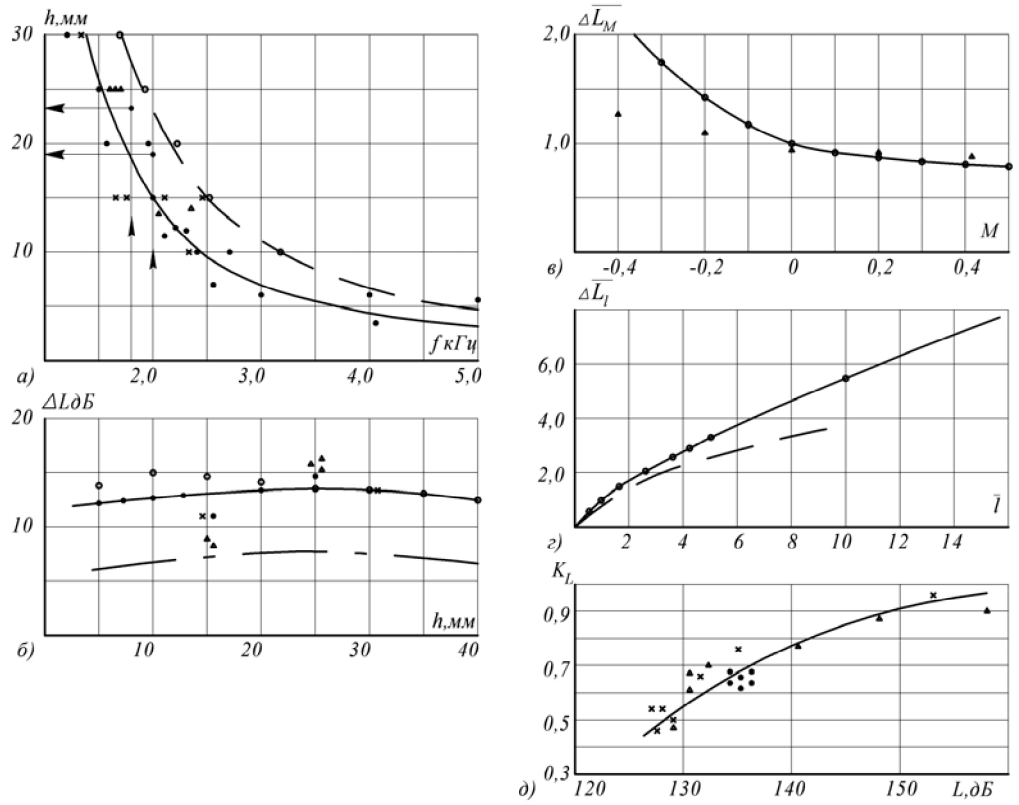


Рис. 2.71 Комплекс графических зависимостей для оценки поглощения шума на каждом участке тракта II контура ТРДД:

а) $h = f\left(f_{m0}\right)$ *– зависимость высоты панели ЗПК от частоты дискретной составляющей шума вентилятора (без учета скорости потока в канале);*

б) $\Delta L_0 = f\left(h\right)$ *– величина поглощения шума на каждом участке, при выбранном – h;*

в) $\Delta\overline{L}_M = f\left(M\right)$ *– поправка на скорость потока в канале;*

г) $\Delta\overline{L}_l = f\left(l\right)$ *– поправка на длину облицованного канала;*

д) $K_L = f\left(L\right)$ *– поправка на базовый (максимальный) шум в канале*

При выборе h необходимо ориентироваться на возможности производства, где обычно существует ряд основных размерностей панелей ЗПК.

6. Используя зависимости на рис. 2.71,*б, в, г, д*, определяются: $h = f\left(f_{m0}\right)$, $\Delta L_0 = f\left(h\right)$, $\Delta\overline{L}_M = f\left(M\right)$, $\Delta\overline{L}_l = f\left(l\right)$, $K_L = f\left(L\right)$. Тогда заглушение шума на участке N

$$\Delta L_{участка\ N} = \Delta L_0 \cdot \Delta\overline{L}_M \cdot \Delta\overline{L}_l \cdot K_L .$$

Расчет рационально свести в табл. 2.8.

Таблица 2.8

N участка	ΔL_0	$\Delta\overline{L}_M$	$\Delta\overline{L}_l$	K_L	$\Delta L_{участка\ N}$

7. Определение фактического уровня шума

$$L_{фак} = L_0 - \sum \Delta L_{уч} .$$

Снижение уровня шума с использованием в канале II контура ЗПК составляет 10-15 *дБ*, в воздухозаборнике 10-12 *дБ* и более в зависимости от длины канала.

Перспективы создания малошумного самолета. Использование акустически обработанных каналов самолётного воздухозаборника и канала II контура ТРДД как средства заглушения шума вентилятора на входе и выходе показывает, что задача снижения шума основного объекта – задача комплексная, она должна решаться и двигателестроительной, и самолетостроительной фирмами. Это заключение приобретает особую важность, когда средства снижения шума двигателя, не ухудшающие резко его КПД, практически исчерпаны.

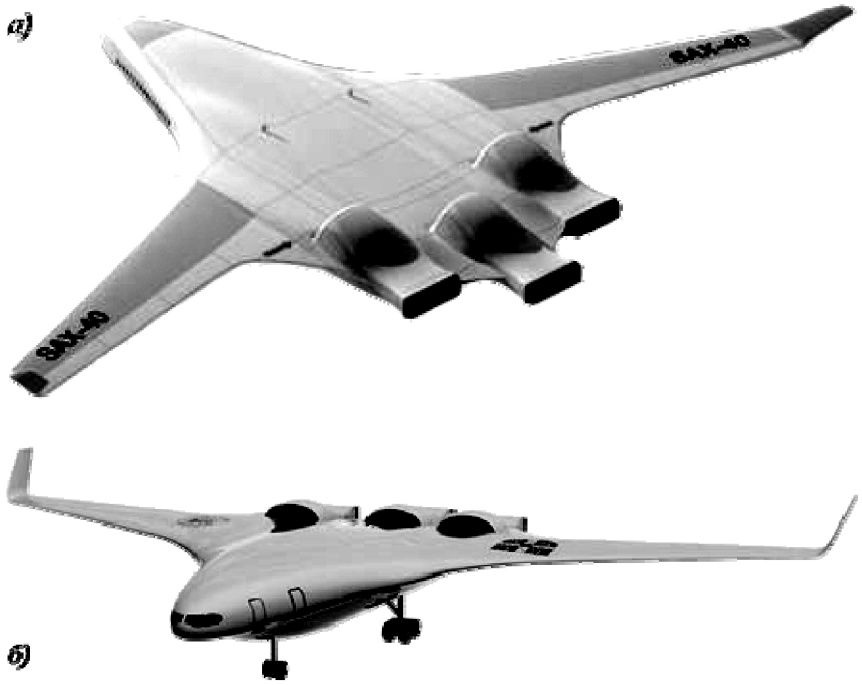


Рис. 2.72 Облик малошумного самолета SAX-40 (Великобритания): а) на взлете; б) на посадке

Поэтому появление проектов малошумных самолётов (рис. 2.72) это не фантазия, а необходимость. Основные направления в разрешении проблемы снижения шума самолёта и двигателя сводятся к следующим.

По самолёту:

– самолёт имеет форму летающего крыла с выпуклой несущей частью фюзеляжа, что улучшает летные характеристики самолёта на малых скоростях и обеспечивает таким образом низкий уровень шума при заходе на посадку;

– крыло без закрылков с отогнутыми вверх концами исключает интенсивный источник шума планера, но требует применения крыла большой площади и большого угла атаки для достижения низкой скорости при заходе на посадку;

– утопленная силовая установка повышает защищенность фюзеляжа и фактически устраняет распространение вперед шума двигателя. Расположение над верхней поверхностью фюзеляжа воздухозаборника позволяет засасывать пограничный слой с центральной части фюзеляжа, что повышает полётный КПД и уменьшает расход топлива.

По двигателю:

– в силовой установке используется ТРДД со сверхвысокой степенью двухконтурности (18 и выше). Рассматриваются меры по снижению шума за счёт использования так называемой силовой установки с тремя кластерными двигателями, где три вентилятора приводятся от одного газогенератора, что и позволяет получить большие уровни двухконтурности;

– предлагается использовать регулируемое сопло, которое максимально раскрыто на взлёте для обеспечения высокого расхода воздуха и малой скорости реактивной струи и прикрывается в конце режима набора высоты и на крейсерском режиме полёта для достижения требуемой тяги.

Полное раскрытие сопла при заходе на посадку позволяет достичь сверхнизкой частоты вращения вентилятора, соответствующей режиму полётного малого газа, что снижает уровень шума вентилятора, распространяющегося назад, и увеличивает лобовое сопротивление планера, необходимое для снижения скорости самолёта;

– предлагается взлетный режим с управлением вектора тяги, что обеспечивает крутой набор высоты при малой скорости полёта с непрерывным увеличением тяги.

Управление площадью сопла и углом набора высоты обеспечивает контроль шума за пределами аэропорта.

Распределённая силовая установка позволяет использовать вентиляторы малого диаметра с малой частотой вращения, что снижает шум в источнике и акустическую обработку длинных каналов перед и за вентилятором, позволяющую значительно снизить шум в передней и задней полусфере.

2.3.3. Защита от попадания посторонних предметов в проточную часть компрессора

Проблема состоит в том, что при эксплуатации самолетов и вертолетов происходит повреждение двигателей предметами, попадающими во входное устройство. Это влечет за собой снижение безопасности полетов и затраты на ремонт и восстановление двигателей.

При этом наиболее уязвимым узлом и главной причиной аварий является компрессор. Соударение твердых частиц с лопатками компрессора вызывает повреждения в виде зарубок и вмятин на кромках лопаток, глубина которых выходит за пределы, установленные нормами летной годности и техническими условиями на эксплуатацию ГТД.

В запыленной и песчаной местности во вход двигателя засасывается большое количество песка и пыли, что вызывает сильное изнашивание, эрозию пера лопатки, утонение пера и кромок и ведет к потере нормативных значений по геометрии профиля и по прочности.

Эти нормы на глубину и форму повреждений определяются степенью снижения предела выносливости пера лопатки из-за концентрации напряжений.

Посторонние предметы принято разделять на две группы по степени их воздействия на силовую установку самолета.

К первой группе относят предметы, которые могут повредить лишь один из двигателей силовой установки (крупные птицы, оторвавшиеся заклепки, предметы, оставленные в ВУ).

Ко второй группе относят посторонние предметы, которые могут быть опасными для всех двигателей самолета: пыль, песок, лед, сорвавшийся с элементов ВУ, град диаметром 25…50 *мм*, дождь (вызывает пульсации при работе ГТД), стаи мелких птиц массой не менее 0,085 *кг* и средних птиц массой не менее 0,7 *кг*.

Необходимо, чтобы при попадании посторонних предметов не возникало *недопустимых повреждений*, длительной потери тяги и не требовалось выключать двигатель.

Как видно, попадание посторонних предметов может произойти на земле и в воздухе. Опыт эксплуатации летательных аппаратов показывает, что наибольшее число таких случаев происходит на малых высотах (до 600 *м*) и на земле.

Защита двигателей от попадания посторонних предметов, находящихся на земле. Одной из причин попадания песка и мелких камней массой до 25 г с поверхности аэродрома является ***воздушный вихрь*** (рис. 2.73), образующийся между воздухозаборником и поверхностью земли. Вихрь – это воздушная структура, вращающаяся относительно вертикальной оси (оси, нормальной к поверхности), в центре которой образуется зона пониженного давления, соединенная с воздухозаборником. В эту зону и устремляются песок, пыль, мелкие камни.

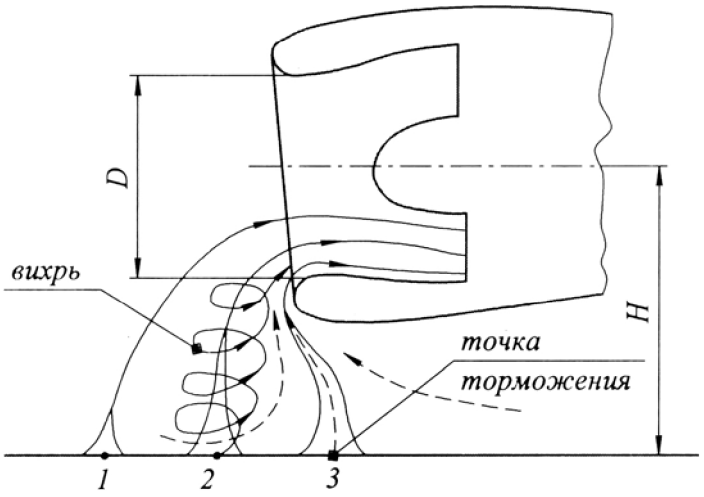


Рис.2.73 Схема образования вихря у воздухозаборника:
1 – точка торможения и вихрь при попутном ветре; 2 – точка торможения и вихрь при отсутствии ветра; 3 – точка торможения и вихрь при встречном ветре

Для образования вихря должно существовать какое-либо *внешнее возмущение* (которое вносило бы циркуляцию в поле течения воздухозаборника), *точка торможения* (где скорость движения воздуха равна нулю, чтобы вихрь не уносило течением) и *ветер переменной скорости* (при постоянной скорости ветра и при безветрии вихрь не образуется).

Тангенциальная скорость частиц воздуха в вихре есть функция расстояния от оси вращения:

$$V_\tau = \frac{K_\Gamma}{r},$$

где K_Γ – константа (интенсивность вихря);

r – радиус вихря.

Существование и интенсивность вихря зависят от высоты расположения воздухозаборника H, скорости воздуха на входе в воздухозаборник V_1, скорости ветра V_C, диаметра входа D.

Тангенциальная скорость вихря V_τ пропорциональна диаметру входа D и скорости на входе V_1, размеры вихря увеличиваются пропорционально диаметру D. Поэтому при увеличении степени двухконтурности вихрь оказывает большее влияние на двигатель, так как он охватывает большую часть высоты воздушного потока внутреннего контура.

Уменьшение высоты H над плоскостью ВПП увеличивает диапазон скоростей ветра, при которых может существовать вихрь.

Анализ влияния скорости и направления ветра на передвижение вихря показывает, что повышение скорости лобового ветра смещает основание вихря назад, а его часть внутри воздухозаборника (вершину вихря) – в направлении внешней поверхности двигателя. Соответственно попутный ветер смещает основание (точка торможения) вихря вперед, а его вершину – к оси двигателя. При боковом ветре основание смещается в направлении ветра, а вершина – по окружности относительно оси ВУ.

Установлено, что передача основной доли кинетической энергии вихря твердым частицам происходит непосредственно в начальной точке или вблизи ее в момент начала движения частиц и на некотором отрезке ядра вихря. Дальнейшее движение частицы практически происходит в основном потоке перед входным отверстием ВУ без воздействия вихря.

С гладкой поверхности камни с меньшей вероятностью всасываются в двигатель посредством вихря, чем если они находятся в трещине. Находящиеся на гладкой поверхности частицы сметаются в сторону вращающимся потоком вне ядра вихря, но не подбрасываются вверх.

По-другому ведут себя частицы, над которыми проходит ядро вихря – они резко подпрыгивают вверх. Именно этот вид воздействия вихря определяет попадание посторонних частиц в воздухозаборник.

На практике вихрь чаще всего поднимает частицы, которые не могут быть сдвинуты горизонтальным ветром, например гравий, щебень, лежащий в трещинах бетонного покрытия или на земле у края бетонной полосы. Не все частицы, поднятые вихрем, попадают в воздухозаборник, часть из них падает обратно на землю, хотя некоторые частицы и поднимаются выше уровня воздухозаборника.

Отсюда нетрудно наметить и меры по исключению попадания твердых частиц, камней с взлетной полосы в ВУ:

– увеличение высоты H входного устройства над полосой и одновременно экранирование входа корпусом самолета (истребитель МиГ-29);

– воздействие на воздушный вихрь (защита от вихря);

– планомерная очистка ВПП.

Защита от воздушного вихря обеспечивается его разрушением направленной воздушной струей. Струя воздуха, забираемого из компрессора, направляется с нижней кромки воздухозаборника прямо вниз на полосу. Эта струя доходит до поверхности бетонной полосы и распространяется там во все стороны. Возникающие таким образом скорости воздуха на поверхности полосы, даже при слабой струе, будут достаточны для

того, чтобы превзойти скорости, порождаемые воздухозаборником и направленные по радиусу к его центру. Таким образом, устраняется концентрация завихренности, приводящая к образованию вихря. При степени повышения давления $\pi_K = 5,0...4,0$ необходимый расход воздуха составляет 0,1…0,3% от общего расхода через двигатель. Чем ближе сопло к поверхности земли, тем меньше расход воздуха. Струя должна быть направлена назад и сопло расположено впереди точки торможения для всех встречающихся условий. Угол наклона струи к горизонту должен быть в пределах $60…90^{o}$, при угле 45° вихрь разрушить не удается.

Защита от частиц песка и пыли. Газотурбинные двигатели засасывают частицы пыли, измеряемые микронами, и частицы песка размером до 1 *мм*. Непрерывное всасывание пыли и песка вызывает прогрессирующую эрозию (изнашивание) деталей газовоздушного тракта. Эрозионным повреждениям подвергаются главным образом лопатки компрессора. Толщина кромок лопаток малоразмерных двигателей обычно невелика – порядка 50…120 *мкм*. При эрозии профили лопаток могут быть срезанными со стороны выходной кромки, в результате уменьшаются хорда и толщина лопаток, снижается КПД, запас газодинамической устойчивости компрессора и сопротивление усталости лопаток.

Опыт эксплуатации ***боевых вертолетов*** в условиях пустыни показывает, что это снижает ресурс двигателей на порядок (есть пример – с 1000 ч до 75 ч).

На эрозию существенно влияют размер, плотность, твердость и острота кромок частиц. Из всех компонентов природной пыли наибольшее изнашивание вызывает кварц.

Величина эрозии зависит от условий удара частицы (размер, форма, скорость частицы, угол соударения, продолжительность обдува). Эрозия как свойство материала оценивается или *массовой* ε, или *объемной эрозией* ε_V:

$$\varepsilon = \frac{потери\ материала\ в\ мг}{масса\ пыли\ в\ кг} = \frac{мг}{кг}, \qquad \varepsilon_V = \frac{см^3}{кг}.$$

Имеются наиболее *чувствительные* к эрозии материалы, такие как стекло ($\varepsilon_V = 100\frac{см^3}{кг}$ при обдуве кварцевой пылью с частицами $125…150\ мкм$ со скоростью 224 *м/с* при ударе под углом $90°$), и *менее чувствительные* конструкционные материалы для лопаток компрессора, титановые и никелевые сплавы близки по массовой эрозии ($\varepsilon = 4.6\ мг/кг$).

Опасность эрозии есть и у ***гражданских самолетов*** и, особенно, когда относительно чистые аэродромы расположены в пыльной местности. У ***самолетов сельскохозяйственной авиации*** воздух, поступающий в двигатель, может содержать химические вещества, снижающие прочность материала лопаток и их покрытий.

При эксплуатации ГТД ***морской авиации*** на рабочих поверхностях лопаток компрессора и турбины происходит отложение осадка, который содержит морскую соль.

Это приводит к ***сульфидации***, которая представляет собой ускоренную коррозию никелевых и кобальтовых сплавов в условиях высоких температур. Это ускоряет процесс разрушения турбинных лопаток (особенно входных кромок).

К ***мерам защиты у двигателей малых тяг*** относят специальные входные ***пылезащитные устройства (ПЗУ)*** с сепарацией твердых частиц (рис. 2.74) и подбор материалов лопаток (наиболее стойкими являются никелевые сплавы и мартенситные стали) и материалов покрытий (высокая эрозионная стойкость у карбида вольфрама).

У ***двигателей больших тяг*** важная роль отводится сепарации твердых частиц в вентиляторе и подпорных ступенях ТРДД с улавливанием и отводом твердых частиц и песка во II контур.

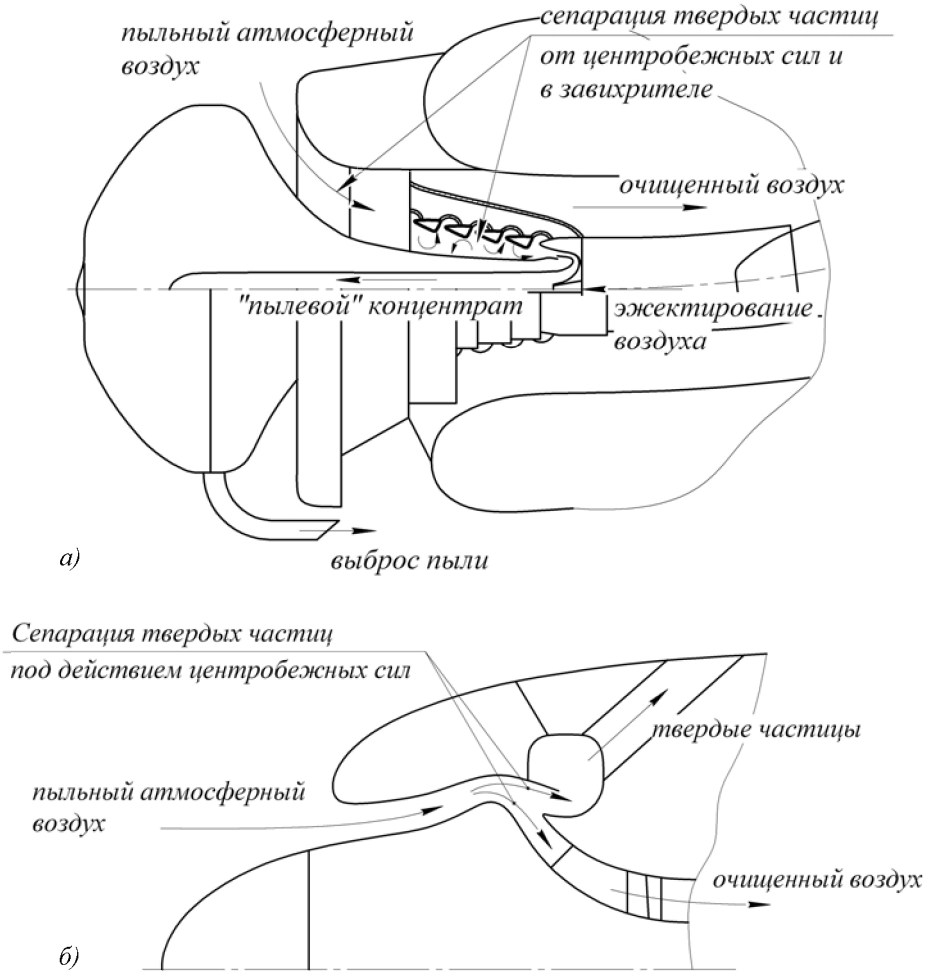


Рис. 2.74 Схемы входных устройств с улавливанием твердых частиц, пыли и песка малоразмерных двигателей: а) с рабочей поверхностью по внутренней стенке канала; б) с рабочей поверхностью по наружной стенке канала

Защита двигателя от попадания предметов, находящихся в воздухе. При эксплуатации летательных аппаратов как сам аппарат, так и двигатели испытывают удары различных предметов, которые могут находиться в воздухе: птицы, град, дождь.

Особенно уязвимы к таким столкновениям двигатели малых тяг (малая толщина пера и радиусы входных кромок).

В соответствии с нормами летной годности (АП-33) двигатели проходят испытания по забросу в воздухозаборник предметов, встречающихся в эксплуатации:

1. Небольшие птицы (не более 16 птиц массой 0,085-0,113 *к*г) – при взлете самолета (при скорости отрыва).
2. Птицы среднего размера (не более 8 птиц массой 0,7 *к*г) – при наборе высоты на начальных скоростях.
3. Большая птица (одна птица массой 1,8 *к*г при условии, если она может попасть во входной канал) – при наборе высоты на максимальной скорости (максимальный крейсерский режим) или при скорости отрыва, если двигатель не имеет ВНА (взлетный режим).

4. Лед, образующийся на входной поверхности воздухозаборника и на поверхности переднего канала двигателя на максимальной крейсерской скорости (соударение при скорости засасывания).

5. Градины диаметром 25 и 50 *мм*, вводимые залпом на максимальной крейсерской скорости (имитация полета в турбулентной атмосфере).

6. Вода (дождевая) не менее 4% от массового расхода воздуха через двигатель на режиме полетного малого газа, приемистости и взлетном (попадание воды вызывает неустойчивость в работе компрессора).

Наибольшее внимание уделяется повышению защиты вентиляторных лопаток, лопаток компрессора от деформаций и разрушений при столкновении с птицами.

На рис. 2.75 показана схема соударения условной большой птицы с решетками рабочего колеса вентилятора. На рис. 2.76 – реальная картина разрушения лопаток от такого взаимодействия птицы и вращающегося колеса вентилятора.

Схема соударения и характер деформаций лопатки вентилятора будут рассмотрены далее, здесь остановимся на обзоре общих закономерностей попадания птиц во вход двигателей.

Условная масса птицы, приходящаяся на единицу площади потока m/S, при плотности птицы ρ и условном диаметре птицы $d_{ПТ}$ может быть определена по следующей формуле [18]:

$$\frac{m}{S} = \frac{2}{3}\rho_{ПТ} d_{ПТ},$$

при этом $d_{ПТ} = 11,5\sqrt[3]{m}$; экспериментально установлена плотность птицы $\rho_{ПТ} = 1,243\ кг/дм^3$.

Количество лопаток, сталкивающихся с птицей, $N_{ПТ}$ определяется из уравнения (см. рис. 2.75)

$$N_{ПТ} = \frac{N_Л n_В d_{ПТ}}{720 C_{ПТ} \cos\beta},$$

где $N_Л$ – количество лопаток рабочего колеса вентилятора;

$n_В$ – частота вращения вентилятора в об/мин.

Ширина части птицы, попадающей на лопатку, $b_{ПТ}$:

$$b_{ПТ} = \frac{d_{ПТ}}{N_{ПТ}}.$$

Количество поврежденных лопаток и ширина $b_{ПТ}$ зависят от места удара по высоте лопатки и скорости $C_{ПТ}$.

Скорость соударения $C_{УД}$ линейно увеличивается с ростом окружной скорости и уменьшением скорости движения птицы. Она слабо зависит от скорости птицы при ударе у корня лопатки и сильнее – при ударе на конце лопатки.

Скорость соударения C_N, определяющая степень повреждения лопатки, равна составляющей скорости , нормальной к главной оси инерции лопатки (см. рис. 2.75):

$$C_N = (U + C_{ПТ}\sin\beta)\cos\phi - C_{ПТ}\cos\beta\sin\phi.$$

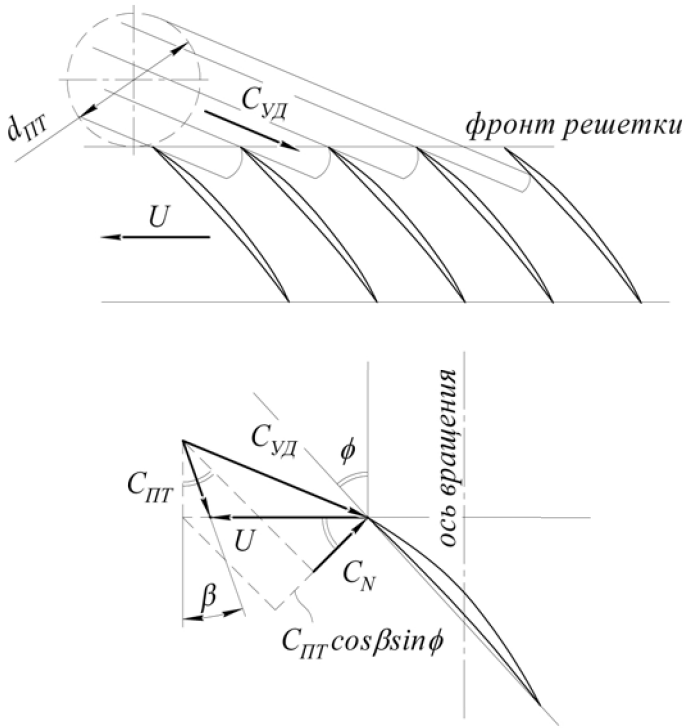


Рис. 2.75 Схема соударения условной большой птицы с решеткой рабочего колеса вентилятора: $C_{ПТ}$ – относительная скорость сближения птицы с рабочим колесом; U – окружная скорость; $C_{уд}$ – абсолютная скорость соударения птицы с лопаткой РК; C_N – нормальная к хорде лопатки составляющая скорости соударения, β – угол удара; $d_{ПТ}$ – условный диаметр птицы

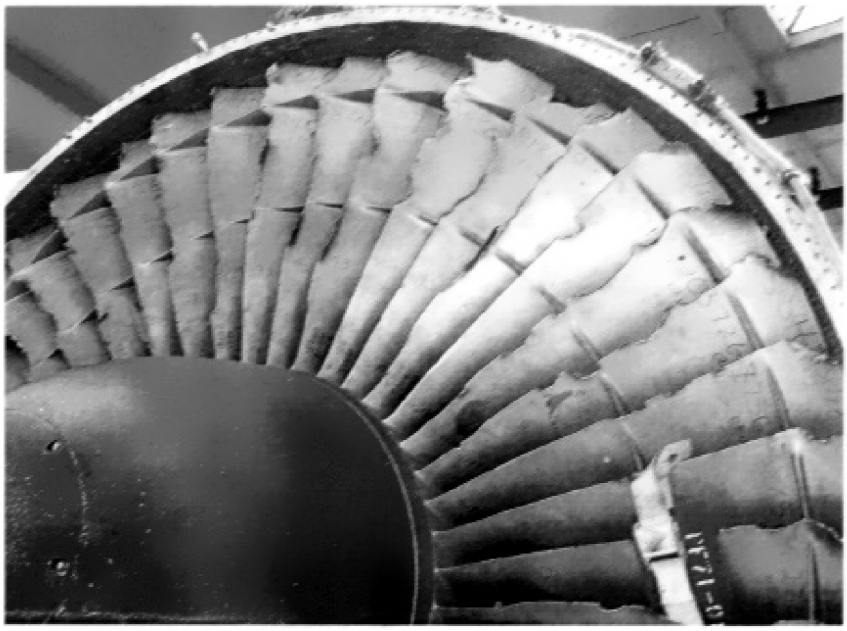


Рис.2.76 Разрушение лопаток вентилятора при столкновении с птицей

В качестве критерия повреждаемости берется коэффициент повреждаемости $D_П$:

$$D_П = K_i C_N^П \sqrt{\frac{m}{Sh\tau_B}}, \text{ а } C_N^П = \sqrt{\frac{ghp_i}{m/s}},$$

где K_i – константа;

$C_N^П$ – предельная (минимальная) скорость соударения, необходимая для пробивания пластины (лопатки). Она определяет критическую продолжительность пробивания;

τ_B – временное сопротивление сдвигу материала лопаток;

p_i – максимальное динамическое давление, испытываемое лопаткой в точке удара; установлено, что $5\tau_B \le p_i \le 5.8\tau_B$;

h – толщина лопатки в середине площади контакта.

Из выражения, определяющего коэффициент повреждаемости $D_П$, следует, что для уменьшения повреждаемости лопатки необходимо увеличивать толщину лопатки h.

Исследования влияния размеров лопатки (высоты, толщины) или величины тяги на коэффициент повреждаемости $D_П$ показали, что для периферийных сечений лопаток (у корня лопаток $D_П$ меньше в 2 раза) он может принимать такие значения:

Коэффициент $D_П$	Тяга двигателя P_0, *кН*
0,40	225
0,55	30
0,70	7

С уменьшением размерности двигателя опасность повреждения лопаток при встрече с птицей растет.

Контрольные вопросы

1. При синхронном проектировании двигателя как объекта для самолета – объекта более высокого уровня –необходим постоянный обмен проектной информацией.
   Обрисуйте взаимодействие проектировщиков на начальном этапе создания самолета и двигателя.
2. Важным этапом в создании компоновки самолета и компоновки двигателя является разработка их силовых систем (схем).
   Воспроизведите схему существующих связей силовой системы самолета и силовой системы двигателя с кратким анализом уровней декомпозиции.
3. Важную роль в прочностном анализе конструкции самолета играет разработка общей схемы нагружения.
   Какие силы действуют на самолет в горизонтальном полете и как возникает подъемная сила на крыле?
4. Выбор схемы размещения силовой установки играет важную роль в создании общей компоновки самолета.
   Дайте анализ размещения двигателей на пилонах под крылом (пример – Ил-96) и в хвостовой части фюзеляжа (пример – Ил-62), указав преимущества и недостатки.
5. Размещением двигателей над крылом дозвукового самолета (пример – Ан-72) и под крылом сверхзвукового самолета (пример – Ту-144) добиваются увеличения подъемной силы.
   Изобразив подвеску двигателя, покажите какой аэродинамический эффект проявляется в первом и втором случаях.
6. Для снижения отрицательного эффекта взаимовлияния на работу крыла и двигателя при размещении его на пилонах под крылом выбираются размеры выносов двигателя относительно крыла.
   Изобразите схему размещения двигателя на пилонах под крылом (пример ДС-10 на рис. 2.10) с анализом размеров и конструкции пилона.
7. В конструктивно-силовой системе воплощается заглавная идея, концепция проектируемого двигателя.
   Дайте определение конструктивно-силовой системы ГТД, проведите анализ всех критериев ее выбора.
8. На элементы силовой системы ГТД действуют газовые, инерционные, термические и другие силы.
   Пользуясь первым уравнением Эйлера напишите формулу для расчета осевой силы, действующей на дозвуковое входное устройство и реактивное сопло. Почему при этом не рассматриваются термические силы?
9. На элементы газовоздушного тракта: воздухозаборник, компрессор, камера сгорания, турбина и реактивное сопло – действуют осевые газовые силы, сумма которых равна стартовой тяге двигателя.
   Распишите формулы осевых сил, действующих на эти элементы, и оцените направления действия осевых сил на каждый узел, направление силы тяги и осевой силы, действующей на РУП.
10. Для уменьшения осевой силы, действующей на РУП ротора ГТД, известен набор конструктивных приемов (число их 5…6).
    Охарактеризуйте эти приемы и назовите наиболее эффективный.
11. Инерционные нагрузки на элементы самолета и двигателя, возникающие при эволюциях самолета нормируются коэффициентами эксплуатационной перегрузки $n_X^Э$, $n_Y^Э$, $n_Z^Э$.

Исследуя эволюции самолета: разбег, посадку, развороты, выход из пикирования – покажите знак и величину инерционных сил, коэффициенты эксплуатационной перегрузки и действие гироскопического момента.

12. Основным источником общей вибрации двигателя является роторная вибрация, причина которой в дисбалансе ротора.
    Используя выражение критической частоты вращения ротора на жестких и упругих опорах, сделайте анализ конструктивных мер по отстройке от опасных резонансов. Используйте пример RB.199.
13. При изучении связей роторов 2- и 3-вальных ТРДД отмечается два важных момента: место установки стяжного устройства и опасность задевания валов.
    Рассмотрите стяжное устройство роторов компрессора и турбины ТРДФ М.53-Р2 фирмы SNECMA и укажите, какие основные функции оно выполняет, какие нагрузки воспринимает каждый элемент стяжки и где следует располагать стяжное устройство по длине ротора.
14. Важное значение для снижения общей вибрации двигателя и для гарантии малых радиальных зазоров в компрессоре и турбине имеет выбор силовой системы статора (корпуса) двигателя.
    Дайте анализ всех известных силовых систем корпуса с рекомендациями их применения.
15. В авиационных двигателях используются подшипники легких, особо легких и сверхлегких серий, высокого и особо высокого класса точности. Авиационные подшипники проходят ресурсную доводку.
    Дайте характеристику серий и классов точности авиационных подшипников и сформулируйте требования к посадкам подшипников в корпус и на вал при разных вариантах вращающихся колец.
16. Эволюция конструктивно-силовых схем 2- и 3-вальных ТРДД отражает процесс совершенствования авиационных ГТД больших и малых тяг.
    Проведите анализ конструктивно-силовых схем 2-вальных ТРДД JT9D, НК-8, АИ-25, PW6000 и 3-вальных RB.211-535, НК-56 и Д18-Т и укажите тенденции в формировании облика авиационного ТРДД.
17. Проектирование подвески двигателя на самолете увязывается с выбором конструктивно-силовой схемы его корпуса, так как повышенные деформации корпуса при подвешивании двигателя снижают его экономичность и вибрационную надежность.
    Сделайте анализ этого положения на примере установки ТРДД ПС-90А на самолете Ил-96 и сформулируйте требования к схеме и конструкции подвески и конструкции корпуса и опор.
18. Одна из проблем обеспечения безопасности полетов – это исключение обледенения самолета и двигателя. На двигателе и самолете приходится устанавливать систему противообледенения (ПОС).
    Покажите необходимость защиты самолета и двигателя от обледенения. Каковы внешние условия (температура, водность воздуха) возникновения обледенения? Как образуется лед на поверхности крыла и элементах двигателя?
19. Сбрасывание льда с поверхности крыла самолета, с кока и лопаток компрессора двигателя основано чаще на подогреве поверхности, на которой образуется лед. Но есть и другие способы.
    Представьте все способы устранения обледенения на элементах самолета и двигателя, сделайте анализ их эффективности и привлекательности.
20. Одним из основных средств заглушения шума является использование звукопоглощающих конструкций (ЗПК).

Каков принцип заглушения шума в ячейках ЗПК? Какова зависимость эффективности ЗПК от высоты воздушного канала II контура (H), от числа Маха потока (M_{Π}), степени перфорации (ε), длины участка ЗПК (l)?

21. Звукопоглощающая конструкция (ЗПК) – сложная сварная структура из тонкостенных оболочек с системой отверстий разного назначения.
    Изложите кратко технологию изготовления ЗПК, конструкцию и технологию приварки фланцев, арматуры к оболочкам ЗПК.
22. При эксплуатации самолетов и вертолетов происходит повреждение двигателей мелкими камнями (до 25г), песком и пылью, попадающими во вход с земли. Одной из причин этого является воздушный вихрь.
    Покажите процесс возникновения воздушного вихря у воздухозаборника, механизм засасывания твердых частиц и методы защиты от вихря.
23. Твердые частицы, ударяясь, вызывают забоины на лопатках компрессора, эрозию, изнашивание лопаток, резко снижают ресурс (иногда на порядок) и ухудшает параметры компрессора и двигателя.
    Раскройте опасность попадания камней, песка и пыли в воздухозаборник, конструктивные меры по улавливанию твердых частиц: пылезащитные устройства (ПЗУ) для двигателей малых тяг и сепарация и улавливание в двигателях больших тяг. Покажите принципы действия каждого устройства.
24. При полете самолет и двигатель испытывают удары от столкновения с предметами, находящимися в воздухе: птицы, град, вода дождевая, лед, образующийся на поверхности воздухозаборника, ребрах опор.
    Необходимо раскрыть механизм встречи птиц с решеткой профилей колеса компрессора, схему повреждения лопатки при ударе птицы, града, льда и способы защиты.
25. Какие процессы происходят при втекании в двигатель сверхзвуковой воздушной струи? Какова природа прямых и косых скачков уплотнения и соответствующее исполнение сверхзвукового воздухозаборника?
26. Сверхзвуковые входные устройства выполняются с внешним, внутренним и смешанным сжатием.
    Как выбираются: форма и число поверхностей сжатия, площадь входа, углы ступенчатого конуса (клина)?
27. Воспроизведите эпюры осевых сил в сверхзвуковом входном устройстве с центральным телом и сделайте вывод о направлении осевой силы и доли этой силы в формировании тяги ТРДДФ.
28. Согласование работы компрессора и сверхзвукового входного устройства по режимам полета требует управления положением скачков уплотнений и впускными и выпускными устройствами.
    Покажите положение этих элементов входного устройства на дозвуковом и сверхзвуковом полете.

Список литературы

1. Зрелов, В.А. Отечественные ГТД. Основные параметры и конструктивные схемы [Текст] (ч. 1, ч. 2): учеб. пособие / В.А. Зрелов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2002. – 210 с., 250 с.
2. Формирование технических объектов на основе системного анализа [Текст] / В.Е. Руднев, В.В. Володин, К.М. Лучанский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1991. – 320 с.
3. Кулагин, В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.
4. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учебник. – Кн. 3./ В.В. Кулагин, С.К. Бочкарев, И.М. Горюнов [и др.]; под общ. ред. В.В. Кулагина. – М.: Машиностроение, 2005. – 464 с.
5. Ануров, Ю.М. Основы обеспечения прочностной надежности авиационных двигателей и энергетических установок [Текст] / Ю.М. Ануров, Д.Г. Федорченко. – СПб.: СПб-ГПУ, 2004. – 390 с.
6. Белоусов, А.И. Конструктивные методы снижения шума авиационных двигателей [Текст]: учеб. пособие / А.И. Белоусов, И.С. Загузов; под ред. акад. Н.Д. Кузнецова; КуАИ. – Куйбышев, 1982. – 96 с.
7. Снижение шума самолетов с реактивными двигателями [Текст] / А.М. Мхитарян, В.Г. Енсиков, Б.Н. Мельников [и др.]; под ред. д-ра техн. наук А.М. Мхитаряна. – М.: Машиностроение, 1975. – 264 с.
8. ЦИАМ. Экспресс-информация [Текст]. Сер: авиационные двигатели 1980-2008.
9. Трунов, О.К. Обледенение самолетов и средства борьбы с ним [Текст] / О.К. Трунов. – М.: Машиностроение, 1963. – 248 с.
10. Кочеров, Е.П. Проектирование подвески ГТД на летательном аппарате [Текст] / Е.П. Кочеров, Н.И. Старцев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 1998.
11. Постников, А.М. Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ [Текст] / А.М. Постников. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 286 с.
12. 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.

Глава 3. Компрессоры

Работа цикла ГТД связана с процессом сжатия воздуха во входном устройстве и компрессоре, подводом тепла к рабочему телу в камере сгорания и процессом расширения газа в турбине и реактивном сопле. Следовательно, компрессор наряду с воздухозаборником, камерой сгорания, турбиной и реактивным соплом является основной подсистемой в двигателе как объекте.

В компрессоре, который приводится турбиной, происходит подвод механической энергии к рабочему телу и перевод ее в потенциальную энергию сжатого воздуха. Поэтому положительный эффект компрессора W определяют его выходные параметры – расход воздуха $G_в$ $^{кг}/_{с}$, степень повышения давления $\pi_{k\Sigma}$ и коэффициент полезного действия η_k.

В настоящее время в составе ГТД используются осевые, центробежные и осецентробежные компрессоры. Применяются и осевые компрессоры с диагональной ступенью, которая имеет $\pi_{ст} = 3...5$ при КПД 0,85-0,87.

Приоритеты при выборе того или иного типа компрессора определяются при формировании общей концепции двигателя и создании его компоновки в результате сравнения выходных параметров с учетом массы, габаритов, и т. д. (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Тип	Осевой			Центробежный	Осецентро-бежный
Параметр	дозвуковой	транс-звуковой	сверх-звуковой		
$\eta_{ст}$	0,88…0,92	0,87…0,9	0,83…086	0,76…0,8 (0,84)	-
$\eta_к$	0,86…0,91	0,85…0,89	0,81…0,85	0,76…0,82	0,81…0,85
$\pi^*_{ст}$	1,15…1,35	1,4…1,75	1,75…2,0	2,5…8,0(12)	
$\bar{G}_в = \frac{G_в}{F}$	140…180 $^{кг}/_{м^2}$			15…30	

Применение осевых компрессоров в составе большинства авиационных ГТД связано с тем, что такой компрессор является наиболее современной машиной по сжатию воздуха, так как осевое движение воздуха предопределяет минимальные гидравлические потери, высокий КПД, малый мидель и низкую удельную массу.

Центробежные компрессоры использовались в некоторых ТРД первого поколения (1940-1950 гг.). Имея бесспорное преимущество по степени повышения давления в одной ступени (3…5 против 1,15), центробежные компрессоры имели тот недостаток, что расход воздуха при одинаковом миделе был в 6…10 раз меньше, чем у осевых.

Но решающее преимущество осевого компрессора перед центробежным – это возможность увеличивать степень повышения давления $\pi^*_{k\Sigma}$ за счет увеличения числа ступеней, которое и определило использование его в авиационных ГТД последующих поколений. Центробежные компрессоры использовались в это время в конструкции ГТД малых тяг и в ГТД вспомогательного назначения.

Непрерывный рост параметров цикла ГТД требовал увеличения $\pi^*_{k\Sigma}$, что привело к росту числа ступеней осевых компрессоров (до 17-19) и к затруднениям по

обеспечению газодинамической устойчивости. Решением этой проблемы стало разделение многоступенчатого компрессора на 2-3 компрессора, которые приводились отдельными турбинами с оптимальной частотой вращения.

Разделение осевого компрессора на каскады стало естественным процессом при появлении ТРДД.

Однако в последние полтора десятилетия прошлого столетия положение это стало меняться.

Тенденции к повышению степени двухконтурности до 5 и выше в ТРДД для пассажирских и транспортных самолетов привели к тому, что расход воздуха через газогенератор постоянно снижался при росте степени повышения давления в компрессоре ВД.

Это привело к тому, что площадь проточной части и длина лопаток последней группы ступеней снизилась до критического значения 20...15*мм*, что резко повысило отрицательную роль радиальных зазоров – относительный радиальный зазор стал более 30% вместо 5-10%, КПД компрессора ВД начали ограничивать последние ступени.

В этой ситуации стало привлекательным решение заменить последние ступени осевого компрессора с малой высотой лопаток на одну центробежную ступень, то есть использовать осецентробежный компрессор (рис. 3.1).

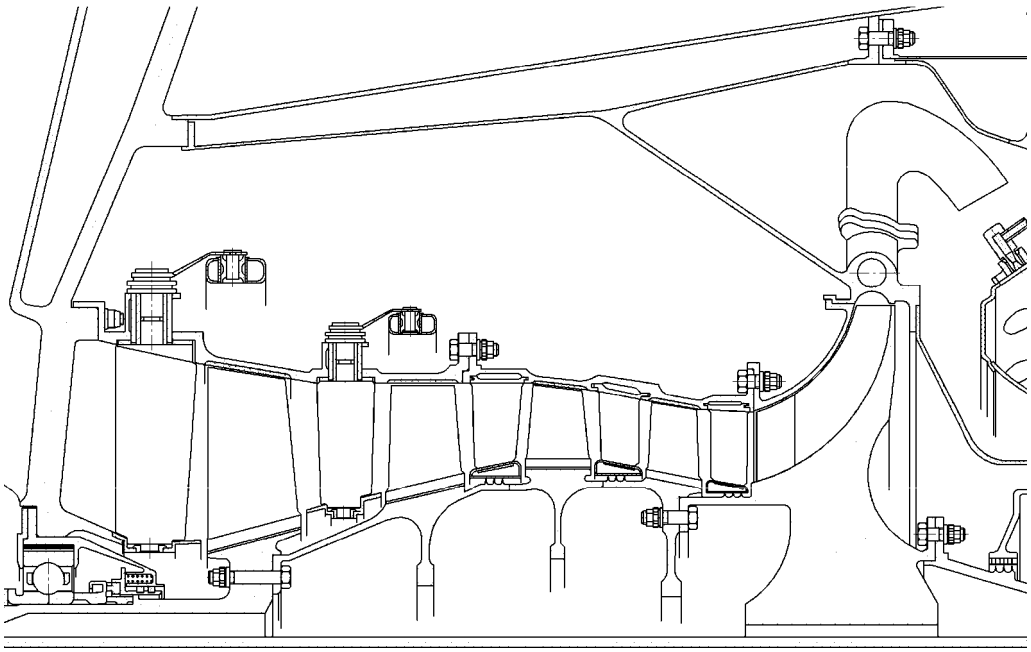


Рис. 3.1 Осецентробежный компрессор ВД ТРДД PW300

Дело в том, что в ТРДД со степенью двухконтурности более трех центробежный компрессор встраивается в конструкцию естественно, место ему определено в объеме, очерченном внутренней оболочкой второго контура, и недостаток такого компрессора, именуемый большим миделем, потерял свое значение.

Более раннее использование осецентробежных компрессоров в ТВаД, устанавливаемых на вертолетах, также не имело ограничения по диаметральным размерам.

Более того, применение противоточной камеры сгорания позволяет реализовать еще одно преимущество осецентробежного компрессора – снижение длины и массы двигателя. ТРДД LF-507 фирмы Textron Lycoming имеет длину 1,488 *м* при диаметре входа 1,059 *м*.

Этому способствовало то обстоятельство, что в компоновке этого двигателя использовался редуктор, который обеспечил нужную окружную скорость вентилятора при оптимальной частоте вращения и диаметре турбины НД (рис. 3.2). Следует сказать, что такие решения использованы в ТРДД малых тяг (30…50 *кН*).

После анализа конструктивной эволюции компрессоров ГТД важно представить направления их дальнейшего развития.[1]

В первое десятилетие XXI века расчет вязкого течения стал основным инструментом проектирования компрессора газотурбинного двигателя. В сравнении с традиционными 1D и 2D расчетами, успех применения которых зависел от опыта и искусства пользователя, в расчете 3D вязкого течения напрямую (то есть без каких-либо дополнительных знаний о течении, накапливавшихся ранее в дорогостоящих экспериментальных исследованиях) стали моделироваться все сложные явления аэродинамики турбомашин, такие как перетекание в радиальном зазоре и течение в лабиринтах венцов и присоединенных полостях.

Доступные расчетные программы и мощные компьютеры позволяют даже не имеющему опыта энтузиасту-аэродинамику спроектировать свой компрессор (например, методом проб и ошибок), руководствуясь лишь рядом сведений из теории турбомашин и своими предпочтениями. Это, вне всякого сомнения, большое достижение, однако задача создания компрессора была и остается чрезвычайно сложной, многодисциплинарной задачей, в которой аэротермодинамические подходы, традиционно считающиеся главенствующими, являются всего лишь частью более общего подхода к проектированию, требующего одновременного решения аэро- и термомеханических, технологических, прочностных и ряда других проблем, таких как шум или сложные термодинамические циклы. При этом объединяющий опыт генерального конструктора играет определяющую роль в формировании облика компрессора и согласовании действий различных групп расчетчиков, и этот опыт пока не поддается формализации.

В настоящее время вычислительная аэродинамика компрессора достаточно глубоко развита. Трехмерные формы лопаток для эффективного сжатия потока как на линии рабочих режимов, так и в нерасчетных точках, неосесимметричные обводы втулок рабочих колес, надроторные устройства для расширения диапазона устойчивости – все эти конструкторские решения отрабатываются в 3D-расчетах вязкого течения. По этой причине, вычислительная 3D аэродинамика компрессора, подкрепленная данными аккуратных измерений в экспериментальных исследованиях, становится надежным инструментом детальной доводки и оптимизации компрессора, а также проникновения в физику явлений и управления этими явлениями.

Практическая законченность описания явлений и исследования способов оптимального аэродинамического проектирования как отдельного венца, так и компрессора в целом, позволяет говорить о том, что эра чисто аэродинамических исследований завершена и наступил этап поиска конструкторских и технологических решений для обеспечения этой идеальной аэродинамики. Настоящее время – время изобретений, состязания в оригинальности мышления, поисков по широкому фронту и интенсивного обмена информацией.

Какими аэродинамическими свойствами обладает или должен обладать современный компрессор? Как правило, таким считается высокооборотный компрессор с высоконагруженными ступенями. В этом случае число ступеней может быть уменьшено, что делает компрессор более коротким и легким. Последнее утверждение не является абсолютной истиной. Дело в том, что обеспечение устойчивости течения в высоконагруженных ступенях требует уменьшения удлинения лопаток венцов, и при заданном проходном сечении это требование выполняется за счет увеличения осевой

[1] По материалам, предоставленным А.Н. Старцевым

проекции хорды лопаток и длина компрессора растет. Следует отметить, что увеличение удлинения лопаток высоконагруженных венцов является одной из актуальных нерешенных задач аэродинамики компрессора.

Другое важное свойство современного компрессора – нечувствительность к изменению радиального зазора. Это важно для обеспечения устойчивой работы компрессора по всему полетному циклу и для предотвращения ухудшения характеристик компрессора из-за эрозии в процессе эксплуатации. В этой задаче, столь же актуальной, как и предыдущая, ставка делается на поиск более совершенной («умной») 3D формы лопатки, уменьшающей расход, протекающий сквозь радиальный зазор. Стандартная величина этого расхода составляет около 5% от всего расхода через лопаточный венец. Следует отметить, что профилирование лопатки в зонах, примыкающих к втулке и периферии, требует специального внимания. Так, существование небольшой зоны трехмерного отрыва в угле, образуемом стороной разрежения лопатки рабочего колеса и втулочной поверхностью вращения, приводит (при повышении давления на выходе из компрессора) к возникновению глобальной зоны обратного тока, охватывающей втулки сразу нескольких ступеней компрессора. Помимо 3D-профилирования нечувствительность к изменению радиального зазора обеспечивается различными устройствами, расположенными на втулочной и периферийной поверхностях проточной части.

Однако наиболее важным свойством современного компрессора является высокий КПД, что позволяет развивать компрессор и двигатель сразу по нескольким направлениям. Например, уменьшение потерь в направляющем аппарате позволяет понизить окружную скорость впередистоящего рабочего колеса (при сохранении массового расхода и степени повышения полного давления в ступени) и, тем самым, увеличить нагруженность ступени. Или – увеличение КПД компрессора позволяет резко повысить термический КПД двигателя за счет организации более эффективного термодинамического цикла (при этом потребная степень повышения давления в компрессоре увеличивается).

Следует отметить и косвенные пути повышения эффективности компрессора за счет аэродинамического совершенствования. Например, снижение веса за счет уменьшения длины компрессора, отказ от перепуска воздуха на нерасчетных режимах, уменьшение числа поворотных направляющих аппаратов и, вообще, уменьшение числа лопаток.

Прогноз NASA – достижение к 2020 году политропического КПД компрессора равного 92% при общей (вентилятор+КНД(или КСД)+КВД) степени повышения полного давления, равной 60 (и до 80). (Кстати, в рамках этой программы NASA ведет отработку трехступенчатого экспериментального компрессора 76В – это три входные ступени КВД с параметрами $U_K = 420\,м/сек$, $\pi_к^* = 4.7$, $\eta_{АД}^* = 88.5\%$. Относительный диаметр втулки компрессора на входе равен 0,625, на выходе – 0,83. Неплохой пробный камень для аэродинамика!)

Конечно, столь высокие параметры будут достигнуты не только за счет аэродинамического совершенства. Будет использоваться так называемая схема GTF (Geared TurboFan – с редукторным приводом вентилятора и высокоскоростными подпорными ступенями (КНД) – аналог трехвальных двигателей фирмы RR United Kingdom), продвигаемая фирмами PW и MTU и позволяющая выбрать оптимальное по КПД распределение степени повышения давления между КНД и КВД. Кроме того, будут применены система управления радиальными зазорами (как на стационарных, так и на переходных режимах) и система повышения запаса устойчивой работы (надроторные устройства в выходных ступенях, вдувы на периферии рабочих колес входных ступеней КВД).

Современным образцом применения схемы GTF являются двигатели серии PW1000, один из которых – PW1400 – является конкурентом российского двигателя ПД-

14 (разработчик «Авиадвигатель») для установки на самолет МС-21 (разработчик «Иркут»).

Среди современных направлений совершенствования следует отметить превалирующее – перенесение успешно разработанных технологий для двигателей большой тяги на двигатели меньшей тяги, или миниатюризация; уменьшение радиального размера компрессора (КНД+КВД). При этом конструктивно увеличивается степень двухконтурности двигателя (так называемая схема UHB) с целью повышения пропульсивного КПД вентилятора. Пример – моделирование компрессора высокого давления двигателя GE-90 для двигателя меньшей тяги LEAP-X (фирмы GE и SNECMA).

Основная проблема малоразмерных компрессоров – миниатюризация лопаток выходных ступеней (увеличение общей степени повышения давления тоже вносит свой вклад в миниатюризацию). При этом происходит понижение КПД (увеличенный относительный радиальный зазор, увеличенная относительная толщина лопаток), ухудшается качество изготовления и сопротивление эрозии. Современные попытки решения этих проблем дают представление об облике КВД ближайшего будущего: это будет компрессор с низко расположенной втулкой и заменой выходных осевых ступеней на центробежную ступень (одна центробежная ступень заменяет три осевых ступени), то есть осецентробежный компрессор.

Главный (можно сказать вековой) недостаток осецентробежного компрессора – низкий КПД по сравнению с соответствующим осевым компрессором – в настоящее время преодолевается в двух исследовательских программах – LEMCOTEC (Еврокомиссия) и HECC (NASA, PW). Вот список задач, которые решаются в этих программах:

- повышение КПД за счет современного профилирования лопаточного диффузора центробежной ступени;
- повышение запаса устойчивой работы за счет более удачного согласования рабочего колеса и лопаточного диффузора (как правило, максимум КПД центробежной ступени достигается у границы устойчивой работы);
- изучение эффектов «масштабирования», то есть определение предельной высоты лопатки, когда блок выходных осевых ступеней следует заменить на замыкающую центробежную ступень;
- определение оптимального распределения нагрузки между осевой и центробежной частями осецентробежного компрессора;
- повышение КПД малоразмерного компрессора при низких числах Рейнольдса.

На рис. 3.2 из статьи специалистов MTU (2005 г.) обозначены основные конструктивные схемы и параметры современных компрессоров и компрессоров предыдущего десятилетия. По оси абсцисс отложено число ступеней компрессора, по оси ординат – степень повышения полного давления.

До 90-х годов высокие параметры компрессора обеспечивались сочетанием подборных ступеней – 4-6 ступеней и многоступенчатого компрессора ВД. В настоящее время развиваются два основных типа компрессоров.

Первый тип – это двухвальный компрессор двигателя GTF. Он состоит из высокоскоростных подпорных ступеней, вращаемых турбиной низкого давления (до редуктора) и КВД с умеренной степенью повышения полного давления, который вращается одноступенчатой турбиной высокого давления. Число подпорных ступеней уменьшилось до 1…3. Высокооборотный компрессор предпочтительно состоит из 2 или 3 осевых ступеней КНД со степенью повышения полного давления $\pi^* = 3.5$, КВД – 6- или 7-ступенчатый со степенью повышения полного давления $\pi^* = 12-15$. В качестве примера на рис. 3.3 показана проточная часть двухвального компрессора двигателя GTF с двухступенчатым КНД и шестиступенчатым КВД (очень похожим на КВД двигателя PW6000).

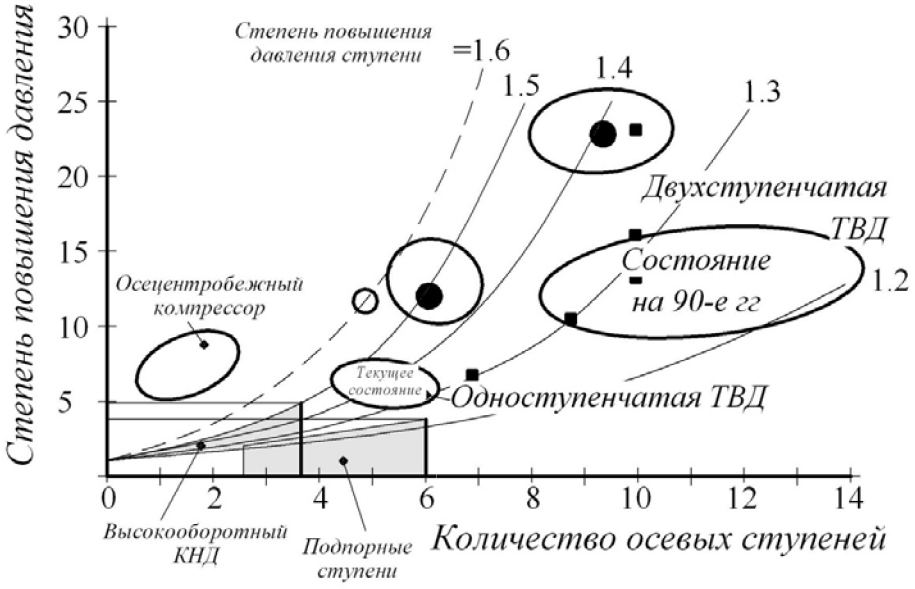


Рис. 3.2 Параметры современных компрессоров и компрессоров предыдущего десятилетия

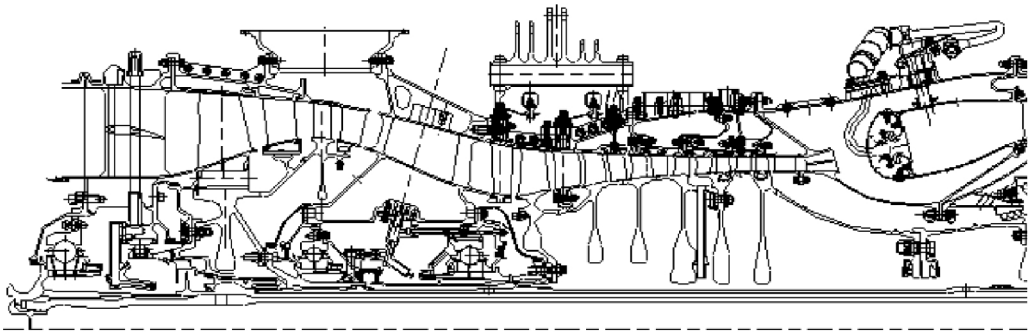


Рис. 3.3. Компрессор двигателя GTF

Второй тип – это одновальный компрессор для двигателя без подпорных ступеней (такой двигатель, называемый E3E, разрабатывается фирмой RRDeuchland при поддержке MTU). Здесь используется 9- или 10-ступенчатый КВД со степенью повышения полного давления $\pi^* = 21-25$ и двухступенчатой турбиной высокого давления.

На рис. 3.2 изображен также и осецентробежный компрессор, призванный заменить осевой КВД в двухвальном компрессоре для двигателя GTF малой тяги. Как видим, от этого компрессора специалисты MTU требуют достижения степени повышения полного давления $\pi^* = 8-10$ в двух или трех ступенях. Известна конфигурация MTU, в которой КВД с регенерацией тепла состоит из одной осевой ступени и двух центробежных. Видимо, имеется в виду, что за 1-й центробежной ступенью осуществляется отвод тепла (Intercooler), который позволяет улучшить аэродинамические и термомеханические условия работы 2-й центробежной ступени, а за 2-й центробежной ступенью – перед камерой сгорания – тепло подводится (Recuperator). Столь сложная конструкция привлекательна высоким термическим КПД цикла и уменьшенными выбросами окислов азота (из-за малого повышения давления в цикле).

Венцом современного проектирования, вне всякого сомнения, является компрессор на степень повышения полного давления $\pi_к^* = 21-25$. Таких революционных компрессоров немного. Из них наиболее интересные – это десятиступенчатый компрессор двигателя GE-90 (прообразом которого был экспериментальный компрессор E^3 разработки NASA и фирмы General Electric) и девятиступенчатый компрессор двигателя E3E (фирма RRD).

Революционность компрессора E^3 состояла в заметном увеличении окружной скорости рабочего колеса 1-й ступени (до $460\,м/с$ на периферии). Достоинством проекта E^3 является демонстрация того, как нужно распределять работу по ступеням высокоскоростного компрессора для получения высокого КПД. Степень повышения полного давления $\pi_{ст}^* = 1.6$ в 1-й ступени следует считать одним из главных удачных решений. Дело в том, что из-за аэродинамических свойств течения в 1-й ступени (интенсивный скачок уплотнения в рабочем колесе, трансзвук на втулке направляющего аппарата), а также из-за необходимости обеспечения запаса устойчивой работы не менее 15%, адиабатический КПД этой ступени оказывается довольно низким (около 86%). Поэтому если степень повышения полного давления в 1-й ступени будет превышать, например, $\pi^* = 2$, то компрессор с такой 1-й ступенью всегда будет иметь КПД ниже, чем КВД компрессора E^3. Более того, аэродинамика 1-й ступени определяет облик всего компрессора и, в первую очередь, его проточную часть. Резкое сужение проточной части на выходе 1-й ступени с $\pi^* > 2$ не позволяет обеспечить равномерный по высоте канала профиль осевой скорости в последующих ступенях, в результате возникает опасность отрыва на втулке компрессора, что еще больше снижает КПД и к тому же сокращает запас устойчивой работы.

Подтверждающим примером может служить проточная часть одного из компрессоров фирмы MTU (предположительно $\pi_к^* = 16-18$) (рис. 3.4).

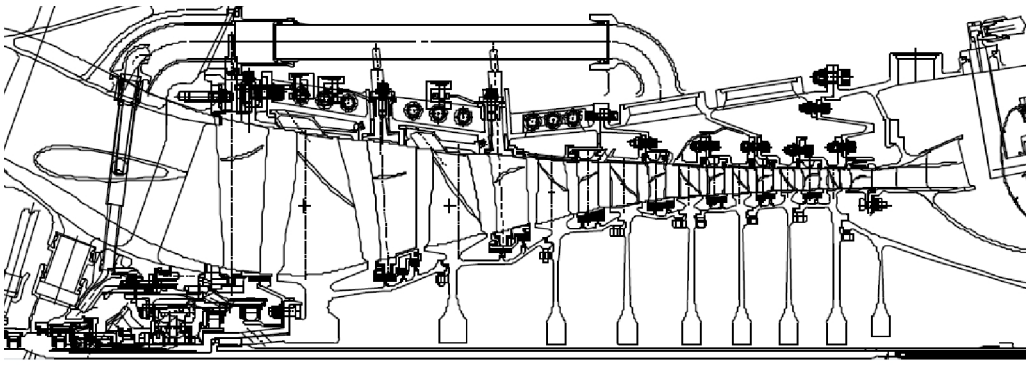


Рис. 3.4 Компрессор ВД фирмы MTU, $\pi_к^* = 16\ldots18$

Приведены аэродинамические профили лопаток. Ясно видно, что входной направляющий аппарат и направляющий аппарат 1-й ступени закручивают поток против вращения, что снижает аэродинамическую нагрузку рабочих колес 1-й и 2-й ступеней и делает степень повышения полного давления в 1-й и 2-й ступенях умеренной (предположительно не выше $\pi^* = 1.6$).

Расчеты трехмерного вязкого течения ныне применяются повсеместно, однако следует помнить, что современные «летающие» КВД с $\pi_к^* \sim 20$ имеют своим прототипом КВД E^3, спроектированный с использованием 2-мерных методов, основанных на обобщениях экспериментальных данных о потерях и загромождении

потока по тракту компрессора и обширной экспериментальной проработке отдельных ступеней. Проектирование компрессора E^3 было начато в 1972 году, а окончательные испытания проведены в 1981-1983 годах. При этом были достигнуты проектные параметры ($\pi_к^* = 23$, $\eta_{АД}^* = 0.85$, $\Delta K_y > 15\%$), что свидетельствует в пользу достаточности двухмерного подхода для аэродинамического проектирования современного КВД. Совершенствование аэродинамики путем использования трехмерных методов в проектировании КВД E3E (2000 год) позволило уменьшить число ступеней, однако и степень повышения давления в компрессоре тоже упала ($\pi_к^* = 22$).

При закладке двигателя основные параметры компрессора, которые проектировщик рассматривает как ограничения, – массовый расход, степень повышения давления и обороты – определяются специалистом по двигателю, а специалист по прочности ограничивает основную геометрическую величину – радиус втулки рабочего колеса выходной ступени. Конструктор двигателя также высказывает пожелания, например, по длине компрессора и его согласованию с другими узлами двигателя. Однако дальнейшее – работа аэродинамика. А удачная аэродинамика компрессора – залог успеха создания двигателя.

Вообще говоря, аэродинамическое проектирование – это процедура нахождения геометрии компрессора, которая наилучшим образом удовлетворяет требованиям термодинамического цикла двигателя. Проблема проектирования определяется целями, граничными условиями, ограничениями и переменными проектирования.

- Цели: максимизировать КПД и запас устойчивой работы.
- Граничные условия: полное давление и полная температура на входе в компрессор, число М полета.
- Переменные проектирования: число ступеней, геометрические параметры компрессора и ступеней.
- Ограничения, относящиеся к двигателю: массовый расход (определяется требованиями по тяге), степень повышения давления (определяется термодинамическим циклом), согласование компрессора с воздухозаборником, камерой сгорания и турбиной.
- Междисциплинарные ограничения: прочность и вибрации, вес, надежность, технологичность и простота изготовления, шум, цена и другие.

Достижение указанных выше целей осуществляется изменением переменных проектирования (начиная от выбора числа ступеней и заканчивая индивидуальным профилированием лопатки каждого венца компрессора), что требует анализа природы аэродинамических потерь в компрессоре в целом и в каждом венце по отдельности и причин возникновения потери устойчивости течения в компрессоре.

Несмотря на значительные успехи в экспериментальном и теоретическом объяснении физики явлений, описывающих механизмы возникновения аэродинамических потерь, наиболее надежный и простой способ моделирования потерь – прямой расчет 3D вязкого течения. Впрочем, простота эта обманчива, ведь задача состоит не только в расчете потерь, но и в воздействии на них, а это требует глубоких знаний, а надежность расчета, в свою очередь, сильно ограничивается адекватностью модели турбулентности.

Тем не менее, расчет 3D вязкого течения определенно указывает на связь между величиной потерь и фактором диффузорности Либляйна[1], что позволяет использовать при проектировании все идеи и обобщения, разработанные для 1D- и 2D-методов.

---

[1] Коэффициент диффузорности Либляйна – параметр, характеризующий торможение (уменьшение скорости) потока в решетке аэродинамических профилей. При большом его значении возникает отрывное течение с ростом потерь полного давления.

Контроль фактора диффузорности Либляйна, значения которого не должны превышать 0.6 для рабочих колес и 0.55 для направляющих аппаратов, является путеводной нитью проектировщика. В пристенных областях лопатки, особенно в области радиального зазора, значения фактора диффузорности Либляйна превышают указанные пределы, что означает близость к потере газодинамической устойчивости течения. Аэродинамик должен так варьировать геометрическую форму и аэродинамику рассматриваемого венца, а также близлежащих венцов, чтобы максимально уменьшить фактор диффузорности течения, по возможности сохранив требуемое торможение потока в этом венце.

В формулу для расчета фактора диффузорности Либляйна входят два члена, один из которых учитывает уменьшение осевой скорости и контролируется высотой канала h_2 на выходе из венца (чем меньше h_2, тем меньше фактор диффузорности), а второй является комбинацией поворота потока и густоты решетки (чем меньше угол поворота потока и чем больше густота, тем меньше фактор диффузорности). Эти простые действия и составляют суть аэродинамической доводки компрессора.

Заметим, речь идет о доводке компрессора! Но как сформировать удачное «начальное приближение» – вариант компрессора, который в процессе доводки не придется менять кардинально? Безусловно, основой компрессора являются две или три входные ступени, имеющие уникальное профилирование, отработанные теоретически и экспериментально и имеющие на выходе высокий КПД и равномерные по высоте канала параметры (особенно полное давление) при небольшом относительном диаметре втулки. К такому трехступенчатому компрессору достаточно просто пристыковать остальные ступени, венцы которых можно сделать геометрически подобными и нагруженность которых варьируется простым поворотом венца как единого целого.

Существуют ли предпочтительные комбинации параметров, позволяющие получить максимально возможную нагруженность ступени, сохранив при этом разумные величины фактора диффузорности? Похоже, что лучшим кандидатом на оптимальную ступень оказывается ступень с высоким коэффициентом реактивности: в рабочих колесах осуществляется интенсивное торможение потока, но практически отсутствует его поворот, в направляющих аппаратах наоборот – поток поворачивается без существенного торможения.

Величина реактивности (>50%) определяется углом потока за ступенью. Очевидно, предпочтительным является осевой поток за каждой ступенью, так как в этом случае можно, имея десятиступенчатый компрессор, получить, например, шестиступенчатый с другим относительным диаметром втулки на входе, просто удалив какое-то количество входных и выходных ступеней. Однако получение высоких КПД и запаса устойчивости может потребовать недокрутки потока до оси в средних ступенях.

Рекордные значения нагруженности реализуются в ступенях с перекруткой потока за ось.

В ступенях с реактивностью более 50% лопатки рабочих колес имеют вид плоских пластин, закрученных относительно оси лопатки, и их простая (с точки зрения трехмерной геометрии) форма сильно упрощает изготовление, а лопатки направляющих аппаратов оказываются сильно изогнутыми (поворот потока до 60 градусов) и имеющими форму седла, как на рис. 3.5.

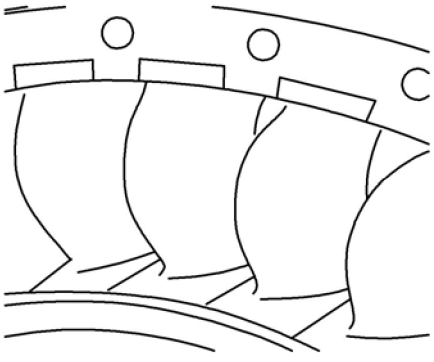


Рис. 3.5 Ступень рабочего колеса с реактивностью более 50%

Теперь заметим, что до сих пор ничего не было сказано о выборе величины окружной скорости компрессора. Дело в том, что окружная скорость компрессора

используется как свободный параметр для обеспечения требуемого запаса устойчивой работы, а именно – существует прямая зависимость между увеличением удлинения лопаток и увеличением окружной скорости. При этом оказывается, что при окружной скорости около 400 *м/с* лопатки рабочих колес следует делать «широкохордными», то есть с удлинением, равным 1,0. А так как в компрессоре с понижающимся диаметром периферии средняя окружная скорость уменьшается, то и удлинение лопаток рабочих колес должно увеличиваться от входа в компрессор к выходу. Характерная величина удлинения в современных компрессорах находится в пределах от 1.0 до 2.0.

Что касается густоты лопаточных венцов, то густота рабочих колес должна быть максимальна во входных ступенях, а густота направляющих аппаратов растет от входа к выходу. Характерная величина густоты современных компрессоров находится в пределах от 1.1 до 2.0 и является сильно переменной по высоте лопатки.

Угол закрутки за ступенью минимален во входных ступенях, затем недокрутка потока до оси увеличивается, после чего уменьшается, так что в выходных ступенях поток постепенно становится осевым.

Угол установки входного направляющего аппарата выбирается так, чтобы число М в относительном движении на входе в рабочее колесо 1-й ступени не превышало 1.3.

При проектировании следует помнить, что компрессор – многорежимная машина. Для обеспечения устойчивости в широком диапазоне оборотов следует иметь достаточно большой запас устойчивой работы на 100% оборотов, причем входные ступени на 100% оборотов должны работать значительно ниже точки максимума КПД, чтобы на 85% оборотов (полетный малый газ) эти ступени попали в оптимальные точки своих характеристик.

И, конечно, компрессор должен проектироваться так, чтобы существовала возможность добавления ступеней как на входе в компрессор, так и на выходе из него. Это – наилучший способ создания новых компрессоров. Тут же заметим, что компрессор со сверхвысоконапорной 1-й ступенью малопригоден для добавления ступеней на входе.

Ярким примером модернизации является серия компрессоров фирмы MTU. Начало положил удачный пятиступенчатый КВД двигателя EJ200 (степень повышения полного давления $\pi_к^* = 6.5$), добавлением ступени на выходе был создан (в кратчайшие сроки) шестиступенчатый КВД двигателя PW6000 (степень повышения полного давления $\pi_к^* = 11$), в настоящее время добавлением ступени спереди сформирован восьмиступенчатый КВД на степень повышения полного давления $\pi_к^* = 18$. Такого же рода компрессор создан в рамках проекта ECO в Японии.

В ЦИАМ им. П.И. Баранова также разработан семиступенчатый КВД с параметрами $U_K = 403\,м/с$, $\pi_к^* = 13.6$, аэродинамику которого посчастливилось создавать автору этих строк. Этот компрессор при добавлении ступени сзади должен стать взаимозаменяемым с КВД двигателя ПД-14 ($\pi_к^* = 16.5$).

А при добавлении еще одной ступени впереди получается восьмиступенчатый КВД на степень повышения полного давления $\pi_к^* = 18$. Девятиступенчатый вариант (добавление еще одной ступени сзади) позволит получить $\pi_к^* = 21.5$ при $U_K = 425\,м/с$.

Проектирование этого компрессора основывалось на результатах расчетов 3D вязкого течения, разработанных в ЦИАМ И.К.Ореховым. Использовалась модель турбулентности $к-\omega$.

В заключение необходимо сказать, что увлечение современной тенденцией высоких окружных скоростей никак не затрагивает практически важной темы модернизации низкоскоростных компрессоров уже существующих двигателей. Эта проблема чрезвычайно сложна, потому что подразумевает уменьшение числа ступеней и

сокращение длины компрессоров при сохранении невысокой (меньше $350\,м/с$) окружной скорости, что означает увеличение нагруженности ступеней с неизбежным уменьшением КПД.

Задача сохранения КПД на прежнем (высоком!) уровне потребует новых и нестандартных решений. Работа в этом направлении только начинается, и вдумчивые аэродинамики должны бережно отнестись к творениям своих отцов и дедов, понимая, что каждый из этих компрессоров – шедевр той великой эпохи, когда каждый аэродинамический проект был шагом в неизведанное.

Уменьшение числа ступеней компрессора и решение проблемы высоты лопатки последней ступени достигается в осецентробежных компрессорах (рис.3.6).

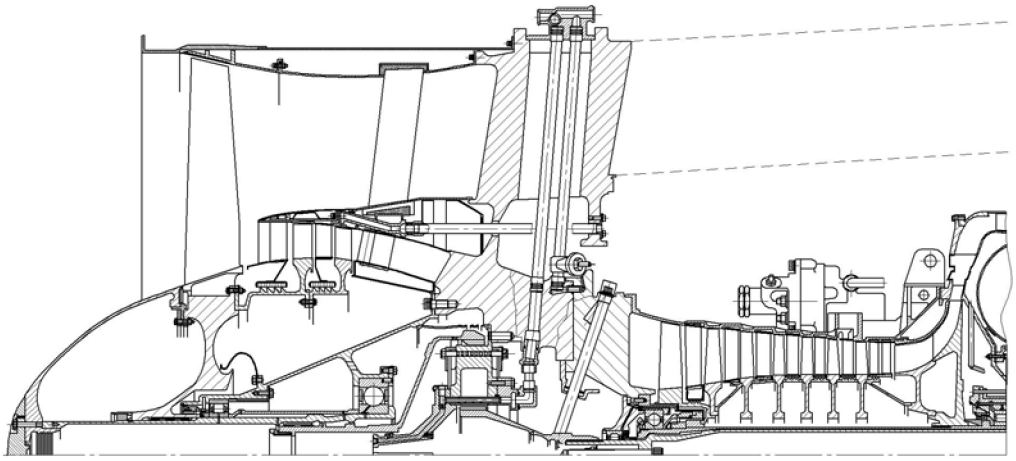


Рис.3.6 Осецентробежный компрессор ТРДД LF 507

Однако необходимость дальнейшего увеличения работы цикла, связанной с повышением $\pi^*_{k\Sigma}$ и T^*_{Γ}, а также естественное ограничение высоты лопатки в компрессоре ВД ставит такую задачу и перед конструктором двигателей больших тяг. Так в ТРДД GE90 с взлетной тягой 400…350 *кН* при $\pi^*_{k\Sigma} = 44$ высота лопатки последней ступени компрессора ВД составляет 23 *мм*.

Учитывая широкое использование осевых компрессоров в авиационных ГТД, структурно-параметрический анализ компрессоров в составе двигателя начнем с этого типа компрессора.

§3.1. Компрессор как технический объект: декомпозиция и структурно-параметрическое описание

Рассматривая осевой компрессор в составе ГТД (рис. 3.7) как устройство для сжатия воздуха, т.е. устройство, производящее действие с наперед заданным результатом, по принятым ранее определениям будем считать его не элементом основного объекта-двигателя, а подсистемой со всеми свойствами объекта, или объектом более низкого уровня, чем двигатель и самолет.

Тогда структурную схему осевого компрессора можно представить в виде нескольких уровней (рис. 3.8): самолет (уровень 0), двигатель (уровень 1) как объекты высокого уровня, с которыми имеет функциональные связи компрессор (уровень 2) и элементы двух уровней 3 и 4.

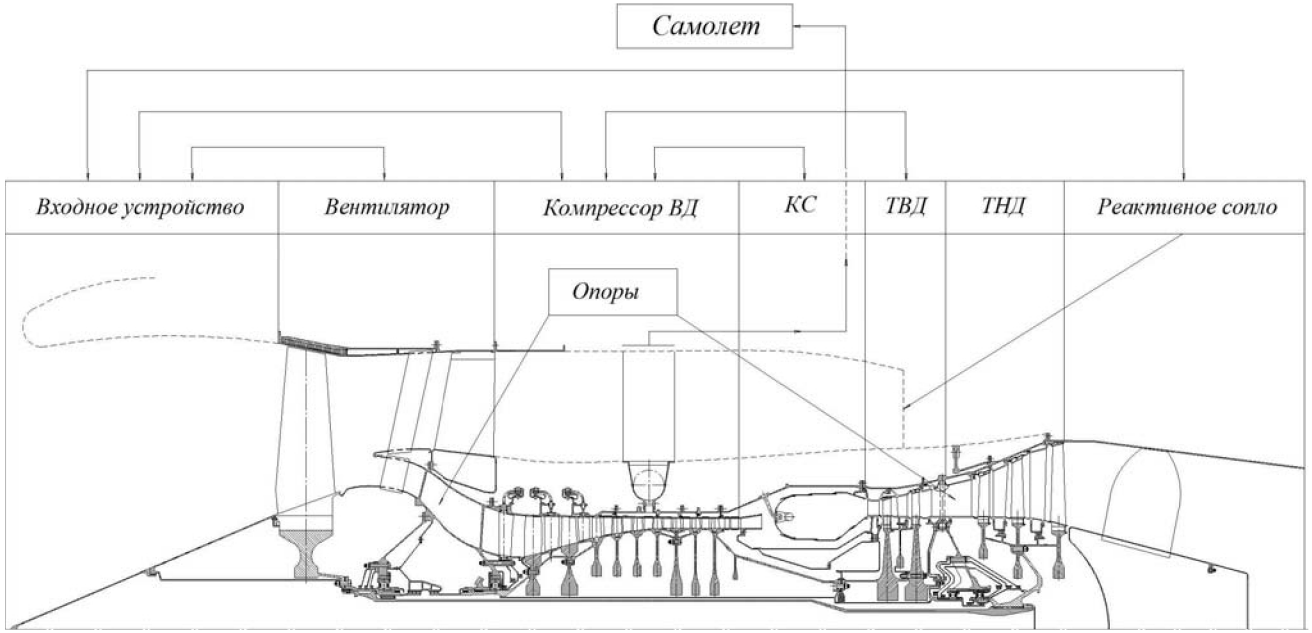


Рис. 3.7 Двухкаскадный осевой компрессор в составе ТРДД RB 432 и его существенные связи с другими модулями и самолетом

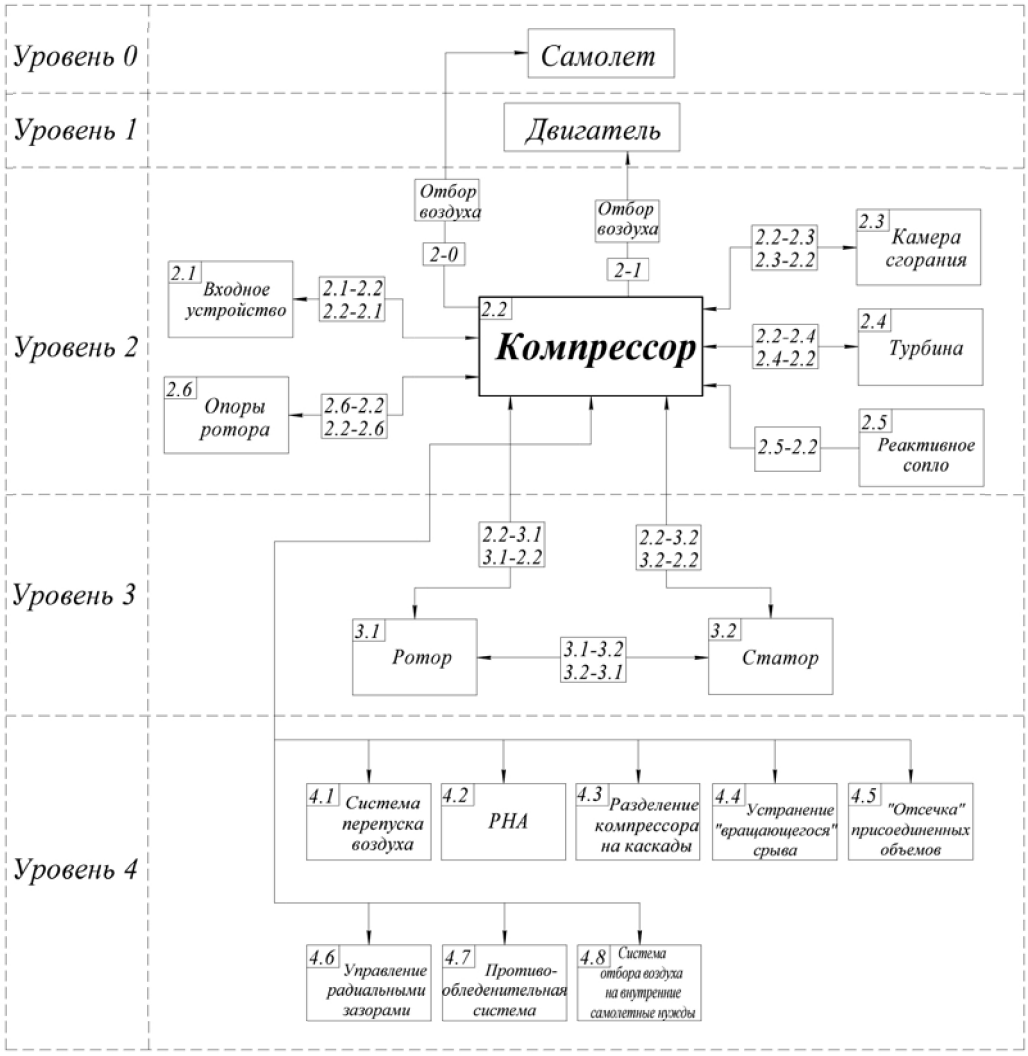


Рис. 3.8 Схема существенных связей осевого компрессора авиационного ВРД (2 уровень) с объектами более высокого уровня и подсистемами и элементами низшего уровня

Вначале дадим краткую характеристику уровней 2, 3 и 4, а затем проведем анализ существенных связей каждого уровня.

Уровень 2 отражает реализованные основные характеристики компрессора: расход воздуха $G_в = 1,5 - 1500\,{}^{кг}\!/_{с}$, степень повышения давления $\pi_К^* = 5 - 50$, КПД $\eta_К = 0,87 - 0,92$, массу, число деталей (трудоемкость) и др. На этом уровне выявляются его функциональные и структурные связи с основными модулями двигателя и с самолетом.

Уровень 3 составляют элементы, обеспечивающие на расчетном режиме выходные данные компрессора – это ротор и статор.

Уровень 4. Системный подход предусматривает, что объект содержит как неизменяемую часть конструкции, параметры K которой зафиксированы, так и изменяемую, воспроизводящую управление $U(t)$ и обеспечивающую функциониро-

вание объекта. В нашем случае это элементы, повышающие эксплуатационные характеристики компрессора и двигателя в целом на нерасчетных режимах. Под этим понимается обеспечение запасов газодинамической устойчивости и управление радиальными зазорами по режимам работы двигателя, исключение образования льда на входном устройстве, ребрах передней опоры компрессора и лопатках ВНА с помощью противообледенительной системы, достижение заданного температурного режима отдельных узлов и деталей двигателя путем охлаждения воздухом, отбираемым из отдельных ступеней компрессора.

Анализ существенных связей уровня 2

Используя свойства декомпозиции, проведем анализ существенных функциональных и структурных связей компрессора с другими узлами двигателя.

В рассматриваемой конструктивной схеме двигателя (см. рис. 3.7) и структурной схеме (см. рис. 3.8) компрессор на уровне 2 имеет существенные связи с входным устройством, камерой сгорания, турбиной, реактивным соплом и опорами ротора.

Входное устройство [2.1-2.2, 2.2-2.1] обеспечивает сжатие воздуха перед компрессором, равномерность входного поля скоростей и давлений. Учитывая, что при сверхзвуковом течении воздуха во входном устройстве расход его меняется в зависимости от полетного $M_п$, совместная работа компрессора и входного устройства обеспечивается в этом случае регулированием последнего (изменением коэффициента расхода). *Это функциональные связи. Структурные связи* компрессора с входным устройством определяются конструктивными формами последнего, которые строго соответствуют области применения двигателя по $M_п$.

Как отмечалось ранее, конструктивное исполнение входного устройства определяет вероятность попадания в проточную часть компрессора посторонних предметов со взлетной полосы (камни, кусочки бетона, песок и т.п.) и птиц, которые являются причиной снижения сопротивления усталости и разрушения лопаток компрессора и других повреждений.

Отбор воздуха из-за промежуточных ступеней компрессора обеспечивает защиту от обледенения элементов входного устройства – самолетных обводов, кока и стоек двигателя и, таким образом, исключает и разрушение лопаток компрессора льдом, и самопроизвольное уменьшение проходных сечений входного устройства.

Опоры ротора [2.2-2.6, 2.6-2.2]. Опора, стоящая перед компрессором, имеет *функциональные связи* с компрессором, они слабы и проявляются в том, что форма канала, шероховатость стенок проточной части опоры влияют на потери полного давления и на равномерность полей скоростей и давлений. *Структурные связи:* опоры ротора определяют взаимное расположение элементов ротора и статора. Конструкция и соосность опор ротора турбокомпрессора, расположение их по длине двигателя относительно центров масс роторов компрессора и турбины определяют уровень вибрации. Для ее снижения используют балансировку ротора, изменение жесткости опор, введение элементов с нелинейной характеристикой жесткости и демпфирующие устройства.

Осевая податливость опор определяет изменение осевых, а в ряде исполнений и радиальных зазоров в проточной части компрессора.

Управляя числом, относительной толщиной, углом установки стоек (ребер) опор и осевым зазором между ними и рабочим колесом, возможно влиять на возбуждение колебаний лопаток компрессора.

Камера сгорания [2.2-2.3, 2.3-2.2]. Температура и скорость воздуха, поступающего из компрессора в камеру сгорания, определяют качество и устойчивость

горения топлива – это основа их *функциональных связей.* Ограничения по неравномерности температурного поля на выходе из камеры сгорания предопределяют требования к компрессору по параметрам потока на входе в камеру сгорания:

- по неравномерности скорости потока;
- превышению максимальной скорости над средней по сечению и расположению этого максимума в сечении;
- потклонению потока от осевого направления.

Структурные связи. Стык корпусов компрессора и камеры сгорания чаще всего определяет изгибную и крутильную жесткость корпуса двигателя, что послужило одной из причин введения корпуса с двойной стенкой в конструкцию компрессора. Влияние камеры сгорания на возможность возбуждения колебания лопаток компрессора определяется соотношением числа лопаток последней ступени компрессора и числа горелок камеры сгорания.

Турбина [2.2-2.4 2.4-2.2]. *Функциональные связи.* Турбина как источник механической энергии обеспечивает вращение ротора компрессора. Из анализа совместной работы компрессора и турбины следует, что пропускная способность турбины зависит от режима ее работы и таким образом влияет на газодинамическую устойчивость компрессора.

Для того чтобы парировать такое уменьшение пропускной способности сети за компрессором на нерасчетных режимах, приходится вводить систему управления компрессором (перепуск воздуха, регулируемые направляющие аппараты).

Структурные связи. Из условия связанности роторов и статоров компрессора и турбины определяются зависимости крутящих моментов от газовых сил :

$$M_{рт} = M_{рк}\,, \qquad -M_{ст} = M_{ск}\,. \tag{3.1}$$

Эта механическая связь компрессора и турбины позволяет обеспечить работу радиально-упорного подшипника турбокомпрессора на разности осевых сил ротора компрессора и ротора турбины. В случае, когда величина осевой силы на подшипниках превышает допустимую, в компрессоре или турбине создаются разгрузочные полости с подачей воздуха в них из промежуточных ступеней компрессора.

Компрессор связан с турбиной и необходимостью подачи воздуха для охлаждения лопаток, для наддува уплотнений предмасляных полостей опор турбины и для охлаждения этих опор.

Реактивное сопло [2.5-2.2]. *Функциональные связи* компрессора с реактивным соплом определяются, как и в случае с турбиной, закономерностями изменения положения рабочих точек на характеристике компрессора от изменения площадей характерных сечений, в нашем случае $F_{кр}$ сопла.

Уровень 3: функции ротора 3.1 и статора 3.2

Уровень 3 выделен для отображения главной роли этих двух элементов в процессе сжатия воздуха, т. е. в выполнении основной функции компрессора.

Процесс сжатия воздуха в элементарной ступени осевого компрессора (рис. 3.9) происходит при обтекании профилей лопаток РК и НА, межлопаточные каналы в которых выполняют диффузорными.

Сила воздействия лопатки на поток воздуха R равна аэродинамической подъемной силе P воздействия потока на лопатку, но противоположна по направлению. Видно, что осевая составляющая R_a определяет проталкивающее воздействие на поток в осевом направлении, при этом скорость в относительном движении в диффузорных каналах падает.

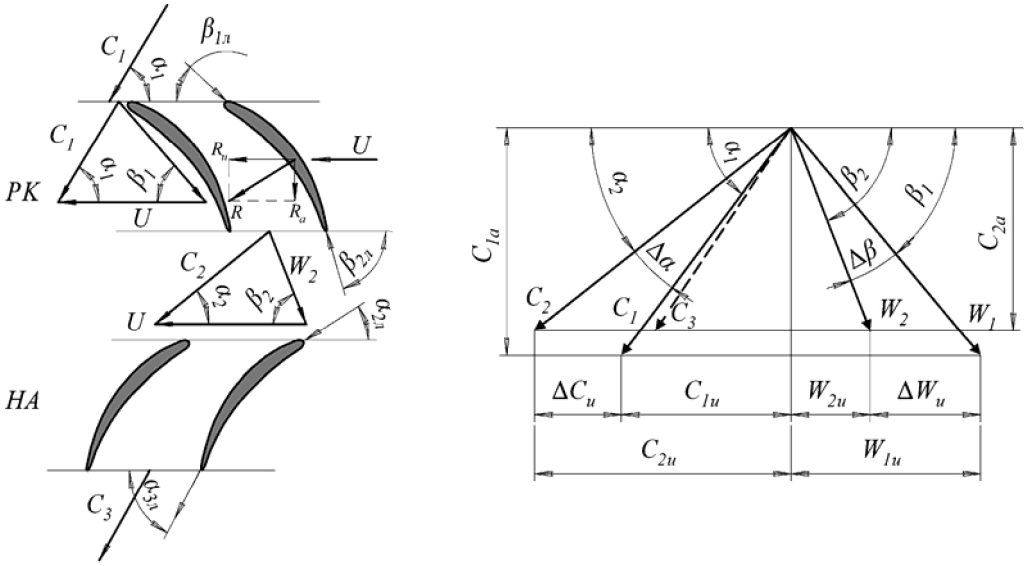


Рис. 3.9 Схема взаимодействия лопаток РК и НА в ступенях осевого компрессора

Составляющая R_u осуществляет подвод энергии к рабочему телу воздействием на поток в окружном направлении, в результате увеличивается абсолютная скорость C_2 на выходе из рабочего колеса. Возросший запас кинетической энергии ($C_2 > C_1$) преобразуется в диффузорных лопаточных каналах направляющего аппарата в потенциальную энергию давления ($C_3 < C_2$, $P_3 > P_2$). Учитывая, что плотность вдоль проточной части компрессора возрастает, в соответствии с уравнением расхода при $C_a = \text{const}$ площадь (высота) канала уменьшается от входа к выходу. Таковы *функциональные связи* ротора и статора.

Структурные связи. Параметр эффекта компрессора W (расход воздуха, КПД, ГДУ и др.) зависит от формы его проточной части, геометрии межлопаточных каналов, правильности их выбора и постоянства по режимам.

Форма проточной части выбирается в угоду повышения выходных газодинамических параметров, улучшения конструкции и технологичности отдельных деталей. На рис. 3.10 представлены простые формы, применяемые в компрессорах авиационных ГТД. Они могут применяться и в разных сочетаниях.

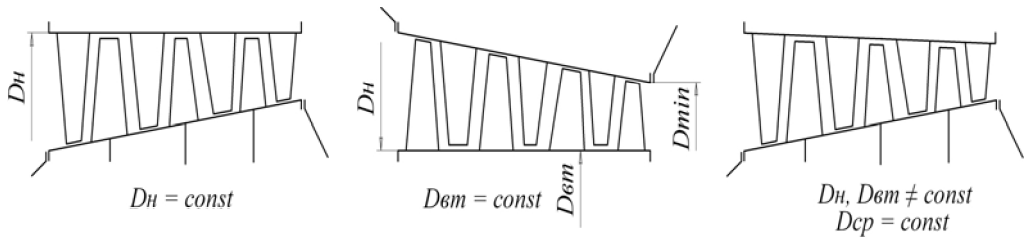


Рис. 3.10 Формы проточной части осевого компрессора

Схема $D_H = \text{const}$ позволяет уменьшить число ступеней за счет увеличения средней окружной скорости по тракту, а из-за меньших углов поворота потока больше возможность использования рабочей лопатки без полки хвостовика (технологичнее лопатка), рабочий радиальный зазор $\delta_{р.з}$ не зависит от осевых перемещений ротора.

Кольцевые детали наружной стенки статора в предельных случаях можно изготавливать из одной заготовки, возможно использовать неразъемный корпус с направляющими аппаратами, имеющими продольный разъем.

Однако высота лопатки последней ступени при прочих равных условиях здесь наименьшая, с увеличенными потерями в радиальном зазоре, и масса компрессора здесь наибольшая (наибольший объем и возрастание напряжений в дисках последней группы ступеней).

Схема $D_{вт} = \text{const}$ дает возможность при необходимости увеличить высоту лопаток последних ступеней. Число заготовок для дисков, проставок и других роторных деталей здесь минимально.

Однако рабочий радиальный зазор $\delta_{р.з}$ может меняться по режимам из-за конусности наружной стенки, изгибная и крутильная жесткость силовой системы корпуса всего двигателя может минимизироваться D_{min} (талия), они будут меньше, чем при $D_н = \text{const}$.

Схема $D_{ср} = \text{const}$ позволяет в определенных проектных ситуациях уйти от недостатков первых двух схем.

Геометрические параметры системы межлопаточных каналов решеток рабочих колес и направляющих аппаратов всех ступеней компрессора задаются профилем лопаток, положением этих профилей относительно принятой системы координат, а также взаимным положением РК и НА (осевые зазоры) и РК и корпуса компрессора (радиальные зазоры). Величины их определяются расчетными кинематическими параметрами потока (треугольники скоростей).

Точность и стабильность геометрических параметров определяется системой требований по точности изготовления профилей, углов их установки, регламентированных отраслевыми стандартами, а также предельными отклонениями на радиальные и осевые зазоры.

Потери затраченной энергии, возникающие при перетекании воздуха через радиальные зазоры из зоны высокого давления в зону низкого (с выхода на вход и с корытца на спинку), приводят к снижению КПД ступени. Поэтому номинальные значения радиальных зазоров, определенные с учетом изменения их при действии газовых и центробежных сил, температурных деформаций и других факторов, стремятся свести к минимуму.

Однако минимальный зазор должен быть таким, чтобы исключить опасные касания рабочих лопаток о статор на нерасчетных режимах, например, на режиме останова двигателя.

Влияние осевых зазоров связано с возникновением спутных следов за выходными кромками лопаток впереди стоящей решетки, которые определяют шаговую неравномерность потока по скорости и давлению (рис. 3.11).

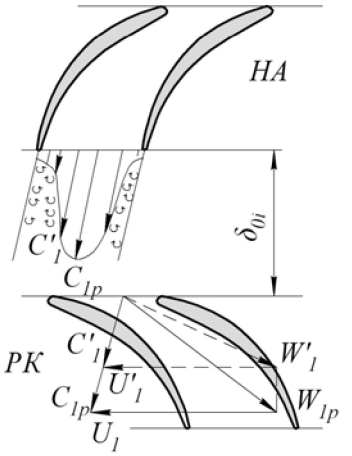


Рис. 3.11 Физическая картина в осевом зазоре ступени осевого компрессора

В итоге периодически с определенной частотой меняется скорость и давление на входе в решетку рабочего колеса, что приводит к снижению КПД и вызывает возбуждение колебаний лопаток.

Номинал осевого зазора δ_{oi}, исключающий эти отрицательные явления, обычно принимается равным:

$$\delta_{oi} = (0,15...0,25) \cdot S_i,$$

где S_i – ширина предшествующего лопаточного венца по среднему радиусу.

Однако на величину осевых зазоров влияет деформация лопаток при нагружении газовыми силами, температурные деформации и предельные отклонения звеньев размерной цепи ротора и статора относительно передней плоскости радиально-упорного подшипника и ряд других факторов, которые приходится учитывать при назначении номинального размера осевого зазора.

Уровень 4: Элементы, обеспечивающие работу компрессора на нерасчетных режимах

Уровень 4 в структурной схеме рис. 3.8 связан с тем, что авиационный ВРД – машина многорежимная и для поддержания в этих условиях устойчивой (бессрывной) работы компрессора, настроенного на один расчетный режим, необходимы специальные конструктивные меры: устройство для перепуска воздуха, регулируемые НА, устройство для предотвращения вращающегося срыва, элементы «отсечки» присоединенных объемов и др.

В зависимости от режима работы двигателя находятся и радиальные зазоры. Поэтому для поддержания потребных зазоров от запуска до останова двигателя необходима система управления радиальными зазорами.

В состав элементов уровня 4 введена противообледенительная система, обеспечивающая работу компрессора в условиях обледенения.

Воздух, отбираемый от разных ступеней компрессора для внутридвигательных систем и для самолетных нужд, проходит через специальную систему отбора воздуха. Эти отборы также влияют на положение рабочих точек на характеристике компрессора.

4.1. Система перепуска воздуха

Для обеспечения газодинамической устойчивости (ГДУ) на нерасчетных пусковых режимах и для снижения мощности пускового устройства (стартера), вводится система перепуска воздуха из средних ступеней компрессора (рис. 3.12).

Исходной причиной всех срывных процессов в компрессоре (помпаж, вращающийся срыв) является отклонение угла атаки от расчетного ($i_p = 2...5°$), что наблюдается при изменении режима работы двигателя (по частоте вращения и расходу воздуха или только по расходу воздуха).

Для простого случая уменьшение расхода воздуха от расчетного дросселированием (например, в сопловом аппарате турбины) приводит к увеличению угла атаки i на первой группе ступеней (рис. 3.13) и снижению угла атаки до отрицательных значений на последней группе ступеней. Это происходит из-за снижения плотности воздуха перед последней группой ступеней (и, следовательно, из-за увеличения объема) при неустойчивом сжатии в 1 группе ступеней, что приводит к увеличению расхода воздуха и осевых скоростей C_a на последней группе ступеней. На средней группе ступеней угол атаки изменяется мало.

На лопатках первой группы ступеней срыв потока происходит со спинки профиля, а на последней группе ступеней – с корытца, в итоге падает напорность ступени, π_{cm} и КПД. Нестационарные срывные явления приводят к возникновению нерасчетных колебаний лопаток, снижают их вибрационную прочность. Перепуск воздуха из средних ступеней увеличивает расход воздуха через первую группу ступеней, которые, таким образом, выходят из зоны неустойчивой работы за счет уменьшения угла атаки, увеличиваются π_k и КПД (рис. 3.14).

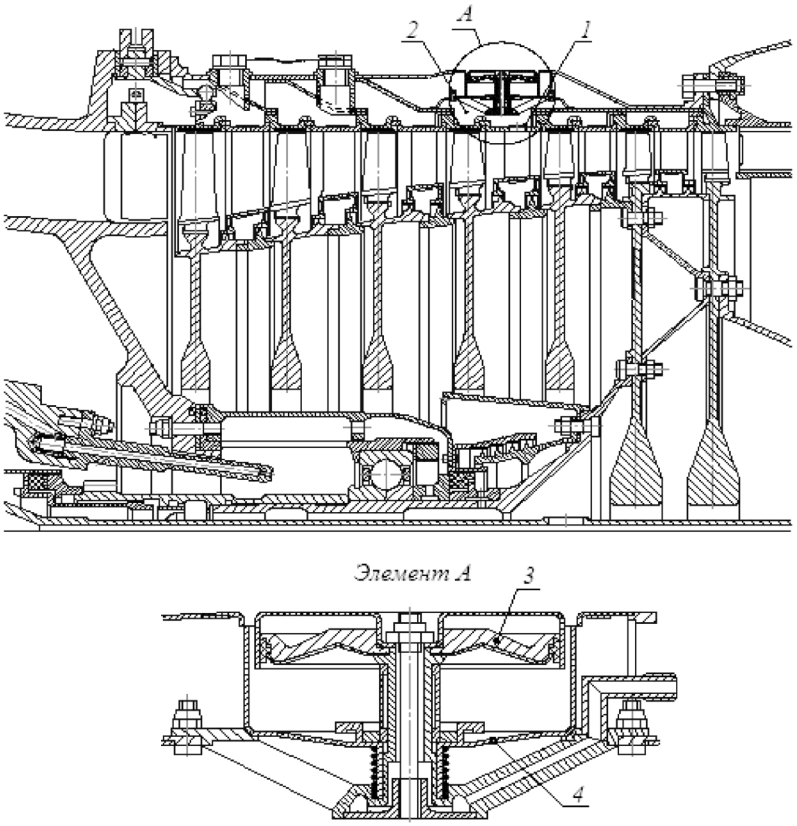


Рис. 3.12 Компрессор ВД ТРДД Д-36 с системой перепуска воздуха из средних ступеней: 1 – система отверстий в наружном кольце НА; 2 – кольцевой ресивер; 3 – клапан перепуска воздуха (3 шт.); 4 – тарелка клапана перепуска

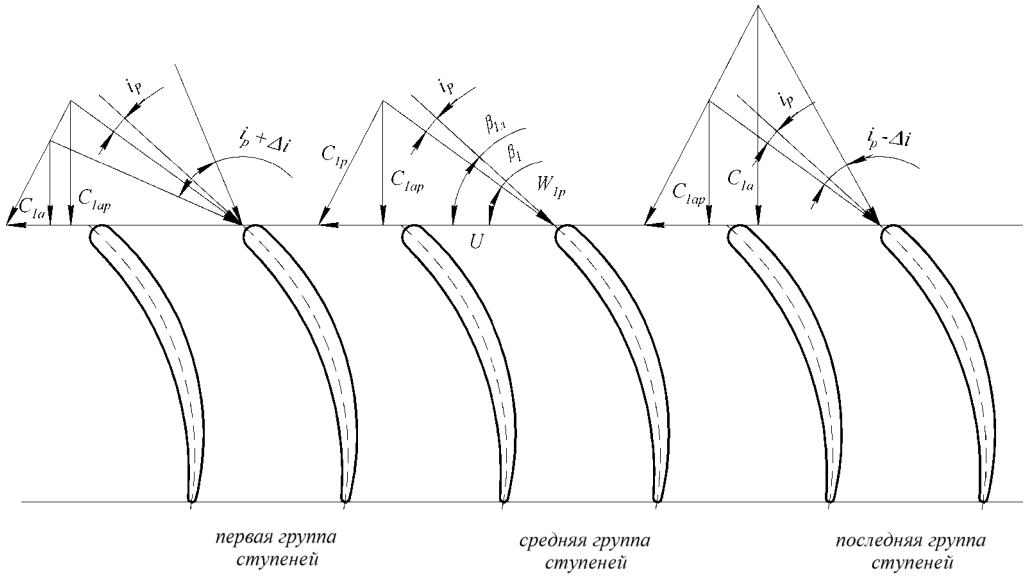


Рис. 3.13 Изменение угла атаки на лопатках рабочего колеса на нерасчетном режиме (уменьшение расхода воздуха)

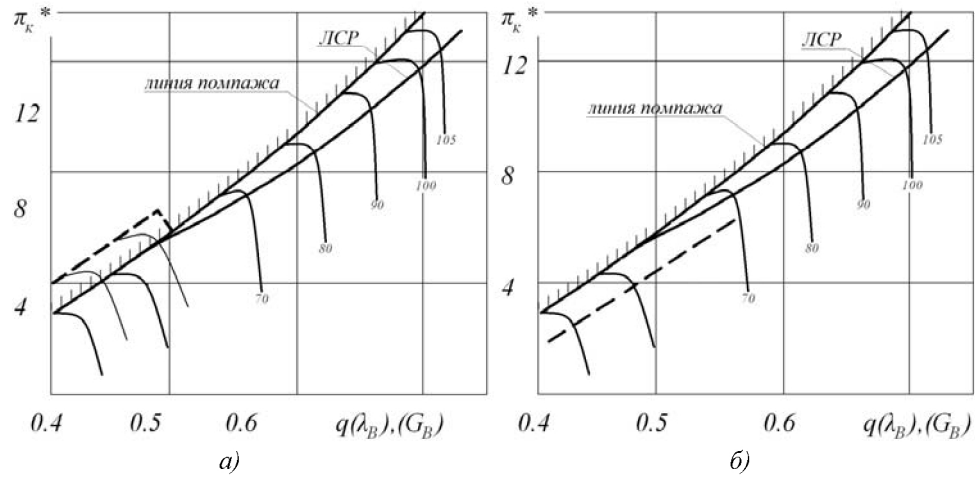


Рис. 3.14 Схема изменения характеристик компрессора системой управления: а) РНА: ▱▱▱ линия помпажа исходная, - - - - линия помпажа при включении РНА, б) перепуск воздуха: —— линия совместной работы без перепуска (ЛСР), - - - - линия совместной работы (ЛСР) с перепуском

Перепуск снижает общую работу сжатия и таким образом появляется возможность уменьшить потребную мощность пускового устройства (стартера), но при этом нерационально используются затраты энергии на сжатие воздуха. Поэтому перепуск на режиме малого газа прекращается (клапаны закрываются).

Основная трудность при проектировании системы перепуска – это обеспечение герметичности, прочностной надежности, заданной массы и стоимости клапанов перепуска, работающих на больших перепадах давления (*2–4 МПа*) и при высоких температурах (*500–700 К*).

4.2. Регулируемые направляющие аппараты (РНА)

РНА устанавливаются на одну или несколько первых ступеней и в ряде случаев – одновременно и на несколько последующих ступеней (рис. 3.15).

Изменяя угол установки лопаток впереди стоящего НА, возможно управлять углами атаки на лопатках рабочего колеса и, таким образом, влиять на запас газодинамической устойчивости и расход воздуха.

На рис. 3.16 показано положение лопаток РНА первой группы ступеней в расчетном (открытом) и пусковом (прикрытом) положении и треугольники скоростей, соответствующие трем положениям РНА: расчетному, нерасчетному и приведенному к расчетному по углу атаки на первых ступенях (уменьшение i). На последней группе ступеней кинематика РНА обеспечивает на нерасчетных режимах раскрытие, то есть увеличение проходного сечения межлопаточных каналов и увеличение угла атаки i до расчетного.

Управление РНА может быть ступенчатым («открыто-закрыто») или бесступенчатым, когда каждому режиму работы двигателя соответствует свое оптимальное положение поворотных лопаток.

При газодинамическом проектировании рассматривается физическая картина рассогласования работы отдельных групп ступеней осевого компрессора и определяются потребные углы поворота лопаток РНА.

Конструктор должен решить проблему идентичности положения лопаток после поворота на нужный угол, исключения задержки (заедания) при движении механизма поворота и обеспечении ресурса системы управления, которая под действием общей вибрации подвергается сильному изнашиванию.

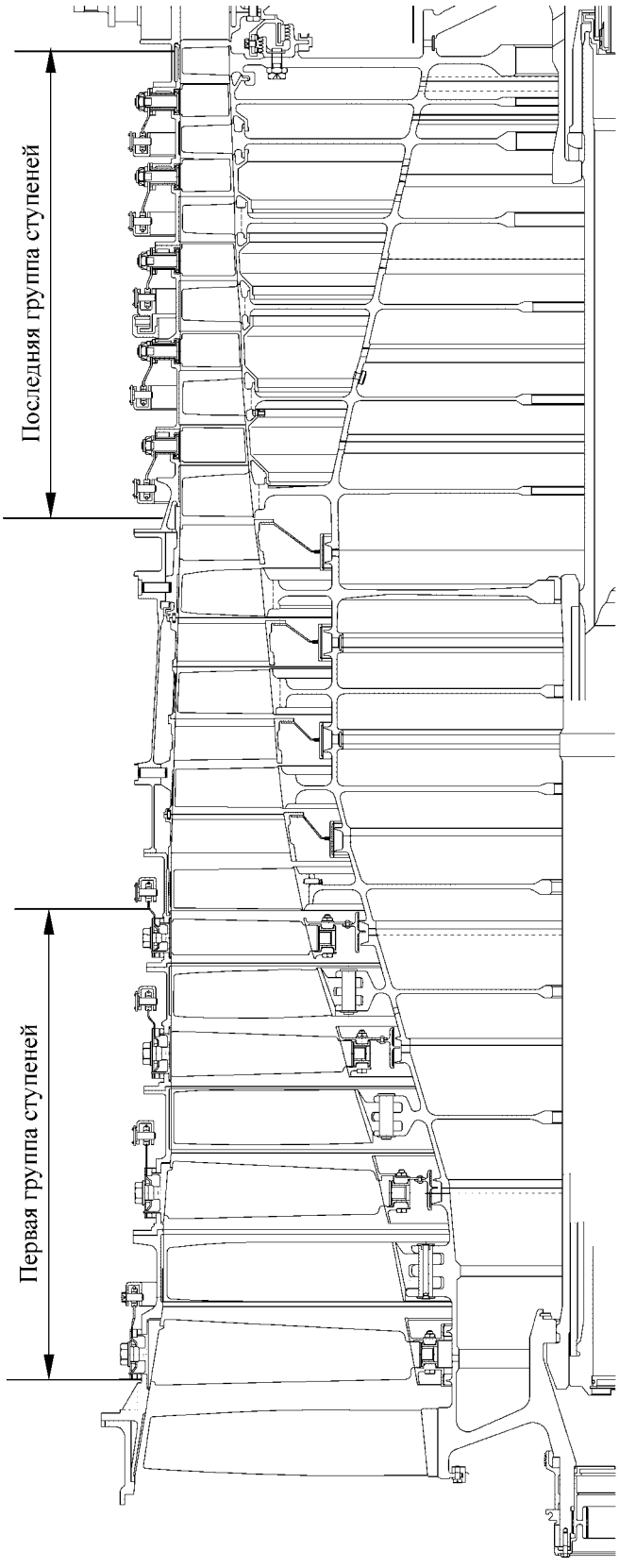


Рис. 3.15 Компрессор ТРДДФ АЛ-21Ф с РНА на первой и последней группе ступеней

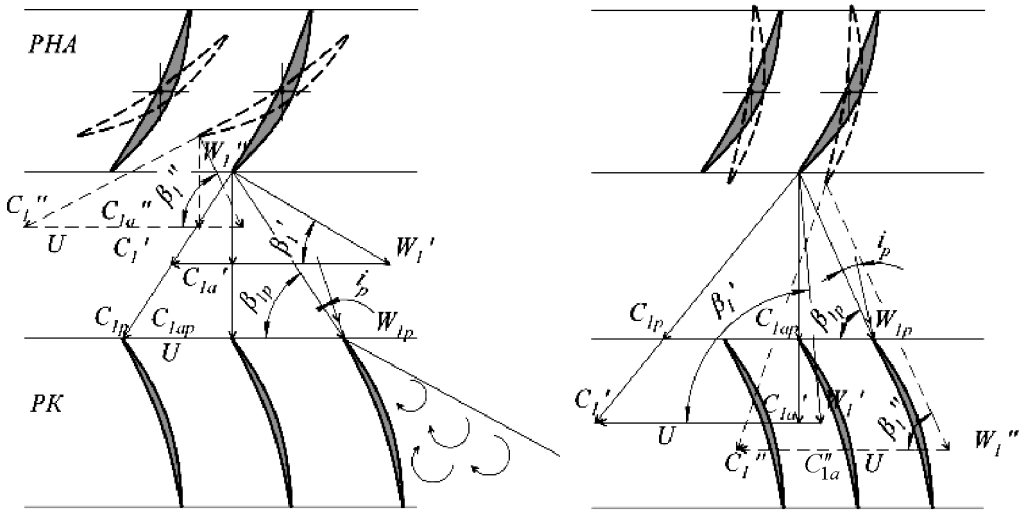


Рис. 3.16 Восстановление угла атаки поворотом лопаток РНА на первой и последней группе ступеней на нерасчетном режиме: C_{1p}, C_{1ap}, W_{1p} – расчетные скорости на входе в рабочее колесо; C_1', C_{1a}', W_1' – скорости на входе в рабочее колесо при снижении пропускной способности турбины; C_1'', C_{1a}'', W_1'' – скорости на входе в рабочее колесо при повороте лопаток РНА

4.3. Компрессор, разделенный на каскады

Компрессор, разделенный на 2-3 компрессора с автономным приводом и меньшей напорностью, позволяет обеспечить заданный диапазон газодинамической устойчивости часто без использования клапанов перепуска и РНА, за счет уменьшения рассогласования настройки первых и последних ступеней.

Причина рассогласования состоит в том, что при изменении частоты вращения не сохраняются расчетные отношения C_a/U (коэффициент расхода) на первой и последней группе ступеней, что приводит к значительному искажению треугольников скоростей на нерасчетных режимах.

Учитывая, что режим работы средних ступеней почти не меняется, обеспечение расчетного обтекания решеток профилей достигается вращением первой и последней группы ступеней отдельно каждой своей турбиной, со своей частотой вращения по режимам. В этом случае при переходе с расчетного на нерасчетный режим частота вращения первого и второго компрессора будут изменяться по-разному и всегда так, что C_a/U в крайних ступенях будет изменяться меньше, чем в основном компрессоре.

Структура разделения многоступенчатого осевого компрессора на каскады предварительно определяется при термодинамическом проектировании и уточняется при создании эскизного проекта (общей компоновки).

4.4. Рабочее кольцо с перфорацией, устраняющее «вращающийся срыв»

При расчетном угле атаки i в кольцевой решетке профилей наблюдается осесимметричное бессрывное течение. Если по какой-то причине угол атаки i приблизился к критическому значению, за которым следует срыв потока, то он может

происходить не на всех лопатках, как можно предположить, а только на отдельной группе лопаток.

Срывные зоны не остаются неподвижными, а перемещаются по кольцевой решетке (вращаются) с угловой скоростью $\omega_{в.с} = (0,4 \div 0,6) \cdot \omega_р$ в сторону, противоположную вращению (то есть вращающийся срыв отстает по частоте вращения от рабочего колеса, перемещаясь в сторону его вращения). Поясним этот процесс на рис. 3.17.

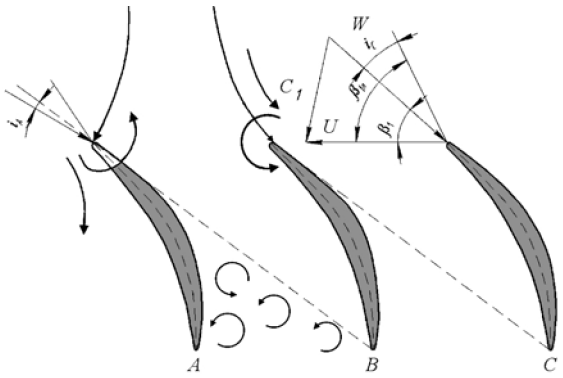


Рис. 3.17 Схема перемещения вращающегося срыва

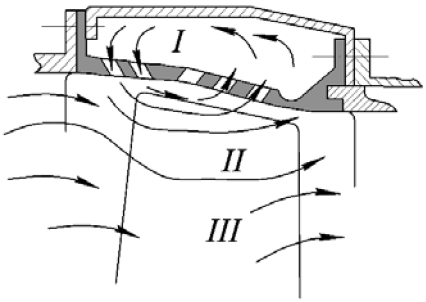


Рис. 3.18 Механизм воздействия на вращающийся срыв ресивера с перфорированной стенкой

Предположим, что на лопатке A угол атаки i_A оказался выше критического, происходит интенсивный срыв со спинки и срывная зона закрывает межлопаточный канал AB. Воздух, притекающий к переднему фронту канала AB, обходит его, устремляясь в соседние межлопаточные каналы. В результате на лопатке A угол атаки уменьшается и она выходит из срыва, а на лопатке B – увеличивается выше критического, следует срыв и заполняется канал BC: лопатка B выйдет из срыва, а лопатка C войдет в срыв и т.д.

Вращающийся срыв не трансформируется в общий срыв в компрессоре, но приводит к снижению газодинамической устойчивости и параметров ступени, а также является источником возбуждения колебания лопаток.

Срывные зоны на первых ступенях могут захватывать не всю высоту канала, а только периферийную часть, что объясняется значительными отличиями треугольников скоростей по высоте лопатки. Это явление положено в основу устройства, уменьшающего отрицательный эффект вращающегося срыва путем отбора воздуха от РК в ресивер через перфорированное рабочее кольцо (рис. 3.18) или щелевой перепуск.

Функциональная связь устройства с работой ступени реализуется в двух эффектах:

- отбор воздуха в ресивер от рабочего колеса через перфорированную стенку увеличивает расход воздуха через решетку рабочего колеса и, следовательно, уменьшает углы атаки i и вероятность возникновения срыва;

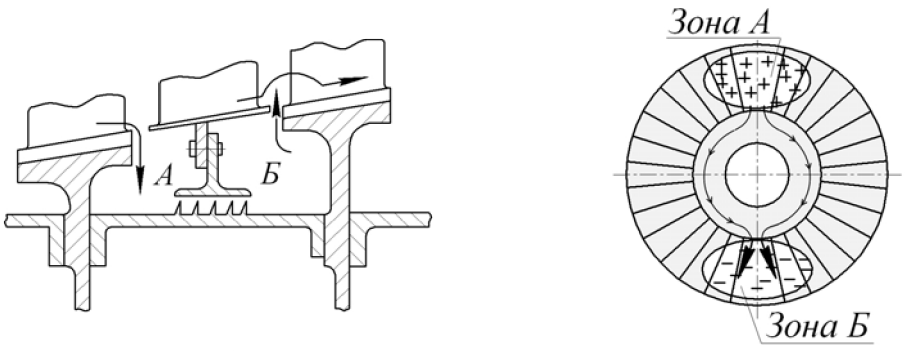
- с присоединением ресивера происходит выравнивание давления по окружности колеса, что препятствует образованию срывных зон. При этом в ресивере образуется область циркуляционного течения I, на границе с основным потоком III формируется зона смешения потоков II.

Структурные связи выражаются в подборе высоты и длины кольцевого ресивера, диаметра и числа отверстий и их положения относительно периферийного профиля пера лопатки.

4.5. Элементы, изолирующие или исключающие втулочные присоединенные объемы

Втулочными присоединенными объемами в компрессоре и турбине принято называть кольцевые полости, образующиеся между конструктивными элементами двухопорных НА, РК и цилиндрическими проставками ротора, и соединяющиеся с проточной частью кольцевыми щелями (рис. 3.19,*а*).

В процессе сжатия воздуха в ступени из-за окружной и радиальной неравномерности потока перед решеткой профилей, различных отклонений в геометрии межлопаточных каналов, давления за решеткой тоже не одинаковы по окружности (рис. 3.19,*б*): есть участки, где давление превышает некоторое среднее (зона А) и участки, где оно ниже среднего (зона В).Тогда по кольцевому каналу воздух из зоны А вытекает в зону В, образуя поперечные течения в проточной части компрессора. Взаимодействие основного потока с поперечным потоком из присоединенных объемов ведет к дополнительным гидравлическим потерям и снижает КПД и газодинамическую устойчивость.



а) *б)*

Рис. 3.19 Влияние присоединенного объема на работу компрессора: а) присоединенный объем (зона повышенного давления); б) присоединенный объем (зона пониженного давления)

Другая опасность состоит в том, что окружная неравномерность на входе в компрессор может меняться с некоторой периодичностью (крупномасштабные пульсации), что вызывает периодические выбросы воздуха из присоединенных объемов в тракт, и если это происходит с частотами? близкими к частотам помпажа, они могут вызвать помпаж компрессора. Таковы *функциональные связи* присоединенных объемов с проточной частью осевого компрессора.

Без понимания и воссоздания физической картины взаимодействия присоединенного объема с проточной частью в конкретном конструктивном исполнении трудно найти эффективную конструкцию изоляции присоединенных объемов.

4.6. Управление радиальными зазорами

В структуре компрессора (и турбины) радиальными зазорами в проточной части (рис. 3.20) называют зазор $\delta^1_{р.з}$ между статором (рабочим кольцом) и поверхностью, образуемой периферийными сечениями рабочих лопаток, и зазор $\delta^2_{р.з}$ между внутренней поверхностью НА (СА) и роторным элементом (барабанной проставкой).

Функционально радиальные зазоры обеспечивают беспрепятственное вращение ротора относительно неподвижного статора.

Проблема состоит в том, что, с одной стороны, радиальные зазоры отрицательно влияют на процесс сжатия воздуха в компрессоре, увеличиваются с ростом наработки и поэтому их необходимо уменьшать, а с другой – радиальные зазоры следует увеличивать, так как они не остаются постоянными на разных режимах работы двигателя при постоянных условиях полета или на установившемся режиме при измененных условиях полета и могут то увеличиваться, то уменьшаться вплоть до опасного задевания ротора о статор.

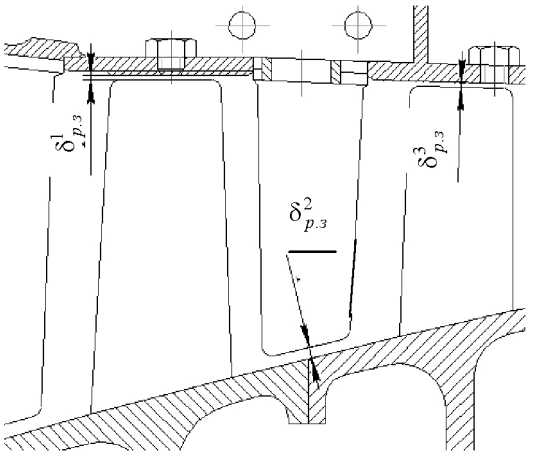


Рис. 3.20 Наличие радиальных зазоров

Отрицательная функция радиальных зазоров выражается в том, что потери затраченной энергии при перетекании воздуха через зазоры под действием разности давлений приводят к снижению КПД и газодинамической устойчивости по ΔK_y (рис. 3.21).

Эти потери зависят от величины относительного радиального зазора $\overline{\delta}_{р.з} = \frac{\delta^1_{р.з}}{h_л}$, и чем меньше высота лопатки $h_л$ и больше зазор, тем значительнее снижение КПД и газодинамической устойчивости. Изменение $\delta^1_{р.з}$ на 1% приводит к снижению КПД на 1–2%, а ΔK_y примерно на 3%.

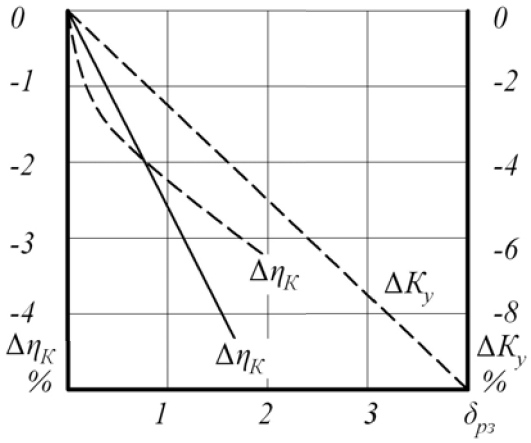


Рис. 3.21 Влияние относительного радиального зазора по концам лопаток компрессора $\delta_{Рз}$ на изменение КПД $\Delta\eta_к$ и запасов газодинамической устойчивости ΔK_y

При снижении КПД в компрессоре ТРДД GE90 (в составе вентилятора, подпорных ступеней и КВД) на 1% $C_{уд}$ растет на крейсерском режиме на 1.5%, а в двигателях с меньшими приведенными расходами через КВД – до 2.0%.

Радиальные зазоры увеличиваются по времени эксплуатации из-за изнашивания, деформации и относительного перемещения ротора и статора от действия эксплутационных нагрузок. Однако эти изменения различны у двигателей разного исполнения. На рис. 3.22 показано увеличение удельного расхода топлива $C_{уд}$ по ресурсу для нескольких двигателей, где одной из основных причин снижения топливной эффективности является увеличение радиальных зазоров.

В этой связи можно говорить о стабильности радиальных зазоров по ресурсу как о качественной характеристике двигателя.

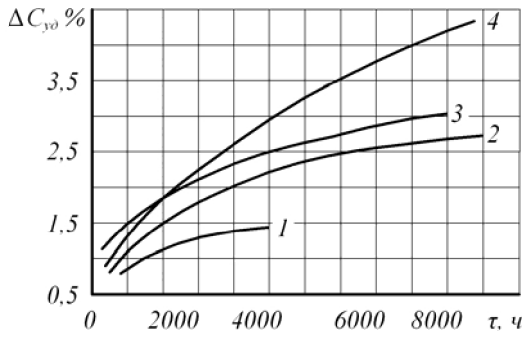


Рис. 3.22 Зависимости увеличения удельного расхода топлива от наработки в эксплуатации для 3-каскадного и 2-каскадных ГТД: 1 – 3-каскадный ГТД RB.211; 2, 3, 4 – 2-каскадные ГТД (2 – JT9D, 3 – JT8D, 4 –JT3D)

Стабильность радиальных зазоров определяется структурными связями конструкции двигателя, повышающими жесткость системы «ротор – статор» за счет использования корпусов с двойной стенкой, сокращением расстояния между опорами и др., а также нанесением на элементы конструкции, образующие радиальные зазоры $\delta^1_{р.з}$ и $\delta^2_{р.з}$ специальных композиций – срабатываемых слоев. Срабатываемые слои уменьшают риск задевания ротора о статор и, таким образом, позволяют минимизировать номинальные значения радиальных зазоров.

Следовательно, при проектировании компрессора нужно стремиться к минимальным величинам радиальных зазоров. Однако этому препятствует, как указывалось ранее, то обстоятельство, что радиальные зазоры не остаются постоянными не только на переходных режимах (сброс оборотов, повторная приемистость, переход от режима к режиму), но и на установившихся режимах.

Действительно, параметры на входе в двигатель ($T^*_в$, $V_п$, H) не остаются постоянными, поэтому на любом стационарном режиме с постоянной приведенной частотой ($n_{пр} = n \cdot \sqrt{288/T^*_в}$) радиальные зазоры не будут неизменными, так как деформации элементов статора и ротора (дисков и лопаток) будут отличаться от деформаций в условиях? принятых за расчетные, из-за разности рабочих температур, коэффициентов линейного расширения и геометрических характеристик деталей, определяющих зазоры. Для поддержания $n_{пр}$ = const в случае изменения $T^*_в$ будут изменяться физические обороты, что приводит к изменению деформаций ротора и, следовательно, радиальных зазоров.

И здесь нужно выделить важный момент в формировании радиальных зазоров, а именно: на каком установившемся режиме работы двигателя определять минимальные, номинальные значения радиальных зазоров. Очевидно, это должен быть режим, где проявляются предельные деформации ротора и статора и радиальный зазор становится минимальным – обычно $\delta_{р.з\min} = 0,0...0,2 мм$, а режим с $T^*_{в\max}$ и $n_{\max}$. Тогда на крейсерском и других режимах радиальные зазоры будут больше.

Назначенный таким образом номинал радиального зазора должен быть увеличен на столько, чтобы исключить задевание ротора о статор на переходных режимах на всех этапах полета, то есть на величину изменения радиальных зазоров $\Delta\delta^1_{р.з}$. Тогда номинальный монтажный зазор можно записать как алгебраическую сумму:

$$\delta^1_{м.з} = \delta^1_{р.з\min} + \Delta\delta^1_{р.з}.$$

Каждому установившемуся режиму будет соответствовать свой радиальный зазор $\delta^1_{р.з}$ при некоторых внешних условиях и n = const:

$$\delta^1_{р.з} = \delta^1_{м.з} - \Delta\delta^1_{р.з}$$

где $\delta^1_{м.з}$ – монтажный радиальный зазор; $\Delta\delta^1_{р.з}$ – изменение радиального зазора, свойственное рассматриваемому режиму работы двигателя. Схематично динамика изменения $\delta^1_{р.з}$ показана на рис. 3.23.

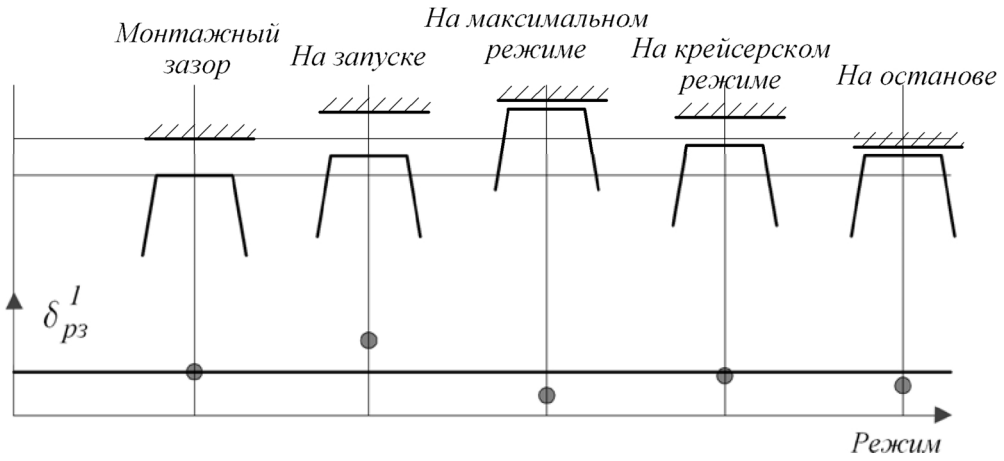


Рис. 3.23 Примерное изменение радиального зазора $\delta^1_{р.з}$ по режимам работы двигателя

Видно, что минимальный радиальный зазор соответствует максимальному режиму по $T^*_в$ и частоте вращения (по определению) и режима останова двигателя, когда на выбеге холодный воздух в проточной части охлаждает статор, а ротор еще не успел охладиться. Показан и радиальный зазор на режиме запуска; он велик потому, что статор, обладая меньшей тепловой инерцией, нагревается быстрее, чем ротор. Важно отметить, что на крейсерском режиме, где требуется наибольшая топливная эффективность, радиальный зазор поэтому не оптимален.

Изменение радиального зазора формируется как алгебраическая сумма слагаемых, определяемых конкретными физическими явлениями.

$$\Delta\delta^1_{р.з} = U^c_д + U^t_д + U^c_л + U^t_л + U^c_з + U^G_в + U_п + U_{дем} + U_{пп} + U^c_{тр} + U^c_k + U^t_k$$

где $U^c_д, U^c_л, U^c_з, U^c_{тр}, U^c_k$ – упругие деформации диска, лопатки, замка лопатки, трактового кольца или барабанной поставки и корпуса;

$U^t_д, U^t_л, U^t_k$ – тепловая деформация диска, лопатки, корпуса;

$U^G_в$ – прогиб ротора с учетом дисбаланса;

$U_п, U_{дем}$ – радиальный зазор в подшипниках и демпферах опор;

$U_{пп}$ – производственные отклонения от требований чертежа, включая радиальные биения по рабочим лопаткам, трактовым кольцам и барабанным проставкам.

Радиальный зазор $\delta^2_{р.з}$ между внутренней поверхностью НА и роторным элементом (барабанной проставкой)

$$\delta^2_{р.з} = \delta^2_{м.з} - \Delta\delta^2_{р.з}$$

$$\Delta\delta^2_{р.з} = U^c_д + U^t_д + U^t_{лНА} + U_п + U_{дем} + U_{пп} + U^c_{тр} + U^c_k + U^t_k,$$

где $U^t_{лНА}$ – тепловая деформация лопатки НА; остальные обозначения одинаковы с выражением для $\Delta\delta^1_{р.з}$.

Как было показано ранее, выбранный монтажный зазор, гарантирующий отсутствие задевания ротора о статор на всех эксплуатационных режимах, не обеспечивает оптимальных максимальных значений радиальных зазоров на крейсерском режиме, режиме с наибольшей наработкой, где требуется низкий удельный расход топлива.

Поэтому в современных ВРД вводится система управления радиальными зазорами $U(t)$, функциональная связь которой с турбокомпрессором позволяет обеспечить минимальные зазоры на основных эксплуатационных режимах и исключить при этом врезание ротора в статор при останове.

Различают системы управления *активные*, то есть управляемые? и *пассивные*, которые обеспечивают уменьшение радиальных зазоров на заданных режимах автоматически за счет согласования во времени тепловых деформаций ротора и статора.

Управляемые системы разделяются на системы, воздействующие на статор путем дозированного охлаждения элементов статора и системы, и воздействующие на ротор путем подогрева дисков (termatik rotor).

Пассивные системы обычно строятся на согласовании темпов тепловых деформаций ротора и статора, реализуемых или подбором материалов по коэффициентам линейного расширения, или с помощью специальных устройств.

Пример воздействия на статор компрессора ВД ТРДД GE-90 показан на рис.3.24. Воздух, отбираемый за четвертой ступенью КВД на охлаждение опор турбины, наддув предмасляных полостей опор и для разгрузки от действия осевых сил радиально-упорного подшипника каскада низкого давления, транспортируется по кольцевому каналу, созданному дефлектором, омывая заднюю часть внутреннего корпуса КВД. Для увеличения тепловой инерции статора над каждым рабочим колесом сделано увеличение толщины статора (см. рис. 3.100).

Уменьшение радиуса корпуса КВД и радиального зазора пропорционально снижению температуры корпуса $\Delta r = r_0 \cdot \alpha \cdot \Delta t$. Система управления пассивная.

Активная система воздействия на ротор компрессора ВД ТРДД CFM56-3 приведена на рис. 3.25. Воздух, отбираемый за пятой ступенью, через клапан, передается внутрь ротора каскада ВД и подогревает ступицы дисков, начиная с первой ступени. Увеличение деформации диска пропорционально уменьшению модуля упругости материала диска, вызванного подогревом, и является причиной уменьшения радиального зазора $\Delta\delta_{р.з}$:

$$U_д = \frac{r_н}{E} \cdot \left(\sigma_r - \mu \cdot \sigma_\varphi\right) = \Delta\delta_{р.з},$$

где $r_н$ – наружный радиус диска,

E, μ – модуль упругости и коэффициент Пуассона

σ_r, σ_φ – радиальные и окружные нормальные напряжения в диске.

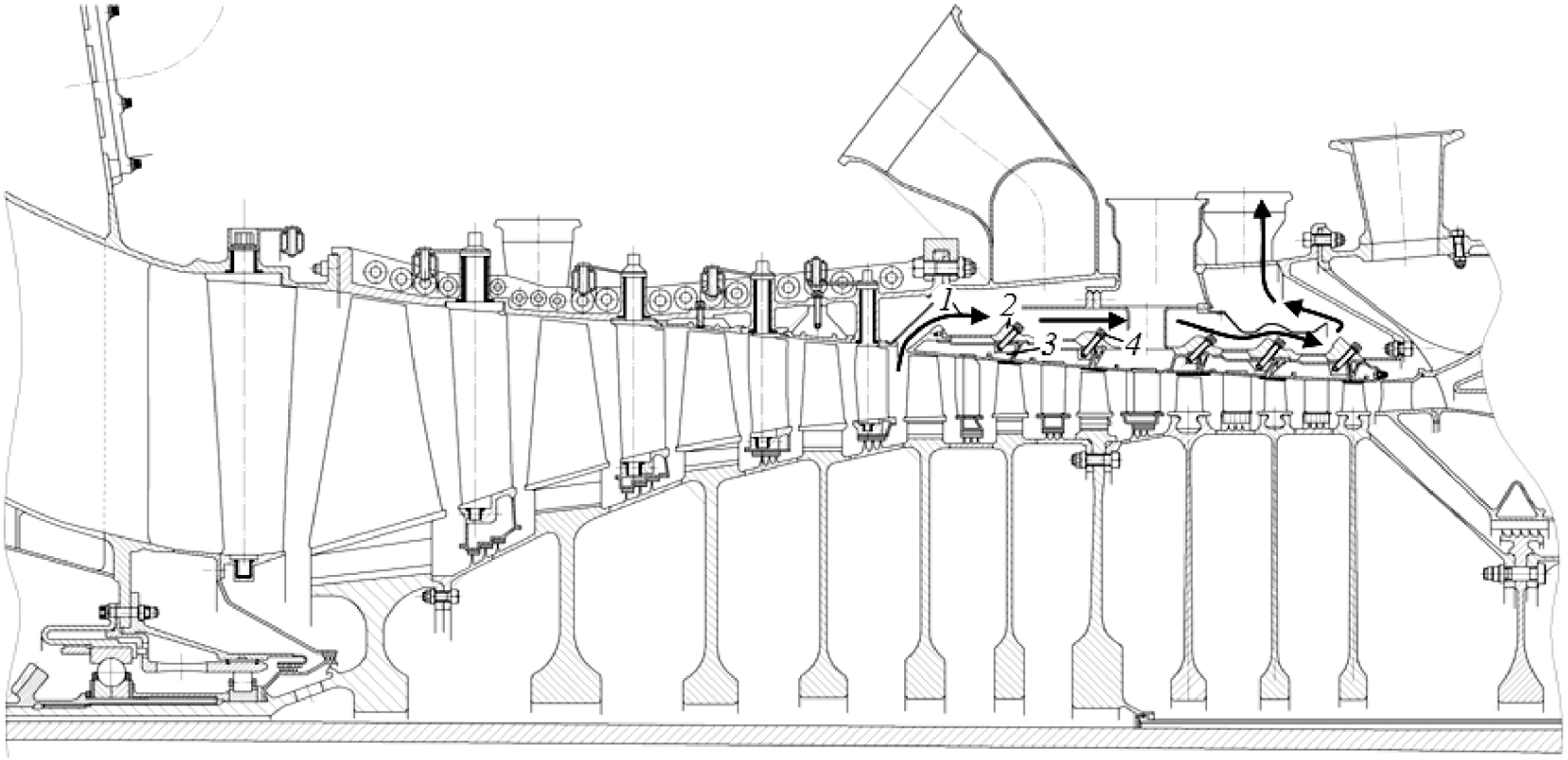


Рис. 3.24 Система управления радиальными зазорами компрессора высокого давления ТРДД GE-90: 1 – воздух, охлаждающий корпус, 2 – «массивное» кольцо, 3 – трактовое кольцо («тонкое» кольцо), 4 – винт, по гладкому концу которого перемещается трактовое кольцо

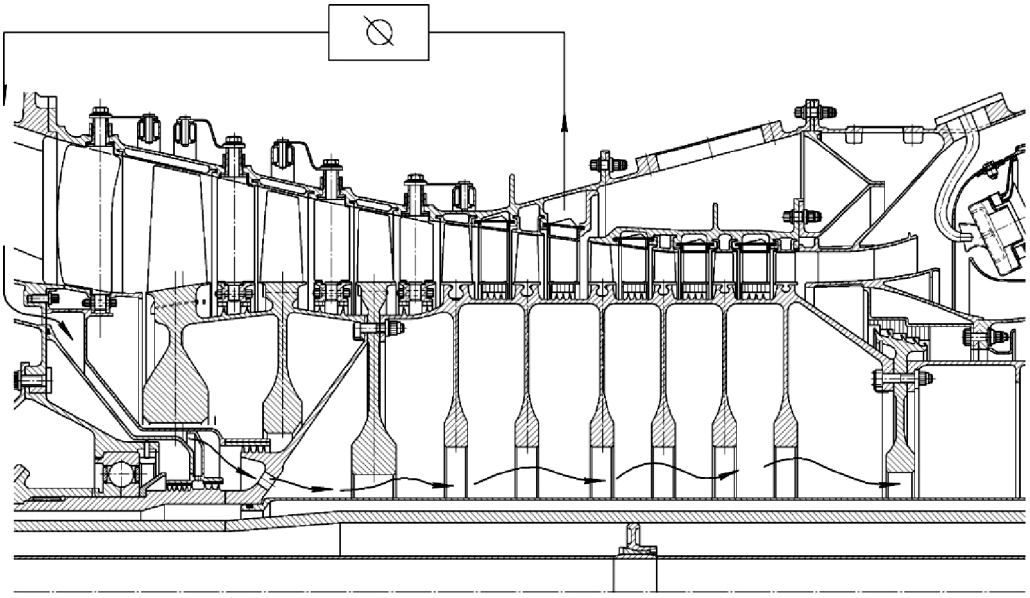


Рис. 3.25 Компрессор высокого давления ТРДД CFM56-5C с системой управления радиальными зазорами подогревом дисков

Анализ позволяет поставить ряд задач, решаемых при создании системы управления радиальными зазорами: уметь сделать оценку потребных радиальных зазоров и динамики их по режимам, определить конструктивную схему системы и логику управления, представлять процесс деформации зазорообразующих элементов при работе системы, уметь оценивать эти деформации по режимам и находить оптимальные варианты конструкции системы по габаритам, массе, стоимости и надежности.

Повышению эффекта уменьшения радиальных зазоров от подогрева ступиц дисков способствует малая толщина всех последних 6 ступеней и практически одинаковые их геометрические параметры (диаметр центрального отверстия, ширина и высота ступицы).

Отметим, что система с подогревом ступиц дисков не нашла широкого применения.

4.7. Противообледенительная система (ПОС)

При повышенной влажности воздух насыщен капельками воды диаметром *10-20* микрометров, которые остаются в жидкой фазе до отрицательных температур порядка $-20°C$.

Такие переохлажденные капли при встрече с твердой стенкой мгновенно кристаллизуются и нарастание льда идет лавинообразно.

Образование льда отмечается на элементах входного устройства, на стойках передней опоры ротора, лопатках ВНА и на входном коке двигателя.

Система образования льда на этих элементах показана на рис. 3.26.

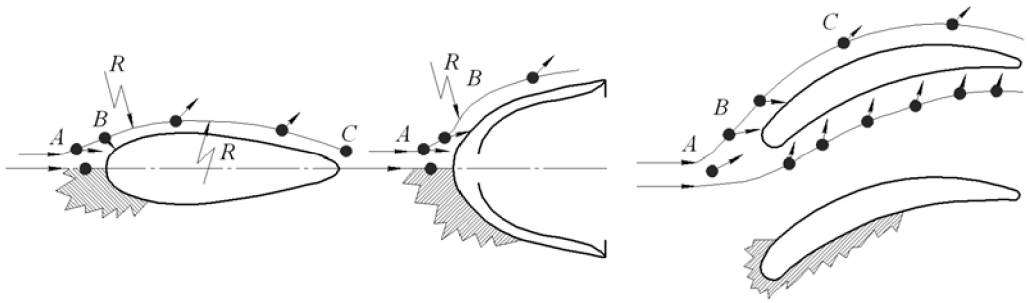
При обтекании симметричного профиля стойки опоры (рис. 3.26,*а*), капельки воды на криволинейном участке линии тока испытывают дополнительное действие инерционных сил.

На участке АБ эти силы направлены в стороны профиля, капли воды сходят с линии тока, соударяются с твердой поверхностью и образуют нарост льда на верхней кромке.

По этой же причине лед не образуется на участке ВС – силы инерции уводят капли от стойки.

Аналогичная картина образования льда на входном коке (рис. 3.26,*б*).

При обтекании профиля лопатки ВНА (рис. 3.26,*в*) лед образуется на входной кромке и на корытце.



а) *б)* *в)*

Рис. 3.26 Схема образования льда: а) на стойках передней опоры компрессора; б) на входном невращающемся коке; в) на лопатках ВНА

Обледенение нарушает функциональные связи в компрессоре по двум причинам:

- уменьшение площади проточной части компрессора снижает расход воздуха через двигатель, самопроизвольно растет $T_г^*$ и при достижении ограничения по этому параметру начинает резко падать тяга;
- в то же время наросты льда на самолетных конструкциях (входное устройство, крыло) увеличивают массу летательного аппарата.

Таким образом, обледенение создает аварийную ситуацию. Самолет тяжелеет, увеличивается аэродинамическое сопротивление, а тяга в этот момент уменьшается. Ситуация может усугубиться тем, что куски льда повредят лопатки компрессора и могут стать причиной отказа двигателя.

Поэтому на двигателе обязательна ПОС, функция которой – предотвратить эти опасные эффекты.

Обычно ПОС выполняется по принципу подогрева поверхностей, подверженных обледенению, с тем, чтобы образовавшийся лед подтаивал, уменьшалось его сцепление с твердой поверхностью и остатки льда сбрасывались воздушным потоком в тракт. Понятна поэтому важность своевременного включения ПОС, которое обеспечивается специальным сигнализатором обледенения. Достаточная температура нагрева – $40°C$ на режиме малого газа и $60°C$ – на взлетном и крейсерском режимах.

В качестве источника тепла обычно используется воздух, отбираемый из средних ступеней компрессора с $T \approx 300°C$. Носитель тепла опять сбрасывается в тракт. Последнее обстоятельство практически исключает возможность применения выхлопных газов в системе противообледенения, так как из проточной части компрессора забирается воздух для наддува гермокабины.

На рис. 3.27 показана типичная схема обогрева лопаток ВНА и кока на примере ТРДД НК-8. Горячий воздух подается через клапан *1* к ресиверу *2*, из которого горячий воздух раздается по всем лопаткам. Проходя через воздушный канал *3*, воздух выходит через щели между дефлектором и лопаткой, образуя защитную тепловую пленку *4* на корытце.

Таким образом, в конструкции лопаток ВНА НК-8 реализуется эффективный конвективно-пленочный обогрев.

На этом же рисунке показана конструктивная схема лопатки ВНА ТРДД Д-30КУ с использованием только конвективного теплообмена.

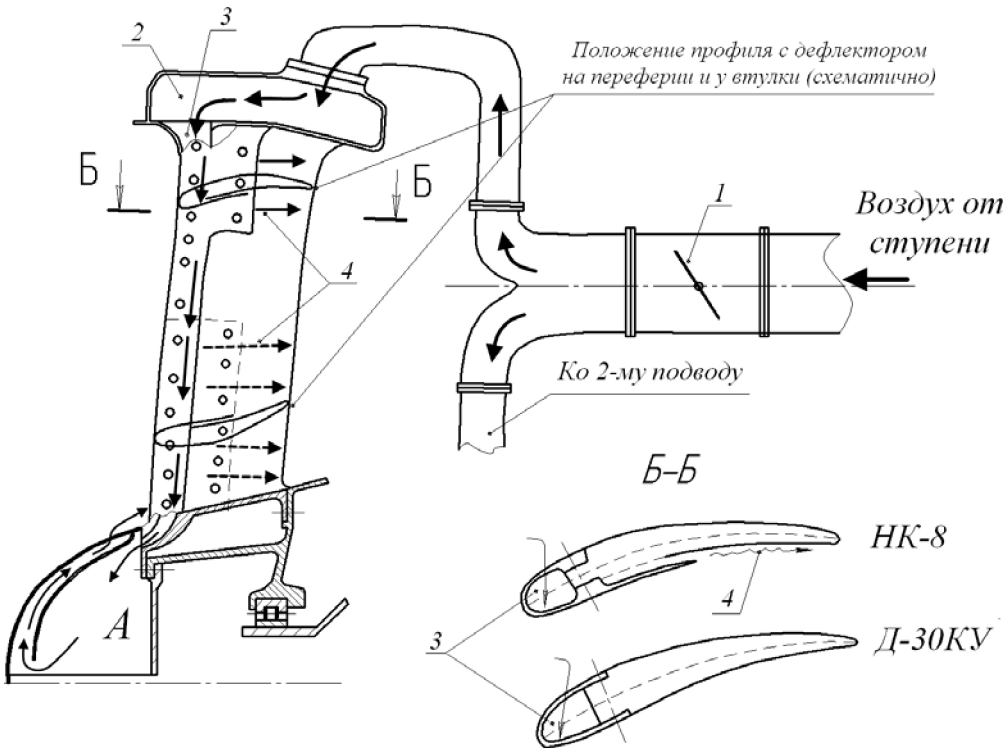


Рис. 3.27 Схема противообледенительной системы ТРДД НК-8:
1 – клапан (заслонка); 2 – ресивер; 3 – воздушный канал в передней кромке, образованной дефлектором; 4 – пленочный обогрев

Часть воздуха, проходя через канал *3*, попадает в полость *А,* далее, протекая между корпусом кока и дефлектором, обогревает стенку кока и затем выбрасывается через отверстия в тракт.

Из анализа видно, что главная задача при проектировании ПОС состоит в том, чтобы эффективнее использовать тепло источника, идя по двум направлением – уменьшать потери тепла и давления при транспортировании теплоносителя и интенсифицировать передачу тепла от теплоносителя к обогреваемым поверхностям.

4.8, 4.9. Системы отбора на внутридвигательные потребности и самолетные нужды

Воздух от компрессора отбирается для функционировании элементов и систем собственно двигателя (*4.8*, см. рис. 3.8): на охлаждение деталей турбины, опор ротора, на наддув предмасляных и разгрузочных полостей опор, для системы управления различными радиальными зазорами в компрессоре и турбине, для системы противообледенения и другие.

Отбор воздуха в самолетные системы (*4.9*, см. рис. 3.8) необходим для обогрева и кондиционирования кабины, для защиты от обледенения воздухозаборника и крыла. Суммарный отбор воздуха составляет *10%* и более от общего расхода воздуха.

Отбор воздуха – это потеря рабочего тела, и поэтому происходит снижение тяги или увеличение удельных расходов. Правда, несколько увеличиваются запасы газодинамической устойчивости.

И, если на уровень отборов воздуха на самолетные нужды конструктор двигателя влиять не может, то отрицательную роль отборов воздуха в двигательные системы и необходимость их уменьшения он должен четко понимать.

Отборы воздуха могут влиять на возбуждение колебаний лопаток компрессора.

Опытом создания авиационных ВРД выработаны подходы для организации отборов, которые позволяют снизить это возбуждение колебаний лопаток.

Конструктивно отборы воздуха обеспечиваются через окна в наружном кольце НА ступени отбора, и если суммарная площадь таких окон оказывается недостаточной, переходят к так называемому щелевому перепуску, когда в трактовой стенке компрессора образуется кольцевой разрыв – щель и осевой зазор между НА и РК увеличивается до *0,6* ширины венца (см. рис. 3.24).

Далее отбираемый воздух собирается в кольцевой ресивер и только из ресивера через систему управления (клапаны, заслонки и т.д.) воздух поступает к потребителю.

Нужно иметь в виду, что кольцевой ресивер, соединенный с проточной частью, при определенных условиях может стать присоединенным объемом, и в этом случае могут проявиться отрицательные эффекты, связанные с поперечными выбросами воздуха из ресивера в тракт. Для снижения потерь полного давления при отборе воздуха внутрь ротора компрессора используют систему радиальных трубок (рис. 3.28).

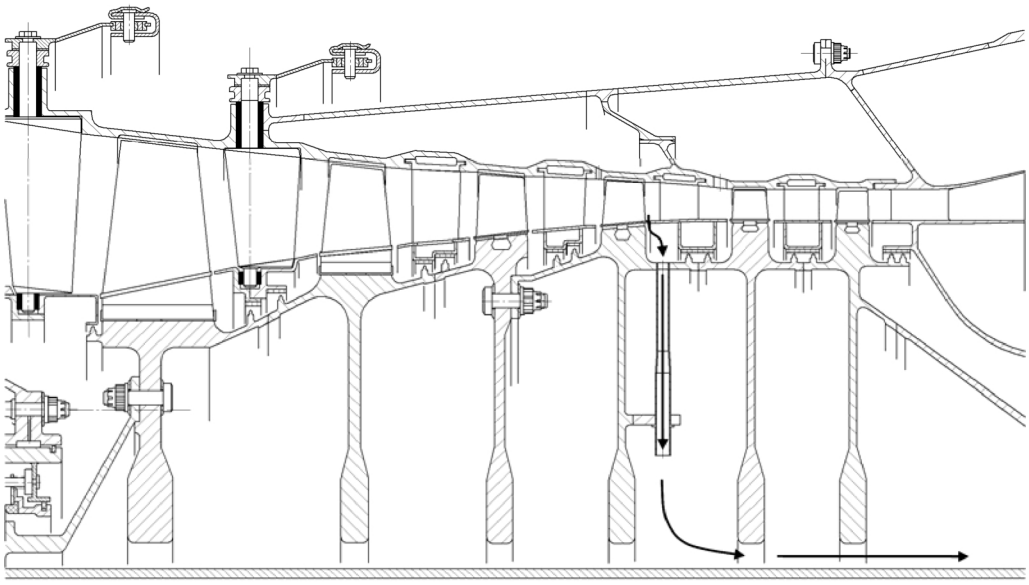


Рис. 3.28 Отбор воздуха с помощью радиальных трубок

Внутренний отбор воздуха через систему трубок, размещенных под углом к радиусу и работающих по принципу цетробежной турбины, обеспечивает меньшие потери давления и высокую чистоту воздуха.

Главным затруднением в реализации такого отбора является зазор между вращающимися дисками. Воздух, забираемый из проточной части компрессора, имеет высокую степень закрутки, которая существенно увеличивается когда воздух начинает перемещаться между дисками в направлении центра вращения. Это вызывает потери давления отбираемого воздуха.

Снижение влияния вихря и потерь давления обеспечивается транспортированием воздуха через трубки.

Анализ функциональных и структурных связей в системе отбора показывает, что для уменьшения влияния этих отборов на работу компрессора нужно стремиться уменьшить долю отбираемого воздуха и потери давления при его транспортировании, организовать отбор таким образом, чтобы уменьшить уровень сил, возбуждающих

колебания лопаток. Важно грамотно выполнить коммуникации транспортирования воздуха в самолетные системы (трубы диаметром *50-150 мм*), исключив деформации трубопроводов, корпуса компрессора и самолетных элементов от тепловых и силовых смещений двигателя относительно мотогондолы. Эти задачи усложняются в ТРДД, так как трубы отбора необходимо провести через тракт и оболочки второго контура.

§3.2 Компрессор ТРДД: декомпозиция, структурная схема

Компрессор ТРДД имеет более сложную структуру, чем компрессор ТРД, что диктуется увеличением функциональных связей с другими подсистемами двигателя.

В составе ТРДД компрессор обеспечивает сжатие рабочего тела как в I, так и во II контуре. При этом сжатие воздуха в I контуре происходит в нескольких каскадах: в вентиляторе и в компрессоре ВД в двухвальном ТРДД и в вентиляторе и компрессоре СД и ВД в трехвальном ТРДД. К этому может добавляться еще один каскад – подпорные ступени. Во втором контуре сжатие воздуха обеспечивается только вентилятором.

Структурная схема компрессора ТРДД представлена на рис. 3.29.

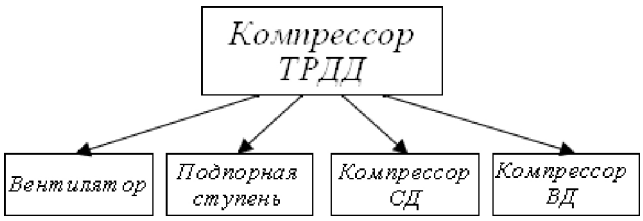


Рис. 3.29 Структурная схема компрессора ТРДД

В ТРДД каскады СД и ВД связывают с базовым газогенератором, и в этом случае их функциональные связи с КС, турбиной, реактивным соплом аналогичны связям в ТРД, рассмотренным ранее.

Учитывая, что вентилятор имеет отличия от каскада ВД по условиям работы и по конструктивным формам, выделим структурную схему подсистемы вентилятора (рис. 3.30), где представлены системы более высокого уровня и подсистемы, элементы низших уровней, которые обеспечивают его функционирование в нерасчетных условиях.

Анализ схем начинается с описания функций и структуры блоков, а затем делается характеристика функциональных и структурных связей и очерчивается круг проблем при создании вентилятора.

Развитие ТРДД шло по двум направлениям, которые определялись областью их использования: в транспортной и военной авиации.

Степень двухконтурности в ТРДДФ для военной авиации составляет 0,15…2,0. В ТРДД для пассажирских и транспортных самолетов 1,0…2,0 для газотурбинных двигателей 3 поколения (1960-1970 г.), а в настоящее время 3,0…9,0. В ТВВД со сверхвысокой степенью двухконтурности – 15…20. С увеличением степени двухконтурности доля второго контура в формировании тяги двигателя растет.

Разделение компрессора на каскады предопределило широкий спектр конструктивных исполнений компрессоров и, в особенности, вентиляторов у современных ТРДД.

Вентилятор первых ТРДД выполнялся многоступенчатым (3-4 ступени) с входным направляющим аппаратом (ВНА), лопатки которого использовались как силовые стойки (рис. 3.31).

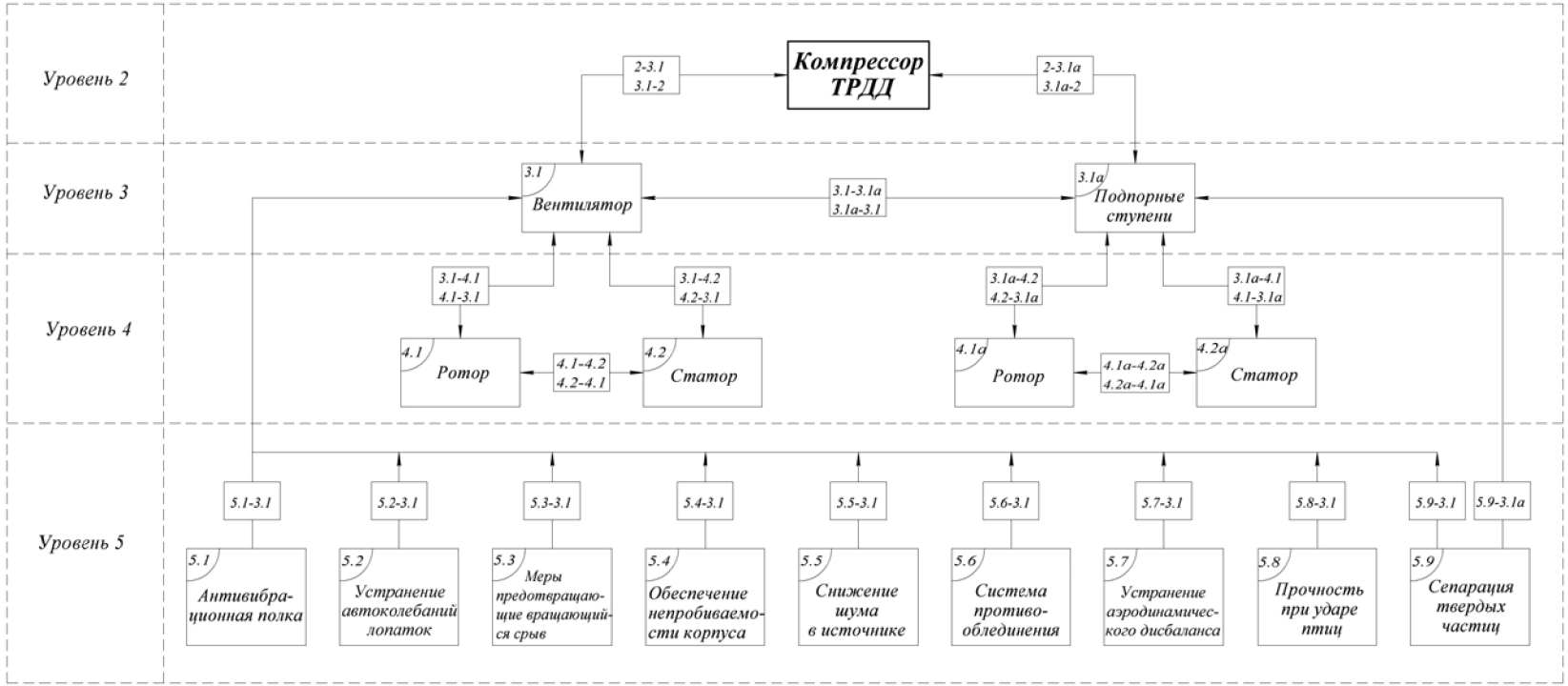


Рис. 3.30 Структурная схема подсистем вентилятора и подпорных ступеней

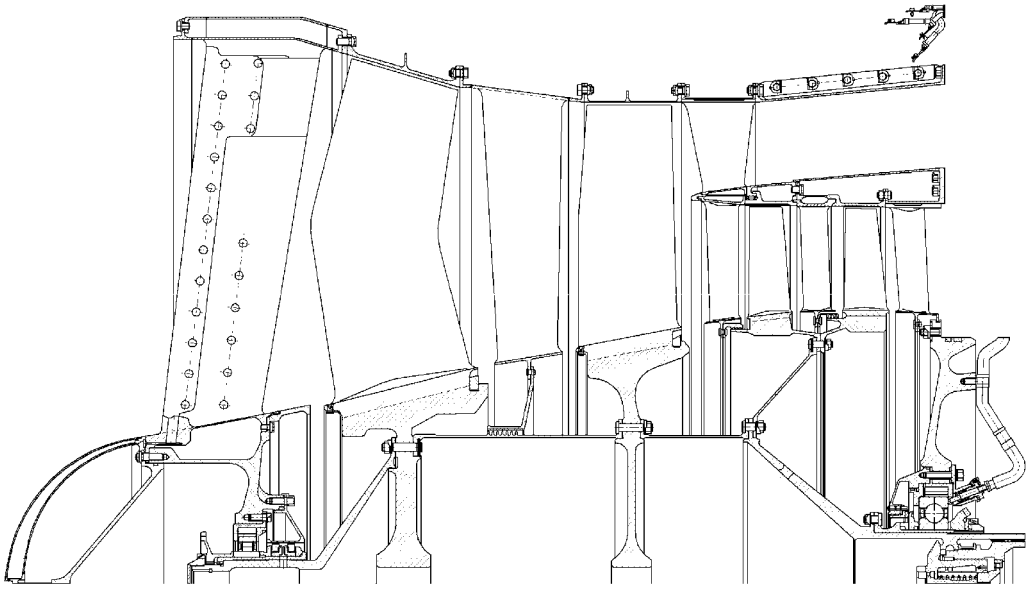


Рис. 3.31 Вентилятор ТРДД НК-8 с саблевидной лопаткой первой ступени

Эта схема не изменилась и на современных ТРДДФ, используемых на самолетах боевого применения с тем отличием, что лопатки ВНА имеют управляемую (подвижную) хвостовую часть, исполняющую роль регулируемого направляющего аппарата (рис. 3.32), или ВНА вообще отсутствует (например ТРДДФ RB.199).

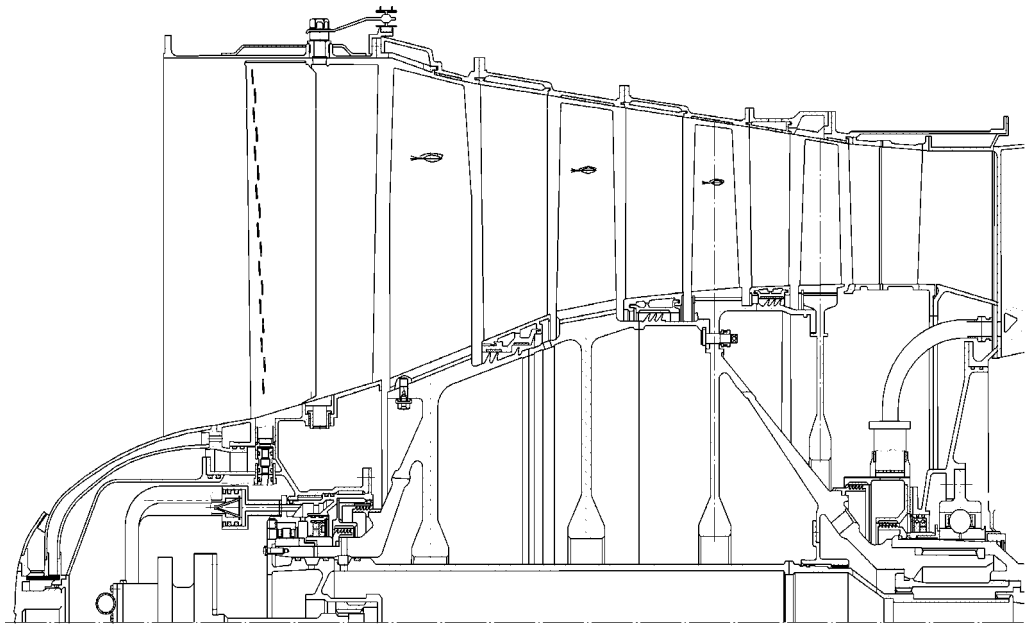


Рис. 3.32 Вентилятор ТРДДФ АЛ-31Ф

В ТРДД для пассажирских самолетов с высокой и сверхвысокой степенью двухконтурности вентилятор с начала 60-х годов выполняется одноступенчатым без ВНА с $\pi_в^* = 1,6...1,8$ (см. рис. 3.6).

Такая разница в конструктивных схемах вентилятора определяется особыми требованиями: в первом случае более высокой потребной $\pi_в^* = 2,0...3,0$ и необходимостью охлаждать элементы ФК и РС (именно это и вызвало к жизни ТРДДФ с малой степенью двухконтурности); во втором – стремлением воздействовать на источник шума в вентиляторе.

Уровень 3: Вентилятор и подпорные ступени

3.1 Вентилятор. В вентиляторе физическая картина подвода механической энергии к рабочему телу и перевода ее в потенциальную энергию сжатого воздуха аналогична процессу сжатия в компрессоре, описанному ранее.

Вентилятор необходимо рассматривать как первый каскад компрессора по внутреннему тракту ТРДД и основное устройство по сжатию воздуха во втором контуре.

3.1а Подпорные ступени. В этой связи подпорные ступени и вентилятор необходимо представлять как единое целое, т.к. роторы их соединены. Частота вращения ротора вентилятора ограничивается окружной скоростью на периферии рабочих лопаток (не более 500 *м/с*) и потому подпорные ступени работают не в оптимальных условиях по частоте вращения – они низконапорные и число их достигает 4...5. Однако при закладке двигателя подпорных ступеней может и не быть (см. рис.3.7), тогда введение их может служить инструментом для увеличения $\pi_{K\Sigma}$ и расхода воздуха через I контур.

Проточная часть подпорных ступеней должна быть согласована плавным переходом с проточной частью КВД (КСД). Поэтому для уменьшения длины двигателя формируется S-образный канал с ниспадающим трактом в подпорных ступенях. Так, угол наклона ниспадающей ветви в ТРДД GE90 достигает 45°, что ставит задачу уменьшения гидравлических потерь в канале и обеспечения равномерного поля скоростей и давлений на входе в КВД.

Втулочная поверхность этого канала и проточная часть вентиляторной ступени представляют собой сильно изогнутую поверхность вращения вначале с увеличением диаметра, а затем – резким снижением. Как и рабочее колесо вентилятора эта поверхность и наружная стенка изогнутого канала, как будет показано ниже, могут быть успешно использованы для сепарации и улавливания твердых частиц с целью защиты лопаток компрессора от повреждений. Это еще одна функциональная связь вентилятора и подпорных ступеней.

Объем, образуемый втулочной поверхностью, оказывается достаточным для размещения консоли корпуса передней опоры вентилятора или редуктора как, например, в ТРДД LF507 (см. рис. 3.6).

Проточная часть вентиляторных ступеней выполняется по схеме $D_п$ и $D_{вт}$ = var. Это связано с обеспечением заданной площади на входе при ограниченных размерах $D_{вт}$. Угол подъема тракта по втулке 20..30°, угол сужения по периферии – 10..20°.

По такой же схеме выполняется и проточная часть многоступенчатого вентилятора ТРДДФ.

Уровень 4 опускаем, т.к. функции ротора и статора рассмотрены ранее в 1.1.

Как в вентиляторе ТРДДФ, так и в одноступенчатом вентиляторе ТРДД с большой степенью двухконтурности проявляется ряд отрицательных явлений, связанных с конструкцией и массой рабочей лопатки, которые затрудняют достижение заданных параметров по сжатию, КПД, массе и надежности. Эти проблемы отражены в блоках уровня 5 структурной схемы (см. рис.3.30).

Уровень 5: Элементы, обеспечивающие работоспособность вентилятора

5.1. Антивибрационная полка

Антивибрационная полка является инструментом ограничения амплитуды переменных напряжений в рабочих лопатках. Необходимость использования этого инструмента решается при выборе концепции вентиляторной лопатки – или это лопатка с большим относительным удлинением (4,0-4,5), или с малым удлинением (2,0-2,5). Антивибрационная полка используется обычно при выборе лопатки с большим удлинением. В этом случае при упрощении, что диск жесткий, полку можно рассматривать как дополнительную опору балки с жесткой заделкой (рис. 3.33). В случае а) дополнительная опора ориентирована на ограничение колебаний по 1-й изгибной форме, б) по 2-й и 3-й форме; в) по 1-й, 2-й и 3-й форме.

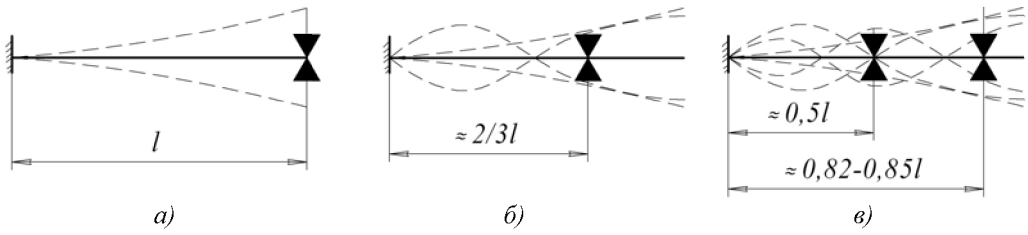


Рис. 3.33 Ограничение амплитуд колебаний лопатки антивибрационными полками

В практике двигателестроения использовались все три случая размещения антивибрационной полки по высоте лопатки:

- на периферии – ТРДД CFM56-3 и др., при этом полку принято называть бандажной;
- примерно на 2/3 высоты лопатки востребован наиболее часто (НК-8, Д-30, Д-36 и др.);
- в двух уровнях использованы на лопатках с большим удлинением в вентиляторе ТРДД JT9D-7R4.

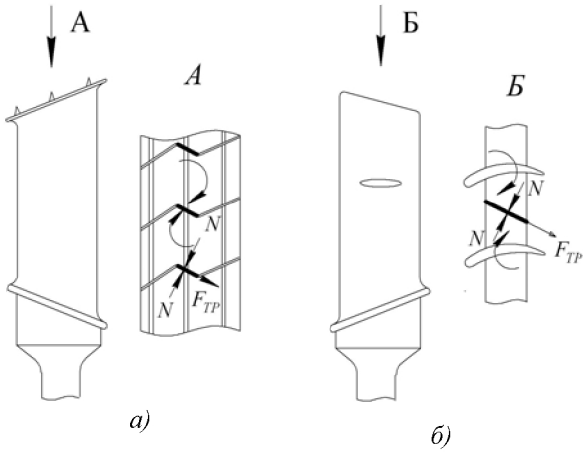


Рис. 3.34 Возникновение сил трения по контактным площадкам: а) бандажных полок, б) антивибрационных полок

Снижение амплитуды колебаний происходит и за счет рассеяния энергии при трении по контактным поверхностям полок (рис. 3.34).

Демпфирование обеспечивается за счет сил сухого трения на относительном перемещении полок при деформации лопаток. Сила N обеспечивается предварительным натягом при монтаже лопаток в диск и поддерживается крутящим моментом от действия центробежных сил.

Есть еще один положительный эффект при использовании полок. Установлено, что такая лопатка вентилятора меньше повреждается при ударе птиц большой

массы и чаще при разрушении лопатки отрывается надполочная часть. Поэтому при расчете защиты от пробивания корпуса при обрыве лопатки допускается брать в расчет только массу этой надполочной части лопатки.

Отрицательная сторона антивибрационной полки – увеличение гидравлических потерь и снижение КПД ступени на 3-4%, повышение трудоемкости изготовления и массы лопатки.

Этим объясняется стремление конструкторов уйти от антивибрационной полки переходом на широкохордную лопатку без таких связей с использованием композиционных материалов (КМ). Что позволяет оптимизировать жесткость лопаток, обеспечить отстройку от опасных резонансов и снизить массу рабочего колеса.

Отметим, что переход на рабочую лопатку из КМ оказался непростым. Печальный опыт фирмы «Роллс-Ройс», которая на первой модификации ТРДД RB211-22B (начало 60-х годов) установила рабочие лопатки из КМ «хайфил» и не смогла обеспечить их работоспособность («разлохмачивание» по передней кромке и другие дефекты), не выполнила своих обязательств на поставку двигателей на самолет L1011 перед фирмой Локхид и обанкротилась, надолго отбив охоту у других фирм на такой шаг. КМ использовались в ТРДД в лопатках НА. И только фирма «Дженерал электрик» в конце 90-х годов использовала на ТРДД GE90 композитную рабочую лопатку с окантовкой передней кромки металлической накладкой.

5.2. Устранение автоколебаний лопаток

Вентиляторные ступени с рабочими лопатками, имеющими большие углы закрученности ($45\ldots60^{\circ}$) и высокую парусность при высоте лопатки 300...700 *мм*, в большей степени, чем другие группы ступеней, подвержены автоколебаниям. С этим явлением столкнулись при доводке первого в мире отечественного ТРДДФ НК-6 тягой 215 *кН* с форсажной камерой в наружном контуре (1958-1963гг).

Автоколебаниями называются колебательные процессы, поддерживаемые силами неколебательного характера, повторяющиеся с частотой собственных колебаний системы.

В нашем случае автоколебания связаны с обтеканием профиля лопатки потоком воздуха. Колебания могут начаться при воздействии случайного импульса, который, деформируя лопатку, выводит ее из устойчивого равновесного состояния (расчетного положения), при этом изменяются углы атаки и возникает дополнительная подъемная сила на профиле, которая за период колебаний может совершать над колебательной системой (лопаткой) положительную или отрицательную работу.

Если работа будет отрицательной (от системы отнимается энергия), то возникшие колебания постепенно затухают, если положительная (к системе подводится энергия) – амплитуда колебаний растет от цикла к циклу по оборотам безгранично. Это приводит к тому, что переменные напряжения возрастают в том же темпе и либо приводят к разрушению лопатки, либо, если напряжения контролируются приборами, испытания приходится прекращать.

Именно это обстоятельство, вызванное автоколебаниями первой рабочей лопатки вентилятора («веерный флаттер»), длительный период сдерживало доводку ТРДДФ НК-6.

Покажем возникновение автоколебаний и аэродемпфирования на упрощенной схеме плоскопараллельного флаттера (рис. 3.35).

Рабочая лопатка, обтекаемая потоком с расчетными углами атаки, выведена из состояния равновесия и колеблется с некоторой линейной скоростью V, занимает при этом левое и правое крайнее положение. При этом во время движения влево окружная скорость уменьшается $(U-V)$, а при движении вправо увеличивается $(U+V)$. Считаем вектор скорости V положительным, когда перемещение приводит к уменьшению угла атаки $(i-\Delta i)$, и отрицательным при $(i+\Delta i)$.

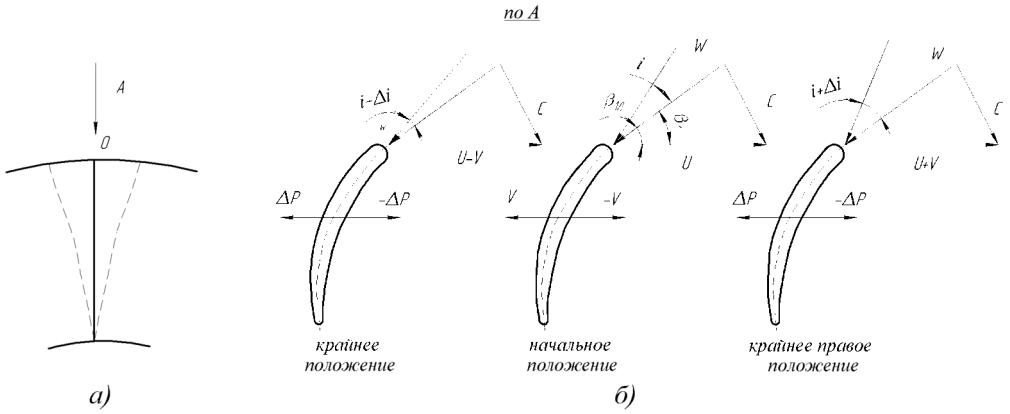


Рис. 3.35 Изменение угла атаки i при колебаниях профиля относительно расчетного положения: а) схема колеблющейся лопатки; б) изменение треугольников скоростей при изменении окружной скорости

При изменении угла атаки, меняется коэффициент подъемной силы C_y и подъемная сила на величину ΔP (рис. 3.36).

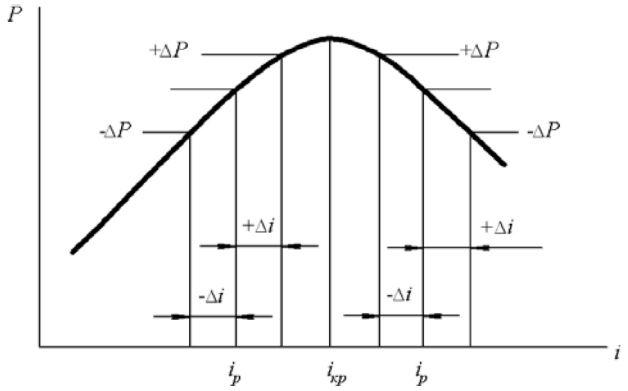


Рис. 3.36 Зависимость подъемной силы P, действующей на лопатку от угла атаки i; $i_{кр}$, i_P – критический и расчетный угол атаки

Если угол атаки на данном режиме i_P меньше критического $i_{кр}$, то работа переменной силы за два полупериода колебаний $T/2$ будет отрицательной.

$$L_T = \int_0^{T/2} (-\Delta P) V dt + \int_0^{T/2} \Delta P \cdot (-V) dt = -\int_0^{T} \Delta P \cdot V dt .$$

Это означает что, воздушный поток замедляет колебания, т.к. дополнительная подъемная сила ΔP всегда направлена против скорости V. Этот процесс называется *аэродемпфированием* с декрементом затухания $\delta_{аэ} = 0,03 \ldots 0,09$. Величина $\delta_{аэ}$ соизмерима с декрементом демпферов сухого трения, которые специально вводят в конструкцию лопаток компрессора.

В случае $i_p > i_{кр}$ работа будет положительной.

$$L_T = \int_0^{T/2} \Delta P \cdot V dt + \int_0^{T/2} (-\Delta P) \cdot (-V) dt = \int_0^{T} \Delta P \cdot V dt \ldots$$

Следовательно воздушный поток увеличивает амплитуду колебаний, т.к. подъемная сила ΔP всегда направлена по скорости V. Это – *автоколебания*, которые носят название *флаттер*. Флаттер реализуется, если работа L_T будет больше работы сил демпфирования в замке лопатки. Вернемся к «веерному флаттеру», который возникает в закрученной лопатке с большой парусностью из-за того, что центр давления и центр жесткости на профиле разделены настолько, что набегающий поток силой ΔP разворачивает профиль относительно центра жесткости, увеличивая амплитуду колебаний (рис. 3.37,*а*).

На рис. 3.37,*б* показана схема саблевидной лопатки, впервые реализованная на ТРДДФ НК-6. Основная идея такой лопатки – сблизить центр давления и центр жесткости профиля.

Для устранения автоколебаний увеличивают жесткость лопатки и «разводят» собственную частоту изгибных и крутильных колебаний – необходимо, чтобы эти частоты отличались не менее чем на 15%.

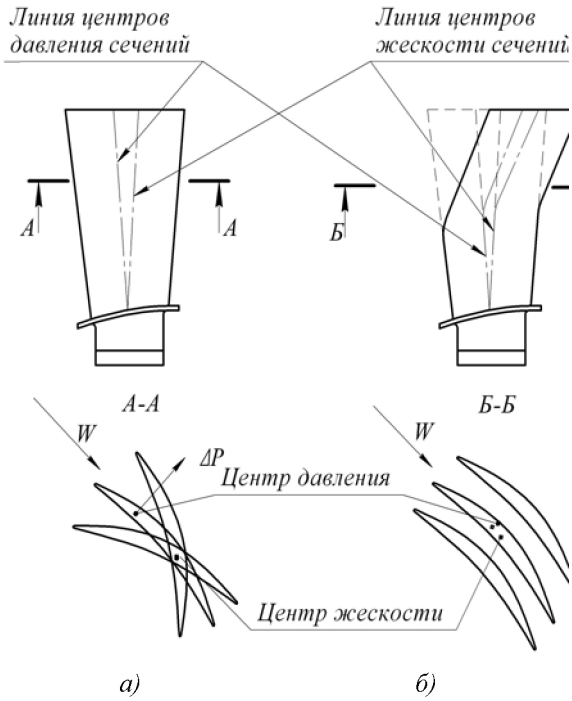


Рис. 3.37 Схема возникновения «веерного флаттера» и устранение его переходом на саблевидную лопатку: а) развертка пера лопатки; б) развертка пера саблевидной лопатки

5.3. Меры по предотвращению вращающегося срыва

Возникновение вращающегося срыва показано ранее и меры по предотвращению этого явления в вентиляторных ступенях те же, что и в компрессорах СД и ВД. К этому можно добавить сотовые вставки над рабочим колесом вентилятора у некоторых ТРДД.

5.4. Обеспечение непробиваемости корпуса

Одно из требований, которое выдвигается авиационными правилами, это обеспечение безопасности полета при разрушении лопаток и дисков вентилятора компрессора и турбины. Опасность состоит в том, что фрагменты разрушения элементов ротора могут нарушить жизненно важные системы (управления самолетом, топливоподачи, наддува гермокабины и др.) и привести к катастрофе.

Основным методом выполнения этого требования безотказности полета является обеспечение непробиваемости корпуса, т.е. исключение выхода фрагментов ротора за пределы корпуса.

Достигается это или увеличением толщины и оребрения стенки корпуса, или конструированием специальной защиты (рис.3.38). В ряде случаев непробиваемость обеспечивается целенаправленным использованием элементов статора – расположением фланцев поперечных разъемов в плоскости рабочего колеса, введением двойной стенки

статора и др.

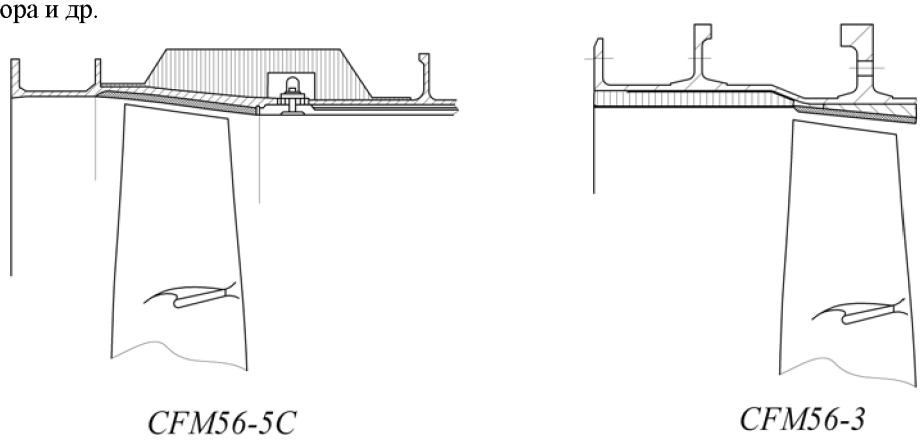


Рис. 3.38 Конструктивные обеспечения непробиваемости корпуса вентилятора: ТРДД CFM56-5C – защита из композиционного материала; ТРДД CFM56-3 – оребрение корпуса

Толщина защитной стенки определяется из условия равенства кинетической энергии оторвавшегося фрагмента и работы потребной для разрушения преграды (потенциальной энергии):

$$E_K = E_П.$$

Кинетическая энергия оторвавшейся части ротора определяется соотношением:

$$E_K = \frac{m \cdot R^2 \cdot \omega^2}{2},$$

где m – масса оторвавшегося фрагмента, *кг*;

R –радиус центра масс фрагмента, *м*;

ω – частота вращения, c^{-1}.

Энергия, потребная для разрушения преграды, может быть получена из выражения:

$$E_П = l \cdot h^2 \cdot \tau_{ср}^{дин} \left(\frac{l}{2} \cdot K + n + \psi \right),$$

где l – периметр площади оторвавшегося фрагмента, соприкасающейся с преградой, *м*;

h – толщина преграды, *м*;

$\tau_{ср}^{дин} = \xi \cdot 0,655 \cdot \sigma_B$ – предел сопротивления срезу при ударе, *Па*;

ξ – коэффициент увеличения прочности материала при ударе (для окружных скоростей вращения роторов ГТД – $\xi = 1,3$);

σ_B – предел прочности материала преграды;

$K \approx 2,5$ – эмпирический коэффициент, учитывающий работу, затраченную на изгиб стенки;

$n = 0,7$ – эмпирический коэффициент, учитывающий работу, затраченную на срез стенки;

$\psi = 0,05$ – эмпирический коэффициент, учитывающий динамическое деформирование стенки при ударе.

Приравнивая оба выражения, можно получить выражение для толщины защитной

стенки:

$$h = \sqrt{\frac{E_K}{l \cdot \tau_{ср}^{дин} \left(\frac{1}{2} \cdot K + n + \psi \right)}}.$$

Экспериментами показано, что оторвавшиеся фрагменты могут рассеиваться под углом $\pm 15^{\circ}$ от плоскости вращения.

Тогда ширину защитной стенки можно определить как:

$$S = 2 \cdot \Delta R \cdot \mathrm{tg}15^{\circ},$$

где ΔR – расстояние от центра масс фрагмента до защитной стенки.

5.5. Снижение шума в источнике

Вентилятор и реактивная струя являются основными источниками шума ТРДД. При этом у двигателей с малой степенью двухконтурности (m = 1 – 2) шум вентилятора превалирует при посадке самолета, у двигателей с большой степенью двухконтурности ($m \geq$ 5) и на посадке и на взлете.

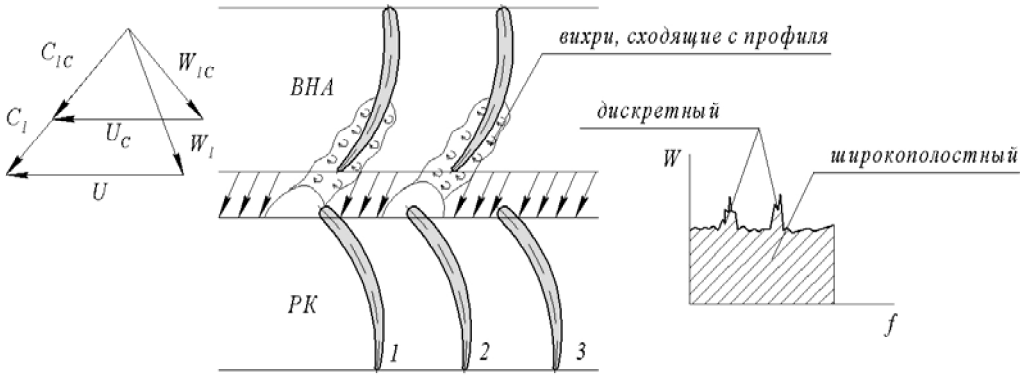


Рис. 3.39 Схема возникновения дискретного шума в ступени вентилятора

Шум вентилятора (как и любой лопаточной машины) разделяют на дискретный и широкополосный.

Дискретный шум возникает при взаимодействии лопаток неподвижной решетки НА или ВНА с лопатками вращающейся решетки ротора (рис. 3.35) или лопаток ротора с лопатками последующего НА. Он генерируется при пересечении закромочного следа за лопатками НА рабочей лопаткой. При входе профиля *2* в область закромочного следа падает C_1 до C_{1C} и W_1 до W_{1C}, следовательно изменяется угол атаки, подъемная сила и давление на профиле. В следующий момент на ее место станет акустически подобная лопатка *3*. Таким образом, формируются пульсации давления за решеткой РК с определенной частотой, которые и являются источником шума.

Частота основного тона дискретного шума

$$f_{lg} = z \cdot \frac{n}{60}, \, Гц,$$

где z – число лопаток РК; n – число оборотов РК в секунду.

При анализе взаимодействия РК и стоящего за ним НА пульсации давления с частотой следования РК проявляются за НА.

Широкополосный шум является результатом воздействия случайной неоднородности потока перед НА и РК с профилем лопаток.

Среди таких причин возникновения широкополосного шума – шум вихрей,

сходящих с профилей лопаток НА и РК.

Звуковая мощность широкополосного шума ниже чем дискретного, а частота изменяется в широком диапазоне.

Степень влияния аэродинамической тени на решетку лопаток РК зависит от осевого зазора – чем больше зазор, тем меньше амплитуда пульсаций давления.

Поэтому кардинальными мерами снижения шума вентилятора в современных ТРДД можно назвать:

переход на одноступенчатый вентилятор;

исключение из конструкции ВНА;

увеличение осевого зазора между РК и НА до величин 2-2,5 хорд РК.

5.6. Система противообледенения

Обледенению подвергаются в ТРДДФ с ВНА: лопатки ВНА, включая поворотную хвостовую часть и кок. В ТРДД без ВНА – только вращающийся кок.

В первом случае задача исключения опасных наростов льда решается показанным ранее способом – подогревом поверхностей лопаток ВНА и кока воздухом с температурой порядка $300^{o}C$, отбираемым из компрессора через управляемую систему отбора – систему противообледенения.

Во втором – обогревом вращающегося кока тем же воздухом из компрессора, который подводится к коку постоянно через пустотелый вращающийся вал (пример ТРДД Д-36), и применением «гидрофобного» кока.

Отрицательная сторона первого способа – это нерациональное использование «дорогого» сжатого воздуха, из-за сложностей включения его подачи только при обледенении. Второй способ требует пояснений. Гидрофобным обычно называется пустотелый вращающийся кок такой геометрии и конструкции и с такой жесткостью стенок, что образование льда на нем минимально, а при образовании льда конструкция деформируется так, что лед трескается, его сцепление с твердой стенкой уменьшается и он сбрасывается потоком воздуха.

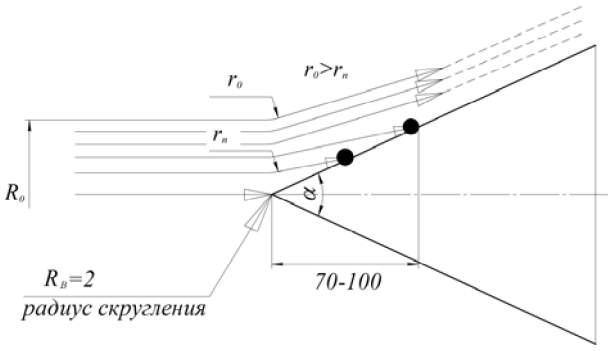


Рис. 3.40 Схема соударения капелек воды с коническим коком

Опыты показали, что при обтекании конуса потоком воздуха с высокой влажностью (смесь водяных газов и капелек воды с воздухом), струйки воздуха и водяных паров разделяются, расслаиваются (рис. 3.40). В силу большей инерционности угол поворота потока струек водяного пара оказывается меньше, чем у струек воздуха, т.е. меньше, чем угол конуса α, – они не обтекают твердые стенки конуса, а ударяются о них. Как указывалось ранее, переохлажденные капли воды при ударе о твердую стенку мгновенно кристаллизуются и процесс образования льда идет быстро.

В нашем случае радиус поворота потока r_n увеличивается по мере удаления от оси конуса и с некоторого значения R_0 оба потока будут двигаться без расслоения и не касаясь кока (см. рис. 3.40).

В итоге лед интенсивно образуется только на небольшом расстоянии от вершины кока (70 – 100 *мм*).

В этой связи в ТРДД Д-18Т использован конический кок с обогревом только носовой части.

Для повышения противообледенительной способности конического кока:

выбирают угол конуса α = 55 – 60°. Наиболее эффективен кок с углом α = 45° и менее, но при этом повышается длина двигателя и масса кока;

вводят в конструкцию резиновый носик длиной ≈ 75*мм*, который при обледенении деформируется под действием центробежной силы от массы льда, лед трескается и сбрасывается потоком воздуха. Этому способствует вибрация кока из-за возрастания дисбаланса (рис. 3.41);

конус изготавливают из композиционного материала с малой жесткостью стенок. При нарастании льда под действием центробежной силы оболочка деформируется, изгибается, лед трескается и сбрасывается потоком воздуха. При появлении льда возрастает дисбаланс кока – вибрация усиливает сбрасывающий эффект.

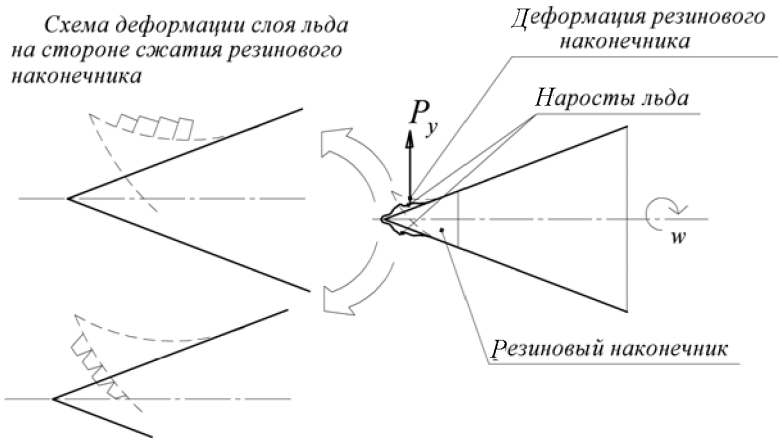


Рис. 3.41 Схема разрушения льда на резиновом наконечнике кока

5.7. Устранение аэродинамического дисбаланса

Если геометрия и жесткость каждой отдельной лопатки РК одинаковы, то, очевидно, будут одинаковы и газовые силы, действующие на лопатки и, в частности, окружные составляющие этих сил, изображенные на рис. 3.42, упрощенно для четырех лопаток РК.

Тогда $\sum \vec{P}_U = 0$.

Однако в РК вентилятора реальная неидентичность лопаток по геометрии и жесткости приводит к разбросу значений P_U и тогда векторная сумма $\sum \vec{P}_U = \vec{P}_{U\Sigma}$.

Приведение вектора $P_{U\Sigma}$ к центру масс дает силу $P_{U\Sigma}$, которая воздействует на ротор аналогично массовому дисбалансу и называется *аэродинамическим дисбалансом.*

Еще один т.н. *деформационный дисбаланс* возникает из-за взаимного смещения хвостовиков лопаток в пазах дисков на рабочих частотах вращения и чаще является следствием балансировки ротора на частотах ниже рабочих.

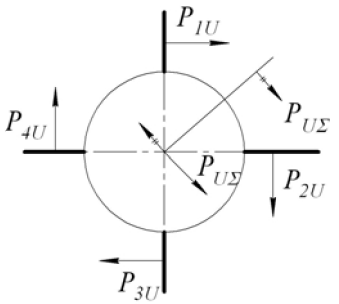


Рис. 3.42 Схема возникновения аэродинамического дисбаланса

В суммарном дисбалансе ротора вентилятора доля деформационного дисбаланса может доходить до 30%, аэродинамического – до 20%.

5.8. Прочность при ударе птиц

В процессе проектирования вентилятора должно быть учтено попадание птиц на вход в двигатель, что возможно в зоне аэродрома при взлете и посадке.

Проверка надежности конструкции вентилятора при ударе птицы о лопатки ВНА или РК обычно производится специальными стендовыми испытаниями, когда в двигатель вбрасывается птица установленной нормами массы (0,7…1,8 *кг*) со скоростью равной реальной относительной скорости сближения птицы с решеткой.

Результаты таких испытаний могут вызвать переделку конструкции рабочей лопатки вентилятора – увеличение радиуса входной кромки, максимальной толщины профиля и др., т.е. предопределить отход от первоначально выбранных оптимальных профилей лопаток НА и РК.

Схема соударения птицы с рабочим колесом показана на рис. 3.43.

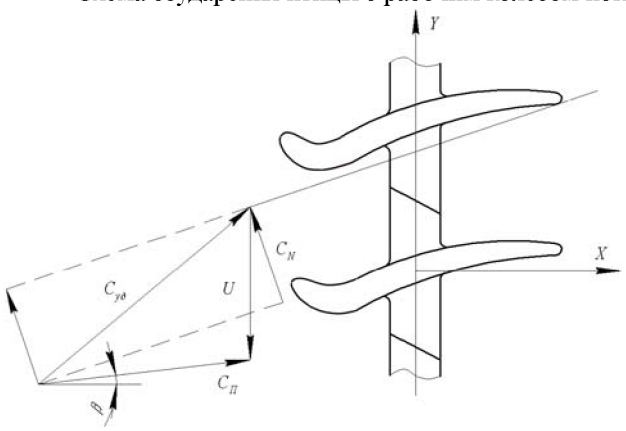


Рис. 3.43 Схема соударения птицы с решеткой профилей РК и деформации лопаток:
$C_П$ – относительная скорость сближения птицы с решеткой; U – окружная скорость; $C_{уд}$ – абсолютная скорость соударения птицы с лопаткой РК; β – угол удара; C_N – нормальная к лопатке (хорде) составляющая скорости соударения

При характерных для взлета самолета скоростях движения птиц в двигателе точка удара обычно находится у передней кромки лопатки. Сила удара изгибает лопатку в направлении скорости C_N (против движения и против потока). Продолжительность удара обычно составляет 1/10 времени изгиба, и первоначальное повреждение ударом предшествует изгибной деформации лопатки. Поэтому повреждение от удара испытывают передние кромки лопаток, и разрушение материала происходит от местных касательных напряжений.

Учитывая, что толщина передней кромки лопаток компрессора первой ступени зависит от размерности двигателя, уязвимость двигателей малых тяг с точки зрения разрушения и изгиба лопаток поэтому оказывается выше.

5.9. Сепарация твердых частиц

Как было сказано ранее, при запуске и работе двигателя у земли в статических условиях и при движении по ВПП возможно засасывание песка, камней весом до 25 г воздушным потоком, формирующимся перед входным устройством.

Основной причиной этого процесса является воздушный вихрь, образующийся между воздухозаборником и поверхностью земли. Вихрь – это вращающаяся структура в воздушном потоке типа микросмерча, внутри которой образуется зона пониженного давления со значительной вертикальной скоростью течения у поверхности земли. Именно через эту зону устремляется во вход двигателя не только пыль, песок, но и галька, камни и т.п. твердые частицы.

Попадая в проточную часть двигателя, посторонние частицы вызывают повреждения элементов тракта, в первую очередь лопаток компрессора: твердые частицы

образуют забоины на кромках профиля лопатки, а песок, пыль вызывают эрозию (изнашивание, утонение) профиля лопатки. Это приводит к снижению сопротивления усталости и несущей способности лопаток.

На рис. 3.44 показана схема воздействия твердых частиц на перо лопатки. Криволинейный обвод в сечении пера по корыту и спинке приводит к тому, что песок, пыль, попадая в межлопаточный канал, испытывают действие центробежных сил. В результате происходит соударение, скольжение их по корыту лопатки, изнашивание, утонение профиля. Наоборот, центробежные силы отрывают частицы от спинки и там повреждений не наблюдается.

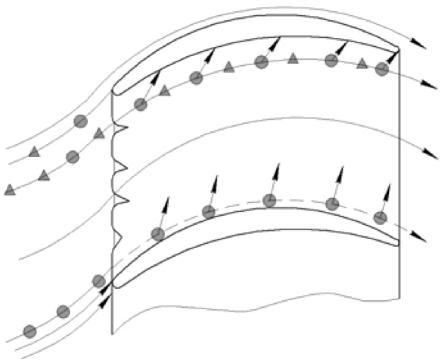


Рис. 3.44 Схема эрозионного износа (утонения) пера и образование забоин на лопатках компрессора при попадании камней песка в проточную часть

Лобовые соударения камней с передней кромкой лопатки приводят к появлению вырывов, забоин, которые вызывают концентрацию напряжений.

Из многих приемов уменьшения попадания твердых частиц во входное устройство – очистка ВПП, защитные сетки, поиск оптимального расположения входного устройства на летательном аппарате (МИГ-29, например), разрушение вихря, сепарирующие устройства и т.д. – выделим прием, связанный с формой воздушного канала перед входом в компрессор, который используется в конструкции современных ТРДД с большой степенью двухконтурности (рис. 3.45).

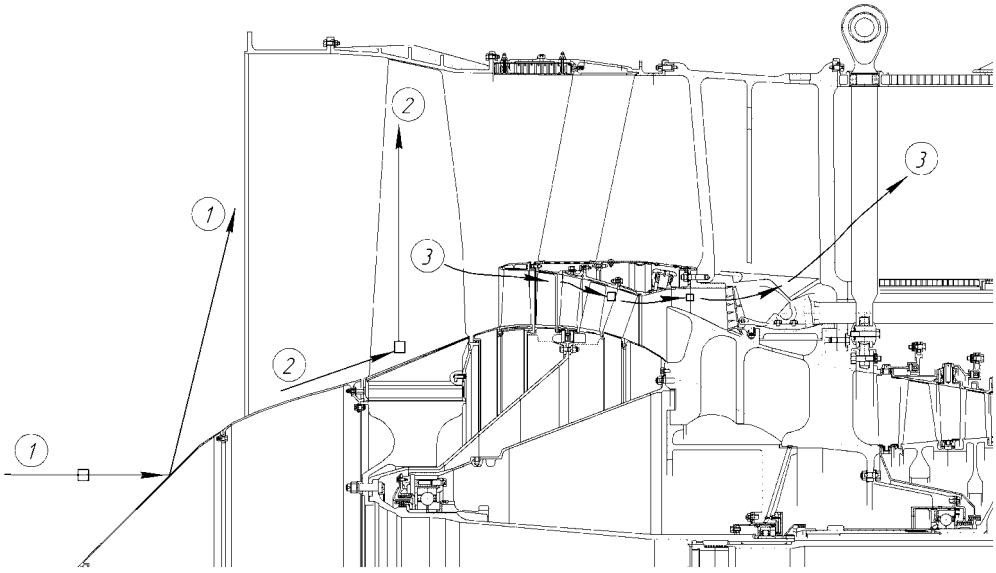


Рис. 3.45 Возможности улавливания твердых частиц в конструкции ТРДД ПС-90

Твердая частица, попадая во входной канал, может миновать компрессор и уйти во II контур:

(1) – ударяясь о специально спрофилированный вращающийся кок;

(2) – попадая на рабочие лопатки вентилятора;

(3) – двигаясь по криволинейной наружной стенке ниспадающего тракта подпорных ступеней и опоры, попадать в клапаны – ловушки, которые обычно сообщаются со II контуром.

Ранее была отмечена роль конического вращающегося кока в исключении образования льда на его поверхности. Следовательно, при выборе формы кока необходимо решать обе задачи.

Угол наклона полки хвостовика рабочей лопатки вентилятора, местоположение, форма и длина разделителя потоков I и II контура также должны выбираться с учётом сепарации твёрдых частиц.

Ниспадающий тракт в подпорных ступенях позволяет спрофилировать наружную стенку по дуге окружности и таким образом создать поле центробежных сил в потоке воздуха с находящимися там твёрдыми частицами. Тогда частицы прижимаются центробежными силами к наружной стенке и, практически минуя лопатки, движутся вдоль неё и сбрасываются в разрыв стенка – кольцевой канал.

Кольцевой канал переходит в ряд отверстий, которые прикрываются клапанами перепуска воздуха, обеспечивающими и перевод частиц во II контур, и газодинамическую устойчивость подпорных ступеней компрессора.

Рабочие органы клапана выполнены в виде отдельных заслонок или общего сдвижного кольца.

§3.3. Ротор компрессора: функциональные и структурные связи

Осуществляя поиск предпочтительной конструкции ротора для заданных условий, используют следующие основные критерии для выбора решения:

прочность ротора и его элементов, воспринимающих крутящий и изгибающий моменты, нагрузки от газовых и центробежных сил, неравномерного нагрева, изменения скорости полета, эволюций самолета, а также от переменных сил;

изгибная и крутильная жесткость для получения требуемых значений критических частот вращения и сохранения заданных радиальных зазоров при работе двигателя;

сохранение первоначального дисбаланса ротора в заданных пределах в течение ресурса;

ремонтопригодность;

технологичность;

снижение массы ротора.

Существуют три конструктивные схемы ротора, область применения каждой из которых достаточно четко определяется уровнем допустимых окружных скоростей вращения на его периферии и способом передачи крутящих моментов от ступени к ступени. Для обоснования выбора той или иной схемы рассмотрим их достоинства и недостатки.

Ротор барабанного типа (рис. 3.46), представляющий цилиндрическую или коническую оболочку с наружными пазами или другими элементами для закрепления лопаток, отличается и простотой конструкции, небольшим числом составных элементов и высокой изгибной жесткостью.

Недостатком такого ротора являются малые допустимые окружные скорости вращения (до 180-200 *м/с* на периферии барабана). Поэтому область применения этого типа ротора ограничивается каскадом низкого давления в двух- и трехвальных ТРДД (рис. 3.47) и компрессорами малогабаритных двигателей, имеющими небольшие размеры.

Однако использование материалов с большим отношением предела прочности к удельному весу ($\sigma_в / \gamma = 20 - 25$ для титановых сплавов) и конструктивное упрочнение барабана (например, внутренними кольцевыми ребрами, расположенными в плоскости крепления лопаток (рис. 3.47), позволяет использовать их и при больших окружных скоростях).

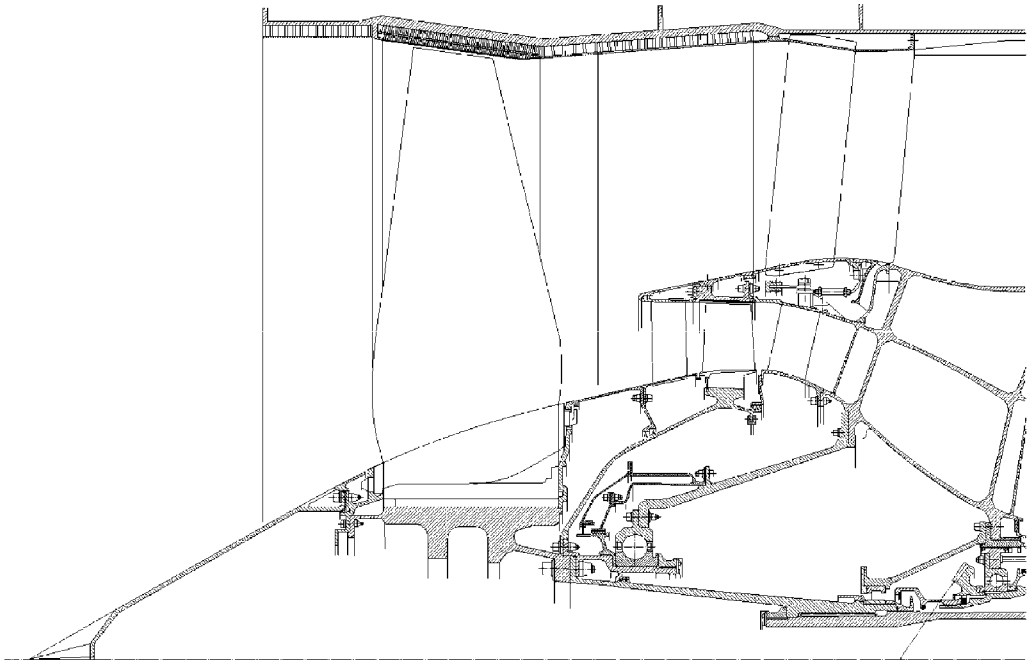


Рис. 3.46 Ротор барабанного типа КНД ТРДД V2500

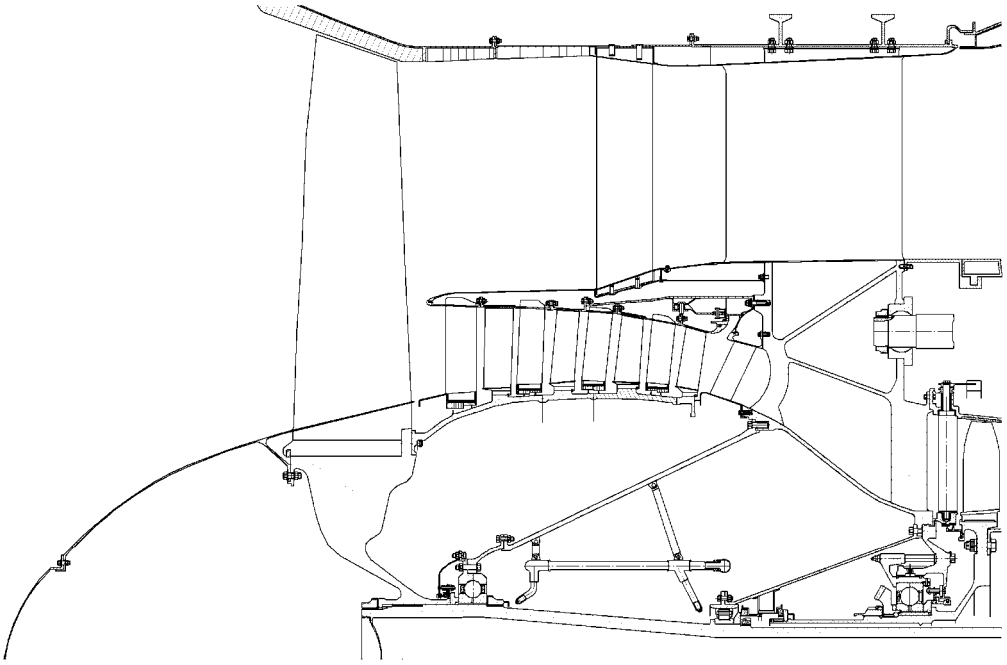


Рис. 3.47 Ротор барабанного типа подпорных ступеней ТРДД PW2000

В большинстве конструкций ротора барабанного типа для крепления лопаток применяется кольцевой паз (или бурт), что позволяет набирать их оптимальное количество для каждой ступени в отличие от конструкции ротора с продольными пазами.

Кроме того, прочность барабана с продольными пазами ниже, так как расчетная толщина стенки по всей длине барабана в этом случае меньше, а значение действующей распределенной нагрузки – больше.

В роторе дискового типа на валу крепятся отдельные диски, что позволяет поднять окружные скорости на периферийном диаметре до 300-360 *м/с*. Это дает возможность использовать его в высокооборотных, высоконапорных компрессорах с оптимальным числом ступеней. Однако такой ротор без барабанных проставок имеет малую изгибную жесткость. Для повышения изгибной жесткости между дисками устанавливают трактовые кольца или проставки, как это показано на рис. 3.48. Однако все это ведет к конструктивному и технологическому усложнению ротора и увеличивает его вес.

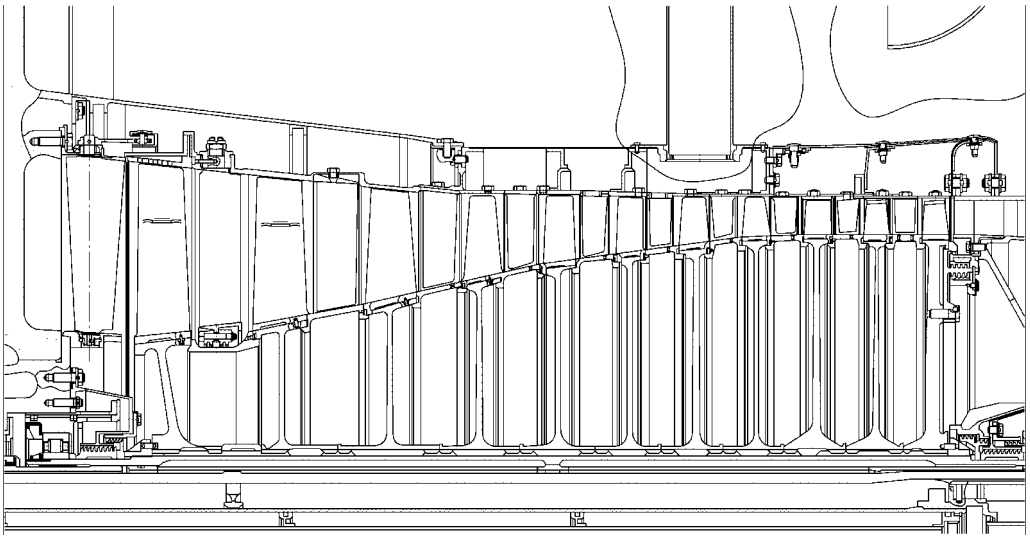


Рис. 3.48 Ротор дискового типа КВД ТРДД Д-30

Передача крутящего момента от вала к дискам обеспечивается эвольвентными или прямозубыми шлицами, при этом центрирование дисков на валу определяется элементами шлиц и цилиндрическими поясками.

Ротор смешанного (барабанно-дискового) типа (рис. 3.49) сочетает в себе достоинства роторов барабанного и дискового типа: высокую изгибную жесткость, которую можно при необходимости изменять, и прочность, которая позволяет использовать этот ротор при таких же окружных скоростях, что и дисковый. Соединение дисков между собой обеспечивается здесь через барабанные участки ротора, выполненные или совместно с диском, или в виде отдельных кольцевых проставок. Роторы такого типа широко применяются в современных ГТД.

Исходя из того, что ротор барабанно-дисковой схемы имеет элементы роторов барабанного и дискового типов, целесообразно выбрать его для системного анализа, чтобы аргументацию и выводы, сделанные при рассмотрении функциональных и структурных связей, распространить затем на все три схемы. С этой целью выделим из структурной схемы компрессора (см. рис. 3.8) блок 3.1 – ротор и проведем декомпозицию его как подсистемы для анализа элементов ротора и существенных связей между ними (рис. 3.50).

Ротор барабанно-дискового типа как единое целое (уровень 1) состоит из дисков (уровень 2), барабанных проставок соединяющих диски (уровень 3), и рабочих лопаток (уровень 4).

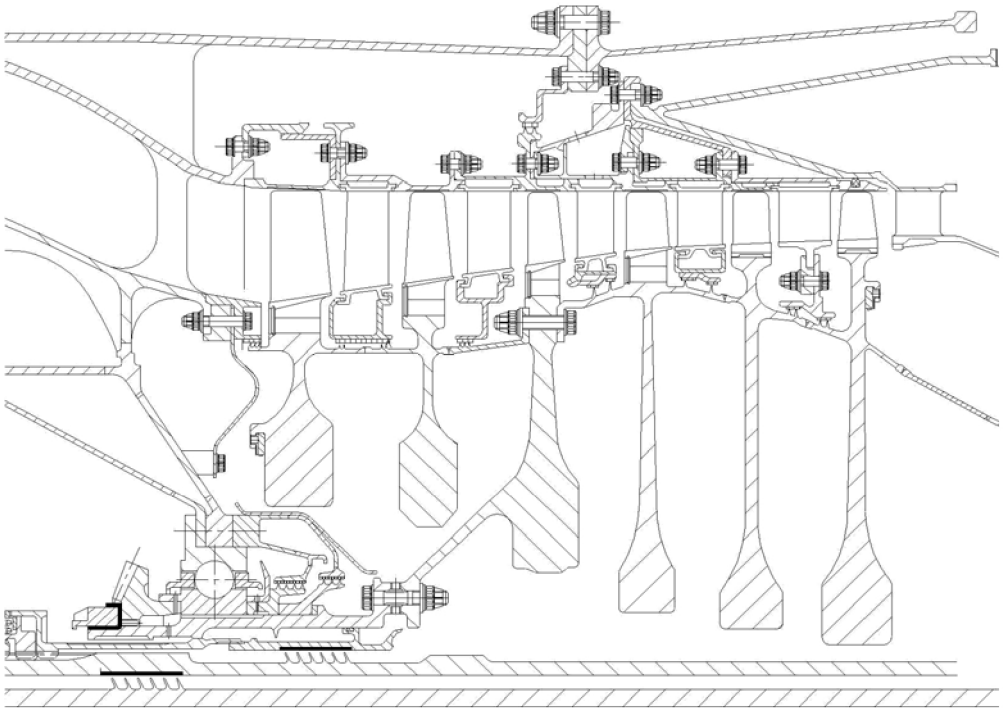


Рис. 3.49 Ротор барабанно-дискового типа КВД ТРДД RB211.535

Ротор опирается на две опоры: переднюю и заднюю. Одна из них выполняет роль РУП, т.е. воспринимает радиальные и осевые нагрузки со стороны ротора, другая воспринимает только радиальные силы.

В состав ротора входит передний носок вала, которым ротор опирается на передний подшипник, и, соответственно, задний носок, опирающийся на задний подшипник. В двухопорный ротор ГТД чаще входит не только ротор компрессора, но и ротор турбины, а также вал, соединяющий оба ротора.

Пользуясь структурной схемой, проведем описание ротора как подсистемы более сложного объекта.

1.1. Ротор как подсистема

Функциональное назначение ротора состоит в том, чтобы подвести механическую энергию к потоку воздуха, передавая крутящий момент каждому диску, каждой рабочей лопатке, сохраняя при этом расчетную геометрию межлопаточных каналов и положение фронта решеток профилей.

Условие сохранения геометрии межлопаточных каналов и фронта решеток предъявляет ряд требований к конструкции ротора.

Во-первых, накладываются ограничения на точность шага решетки t, углов установки профилей $\beta_{1л}$, а также на отклонение самих профилей от заданной геометрии.

Во-вторых, выдвигаются требования к прочности и жесткости ротора и стабильности его балансировки.

Рассмотрим первую группу требований.

В соответствии с отраслевыми стандартами на рис. 3.51 показаны допускаемые отклонения шага решетки $t \pm 3'$ (однако линейные отклонение не должно быть более *0,1*) и угла установки профиля $\beta_{1л} \pm (15'...30')$ в зависимости от класса точности, которые даны в разделе 4*n* Рабочая лопатка.

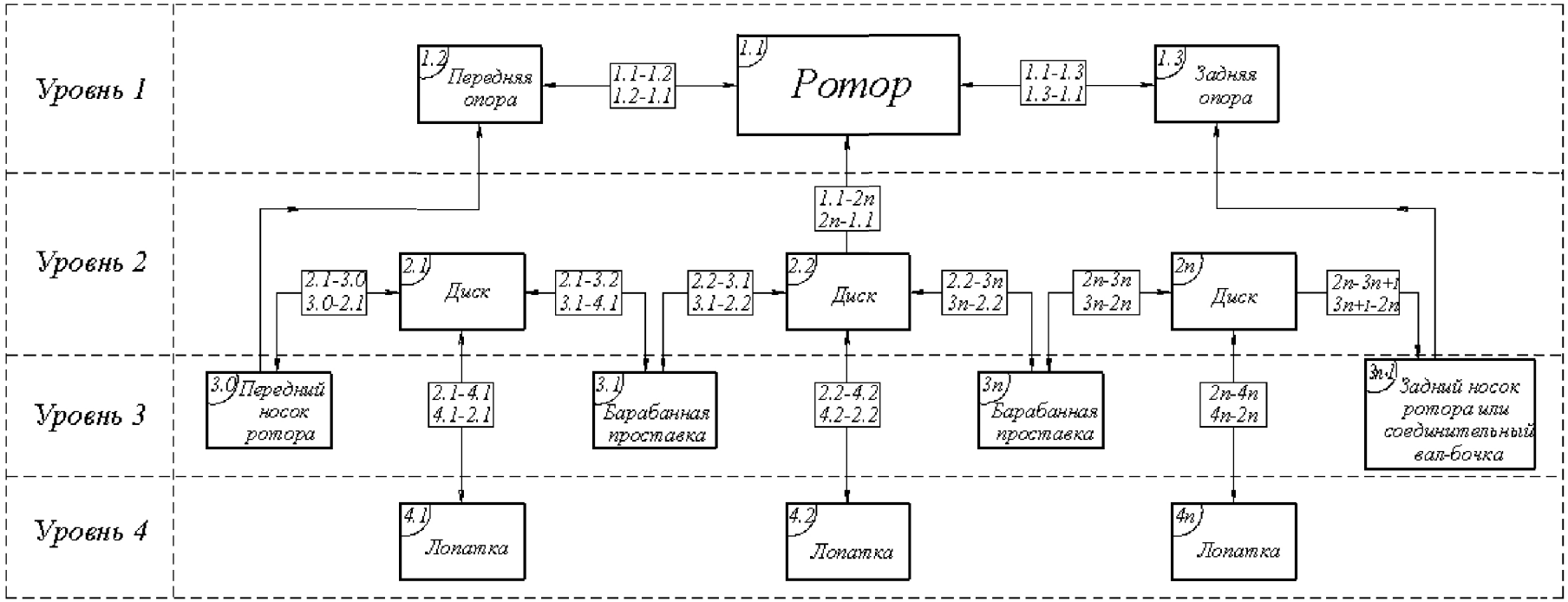


Рис. 3.50 Структурная схема существенных связей в роторе компрессора барабанно-дискового типа

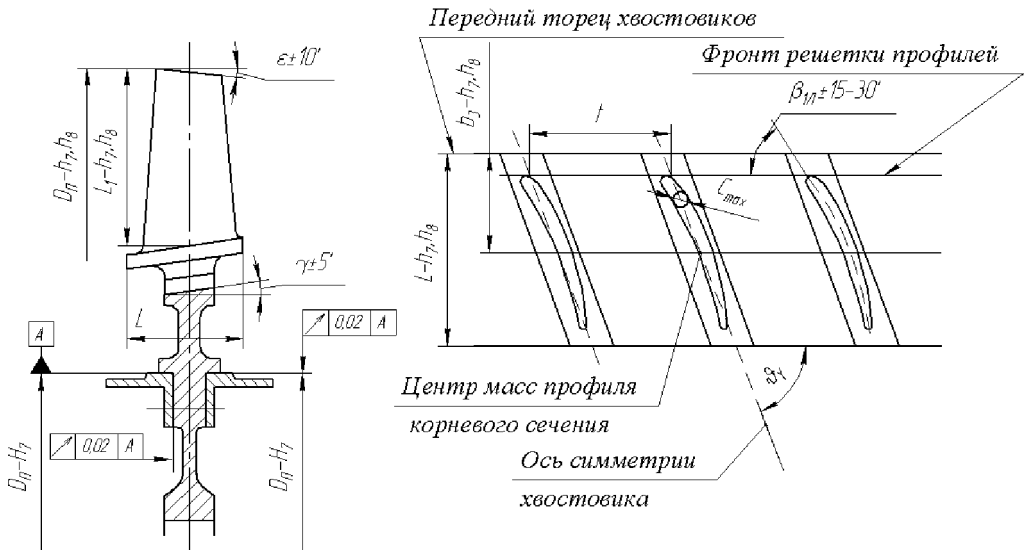


Рис. 3.51 Предельные отклонения элементов, определяющих геометрию межлопаточных каналов и положения фронта решетки профилей

Положение профиля корневого сечения относительно переднего фронта решетки задается размерами $b_3 - h_7$, h_8.

Важное значение имеет и положение диска с рабочими лопатками (рабочего колеса) в составе ротора относительно оси вращения (радиальное биение) и угловые отклонения средней плоскости диска относительно плоскости вращения (торцевые биения). На рис. 3.51 показаны радиальные и торцевые биения базовых поверхностей диска, которые находятся в пределах $0,01...0,05$ *мм*.

Для получения минимальных радиальных зазоров накладываются и ограничения на отклонения периферийного диаметра рабочего колеса $D_n - h_7$, h_8, и предельное отклонение на угол конуса $\varepsilon \pm 10'$

Вторая группа требований связана с прочностью и жесткостью ротора и стабильностью балансировки. Рассматриваемые характеристики зависят от нагружения ротора.

Общая картина действующих на ротор сил и моментов показана на рис. 3.52.

Элементы ротора нагружены:

- крутящим моментом $M_{кр}$ турбины и соответствующим моментом сопротивления от газовых сил на рабочих лопатках $M_{кpi}$;
- центробежными силами от масс рабочих лопаток $P_{цл}$, дисков $P_{цд}$, барабанных проставок $P_{цбп}$ и других деталей ротора;
- гироскопическим моментом $M_{гр}$, возникающим при эволюциях самолета;
- изгибающим моментом $M_{изг}$ от массовых сил ротора G_p, P_j, от дисбаланса ротора, от действия газовых сил;
- осевыми силами, возникающими на рабочих лопатках P_{ai} и элементах диска в тракте, от давления на боковые стенки ротора P_n и $P_з$.

На эти нагрузки накладываются силы от тепловых деформаций, которые становятся значительными на роторе КВД.

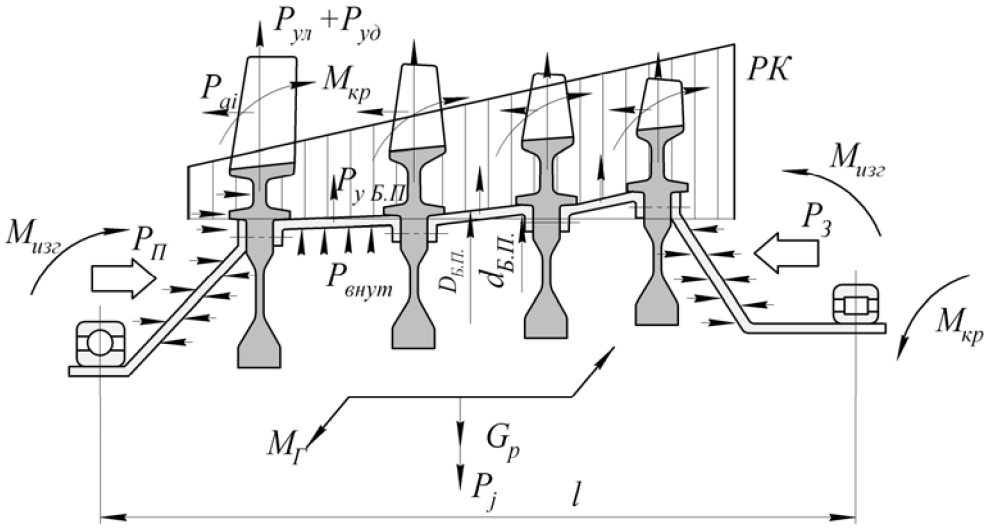


Рис. 3.52 Нагружение ротора осевого компрессора

Общая картина нагружения позволяет создать расчетную схему при оценке деформаций и прочности всего ротора и точную расчетную модель каждого элемента ротора.

Конструктивные формы и тип ротора предопределяют центробежные силы, крутящие и изгибающие моменты.

При анализе прочности и жесткости ротора исходят из того, что прочность это свойство сохранять целостность в течение заданного ресурса, а жесткость определяет его способность сохранять начальные формы, т.е. обеспечивать минимальные деформации и главную из них – прогиб ротора, который влияет на величину радиальных зазоров.

Прочность ротора характеризуется допускаемыми окружными скоростями на периферии диска [2.1-2п] и барабанных проставок [3.1-3п].

Жесткость ротора определяется его изгибной EJ и крутильной GJ_P составляющей, которые формируются структурными связями элементов 2 и 3 уровня.

Момент инерции и полярный момент (см. рис. 3.48) определяются следующими выражениями:

$$J = \frac{\pi\left(D_{Б.П}^4 - d_{Б.П}^4\right)}{64};$$

$$J_p = \frac{\pi\left(D_{Б.П}^4 - d_{Б.П}^4\right)}{32}.$$

Они зависят от положения барабанной проставки по радиусу ротора и от конструкции проставки. Изгибная жесткость ротора зависит и от расстояния l между опорами в третьей степени. Для примера жесткость и критическая частота вращения ротора с одним диском массы m:

$$C = \frac{48EJ}{l^3}; \qquad \omega_{кр} = \sqrt{\frac{C}{m}}.$$

Следовательно, в роторе барабанно-дисковой конструкции изгибная и крутильная жесткость определяются геометрическими параметрами, положением по радиусу барабанных проставок и жесткостью стыков проставок с дисками [2п-3п].

Нагрузки, действующие на ротор, вызывают изгибные деформации ротора как балки с периодическим раскрытием стыков на стороне растяжения и тем самым способствуют нарушению центрирования элементов (2 и 3 уровень) и повышению неуравновешенности ротора.

Поэтому важную роль в обеспечении прочности ротора играет балансировка.

Динамическая балансировка – это операция по минимизации эксцентриситета e_{CT} и совмещению одной из главных осей инерции с осью вращения (рис. 3.53), которая позволяет ввести неуравновешенность или дисбаланс ротора в заданные нормы.

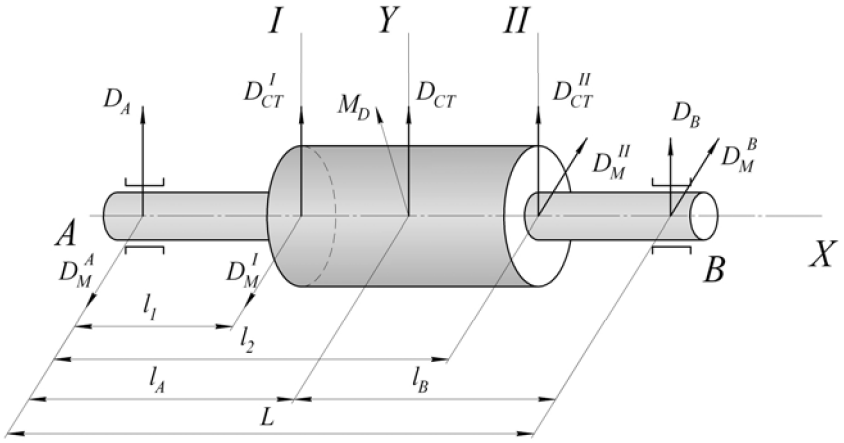


Рис. 3.53 Схема неуравновешенности ротора

Статическая балансировка элементов многодискового ротора является предварительной в технологии уменьшения дисбаланса.

Задача конструктора состоит в том, чтобы назначить допустимые дисбалансы и в выбранных плоскостях коррекции указать на чертеже места установки уравновешивающих грузов.

В соответствии с ГОСТ 22061-76 «Система классов балансировки» роторы авиационных ГТД относятся к 4 классу точности, по которому нижние и верхние значения комплекса

$$e_{CT}\ \omega_{\max} = 2,5...6,3\ ,$$

где e_{CT} – эксцентриситет;

$\omega_{\max}$ – максимальная угловая частота вращения ротора.

Для оценки дисбаланса ротора должна быть составлена расчетная схема неуравновешенности, определена масса ротора m_P, задана максимальная эксплуатационная частота вращения, назначены плоскости приведения дисбаланса I и II.

При большой длине ротора, когда балансировка его проводится по частям, важным является решение о выборе плоскости разъема ротора, в которой будет устанавливаться вторая технологическая опора. Это ограничение обусловлено технологическими характеристиками балансировочного станка.

По известным $n_{\text{Эmax}}$ и $e_{CT} \cdot \omega_{\max}$ определяется $e_{CT\,табл}$. Для оценки верхнего значения вектора допустимого дисбаланса в соответствии со стандартом используется выражение

$$D_{CT\,доп.нижн} = m_p \cdot e_{CT\,табл} - D_{CT\,Э}\ ,$$

где $D_{CT\ Э}$ – значение главного вектора эксплуатационного дисбаланса, который определяется экспериментально как разность дисбалансов до и после эксплуатации. Для расчета принимают его равным 20% от табличного допустимого дисбаланса.

Нижнее значение вектора допустимого дисбаланса будут равным:

$$D_{CT\,доп.нижн} = \frac{m_p \cdot e_{CT\,табл}}{2,5} - D_{CT\,Э}\,.$$

Тогда вектор остаточного дисбаланса в опорах из расчетной схемы (см. рис. 3.53):

$$D_{CT}^{A} = D_{CT}\frac{L_B}{L},$$

$$D_{CT}^{B} = D_{CT}\frac{L_B}{L}.$$

Суммарный вектор дисбаланса в опорах равен статическому $D_{CT}^{A} = \left(D_{CT}^{B}\right)$ и проекция главного момента дисбалансов $M_D^A = \left(M_D^B\right)$.

$$\overline{D}_A = \overline{D}_{CT}^{A} + \overline{D}_M^A,$$

$$\overline{D}_B = \overline{D}_{CT}^{B} + \overline{D}_M^B.$$

В общем случае оба вектора неравны и непараллельны.

При вращении ротора с угловой скоростью ω и статическая составляющая дисбаланса, и моментная вызывают переменные центробежные силы инерции, действующие на опоры:

$$\overline{P}_{\Sigma A} = \omega^2 \overline{D}_A,$$

$$\overline{P}_{\Sigma B} = \omega^2 \overline{D}_B.$$

Эти силы определяют роторную вибрацию.

Отсюда вытекает главное назначение балансировки – снизить реакции опор и тем самым уменьшить уровень роторной вибрации.

Плоскости I и II, в которых задаются значения допустимого дисбаланса, называются плоскостями приведения дисбаланса, они не совпадают с плоскостями опор.

Формулы пересчета дисбаланса от плоскости опор к плоскостям приведения I и II для случая на рис. 3.53 имеют такой вид:

$$D_1 = \frac{D_A l_2 - D_B\left(L - l_2\right)}{l_2 - l_1},$$

$$D_2 = \frac{-D_A l_1 + D_B\left(L - l_1\right)}{l_2 - l_1}$$

Для других случаев формулы пересчета даны в табл. 3.2.

Заключительной операцией по оценке допустимых дисбалансов – это указание значения этого дисбаланса в ТТ чертежа ротора и определение массы балансировочных грузов для выбранных радиусов для их закрепления в плоскости коррекции I и II.

Масса балансировочного груза $m_г$ вычисляется, исходя из определения статического дисбаланса:

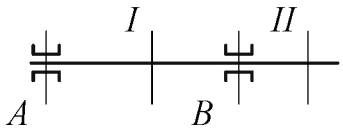
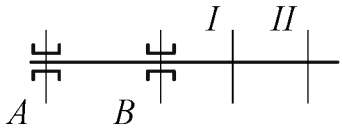
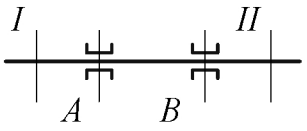
$$D = m_г \cdot r,$$

где r – радиус установки груза.

Значения допустимых дисбалансов зависят от массы ротора и максимальных эксплуатационных оборотов вращения $n_{Э\max}$, что показано ниже в таблице на примере двух роторов:

Ротор 1	$m_P = 23,5\ кг$	$n_{Э\max} = 18000\ об/мин$	$D_{CT\,доп} = 3,0\ г \cdot см$
Ротор 2	$m_P = 500\ кг$	$n_{Э\max} = 6000\ об/мин$	$D_{CT\,доп} = 40\ г \cdot см$

Таблица 3.2

Схема взаимного расположения плоскостей	Формулы пересчета статического дисбаланса
	$D_1 = \frac{D_A l_2 - D_B\left(L - l_2\right)}{l_2 - l_1}$ $D_2 = \frac{-D_A l_1 + D_B\left(L - l_1\right)}{l_2 - l_1}$
	$D_1 = \frac{D_A l_2 - D_B\left(L - l_2\right)}{l_2 - l_1}$ $D_2 = \frac{-D_A l_1 + D_B\left(L - l_1\right)}{l_2 - l_1}$
	$D_1 = \frac{D_A l_2 - D_B\left(L - l_2\right)}{l_2 + l_1}$ $D_2 = \frac{-D_A l_1 + D_B\left(L + l_1\right)}{l_2 + l_1}$

2.1.-2п. Диски

В структуре ротора именно диски наряду с лопатками выполняют функции по обеспечению точности геометрии межлопаточных каналов и формы решетки при сохранении геометрии в эксплуатации. Требования к точности исполнения ротора, рассмотренные ранее (см. рис. 3.51), позволяют сформулировать требования к точности изготовления диска.

За базовые поверхности диска принимают, как правило, один из посадочных (центрирующих) диаметров $D_Ц$ и упорный торец Е (рис. 3.54). При центрировании диска по призонным (центрирующим) болтам за базу принимается ось диаметра расположения отверстий для этих болтов $D_Ц$ и выполняется требование типа: «… смещение отверстий $dH7$ от номинального положения не более 0,01, обеспечить технологически».

Точность центрирующих поясков $D_Ц$ может назначаться от h_6 до r_6 для обеспечения посадок от небольшого зазора до натяга.

Положение пазов задается углом ϑ_y (рис. 3.54, вид Б), углом α в плоскости симметрии хвостовика и двумя координатами точки K, через которую проходит ось Z системы координат лопатки – размеры b и R_1.

Точность расположения пазов по окружности обода диска задается либо позиционным допуском, либо в технических требованиях чертежа: «… смещение пазов от номинального положения в окружном направлении не более ±3' (или в линейном исчислении, например – «не более 0,1 *мм*)».

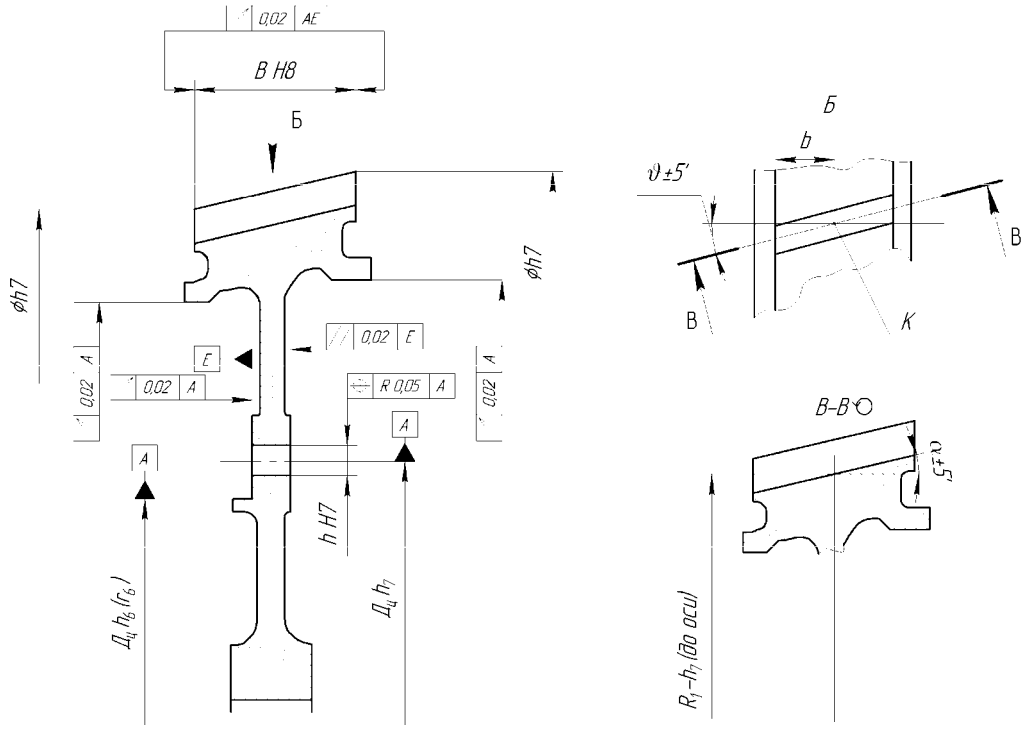


Рис. 3.54 Геометрические параметры диска, обеспечивающие точность геометрии решетки профилей

Шероховатость большинства поверхностей диска Ra $2,5...1,6$, поверхности пазов $1,25...0,63$.

В диске выделяют обод, полотно, ступицу и связи с другими элементами ротора.

Диск нагружен центробежными силами от масс диска и лопаток с наложением температурных деформаций, а также кручением и изгибом, которые учитываются при более точном анализе прочности. Диск относят к деталям группы А.

Центробежные силы от масс лопаток при окружных скоростях $350-400$ $^{м}/_{с}$ на среднем радиусе тракта создают растягивающую силу по внешнему контуру диска, в 20–30 тысяч раз превышающую их собственную массу и составляющую несколько сотен ньютон.

Под действием центробежных сил диск находится в плосконапряженном состоянии, при этом картина распределения радиальных σ_r и окружных σ_φ нормальных напряжений будут различными у диска с центральным отверстием и без него (рис. 3.55).

Конструктивные формы диска определяют его несущую способность. На рис. 3.56 качественно показаны возможные пути увеличения прочности диска. Исходя из запаса прочности n и предела длительной прочности $\sigma^t_{вт}$, для сравнения введено понятие допускаемых эквивалентных напряжений $\sigma_{экв\ доп} = {\sigma^t_{вт}}/{n}$ и относительных эквивалентных напряжений для данной формы диска $\bar{\sigma}_{экв} = {\sigma^{формы}_{экв}}/{\sigma_{экв\ доп}}$.

Принимая для формы 1 $\bar{\sigma}_{экв} = 1$, получаем что допускаемые эквивалентные напряжения в сплошном диске со ступицей (форма 6) оказываются выше в 2 раза [9], т.е. $\bar{\sigma}_{экв} = 2$.

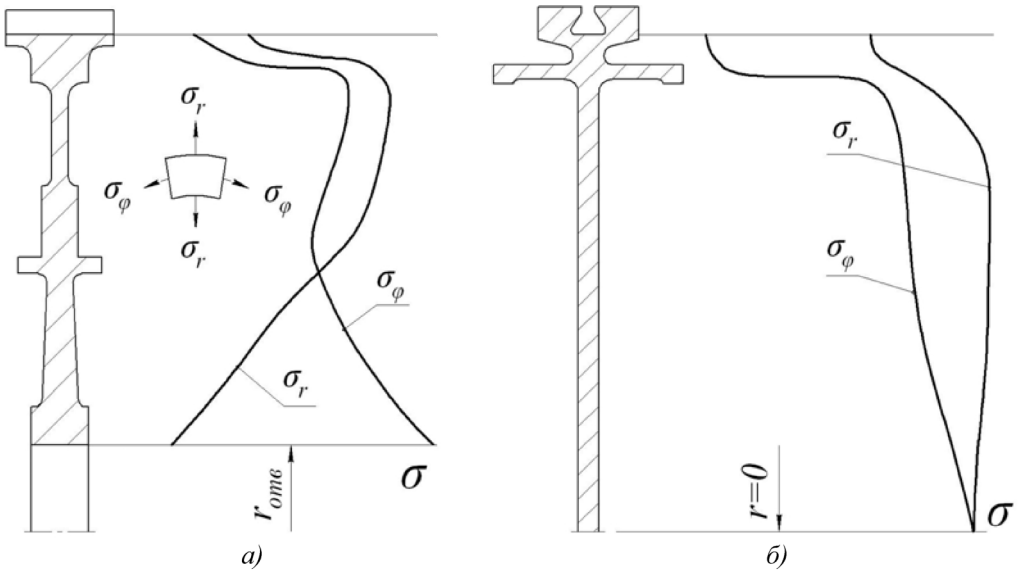


Рис. 3.55 Распределение напряжений в диске компрессора: а) с центральным отверстием; б) в сплошном диске

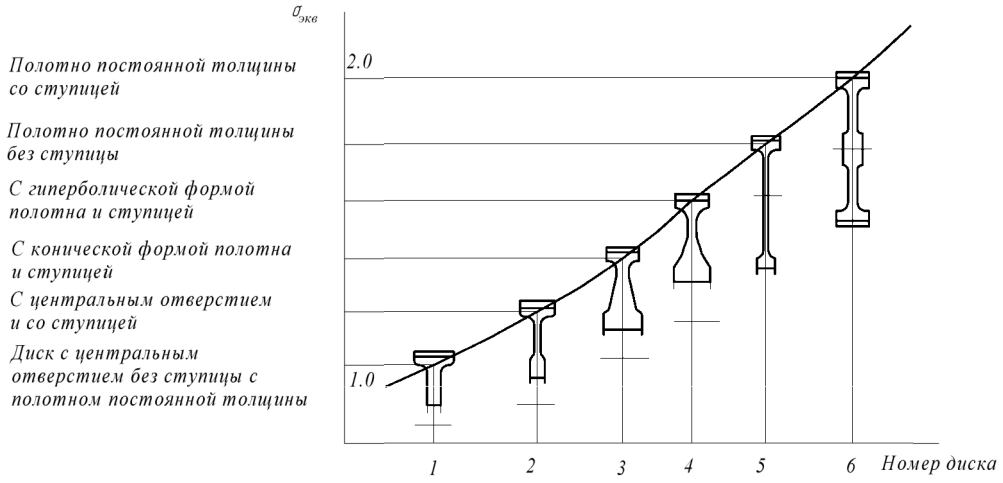


Рис. 3.56 Направления выбора диска по критериям прочности

Следовательно, при равенстве допускаемых эквивалентных напряжений минимальный вес имеет диск без центрального отверстия.

Конструктивные формы обода определяются габаритами хвостовика лопатки. Для облегчения обода (см. рис. 3.54) делают выборки шириной 10-12 *мм*, однако это ведет к увеличению σ_φ в ободе на 20...30% [9].

У диска с центральным отверстием на поверхности отверстия $\sigma_r = 0$, а σ_φ максимальны. Для снижения их допустимых значений толщина диска у отверстия

увеличивается, так образуется ступица. Учитывая, что окружные напряжения σ_φ в некотором удалении от отверстия становятся примерно равными этим напряжениям, для случая диска без центрального отверстия высоту ступицы не следует назначать слишком большой. Предварительно размеры ступицы можно принять в зависимости от толщины полотна S : ширину $S_1 = (2 \div 4)S$, высоту $h = (3 \div 6)S$ и радиус отверстия $r_0 = (10 \div 15)S$.

По технологическим ограничениям минимальная толщина полотна S диска (форма 1 и 2) может быть выполнена 2 *мм*. Если по расчету толщина получилась менее этого значения, то, увеличивая диаметр отверстия и доводя толщину до технологически допустимой, можно уменьшить массу диска.

Разрушения дисков по крепежным отверстиям на полотне из-за концентрации напряжений и потери несущей площади сделали актуальным исполнение «чистых дисков», т.е. дисков конструктивно выполненных без отверстий, кроме центрального.

В вентиляторных ступенях при использовании широкохордных лопаток оптимальным становится применение дисков с 2 и 3 ступицами – выигрыш в массе при прочих равных условиях по сравнению с одной ступицей составляет около 20 и 30% соответственно.

Структурные связи диска с другими элементами ротора [2п-3п и др.], обеспечивающими передачу крутящего момента и центрирование, можно выполнить с помощью фланцевого соединения, торцевых треугольных шлиц и центрального стяжного болта или периферийных стяжных болтов, радиальными штифтами, а также сваркой.

Фланцевые соединения дисков компрессора благодаря простоте исполнения, сборки и разборки нашли широкое применение (ОСТ 111139-73). Можно использовать несколько конструктивных вариаций соединения.

Если каждое фланцевое соединение стягивается отдельными болтами (см. рис. 3.48), то центрирование сопрягаемых элементов ротора может быть осуществлено (рис. 3.54):

- путем беззазорной посадки по цилиндрическим буртам – внутреннему (тип 1) или внешнему (тип 2);
- стяжными болтами, имеющими беззазорную посадку (призонные болты) или зазор, не влияющий на потерю соосности дисков (тип 3).

В случае, если расстояние между дисками недостаточно для монтажа стяжных болтов в каждом фланцевом стыке, используются стяжные болты на всю длину ротора (рис. 3.57).

Конструкции дисков фланцевого соединения показаны на рис. 3.58, а барабанной проставки – на рис. 3.59.

Диаметры отверстий d для установки крепежных болтов, диаметр окружности D , на которой располагаются болты и количество болтов должно выбираться из условия нераскрытия стыка на режиме максимальных нагрузок.

Диаметры отверстий d должны соответствовать табл. 3.3.

Номинальные диаметры болтов обеспечивать: для фланцевого соединения типа 1 и 2 – посадку $F7$ или $E8$ в системе отверстия; для фланцевого соединения типа 3 посадку J_S7 и $H7$. Количество болтов должно быть кратно 3, 4 или 10.

Геомерические параметры фланцевых соединений следует назначать, придерживаясь следующих рекомендаций:

радиусы на дисках r и r_2 – 1.6, 2.5, 4.0, 6.0, 10.0, 16.0, 25.0; r_1 – $0.6_{-0.3}$, $0.8_{-0.3}$, $1.0_{-0.3}$, $1.6_{-0.5}$, $2.0_{-0.5}$, $2.5_{-0.5}$, $3.0_{-0.5}$;

радиусы фланцев – r как и в случае с диском r_1 – 1.6, 2.5, 4.0, 6.0, 10.0, 16.0, 25.0; r_2 – 0.1, 0.4, 0.6;

размеры b, b_1, b_2, c_1 – выбираются конструктором $b_3 = b_5 = d + 1{,}5$; $b_4 = d$; С – 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.6, 2.5 и 3.0 под углом 30° и 45°;

углы – $\alpha = 0,\ 15,\ 30^\circ$ $\beta = 10,\ 15,\ 20^\circ$.

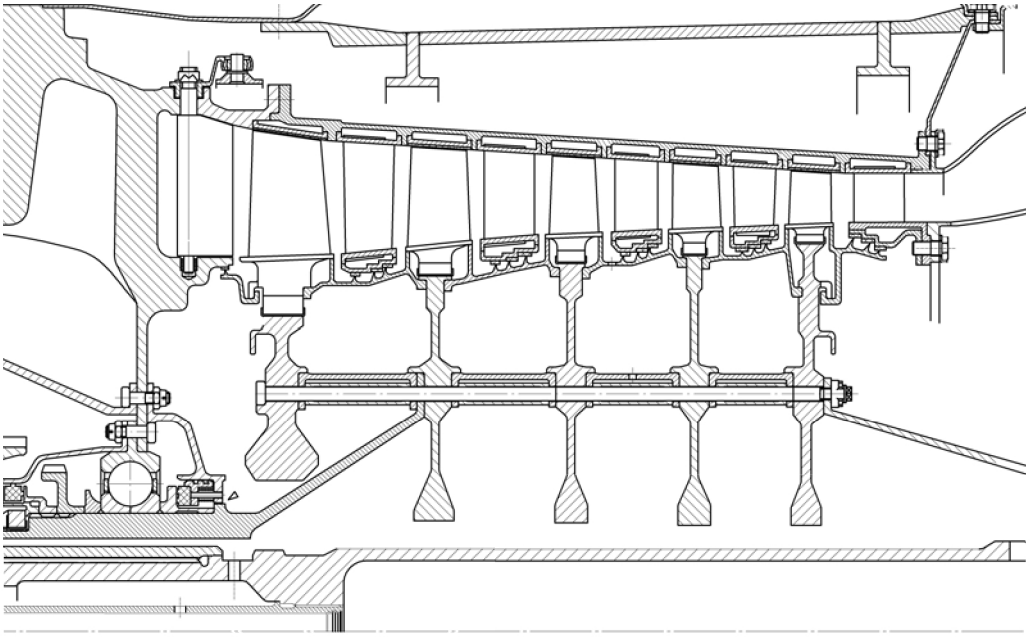


Рис. 3.57 Ротор компрессора СД ТРДД ATF3-6

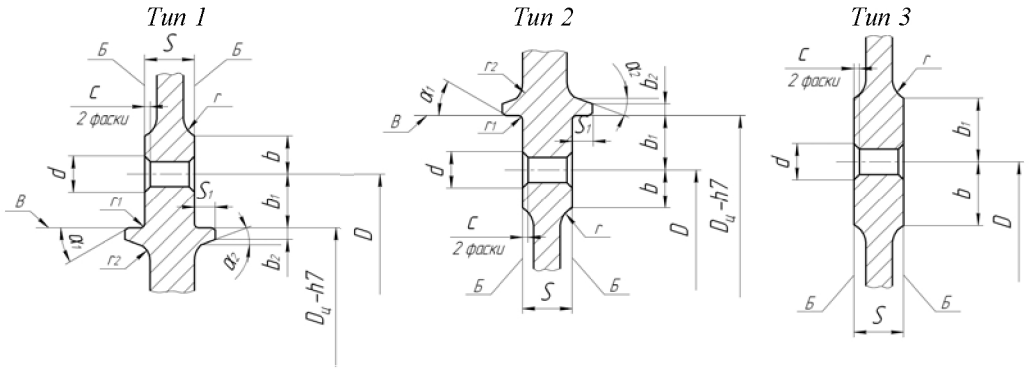


Рис. 3.58 Конструкция элементов с фланцевым соединением

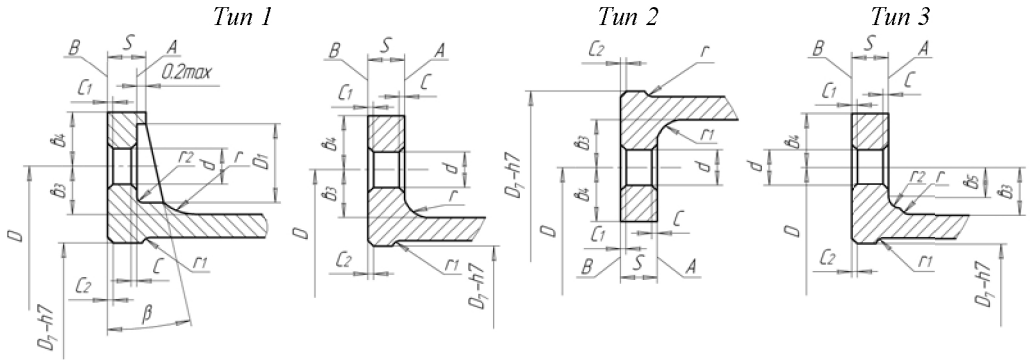


Рис. 3.59 Конструкция элементов фланцев барабанной проставки

Таблица 3.3

Диаметры резьбы болта $d_б$	М6	М8	М10	М12	М14	М16	М18
Диаметры отверстий $d_б$	Предельное отклонение по $H7$						
	6.0	8.0	10.0	12.0	14.0	16.0	18.0
	6.5	8.5	10.5	12.5	14.5	16.5	18.5

В случае диска тип 1 и 2 биение посадочного диаметра B и торцевое биение поверхности $Б$ относительно $D_ц$ принимается $0.01-0.03$, тип 3 – отклонение отверстий d от номинального положения 0.01...0.02.

В барабанной проставке торцевое биение поверхностей А и В относительно базы $D_ц$ назначается в пределах $0.01-0.03$.

Рекомендуется использовать болты с круглой головкой и самоконтрящейся гайкой. Допускается применение болтов с круглой головкой, имеющей лыски для исключения проворачивания при затяжке и шестигранных гаек с пластинчатыми контровками.

В этом случае на фланцах барабанных перемычек должны быть опорные бурты (или проточка) для исключения проворачивания и выпадения болта и проворачивания контровки (рис. 3.60).

Соединение с помощью торцевых треугольных шлиц менее технологично, чем болтовое или соединение со штифтами, но оно обладает тем свойством, что при радиальной деформации элементов ротора центрирование дисков не нарушается.

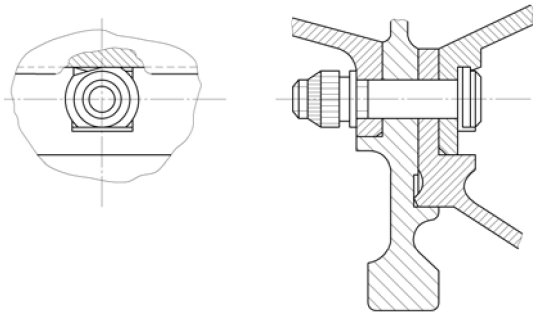


Рис. 3.60 Конструктивное выполнение фланцевого соединения при использовании болтов с круглой головкой и лыской

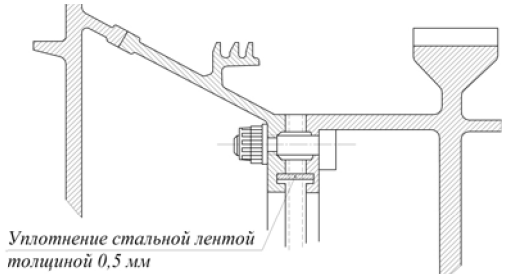


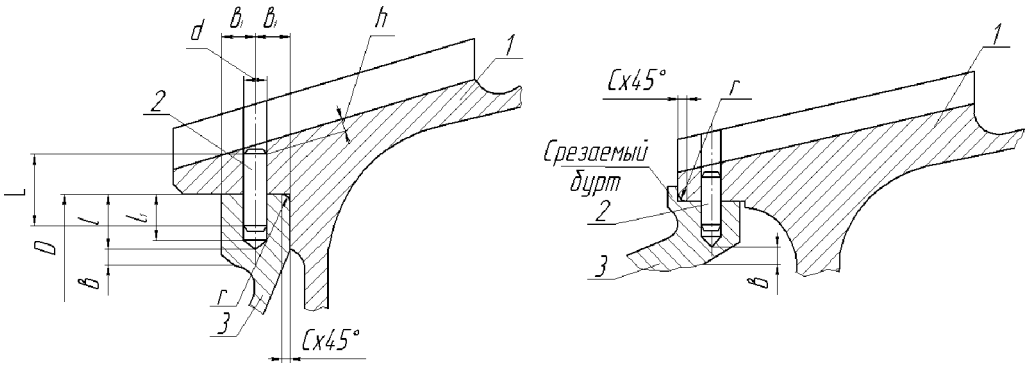
Рис. 3.61 Соединение дисков торцевыми треугольными шлицами с периферийными стяжными болтами

Торцевые шлицы, рабочие поверхности которых образованы лучами, исходящими из центра дисков, используются для центрирования и для передачи крутящего момента. При этом возможна конструкция как с единым центральным стяжным болтом, так и с периферийным расположением ряда болтов (рис. 3.61). Последняя схема предпочтительнее, так как в ней исключены нежелательные осевые деформации дисков и других элементов ротора при затяжке гайки центрального стяжного болта, усилие при которой достаточно велико и составляет несколько десятков тонн. Соединение регламентировано отраслевым стандартом.

Соединение торцевыми шлицами не является герметичным, поэтому при необходимости возможно сделать уплотнение пластиной толщиной 0,5 мм и шириной 11–20 мм (рис. 3.61). Для исключения нарушения балансировки ротора необходимо предусматривать предварительную затяжку соединения усилием, в 1,5…2 раза превышающем рабочее.

При ***соединении дисков радиальными штифтами*** (рис. 3.62) отдельные секции последовательно напрессовываются друг на друга с некоторый натягом 0,08 – 0,14 так, чтобы он сохранялся на всех режимах работы двигателя. Это обеспечивается нагревом

охватывающей детали на $30-50^0\ C$ выше максимальной рабочей температуры. После напрессовки сверлятся радиально гнезда под штифты без выхода во внутреннюю полость ротора, чтобы избежать попадания туда стружки.



а) *б)*

Рис. 3.62 Соединение дисков радиальными штифтами: 1, 3 – диски; 2 – штифт

Штифты устанавливаются с натягом, равным 0,01-0,03. Выход их из гнезда под действием центробежных сил и вибраций не допускается. Это требование обеспечивается чаще всего тем, что штифт устанавливается под хвостовиком лопатки. Преимущество такого соединения заключается в том, что направленные по радиусу штифты обеспечивают сохранение центрирования и, следовательно, балансировки при радиальных деформациях соединяемых деталей. Недостатком же его является то, что барабанные перемычки приходится располагать на максимальном радиусе, а это, как будет показано, не всегда является оптимальным решением.

Представленные на рис. 3.62 два исполнения соединения отличаются тем, что в первом случае (рис. 3.62,*а*) запрессовка идет до упора в торец полотна диска, а во втором – до технологического упорного бурта, который срезается после установки штифтов (рис. 3.62,*б*).

Размеры элементов соединения следует выбирать исходя из следующих соотношений (ОСТ 111140-73):

- $L \geq 2d,\ \ l \geq d,\ \ l_1 = l+1,\ \ b \geq 1.5,\ \ h = 0.1 \div 0.5,\ \ b_1 \geq d$, но при этом кратчайшее расстояние от торца фланца до отверстия под штифт должно быть не менее 2,5 *мм*;
- $r\ -\ 0.6_{-0.3},\ 0.8_{-0.3},\ 1.0_{-0.3},\ 1.6_{-0.5},\ 2.0_{-0.5},\ 2.5_{-0.5},\ 3.0_{-0.5}$;
  $C\ -\ 0.8^{+0.3},\ 1.0^{+0.3},\ 1.6^{+0.5},\ 2.0^{+0.5},\ 3.0^{+0.5}$.

Диаметр d и количество штифтов определяются прочностью их на срез, при этом диаметр должен быть меньше ширины паза для лопатки и укладываться в ряд 3, 4, 5, 6, 7, 8 *мм*. Штифт на одном конце должен иметь заходную фаску с конусом 40° на длине 1 *мм*, а на другом – сферическую поверхность радиусом (0,8…1,0) для предотвращения надиров при демонтаже лопатки из паза.

Штифты, устанавливаемые в глухие отверстия, должны выполняться с дренажными каналами:

при $d \geq 5$ *мм* – с отверстием диаметром 2 *мм*;

при $d < 5$ *мм* – с лыской глубиной 0,1-0,2 *мм*.

Соединение дисков с помощью сварки стало возможным в последнее время в связи с прогрессом техники сварки (внедрение электронно-лучевой сварки и др.). Ротор при этом имеет наименьший вес. Трудность воплощения такой конструкции чисто

технологическая; качественная сварка дисков с окончательно обработанными замками для лопаток и надежный контроль этого качества, снятие термических напряжений нагревом с сохранением геометрии ротора и, наконец, получение усталостной прочности сварного шва, близкого к пределу выносливости основного материала, – вот некоторые главные проблемы изготовления такого ротора.

При соединении дисков радиальными штифтами и сваркой, как и в случае с ротором барабанного типа, паз под замок «ласточкин хвост» целесообразно располагать перпендикулярно оси ротора. Это позволяет упростить задачу по осевой фиксации лопаток.

3.1.-3n. Барабанные проставки

Барабанные проставки формируют силовую схему ротора и определяют его изгибную и крутильную жесткость. Они нагружены (см. рис. 3.52) центробежными силами, крутящим и изгибающим моментом и перепадом давлений.

В ряде случаев (например, при использовании консольных НА) в роторе вводится второй ряд связей – трактовые кольца (см. рис. 3.57).

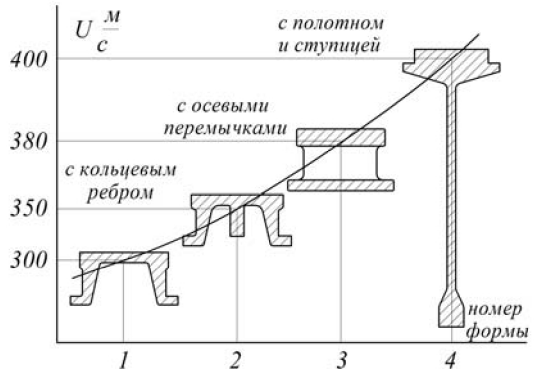


Рис. 3.63 Направления выбора формы барабанной проставки или трактового кольца по допустимым окружным скоростям

Барабанные проставки и трактовые кольца устанавливаются по центрирующим буртикам дисков с диаметральным натягом 0.02… 0.15, а трактовые кольца – с торцевым натягом 0.02…0.4.

На рис. 3.63 показано направление поиска конструктивной формы барабанной проставки по критерию прочности (допустимой окружной скорости).

Положение барабанной проставки по радиусу ($D_{Б.П}$) определяется равенством радиальных деформаций проставки $U_{Б.П}$ и диска $U_д$:

$$U_{Б.П} = U_д, \qquad \frac{\sigma_{\varphi\, Б.П} R}{E} = \frac{\left(\sigma_\varphi - \mu\sigma_r\right)R}{E},$$

где $\sigma_{\varphi\, Б.П} = \rho\omega^2 R^2$ – окружные напряжения.

При размещении проставки выше равновесного радиуса проставка догружает диск, ниже – диск догружает проставку.

Понятно, что положение трактовых колец на периферии диска вызывает дополнительные нагружения дисков.

Конструктивное исполнение центрирования барабанной проставки и дисков из разных материалов, например из титана и стали, требует учета различия в деформациях дисков и проставок из-за разных коэффициентов линейного расширения.

3.0. Передняя цапфа ротора

Участвуя в восприятии нагрузок, действующих на ротор, этот элемент выполняет свою основную функцию – воспринимает сжимающую осевую силу и обеспечивает осевую жесткость ротора. Структурно может быть частью диска или отдельной деталью.

Передняя цапфа обеспечивает часто осевую фиксацию ротора и заданное взаимное осевое расположение ротора и статора с помощью регулировочного кольца.

Для достижения наибольшей осевой жесткости при минимальной массе диафрагму передней цапфы выполняют конусной (с наклонной образующей) и для достижения равнопрочности – с уменьшением толщины от центра к периферии.

Значимость наклона можно понять из простой модели на рис. 3.64, где осевая сила $P_{ос}$ разложена по двум направлениям – по образующей конуса и перпендикулярно к ней. Сила $P_{сж}$ определяет сжатие диафрагмы, а $P_{изг}$ ее изгиб. Расчет такой конической оболочки показывает, что даже небольшой угол $\alpha = 6 - 8°$ обеспечивает увеличение осевой жесткости в 2…2.5 раза.

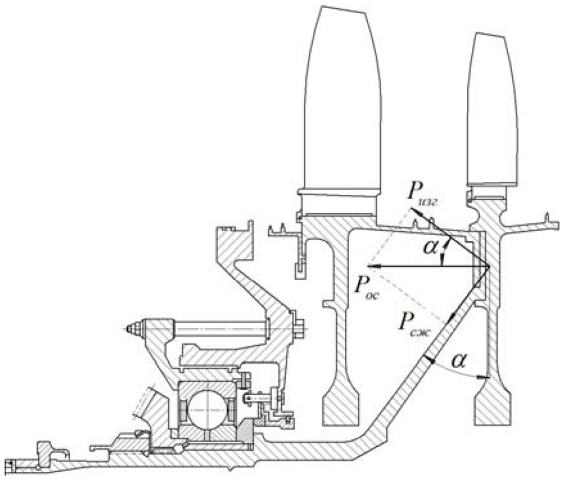


Рис. 3.64 Схема нагружения передней цапфы ротора

Меняя осевое расположение передней цапфы перемещением от одного диска ко второму, третьему и т.д. (см. рис. 3.12), можно управлять расстоянием между опорами, приблизить переднюю опору к плоскости центра масс ротора компрессора. Если то же самое сделать и в турбине (рис. 3.65), то изгибающий момент, действующий на ротор, на соединительный вал будет минимальным.

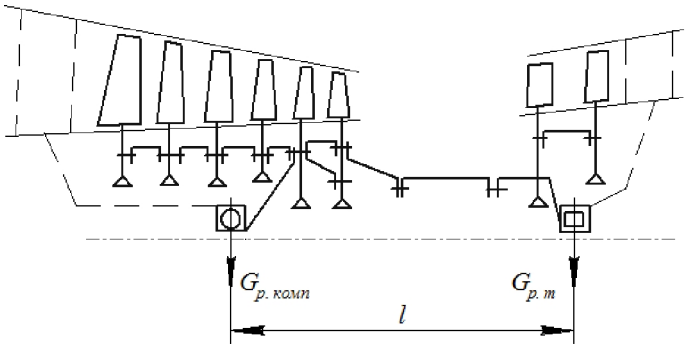


Рис. 3.65 Ротор с навесными ступенями и размещением опор в плоскостях центра масс роторов компрессора и турбины

Такая возможность формирования ротора с навесными передними и задними ступенями часто без изменения расстояния между опорами l, т.е. без изменения изгибной жесткости, есть одно из преимуществ ротора барабанно-дискового типа.

Наклонную диафрагму цапфы можно присоединить к диску на радиусе размещения барабанной проставки, уменьшать этот радиус и даже вести диафрагму от ступицы диска, необходимо только выполнить главное условие: силовая схема ротора должна быть близка к балке равного сопротивления при изгибе.

3n+1. Задний носок ротора и вал

Функциональное назначение заднего носка ротора компрессора и вала – это соединение роторов компрессора и турбины. Рассмотрим использование этих элементов в конструкции ротора каскада ВД в ТРДД.

Структурные связи исполнения заднего носка и вала зависят от осевого расположения задней опоры с роликовым подшипником в роторе каскада ВД: перед турбиной, как в ТРДД PW2000 (рис. 3.66), или за турбиной как на CFM56-5C (рис. 3.67), и от расположения 2-й (РУП) и 3-й (роликовый подшипник) опор в трехопорном роторе, как, например, в ТРДД ПС-90А (рис. 3.68).

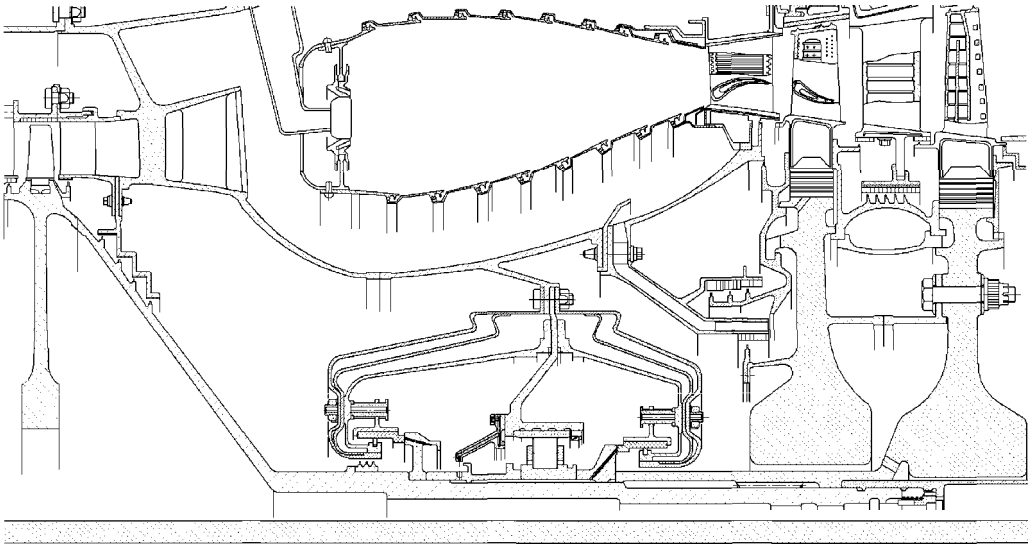


Рис. 3.66 Соединение ротора компрессора и турбины ВД ТРДД PW2000

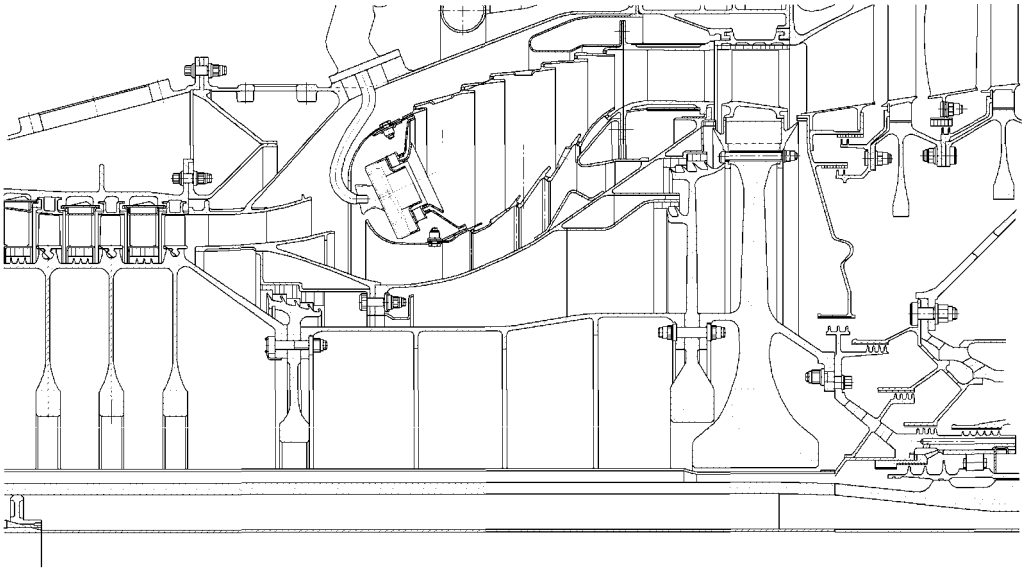


Рис. 3.67 Соединение ротора компрессора и турбины ВД в ТРДД CFM56-5C

При размещении подшипника перед турбиной или непосредственно за ротором компрессора задний носок ротора преобразуется в цапфу, которая соединяется с турбиной валом малого диаметра. В случае расположения задней опоры двухопорного ротора за турбиной задний носок непосредственно стыкуется с соединительным валом большого диаметра, который часто именуется как вал-бочка.

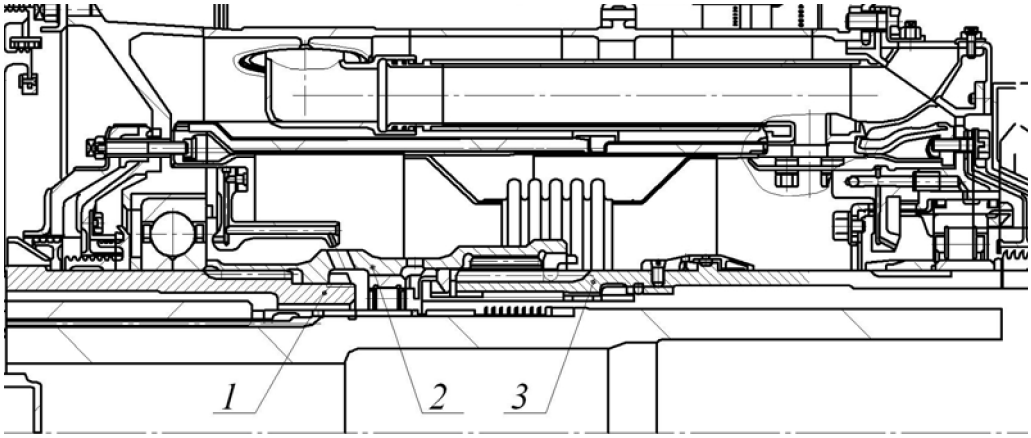


Рис. 3.68 Соединение ротора компрессора и турбины ВД шлицевой муфтой в ТРДД ПС-90А: 1 – вал ротора компрессора ВД; 2 – соединительная шлицевая муфта; 3 – вал ротора турбины ВД

Остановимся на этом простом исполнении (рис. 3.67). Оба элемента и задний носок ротора и вал участвуют в передаче полного $M_{кр}$, $M_{изг}$, нагружены центробежными силами и полной осевой растягивающей силой турбины. Диаметр валабочки определяет изгибную жесткость ротора и его критическую частоту вращения, что и объясняет стремление к увеличению диаметра вала.

В силу этого растягивающие нагрузки от центробежных сил масс оболочки вала оказываются велики настолько, что приходится вводить оребрение оболочек и усиление по фланцам в виде дисков.

Этой проблемы нет в двух других случаях, так как диаметр вала там меньше и расстояние между опорами тоже меньше.

Ротор во всех анализируемых случаях обычно находится в докритической зоне (жесткий ротор).

При рассмотрении этих элементов в роторах каскада НД, где вал имеет большую длину при малом диаметре и работает в закритической области (гибкий ротор), приходится решать задачи обеспечения работоспособности трехопорного ротора, среди которых обеспечение статической определимости ротора при изгибе, балансировка, демпфирования колебаний, исключение задевания роторов при максимальном прогибе и т.д.

4п. Рабочие лопатки

Функция лопаток рабочего колеса состоит в том, чтобы реализовать механизм подвода энергии к рабочему телу.

Результирующая всех сил давления, действующая на профиль, обтекаемый потоком с учетом циркуляции вокруг профиля, образует подъемную силу.

Однако такое обтекание лопаток в решетке рабочего колеса является следствием его вращения под воздействием крутящего момента турбины. Поэтому можно говорить о силе воздействия лопаток на поток, равной подъемной силе, но обратной по знаку.

Окружная составляющая этой силы и осуществляет подвод работы (энергии) к рабочему телу, а осевая составляющая способствует осевому продвижению воздуха в решетке.

Достижение необходимого эффекта по сжатию, расходу воздуха и КПД ступени осевого компрессора определяется выбором закона закрутки $C_u = f(r)$ и профилированием лопаток, куда обычно входит операция по выбору параметров решетки

(густота b/t, конструктивные углы на входе и выходе $\beta_{1л}$, $\beta_{2л}$, угол установки профиля $\gamma_{уст}$ и др.) и операция собственно построения профиля.

Применение до-, транс- и сверхзвукового профиля диктуется стремлением создания компрессора с меньшим числом ступеней. Существуют два метода решения этой задачи. Первый – использование первой ступени с очень большой степенью сжатия и понижение нагрузки на последующих ступенях. И второй – применение умеренно нагруженных ступеней с напорностью, увеличивающейся от начала к середине компрессора, а затем уменьшающейся.

В первом случае лопатка I ступени широкохордная со сверхзвуковым профилем и, если это вентиляторная ступень, то профиль привтулочной части дозвуковой с переходом на трансзвуковой и сверхзвуковой на периферии. В остальных ступенях чаще используется дозвуковой профиль и в первом и во втором подходе.

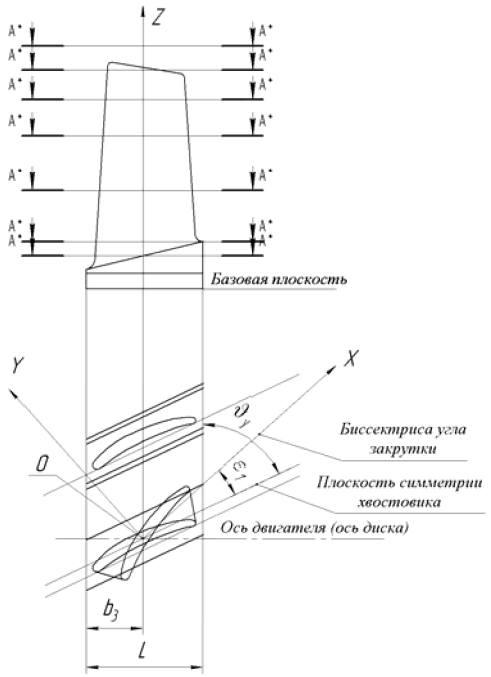


Рис. 3.69 Геометрические параметры пера и хвостовика рабочей лопатки

Выбором профилей по высоте лопатки и параметров решетки завершается первый этап проектирования лопатки.

Связь пера с хвостовиком и диском осуществляется действующими нормативными документами и определяется в прямоугольной системе координат XYZ (рис. 3.69).

При этом ось Z располагают в плоскости симметрии хвостовика перпендикулярно оси двигателя.

Направление оси X выбирается параллельно биссектрисе угла закрутки пера и задается углом ε_1 от плоскости симметрии хвостовика, который, в свою очередь, задается углом υ_y от плоскости вращения. Ось Y направлена перпендикулярно оси X. Начало координат располагается в т. O, которая на виде сверху лежит на пересечении плоскости симметрии хвостовика, оси X и оси диска и задается размером b_3 от переднего торца хвостовика.

Базовая плоскость для лопаток компрессора проходит через точку пересечения оси Z с подошвой хвостовика типа «ласточкин хвост» или осевого отверстия для шарнирного замка.

Перо лопатки обычно задается формой профиля в нескольких сечениях $A-A$ равнорасположенных друг от друга (координата Z) и параллельно плоскости XOY. Профиль пера в каждом сечении задается точками с координатами для спинки (x_c, y_c) и корыта (x_k, y_k). Выставляется требование, чтобы при изготовлении лопатки обеспечивалась плавность поверхности пера между контрольными сечениями. Проектирование пера лопатки это второй этап. Значения координат, а также размеров кромок, хорды b и др. выполняются в таблице чертежа или используются в электронном виде. Выбор хвостовика, который будет изложен ниже, должен быть сделан в процессе определения структурной связи пера, хвостовика и диска.

Оценка прочности пера и хвостовика – третий этап проектирования лопатки – производится созданием параметрической конечноэлементной модели.

Идентичность и стабильность геометрии межлопаточных каналов зависят от прочности пера лопатки, угла установки профиля и ряда других геометрических характеристик, которые назначаются в зависимости от класса точности. В свою очередь, класс точности зависит от группы, к которой относится лопатка. Группа определяется высотой лопатки h и хордой b. Разделение на группы показано в табл. 3.4, где в числителе – размеры для дозвуковых лопаток, в знаменателе – для сверхзвуковых.

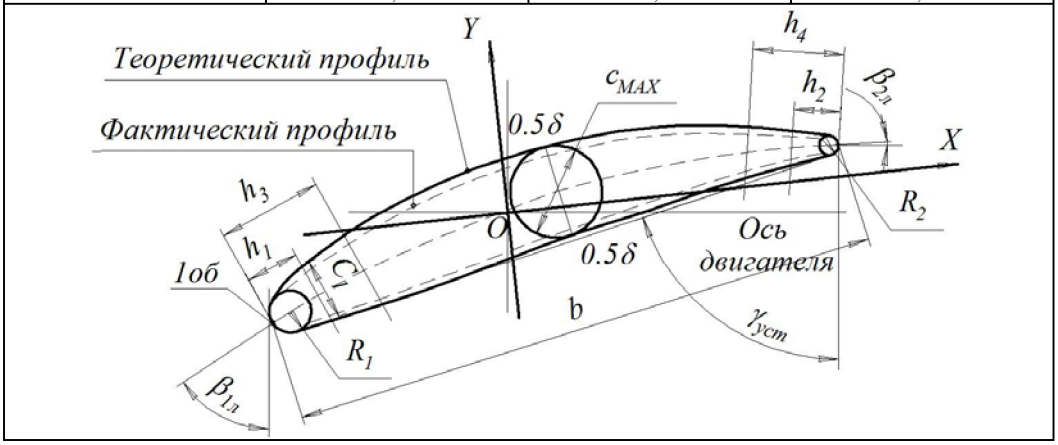
Таблица 3.4

Номер Группы / Параметры	О	А	Б	В	Г
h, *мм*	до 20/80	80/250	250/550	550/до 1000	до 1000
b, *мм*	до 20/60	60/125	150/300	280/до 500	до 500
$\gamma_{уст}$	±30'	±20'		±15'	

Чтобы не уменьшать площадь межлопаточных каналов против расчетных, все отклонения размеров профиля должны быть направлены в сторону уменьшения толщины и хорды теоретического профиля, при этом минимальный фактический профиль должен иметь общую точку $1_{об}$ с теоретическим на входной кромке (табл. 3.5).

Таблица 3.5

Группа лопаток	Отклонение размера $0{,}5\delta$ со стороны спинки и корыта в месте расположения C_{max}		
	Класс точности		
	1	2	3
О	-0,04	-0,06	-0,08
А	-0,06	-0,08	-0,12
Б	-0,08	-0,16	-0,24
В	-0,24	-0,32	-0,48
Г	-0,52	-0,72	-0,92



По допуску на толщину профиля в каждой из групп лопаток вводится 3 класса точности. Обычно для группы О назначается 1 класс, для $h>350$ – 3 класс, при этом если лопатка имеет различное профилирование по высоте (дозвуковое у корня и

трансзвуковое или сверхзвуковое на периферии), назначаются по высоте 2-3 класса точности.

В стандарте указывается минусовый допуск в месте максимальной толщины $C_{\max}$ профиля 0.5δ, распределяемый поровну и на спинку, и на корыто. Однако этот допуск уменьшается по линейному закону: в сторону входной и выходной кромки до 0.25δ – для дозвуковых лопаток и до 0.125δ – для сверхзвуковых лопаток, но при этом радиус входных и выходных кромок не должен сводиться к нулю.

Минимальная конструктивная толщина профиля у кромок C_1 и C_2 задается на расстоянии h_1 и h_2 от кромок лопаток.

После выбора класса точности проводится расчетная оценка уменьшения запасов прочности в связи с уменьшением площади профиля.

Важная роль придается операции назначения класса шероховатости пера. Со стороны потока кроме сил давления на лопатку действуют силы трения, в сумме определяющие силу сопротивления профиля в потоке, которая влияет на уровень КПД в ступени. Это обстоятельство является отправным для назначения шероховатости пера, которая регламентируется нормативными документами.

Шероховатость наружной поверхности пера назначается в зависимости от суммарной степени повышения давления через рассматриваемую ступень $\left(\pi^*_{k\Sigma}\right)_{i-1}$ и числа Рейнольдса, отнесенного к хорде пера на среднем радиусе R_e/b (табл. 3.6). Чем выше этот параметр, тем меньше должна быть шероховатость, что вполне согласуется с требованиями к перу по сопротивлению усталости.

Таблица 3.6

Суммарная степень повышения давления перед ступенью на взлете $\left(\pi^*_{k\Sigma}\right)_{i-1}$	$\left(\frac{\mathrm{Re}}{b}\right)\cdot 10^{-8}, мм^{-1}$	Рабочая лопатка		Лопатка направляющего аппарата
		дозвуковая	сверхзвуковая	
		R_Z, *мкм* не более	R_Z, *мкм* не более	R_Z, *мкм* не более
До 6	До 0.54	3.2	2.0	5.0
Св. 6 до 13	Св. 0.54 до 0.80	2.0	1.6	3.2
Св. 13 до 30	Св. 0.80 до 1.20	1.6	0.8	2.0
Св. 30 до 40	Св. 1.2 до 1.4	0.8	0.4	1.6
Св. 40	Св. 1.4	0.4	0.4	0.8

Допускается назначать разную шероховатость на входной и выходной кромке, по корыту и спинке пера. Наименьшая шероховатость назначается при этом на входной и выходной кромке и на входной части пера.

Шероховатость после упрочнения, нанесения покрытий должна соответствовать требованиям табл. 3.6.

Прочностной расчет пера лопатки является решающим при анализе результатов профилирования. Очень часто после оценки прочностных характеристик пера проводится перепрофилирование лопатки. Эта операция может повторяться несколько раз, поэтому прочностное проектирование пера может предварять конструктивное оформление лопатки.

Создание конечно-элементных параметрических моделей пера, хвостовика и лопатки в целом позволяет оценить распределение напряжений и запасы прочности по всем элементам лопатки (рис. 3.70) и анализ возбуждения колебаний лопатки спектром гармоник возбуждения во всем диапазоне рабочих оборотов с помощью резонансной диаграммы.

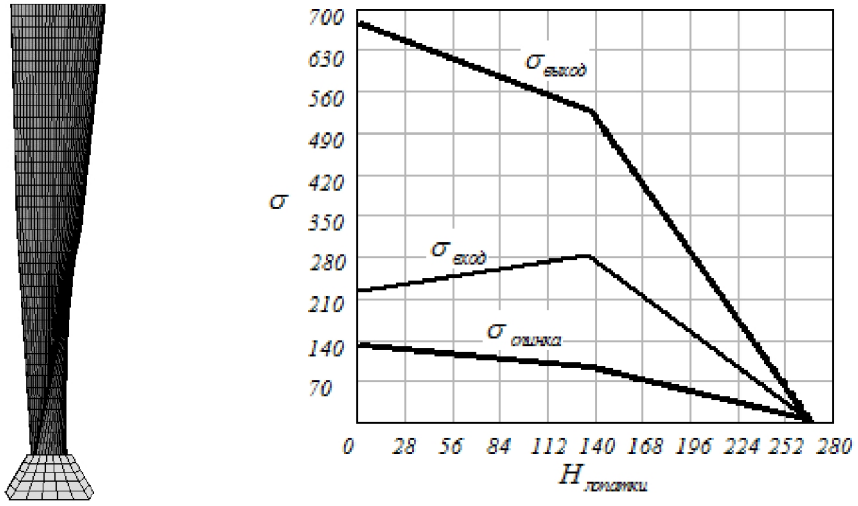


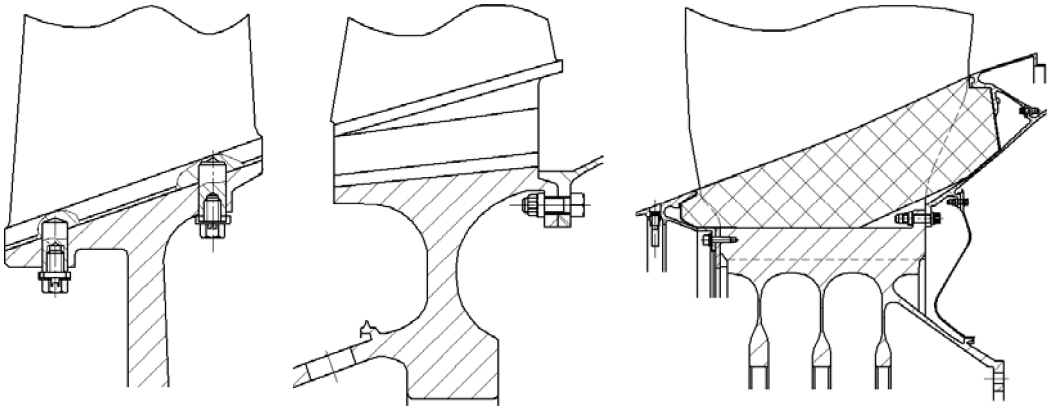
Рис. 3.70 Конечно-элементная модель и распределение напряжений в рабочей лопатке компрессора по высоте на спинке, входной и выходной кромке

Применение современных технологий прочностного расчета позволяет решить еще одну важную задачу. Теоретический межлопаточный канал искажается на рабочих режимах из-за температурных воздействий и деформации лопаток от действия центробежных газовых сил.

Задача состоит в том, чтобы упредить эти деформации при проектировании лопатки и получить на рабочих режимах межлопаточный канал, близкий к расчетному.

4n-2n. Связь лопатки с диском

Структурная связь рабочих лопаток с диском определяется сопряжением хвостовика лопатки с пазом диска и фиксацией хвостовика в диске. В случае лопатки с ножкой к этому прибавляется ножка и элемент, формирующий втулочную часть тракта – полка хвостовика или вставка (рис. 3.71).



а) *б)* *в)*

Рис. 3.71 Сопряжение хвостовика лопатки с пазом диска:
а) рабочая лопатка с наклонным пазом;
б) рабочая лопатка вентиляторной ступени с ножкой и полкой хвостовика;
в) рабочая лопатка с ножкой, пространство между лопатками заполнено вставкой из легкого материала, которая формирует тракт

Выбор типа хвостовика диктуется рядом условий и основное из них:

– размещение на диске заданного числа лопаток;
– обеспечение прочности пера и хвостовика при действии статических нагрузок и переменных сил от колебания лопатки;
– технологические требования к точности и шероховатости рабочих поверхностей, к числу этих поверхностей.

В практике проектирования осевых компрессоров используют хвостовики типа «ласточкин хвост», шарнирный (типа проушина) и елочного типа.

Трапециевидный замок «ласточкин хвост» прост в исполнении, так как имеет две рабочих поверхности, но своей формой уступает хвостовику елочного типа при решении задачи размещения лопаток.

Нормативными документами предусмотрено использование хвостовика с углом при вершине 40^0, 60^0, 90^0.

Используется 3 типа сопряжения профильной части лопатки с хвостовиком «ласточкин хвост» (рис. 3.72).

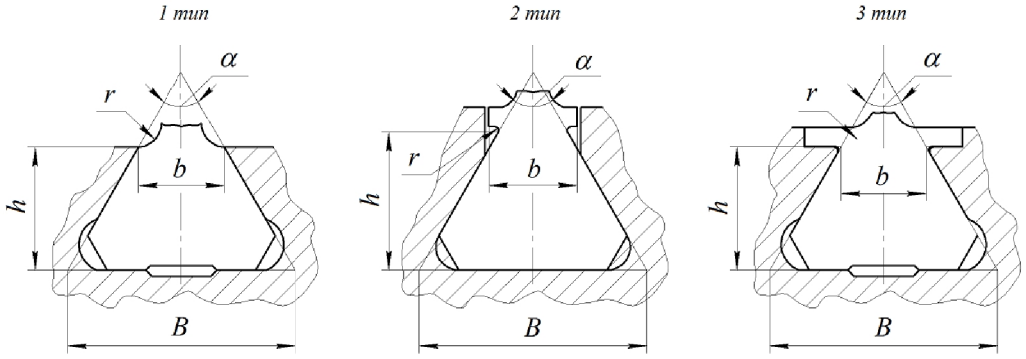


Рис. 3.72 Три исполнения замка «ласточкин хвост»

Первые два типа применяются наиболее широко и регламентированы отраслевым стандартом.

В соответствии со стандартом первый тип выполняется с углом клина $\alpha = 40$ и 60^0, а второй тип с углом $\alpha = 60$ и 90^0.

Максимальную предельную центробежную силу замок выдерживает (т.е. не разрушается и деформируется в допустимых пределах) при углах α, близких к 60^0.

Поэтому угол 60^0 может служить отправным при выборе оптимального угла α. Отход от него в ту или другую сторону мотивируется следующим:

уменьшение угла α до 40° приводит к снижению ширины замка B и росту ширины выступа диска, что дает возможность увеличить прочность выступа или разместить на диске большее число лопаток. В таком замке велики силы, действующие по контактным граням, и прекращение перемещения хвостовика в пазе при колебаниях лопатки (силовое замыкание) по частоте вращения наступает раньше, чем в хвостовиках с углом 60 и 90°. Поэтому хвостовики с углом 40° используют чаще при посадке в паз с натягом до 0,015 *мм* для увеличения жесткости заделки и повышения собственной частоты лопатки. Однако угол α менее 40° вызывает возрастание контактных давлений и концентрацию напряжений по рабочим поверхностям хвостовика и в углах паза диска;

увеличение угла α до 90° снижает уровень контактного давления на рабочих площадках и с посадкой хвостовика в паз с зазором обеспечивает при колебаниях

лопатки высокий эффект демпфирования за счет малых перемещений в пазе. Отрицательная сторона такого решения – интенсивное изнашивание рабочих поверхностей, фреттинг-коррозия и усталостное разрушение хвостовика.

Поэтому для достижения эффекта демпфирования используют хвостовики с углом α 60^0 и 90° со скругленными рабочими поверхностями.

Искривление профиля лопатки на трактовой поверхности хвостовика является причиной неравномерного распределения эквивалентных нормальных напряжений по длине замка (по ширине обода диска) в зоне радиуса r. На рис. 3.73,*а* показано изменение этих напряжений в отношении к номинальным напряжениям $\frac{\sigma}{\sigma_{ном}}$. Как видим, в местах приближения профиля к границе трактовой поверхности напряжения при изгибе лопатки возрастают в 2,5...5 раз. Поэтому рекомендуемое минимальное расстояние профиля от кромки трактовой поверхности $b = r$, $C = 0,25r$.

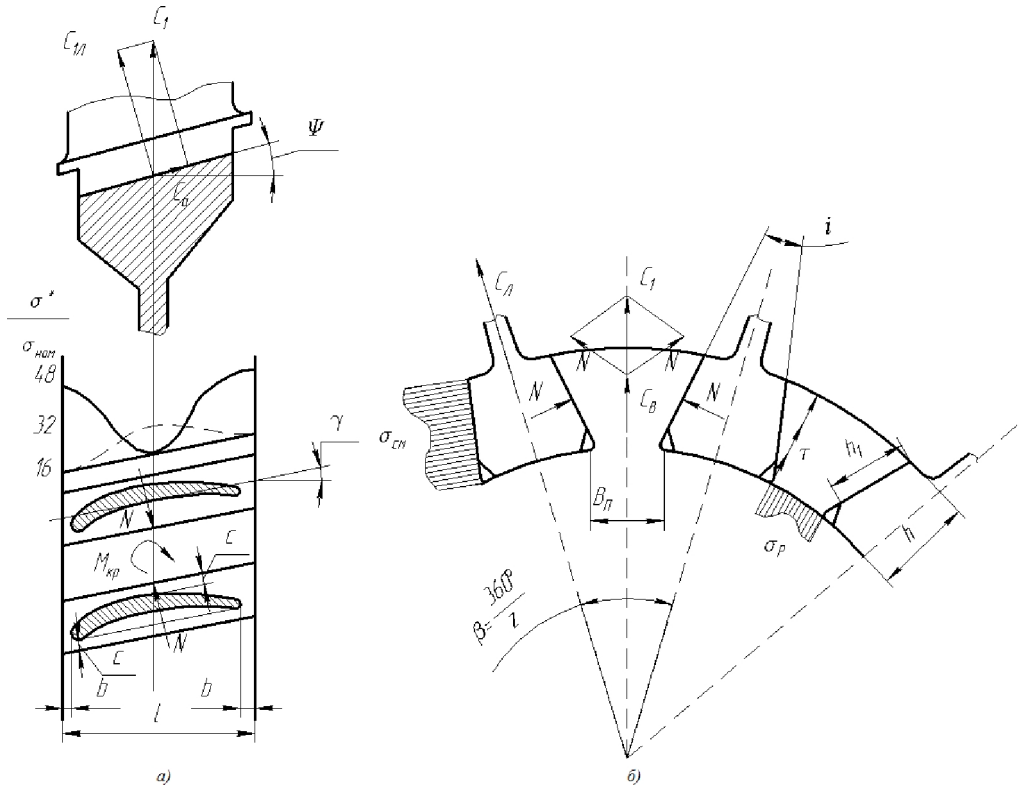


Рис. 3.73 Особенности нагружения хвостовика типа «ласточкин хвост»: а) минимальные расстояния от пера до трактовой площадки хвостовика – $b = r$, $c = 0.25r$; возникновение $M_{кр}$ стесненного кручения при $\gamma > 0$; концентрация напряжений в хвостовике σ^* из-за искривленности профиля при изгибе ($\sigma_{ном}$): сплошная линия на стороне корыта; б) силы и напряжения, действующие в элементах замка «ласточкин хвост»

Уменьшение этого влияния достигается у второго типа замка (см. рис. 3.72), где профильная часть по сравнению с первым типом отдалена от зоны контакта рабочих граней замка. Отдаление на 6-10 мм дает снижение концентрации напряжений в галтели при растяжении – на 25% при изгибе – на 10%.

При большой искривленности профиля, когда контур профиля «свисает» над трактовой площадкой замка, возможно использовать усложненный третий тип замка с полкой хвостовика, где можно реализовать отдаление профильной части лопатки от замка, как у второго типа, и в итоге получить лопатку с ножкой.

У всех трех типов замка увеличение радиуса r снижает концентрацию напряжений. Высота хвостовика определяется соотношением $h/b \geq 1.0$. При уменьшении высоты хвостовика (при $h/b \leq 0.8$) влияние контактных давлений на концентрацию напряжений в галтели увеличивается настолько, что при $h/b = 0.6$ это повышение не удается компенсировать увеличением радиуса галтели r.

Если угол установки лопатки в диске $\gamma > 0$ (рис. 3.73), то линии действия нормальной силы N по обе стороны выступа диска не совпадают и возникает крутящий момент, вызывающий стесненное кручение выступа. При этом кроме касательных появляются дополнительные нормальные растягивающие напряжения σ_Z в перемычке выступа. Суммарные напряжения растяжения в угловых точках перемычки выступа $\sigma_\Sigma = \sigma_P + \sigma_Z$. При $\gamma = 0$ $\sigma_Z = 0$, следовательно увеличение угла γ снижает прочность выступа диска [9].

При совместном действии на лопатку статических и переменных сил, соответствующих первой изгибной форме, наиболее опасным местом на рабочей поверхности хвостовика является точка выхода хвостовика из диска. Здесь действуют наибольшие напряжения от изгиба и растяжения, а от контактных давлений при перемещении лопатки в процессе колебаний возникает коррозия трения (фреттинг – коррозия). Все это снижает сопротивление усталости материала хвостовика. Для уменьшения отрицательного действия коррозии трения на хвостовиках наносится покрытие (медь, серебро, двусернистый молибден) толщиной 0,003…0,005 *мм*.

Хвостовик лопатки устанавливается в паз диска с зазором 0,01…0,04 *мм*. Меньшие значения относятся к замкам меньшей длины (до 60…80 *мм*), а большие – к замкам большей длины и к лопаткам с полочными связями.

При выборе хвостовика нужно поступать следующим образом:

по известным геометрическим характеристикам профиля в корневом сечении и углу установки профиля γ подбирается по стандарту такой хвостовик первого типа, на верхней (трактовой) площадке которого размещается заданный профиль, как показано на рис. 3.73,*а*;

определяется минимальная ширина перемычки выступа из условия размещения z лопаток (рис. 3.73,*б*):

$$B_n = \frac{\pi \cdot (D - 2 \cdot h)}{z} - B;$$

делается расчет на прочность замка, на растяжение выступа диска, на смятие боковых поверхностей и на срез по формулам:

$$\sigma_P = \frac{C_1}{F_P} \qquad \sigma_{см} = \frac{N}{F_{см}} \qquad \tau_{ср} = \frac{C_1}{2 \cdot F_{ср}};$$

где

$$C_1 = C_л \frac{\sin\left(\frac{\alpha}{2} + \frac{180}{z}\right)}{\sin\frac{\alpha}{2}} + C_B; \qquad N = \frac{C_л}{2 \cdot \sin\frac{\alpha}{2}};$$

$$F_P = B\frac{l}{\sin\gamma} \qquad F_{см} = \frac{l \cdot h}{\sin\gamma} \qquad F_{ср} = \frac{l \cdot h}{\cos\gamma}.$$

Ёлочный замок используется на первых вентиляторных ступенях ТРДД для размещения бóльшего числа лопаток на колесе при малых значениях относительного

диаметра втулки. Учитывая, что рабочие температуры на первой группе ступеней невелики ($50-300°C$) и перераспределения нагрузок между зубьями за счет пластической деформации материала здесь практически не будет, число пар зубьев хвостовика выбирается обычно не более двух. Поэтому конструкцию и размеры хвостовика формируют для конкретных условий. При массе лопатки 5…24 *кг* шаг и высоту зубьев приходится увеличивать в 2…2,5 раза по сравнению с максимальным значением шага для турбинных лопаток (по стандарту $S_{\max} = 6\,мм$).

Шарнирное соединение лопатки с диском (рис. 3.74,*а*), характеризующееся относительным зазором:

$$\overline{r} = \frac{r_{отв} - r_{штифта}}{r_{отв}} = 0,5...0,15 .$$

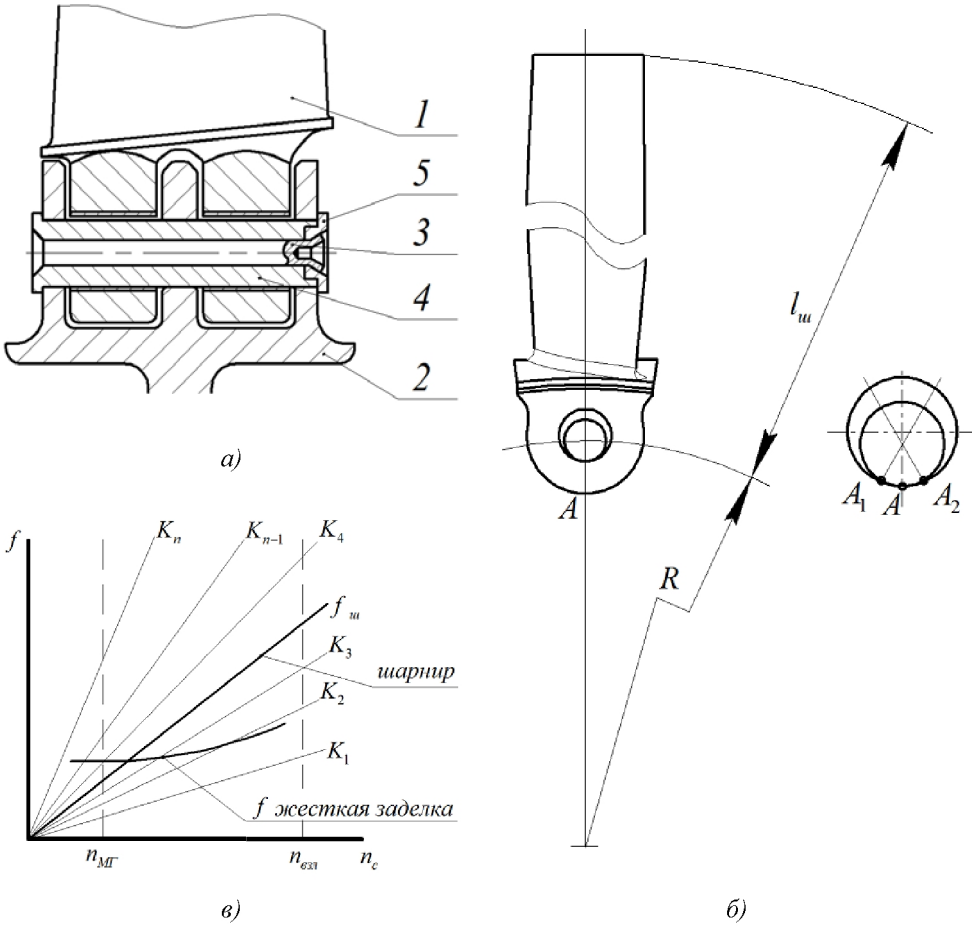


Рис. 3.74 Шарнирное соединение лопатки с диском:
а) 1 – лопатка, 2 – диск, 3 – втулка контровочная, 4 – палец, 5 – заклепка;
б) геометрические параметры шарнирного подвеса;
в) резонансная диаграмма лопатки с шарнирным подвесом и с хвостовиком «ласточкин хвост»

При колебаниях лопатки по основной форме деформации ее невелики и поэтому лопатку можно считать физическим маятником (рис. 3.74,*б*), совершающим колебания с частотой

$$f_ш = \sqrt{\frac{R}{l_ш}} \cdot n_c,$$

где n_c – секундная частота вращения.

Центробежные силы прижимают лопатку к штифту в точке А. Эта точка контакта при колебаниях перемещается по окружности штифта (лопатка обкатывается вокруг штифта) и радиус подвеса R изменяется, что приводит к некоторому увеличению собственной частоты.

Учитывая, что структура формулы $f_ш$ соответствует выражению для гармоники возбуждающей силы $f = K \cdot n_c$, можно заметить, что, варьируя параметрами R и $l_ш$, можно отстроить лопатку от резонансных колебаний во всем диапазоне частот вращения ротора (рис. 3.74,*в*).

Это основное преимущество шарнирного соединения. Другой положительный фактор – отсутствие изгиба лопатки относительно оси подвеса (Ox) и, следовательно, напряжения в пере ниже, чем при жесткой заделке.

Однако усложнение конструкции и увеличение массы, негерметичность и связанное с этим искажение (уменьшение) поля давлений у втулки, изнашивание и фреттинг-коррозия элементов подвеса ограничивают применение соединения такого типа, его можно рассматривать как средство отстройки от резонанса.

Соединение лопаток с диском по технологии blisk и bling определяется тем, что в первом случае это выполненные как единое целое лопатки и диск, а во втором – лопатки и барабан (или кольцо). Такое соединение позволяет снизить массу ротора на 20…30%.

Изготовление таких роторов производится электрохимическим методом, фрезерованием и сваркой трением или электронно-лучевой сваркой. На рис. 3.75 представлены все три метода. Сварка пера лопатки с диском происходит трением, когда перо утолщённой частью прижимается к выступу на диске силой P и перемещается относительно него с высокой частотой. После приварки производится обработка соединения до получения заданной геометрии лопаток.

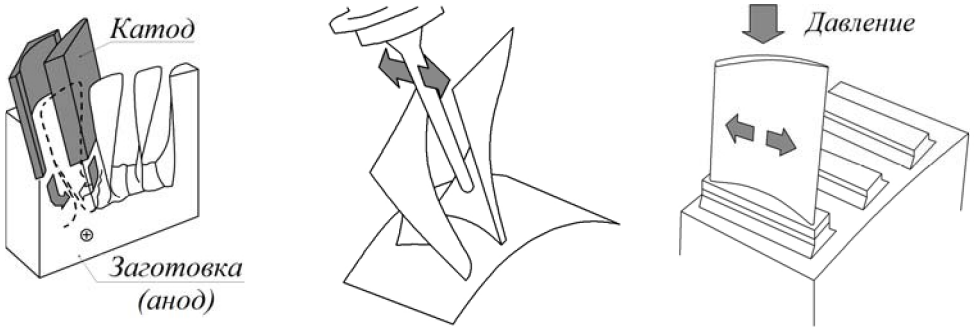


Рис. 3.75 Методы изготовления роторов по технологии blisk:
а) электрохимическая обработка; б) фрезерование; в) сварка трением лопатки и выступа на диске с последующей обработкой

Роторы по технологии *bling* в сравнении с ротором *blisk* имеют меньшую массу, однако значительно дороже, так как обычно выполняются из композитных материалов (например титановая матрица с использованием связующего из карбида кремния).

Как и каждое конструкторское решение технология *blisk* и *bling* при отмеченных преимуществах имеет и недостатки. Процесс изготовления дорогостоящий. Ремонтопригодность конструкции ротора низкая и поэтому требуются особые технологии ремонта в случае повреждения лопаток. Значительные затруднения возникают с использованием демпфирования колебаний лопаток. Традиционные демпфирующие устройства устанавливаются в местах стыков лопаток и дисков, а здесь таких стыков нет.

Использование таких конструкций позволяет снизить массу ротора, уменьшить количество деталей, стабильно сохранять балансировку ротора в течение ресурса.

Выбор конструкции фиксатора лопатки

Вопрос о фиксировании лопатки в диске от смещений вдоль оси двигателя конструктор должен постоянно помнить и не откладывать на конец проектирования, когда решение его может привести к значительным переделкам всей конструкции.

Чтобы правильно спроектировать фиксатор (контровки, штифты и др.), необходимо знать, какие силы на него действуют. Покажем это на примере замка «ласточкин хвост».

На фиксатор действует осевая сила, равная разности газовых и осевой составляющей центробежных сил лопатки. К этому надо добавить центробежную силу от масс самого фиксатора и вибрации. Осевая составляющая от центробежных сил $C_{Л2}$ на первых ступенях компрессора при $\gamma > 0$ (рис.3.73,*а*) может быть больше разности газовых сил и осевое усилие, достигающее часто больших значений (несколько тонн), будет направлено против полета. Простая пластинчатая контровка в этом случае не может быть использована по условию прочности. Поэтому следует стремиться сделать $\Psi = 0$, тогда $C_{Л2} = 0$.

В зависимости от направления равнодействующей осевых сил можно определить место установки фиксатора. Однако, учитывая вибрации и случайные нагрузки, осевую фиксацию лопатки следует предусматривать в обе стороны (по полету и против полета).

Все многообразие фиксирующих устройств можно разделить на два основных типа: групповые, когда одним элементом (трактовые кольца) фиксируются все лопатки на диске, и индивидуальные.

Групповую фиксацию можно осуществлять также разрезными кольцами прямоугольного сечения (рис. 3.76).

Критериями для выбора индивидуальных фиксаторов могут быть простота конструкции, удобство монтажа и надежность. Чаще используются пластинчатые фиксаторы в виде стальных пластинок разной формы, которые вставляются в паз по его подошве, затем туда же устанавливается хвостовик лопатки. Отгибая усики фиксатора на диск, закрепляют лопатку в осевом направлении.

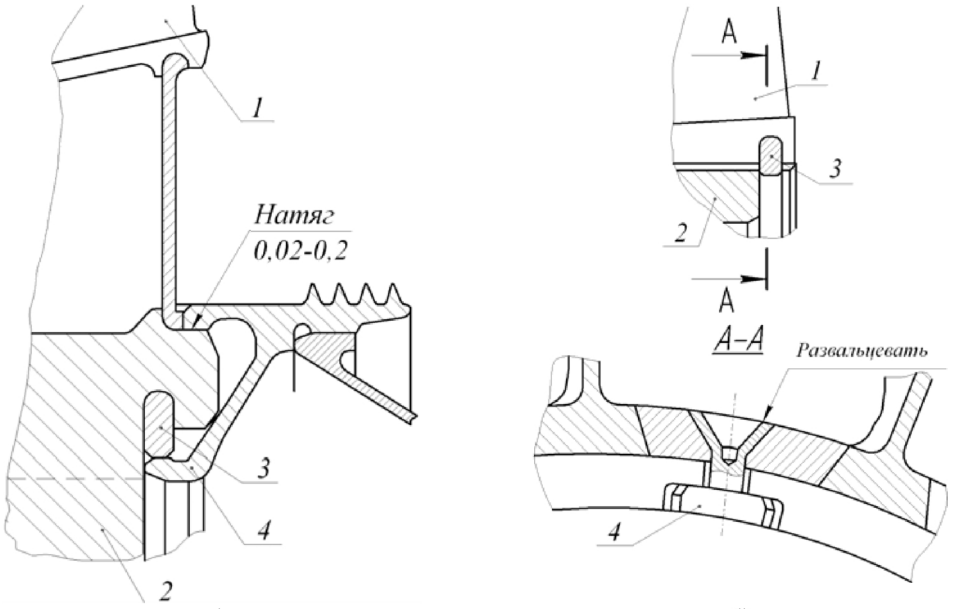
На рис. 3.72 приведены фиксаторы, выполненные из стали 1Х18Н10Т или сплава ЭИ 437Б, обладающие примерно одинаковой надежностью, подтвержденной широкой эксплуатацией.

Анализируя конструкцию фиксаторов, можно дать несколько рекомендаций по выбору индивидуального фиксатора. Резьбовой штифт, который сам должен быть зафиксирован (обычно делается углубление керном по контуру резьбы), имеет тот недостаток, что операция «совместного» сверления и нарезания резьбы происходит в собранном рабочем колесе, есть опасность возникновения неконтролируемых повреждений и концентраторов напряжений.

Такая фиксация, очевидно, возможна только при установке лопатки в паз диска с некоторым натягом (0,01…0,03 *мм*).

Пластинчатые контровки имеют ограничения по длине отгибаемой части из-за возможных усталостных разрушений по линии сгиба. Действительно, отгибаемая часть представляет собой консольную балочку, при совпадении собственной частоты которой с какой-либо частотой возбуждения возможны различные колебания. Поэтому длина

отгибаемого «усика» находится в пределах 3…5 *мм* и строго регламентируется нормативными конструкторскими документами.



а) *б)*

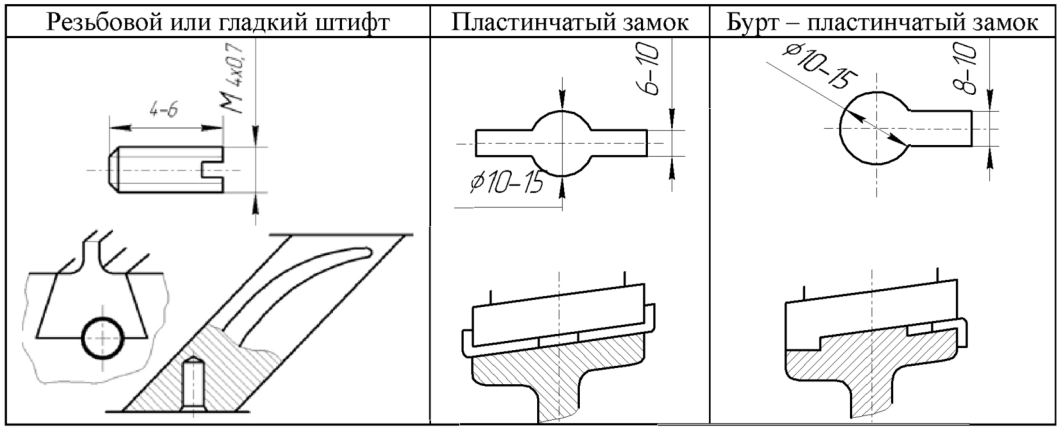


Рис. 3.76. Фиксация лопаток в диске. Групповые фиксаторы:
а – для 1-й ступени вентилятора ТРДД; б – для остальных ступеней компрессора.
1 – лопатка, 2 – диск, 3 – кольцо, 4 – замок для кольца.
Индивидуальные фиксаторы (таблица)

§3.4 Статор: декомпозиция, классификация и назначение элементов

Будем считать статором весь комплекс неподвижных элементов, обеспечивающих сжатие воздуха в осевом компрессоре на расчетных и нерасчетных режимах: корпус, направляющие аппараты (НА), трактовые кольца, а также систему управления компрессором (РНА и клапаны перепуска воздуха), систему управления радиальными зазорами и систему отбора воздуха (рис. 3.77). Тогда декомпозицию статора можно представить в трех уровнях (рис. 3.78).

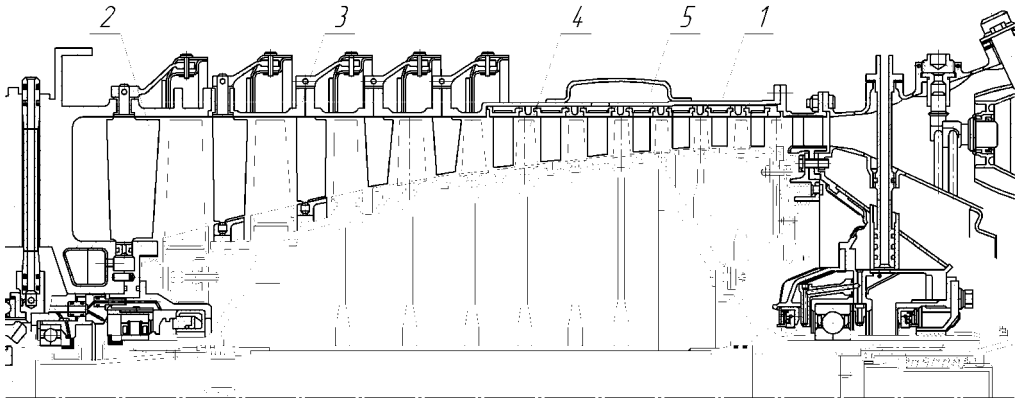


Рис. 3.77 Статор компрессора ТВаД ТВ2-117:
1 – корпус с продольным разъемом, 2 – ВНА (входной направляющий аппарат) двухопорный регулируемый, 3 – РНА (регулируемый направляющий аппарат) двухопорный, 4 – направляющие аппараты, консольные, 5 – ресивер системы перепуска воздуха

Назначение статора выражается в том, чтобы завершить процесс сжатия в каждой отдельной ступени (первая фаза сжатия происходит в РК) за счет торможения потока в диффузорных каналах решетки профилей НА и, таким образом, завершить сжатие в компрессоре в целом.

Структурные связи лопаток НА с корпусом обеспечивают расчетное наложение фронта решеток профилей и геометрию межлопаточных каналов.

Сделанные определения функциональных и структурных связей элементов позволяют сформировать требования к статору:

- ***точность*** исполнения формы межлопаточных каналов НА и фронта решеток профилей и их минимальное искажение на рабочих режимах; точность поддержания по режимам радиальных зазоров, определяемых внутренним диаметром трактового кольца и его деформацией;
- ***прочность*** корпуса, НА. На статор действует весь спектр статических нагрузок кроме центробежных сил, рассмотренных ранее при анализе нагружения ротора, и внутреннее давление (рис. 3.79). Лопатки НА испытывают действие и переменных нагрузок, и газовых сил;
- ***жесткость*** корпуса, НА и трактовых колец. Корпус, входя в силовую схему двигателя, испытывает изгибные и крутильные деформации, что непосредственно влияет на радиальные зазоры. К такому же отрицательному эффекту приводит неравномерное распределение жесткости в поперечном сечении корпуса и трактового кольца. В этом случае при изменении температуры происходят неодинаковые термические деформации корпуса в различных точках окружности и искажение радиальных зазоров. Недостаточная жесткость в осевом направлении при действии газовых сил приводит к уменьшению переднего (относительно НА) осевого зазора по втулочному сечению;
- ***герметичность*** корпуса. При высоких степенях повышения давления (25-40 и выше) негерметичность фланцевых и других соединений корпуса, а также клапанов, лючков и штуцеров, расположенных на корпусе, из-за утечек рабочего тела начинает существенно влиять на КПД компрессора;
- ***непробиваемость*** корпуса при обрыве рабочих лопаток или их фрагментов;
- ***технологичность***. Имеются в виду требования по рациональному использованию материала, по минимизации трудоемкости при изготовлении и

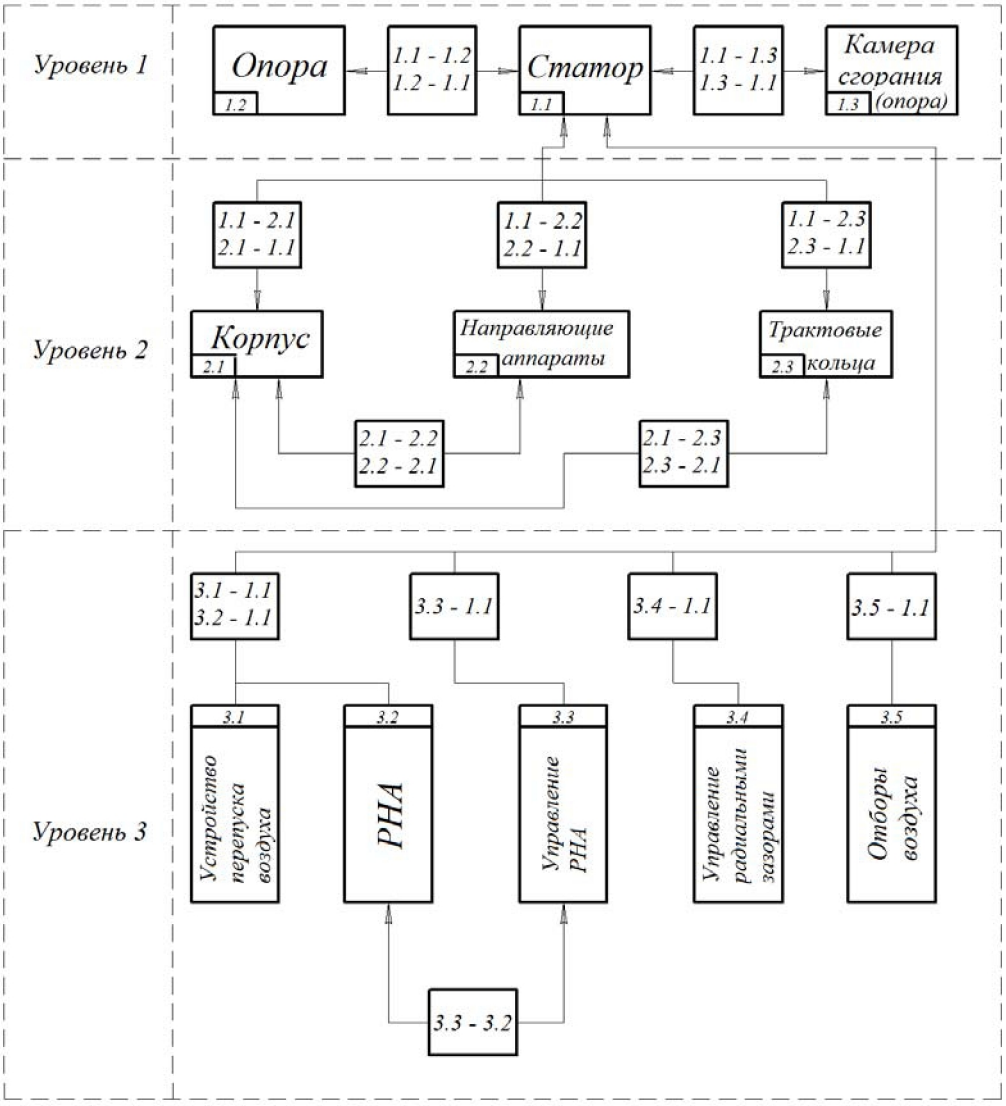


Рис. 3.78 Схема существенных связей статора осевого компрессора с объектами одного уровня и подсистемами и элементами низших уровней

сборке компрессора, включая балансировку ротора. И, наконец, требования по ремонтопригодности, доступу для осмотра лопаток при эксплуатации двигателя по состоянию;

- ***минимизация массы***. Анализируя схему существенных связей статора (рис. 3.78), необходимо отметить, что уровень 1 указывает на взаимодействие с сопрягаемыми узлами 1.2 и 1.3, которое может влиять на конструктивное исполнение статора. Так, регулируемые ВНА оказываются в составе опоры (компрессор ВД ТРДД GE90), а стремление к увеличению жесткости стыка с камерой сгорания приводит к использованию корпуса с двойной стенкой или внутренний корпус камеры сгорания может быть связан с наружным корпусом через НА последней ступени и т.д.

Уровень 2 обеспечивает работу компрессора на расчетном режиме, а во взаимодействии с элементами уровня 3 – и на нерасчетных режимах.

Анализ конструкции начнем с элементов 2-го уровня.

Анализ элементов уровня 2

2.1. Корпус

Он может быть неразъемным, с поперечным разъемом, с продольным разъемом, с двойной стенкой.

Неразъемный корпус (рис. 3.79) чаще имеет цилиндрическую форму из условия монтажа НА и трактовых колец. Его преимущества – неизменная окружная жесткость, герметичность, высокая технологичность и меньшая масса по сравнению с другими типами корпусов, возможность смонтировать неразъемный (сварной, например) ротор при разъемных НА.

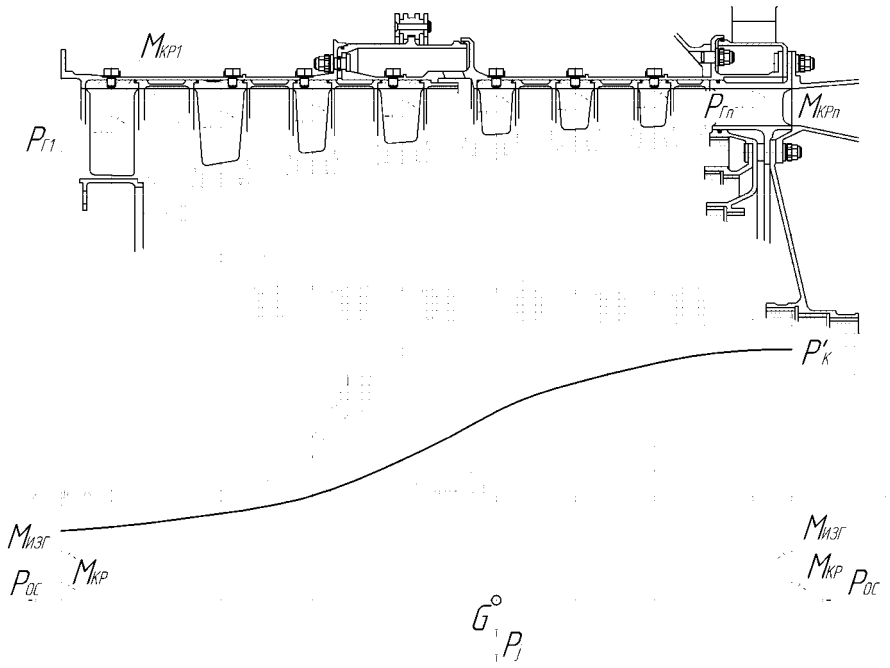


Рис. 3.79 Схема нагружения статора на примере компрессора ВД ТРДД НК-56: $P_{Г}$ – газовые силы, действующие на лопатки; $M_{кр}$ – крутящие моменты от газовых сил; $M_{изг}$, $P_{ос}$, $M_{кр}$ – изгибающий момент, осевая сила и крутящий момент в системе корпуса всего двигателя; G – сила тяжести; P_j – сила инерции; $P_К^*$ – сила внутреннего давления

Корпус с поперечными разъемами (рис. 3.80) при сравнении с неразъемным облегчает проведение и контроль монтажных операций (радиальные зазоры и др.), а при разъемном роторе позволяет использовать неразъемные НА разных конструктивных исполнений, позволяет оптимизировать выбор материала корпуса, например, на первых ступенях титановые сплавы, на последних – жаропрочные сплавы.

Поперечные фланцы увеличивают жесткость корпуса и если их размещать в плоскости вращения рабочего колеса, то можно повысить непробиваемость корпуса.

Однако такой корпус при сравнении с неразъемным имеет худшие весовые характеристики и привносит трудности в герметизации.

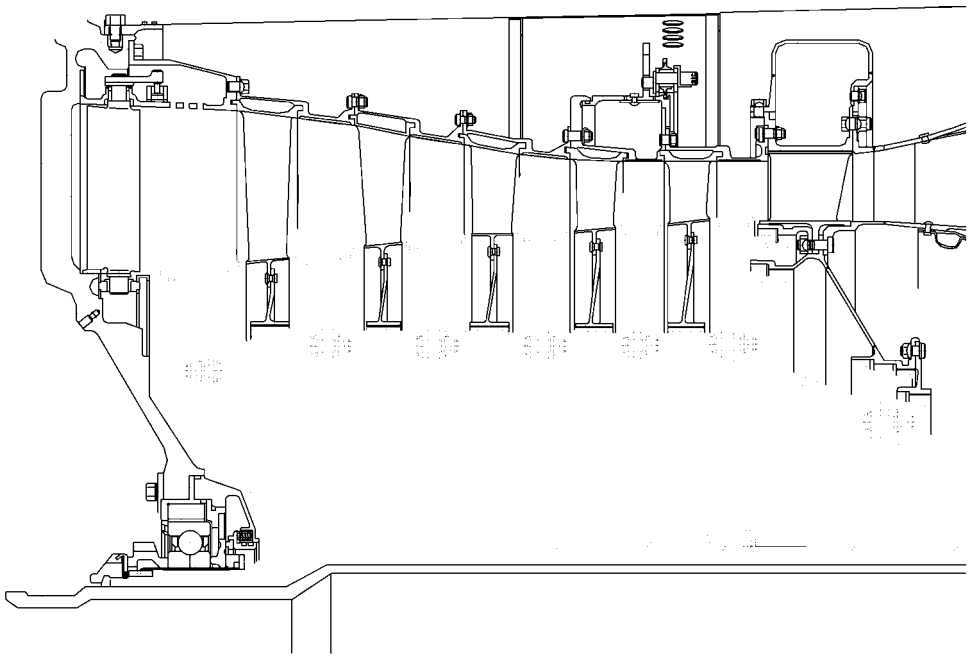


Рис. 3.80 Корпус с поперечными разъемами компрессора ВД ТРДД НК-8

Корпус с продольным разъемом (рис. 3.57) имеет то преимущество, что сборка компрессора возможна с окончательно отбалансированным, неразъемным ротором, облегчается контроль осевых и радиальных зазоров.

Недостаток – неравномерная окружная жесткость, затруднения в компоновке РНА. Однако нужно отметить, что изгибную жесткость корпуса можно увеличить, располагая продольный разъем в вертикальной плоскости.

Корпус с двойной стенкой (рис. 3.81). Будем считать корпус выполненным с двойной стенкой, если наружная стенка является элементом силовой системы корпуса двигателя, а вторая служит только для крепления НА и трактовых колец и в зависимости от конструкции этих элементов может состоять тоже из 2-3 стенок (например, компрессор ВД GE90).

Корпус с двойной стенкой позволяет резко увеличить изгибную и крутильную жесткость в «талии» – в стыке компрессора и КС – и уменьшить деформации внутренней стенки, нагруженной только газовыми силами, действующими на лопатки НА и перепадом давлений. Оба эти фактора позволяют уменьшить радиальные зазоры и обеспечить их постоянство по ресурсу – это главная цель при использовании такой схемы корпуса, в угоду которой усложняется конструкция и увеличивается вес корпуса.

Конструкция внутренней стенки такова, что сама стенка или ее отдельные части имеют возможность свободно расширяться при нагреве. Например, в конструкции компрессора ВД ТРДД V2500 (рис. 3.81) жесткая связь внутренней стенки с наружной сделана только в одном сечении, в других сечениях эта связь не жесткая (телескопическое соединение с уплотнительным кольцом). Это обеспечивает, во-первых, свободную осевую и радиальную деформацию более нагретой внутренней стенки, во-вторых, при изгибе силового корпуса двигателя, т.е. наружной стенки, такая деформация на внутреннюю стенку не передается (рис. 3.82). Следовательно, внутренняя стенка мало деформируется по профилю полета и по режимам работы двигателя и таким образом определяет малое изменение радиальных зазоров и обеспечивает стабильность их по ресурсу.

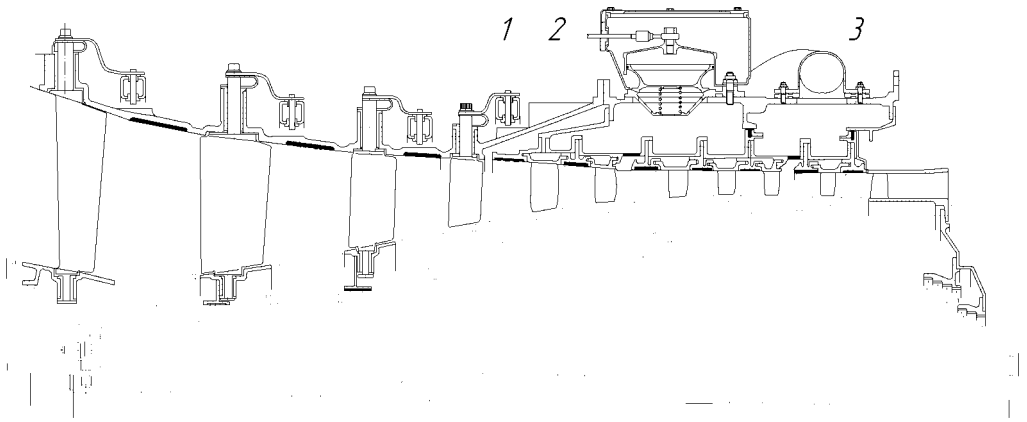


Рис. 3.81 Корпус с двойной стенкой компрессора ВД ТРДД V2500: 1 – наружная стенка, 2 – внутренняя стенка, 3 – нежесткие связи внутренней стенки с наружной (телескопическое соединение)

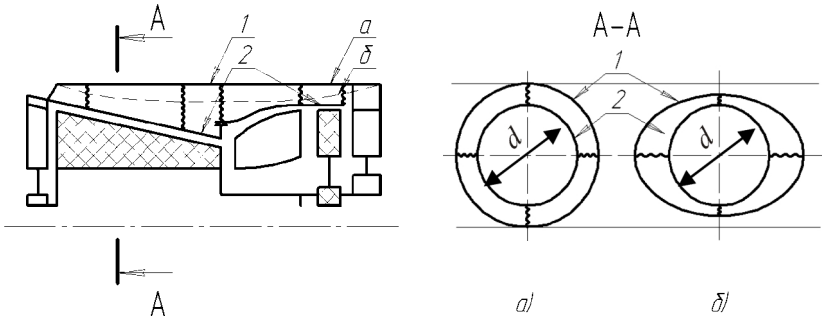


Рис. 3.82 Схема взаимодействия наружной и внутренней стенки в корпусе с двойной стенкой: а) исходное положение, б) при действии изгибающего момента; 1 – наружная стенка, 2 – внутренняя стенка с неизменным диаметром d

Отметим, что связи внутренней и наружной стенки делят пространство между ними на ряд отдельных кольцевых ресиверов, используемых для организации перепуска и отбора воздуха. Таким образом, ресиверы органически вписываются в конструкцию корпуса.

Конструктивные очертания корпуса любого типа представляют собой цилиндрическую или коническую оболочку с фланцами и определяются формой проточной части. Конструкция и закрепление НА и трактовых колец предопределяют тип и конструкцию внутренней полости корпуса. Конструкция системы перепуска воздуха (ресивер, клапаны), конструкция РНА и системы управления РНА, конструкция отборов воздуха – все это определяет внешнюю архитектуру корпуса.

Сама оболочка, толщина которой назначается по результатам прочностного расчета (*2…5 мм*), может формироваться из листового материала с использованием химического фрезерования, раскатных точеных колец, литых элементов из титановых сплавов ВТ9Л и стали ХМ45МВТЮБР и др.

Конструкция фланцевых соединений должна обеспечить центрирование элементов корпуса, прочность и герметичность при минимальных габаритах. Она регламентируется нормативными документами.

По способу центрирования фланцев в сборе выделяют три типа фланцевых соединений (рис. 3.83).

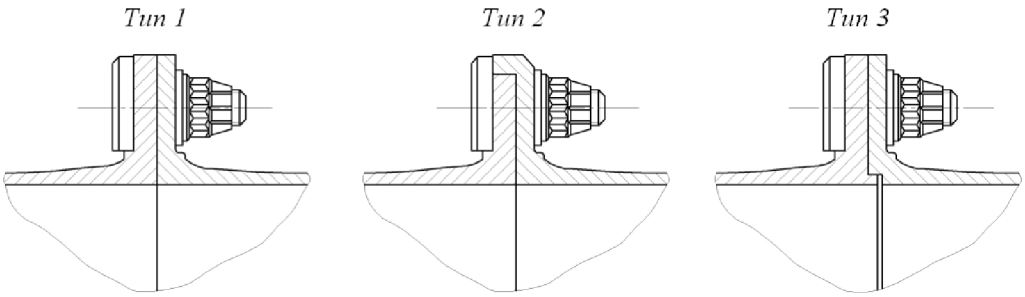


Рис. 3.83 Типы фланцевых соединений корпусов:
***тип 1** – с центрированием болтами (штифтами); **тип 2** – с центрированием по наружной центрирующей поверхности (относительно диаметра окружности расположения болтов); **тип 3** – с центрированием по внутренней центрирующей поверхности*

В каждом из выделенных типов соединения возможно использование различных комбинаций крепежных элементов:

- болты с многогранными головками и самоконтрящиеся гайки;
- болты с многогранными головками и самоконтрящимися анкерными (закрепленные на фланце) гайками;
- болты с шестигранными головками и пластинчатыми контровками в сочетании с несамоконтрящимися анкерными гайками;
- болты с круглыми головками и лысками, препятствующими провороту болтов, в сочетании с самоконтрящимися гайками или шестигранными гайками с пластинчатыми контровками;
- в соединении, где затруднена затяжка гаек ключом и применение анкерных гаек, в одном из фланцев выполняются резьбовые отверстия для ввинчивания винтов с шестигранными головками или отверстия для шпилек в сочетании с самоконтрящимися или шестигранными гайками.

Болты, шпильки и гайки следует применять с резьбами М5, М6, М8, М10.

Центрирование фланцев в соединениях типа I осуществляется центрирующими призонными болтами или штифтами, число которых должно составлять примерно 1/3 общего числа болтов. Штифты следует устанавливать в промежутках между болтами.

Центрирующие поверхности болтов и штифтов должны выполняться диаметрами *5,6,8* или *10 мм* с посадкой *b*12.

Определение размеров фланцев 3-го типа, показанных на рис. 3.80, следует проводить по соотношениям:

$$D_1 = D + 2 \cdot d_5 \pm 1;$$

$$D_2 = D - 2 \cdot d_5 - 1;$$

$$D_3 = D - d_5 - 3.5 \text{ (для болта с круглой головкой и лыской);}$$

$$D_4 = D + 2 \cdot d_5 + 3;$$

$$b_2 = (3 \ldots 4) - 0{,}2;$$

$$b_3 = (3{,}5 \ldots 5) + 0{,}2,$$

где d_5 – диаметр резьбы болта.

Толщина b фланцев и количество болтов должны выбираться из условий статической прочности и обеспечения герметичности стыка и находиться в пределах *4...7 мм*.

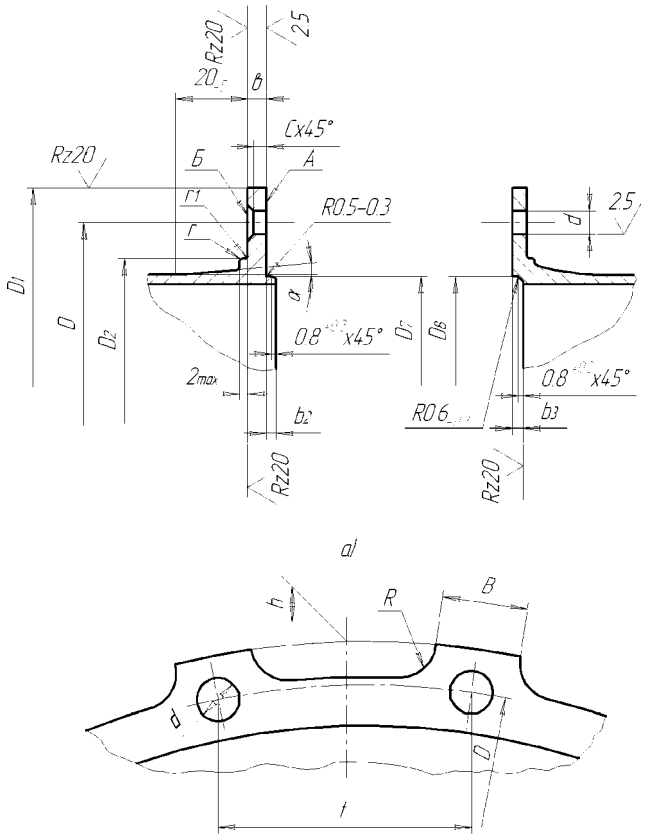


Рис. 3.84 Выбор размеров фланцев соединения третьего типа:
а) рекомендуемые размеры фланца типа 3; б) геометрия фланца с облегчением

Шаг отверстий t на фланцах можно принять равным $(3,5...7)\cdot d$ болта (рис. 3.84,*б*), а для корпусов, нагруженных избыточным давлением более 0,5 *МПа*, – $(3...5)\cdot d$ болта. Для снижения веса в промежутках между отверстиями допускается выборка материала (см. рис. 3.84 *б*). Контур выборки не должен пересекать окружность, на которой расположены оси отверстий.

Переход от фланца к оболочке рационально сделать коническим с углом $\alpha = 5...7°$ и длиной катета 15–20 *мм* (см. рис. 3.84). Непараллельность поверхностей **А** и **Б** должна быть не более 0,05 *мм*. Смещение отверстий с диаметрами d от номинального положения 0,03...0,08 *мм* – для центрирующих болтов и 0,15...0,20 *мм* – для остальных.

2.2. Направляющие аппараты

Вначале выделим критерий качества НА из общих требований к конструкции статора:

- минимизация потерь в процессе сжатия воздуха;
- точность изготовления лопаток и установки их в НА;
- осевая и окружная жесткость;
- живучесть, под которой понимается свойство детали (в нашем случае лопатки) сохранять работоспособность при возникновении трещин до момента ее быстрого роста;
- вибропрочность (точнее было бы использовать термин вибровозбудимость);

- технологичность;
- минимизация массы.

Анализ большого разнообразия конструкций НА можно упростить, вводя классификацию по ряду признаков: виду закрепления лопаток, условию сборки компрессора, условию сборки самого НА, степени соответствия вышеназванным общим требованиям к НА. Такой подход позволяет оценить преимущества и недостатки каждой конструкции и показать область их применения.

По виду закрепления лопаток НА разделяют на консольные (см. рис. 3.79) и двухопорные (см. рис. 3.80). Понятно, что крепление лопаток только в периферийном сечении в сравнении с двухопорным снижает жесткость и вибропрочность (повышает вибровозбудимость), имеет отрицательный результат по живучести. Именно этими минусами и очерчивается область применения консольного закрепления: его рационально использовать при умеренной высоте воздушного тракта (до 60-80 *мм*). Преимущества же по КПД, по технологичности и массе делают такое решение привлекательным.

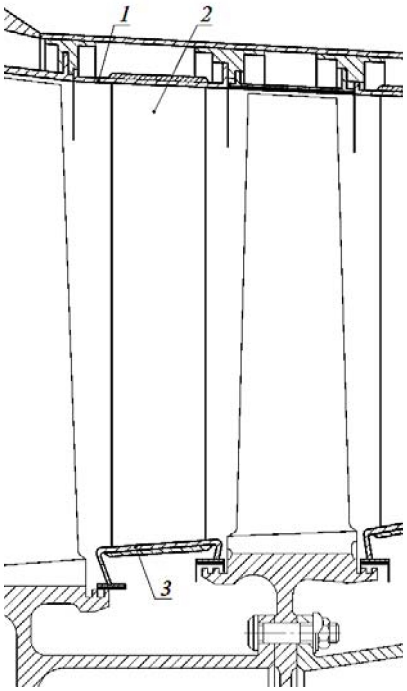


Рис. 3.85 Неразборные НА компрессора ТВД НК-12: 1 – наружное кольцо; 2 – лопатка; 3 – внутреннее кольцо

Двухопорное крепление в периферийном и втулочном сечении неравноценны по жесткости, т.к. втулочная опора смещается при деформациях НА под действием перепада давлений. Однако общая жесткость, вибропрочность и живучесть в таком исполнении могут быть достигнуты с меньшими усилиями. По технологичности, массе, потерям в процессе сжатия эта схема проигрывает первой.

По условию сборки компрессора обе схемы НА разделяют на два вида: с продольным разъемом и без разъема. Необходимость таких исполнений рассматривалась при анализе схем корпусов компрессора. Отметим только необходимость во всех исполнениях соединения НА с корпусом, чтобы исключить окружные перемещения под действием газовых сил.

По условию сборки самого НА они могут быть разделены на три типа: неразборные, разборные и смешанные.

Неразборные конструкции (рис. 3.85) обычно сводятся к простому исполнению – оба кольца (или одно при консольном закреплении), выполненные из листового материала или кольцевых заготовок имеют просечки по контуру профиля лопатки, в которые и набираются лопатки в приспособлении. Соединение лопаток с наружным кольцом может быть паяным, сварным или выполненным способом электроклепки.

Первые два способа имеют общий недостаток – низкий предел выносливости конструкции, особенно сварное соединение, поэтому требуют при изготовлении дополнительных операций по упрочнению. Отметим и низкую ремонтопригодность конструкции, т.к. замена дефектной лопатки затруднительна. Последний способ, как показал опыт его применения в компрессоре ТРДД Д-36 (см. рис. 3.8), дает нестабильное соединение.

Соединение лопатки со вторым кольцом, которое конструктивно используется как элемент лабиринтного уплотнения, может быть таким же, как и с кольцом на периферии, но возможна и установка лопаток в просечки с зазором. В последнем случае обеспечивается свободное расширение, важное особенно для последних ступеней

компрессора, и реализуется демпфирование колебаний лопаток, а центрирование кольца обеспечивается минимизацией зазоров по контуру профиля лопаток и числом задействованных в центрировании лопаток.

Разборные конструкции. Для рассмотрения связей элементов НА сошлемся опять на рис. 3.79 и 3.80.

В первом случае соединение лопаток с периферийным кольцом происходит с помощью замка «ласточкин хвост» и лопатки конструктивно представляют собой обращенную рабочую лопатку. Конструкция поэтому получается технологичной, т.к. для изготовления лопаток НА используется весь инструментарий изготовления рабочих лопаток.

Лопатки устанавливаются в паз от зазора до натяга 0,01…0,03 *мм*. Периферийное неразъемное кольцо НА крепится к корпусу 15-17 болтами.

Во втором примере лопатка устанавливается по периферии в Т-образный паз, который реализуется в конструкции корпуса с поперечным разъемом. В других двигателях, например в семействе ТРДД RB-211, разъем может быть продольным.

Втулочное кольцо НА может иметь тот же Т-образный паз или полку с элементом крепления лопаток к лабиринтному кольцу болтами или заклепками. При конической наружной стенке корпуса возможно использование замка «ласточкин хвост» в периферийном кольце НА и внутреннего кольца с наружным углублением (рис. 3.86), когда на лопатки, набранные во внутреннее кольцо, надвигается наружное с пазами «ласточкин хвост», сжимая их между кольцами.

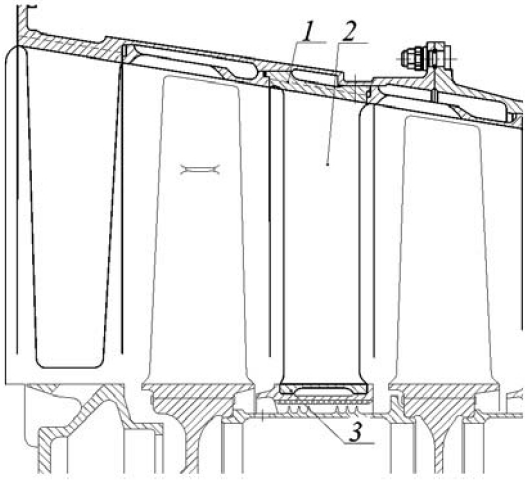


Рис. 3.86 Разборный НА компрессора СД ТРДД НК-56: крепление лопаток в наружном кольце замком «ласточкин хвост» с предварительной установкой в канавку внутреннего кольца; 1 – наружное кольцо; 2 – лопатка НА; 3 –внутреннее кольцо

Из преимуществ разборной конструкции НА выделим точность исполнения и сохранения по ресурсу геометрии межлопаточных каналов, вибропрочность, которая определяется тремя компонентами: исключение нагрева в технологии изготовления НА и применение упрочняющих операций обеспечивают высокий предел выносливости, трение в сочленениях определяет эффективное конструкционное демпфирование колебаний. У такого исполнения высокая жесткость конструкции и хорошая ремонтопригодность.

Понятно, что разборная конструкция проигрывает неразъемным НА по массе и технологичности при изготовлении.

Если по наружному кольцу лопатка приваривается, а по внутреннему используются соединения, применяемые в разборных НА, такую конструкцию НА можно назвать ***смешанной*** (рис. 3.87). Цель здесь преследуется одна – упростить конструкцию и снизить массу.

При проектировании НА исходят из того, что профили лопаток и углы установки их в контрольных сечениях известны. Задача состоит в том, чтобы обеспечить точность расположения лопаток по фронту решетки, выдерживая заданный шаг и углы установки как в периферийном, так и во втулочном сечении (рис. 3.88).

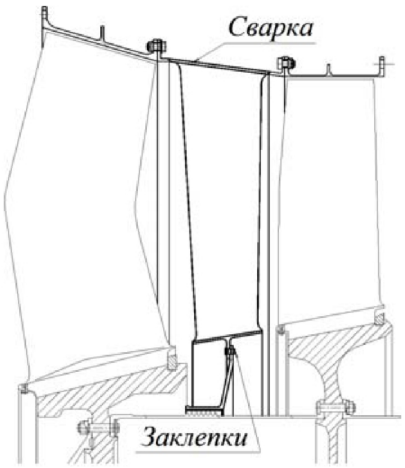


Рис. 3.87 НА смешанной схемы первой ступени вентилятора ТРДД НК-8

Необходима точность исполнения базовых поверхностей, определяющих положение НА в корпусе, а также точность расположения элементов втулочного кольца относительно периферийного.

Следует учитывать, что конструктивные углы на входе и выходе и хорда профиля НА изменяются по радиусу в соответствии с выбранным законом закрутки в ступени.

Требования к точности изготовления пера и к углам установки его лопаток в оба кольца такие же, как и для рабочих лопаток (см. табл. 3.4)

Параметр шероховатости R_z пера и других элементов НА выше, чем у рабочих лопаток на один класс (см. табл. 3.5).

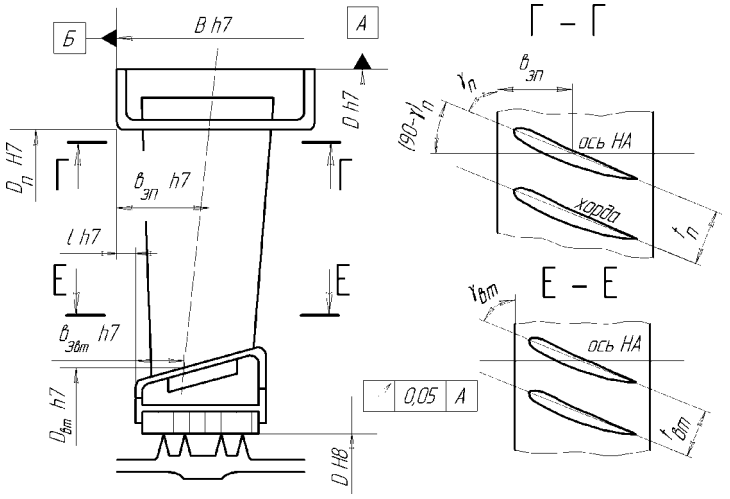


Рис. 3.88 Геометрические параметры, определяющие точность изготовления НА

В разборной конструкции НА выступание и утопание НА, элементов лопатки относительно трактовых поверхностей лимитируется (0,2…0,4 *мм*), т.к. увеличиваются гидравлические потери.

Статические напряжения в лопатках консольных НА определяются как в балках переменного сечения при косом изгибе при действии распределенной нагрузки, а в случае 2-опорной схемы – при действии распределенной нагрузки и сосредоточенной силы (см. рис. 3.85).

Используя модели на рис. 3.89, возможно решить задачу об изменении переднего осевого зазора относительно НА $\delta_{пер}$ при действии газовых сил. Осевые перемещения втулочного сечения складываются из прогиба лопатки и податливости заделки. Определив деформации лопатки относительно главной центральной оси инерции:

для консольного НА $\xi_{\max} = \dfrac{ql^4}{8EY_\eta}$,

для двухопорного НА $\xi_{\max} = \dfrac{ql^4}{24EY_\eta} + \dfrac{Pl^3}{12EY_\eta}$,

можно перейти к деформации по оси X (оси двигателя)

$X = \xi_{\max} \cdot \sin\gamma$.

Тогда запас, определяющий гарантии зазора,

$$n = \frac{\delta_{пер}}{\xi_{\max} \cdot \sin\gamma \cdot \kappa} \geq 2,$$

где $\kappa = 2...4$ – коэффициент, учитывающий податливость заделки на периферии.

Точное решение легко получается при использовании конечно-элементных моделей.

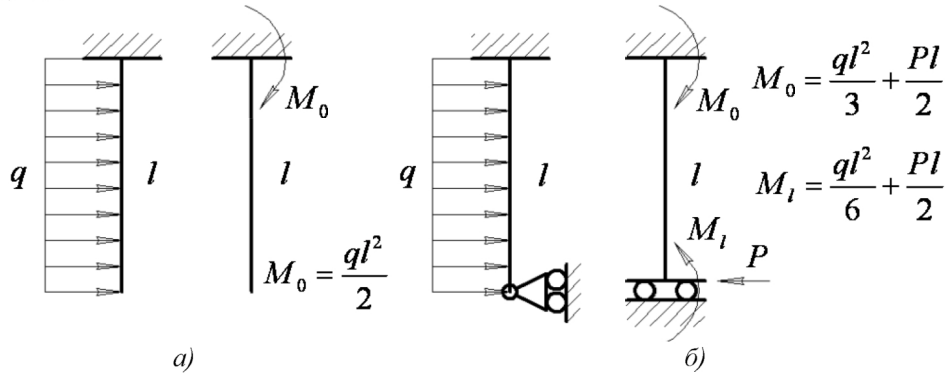


Рис. 3.89 Расчетные схемы НА и формулы изгибающих моментов для простого случая $q = const$ и при постоянном поперечном сечении лопатки:
а) консольный НА, б) двухопорный

2.3. Трактовые кольца

Трактовые кольца над рабочими колесами в составе статора определяют радиальные зазоры в ступенях. Отсюда требования к конструкции кольца:

- точность выполнения базовых и рабочих поверхностей;
- жесткость и исключение коробления по режимам;
- упреждение металлического касания лопаток о рабочую поверхность кольца и «титанового пожара».

Конструктивно трактовое кольцо устанавливается в корпусе по базовым поверхностям (рис. 3.90) и фиксируется в окружном и осевом направлении. На рабочие поверхности наносится защитное покрытие, которое должно гарантировать отсутствие касания ротора о статор «металл – по металлу» и обеспечивать минимальные радиальные зазоры при деформациях ротора и статора. С этой целью выполняется эксцентричное точение диаметров рабочих поверхностей трактовых и лабиринтных колец.

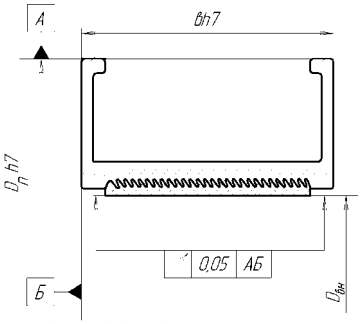


Рис. 3.90 Геометрические параметры, определяющие точность изготовления трактового кольца

Считается, что покрытие толщиной 1…3 *мм* на трактовых кольцах и на втулках лабиринтов (втулочное сечение) позволяет снизить монтажные зазоры на 30-50 %. В зависимости от максимальной

Таблица 3.7

$t^{\circ}C$	Композиция покрытия	Способ нанесения
250-300	Тальковое покрытие (тальк, алюминиевая пудра, лак)	Кистью
400	Алюмографитовое	Напыление
600	АНБ (алюминий, нитрит бора)	Плазменное напыление
700	Смесь (никель, медь, нитрит бора)	Плазменное напыление
Более 700	Сотовые вставки (только для лабиринтных уплотнений)	Пайка

температуры воздуха в ступени композиции покрытия будут разные, выбор их можно сделать по табл. 3.7.

Трактовое кольцо как таковое может отсутствовать в компоновке статора: тогда покрытия наносятся непосредственно на стенку статора (см. рис. 3.78).

Анализ элементов уровня 3

В §3.1 рассмотрен механизм воздействия устройств управления компрессором и радиальными зазорами на работу компрессора по режимам, поэтому при анализе элементов уровня 3 структурной схемы статора (см. рис. 3.78) рассматривается их конструктивное воплощение.

3.1. Устройства перепуска воздуха

Реализуя перепуск воздуха из компрессора, необходимо организовать коммуникации, способные пропустить заданный расход. При этом нарушается целостность кольца НА и корпуса и возникает проблема утечек рабочего тела и опасность возбуждения колебаний лопаток. Все это позволяет обозначить требования к конструкции устройств перепуска:

- обеспечение заданного расхода воздуха;
- герметичность;
- снижение отрицательного эффекта возбуждения колебаний лопаток;
- прочностная надежность;
- минимизация масс.

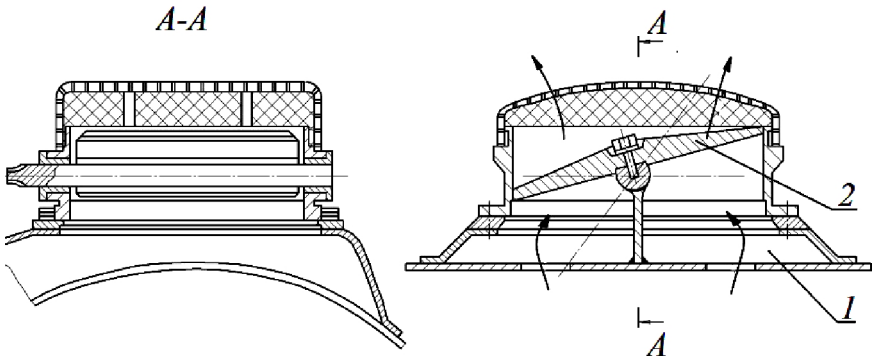


Рис. 3.91 Клапан перепуска с заслонкой на компрессоре ТВД НК-12, обеспечивающий перепуск из двух смежных ступеней одновременно: 1 – ресивер; 2 – заслонка

В устройствах перепуска в качестве исполнительных механизмов применяются клапаны разных типов: клапаны с заслонкой, лепестковые и тарельчатые. По критерию

герметичности клапаны с заслонкой и лепестковые уступают тарельчатым. Это определяет и область их использования. Клапаны с заслонкой (рис. 3.91) входят в конструкцию компрессоров двигателей первых поколений с $\pi_{K\Sigma} = 7-9$ (НК-12, НК-4), лепестковые (рис. 3.92) на двигателях с $\pi_{K\Sigma} = 10-13$ (НК-8, НК-86, НК-144) и тарельчатые в компрессорах с $\pi_{K\Sigma} = 15-20$ и выше (рис. 3.93, см. рис. 3.12).

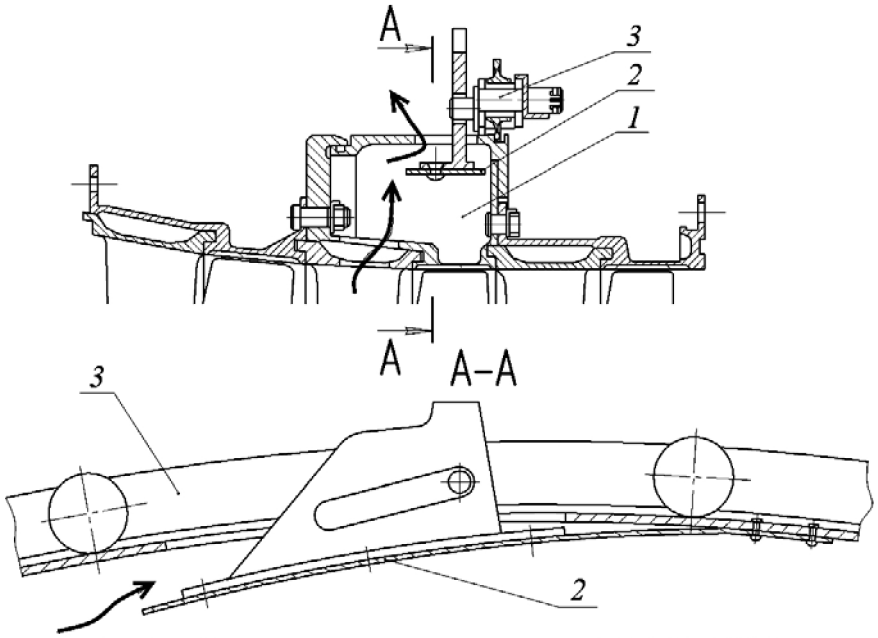


Рис. 3.92 Клапан перепуска лепестковый на КВД ТРДД НК-8:
1 – ресивер; 2 – лепесток клапана; 3 – управляющее кольцо

Обычно воздух выпускается через окна, выполненные в системе наружного кольца НА между лопатками (рис. 3.94) равномерно по всей окружности, чтобы обеспечить равномерное поле скоростей давлений перед и за НА. С этой целью в зоне отбора могут быть увеличены осевые зазоры.

Далее через отверстия в корпусе воздух попадает в собирательный объем-ресивер, на котором расположены 2-3 клапана по окружности. Ресивер выполняется кольцевым, если корпус не имеет продольного разъема, в противном случае ресиверы выполняются отдельно на каждой половине корпуса.

Теперь можно сформулировать рекомендации по проектированию перепуска.

Площадь перепускных окон стремятся сделать возможно большей, т.к. именно окна лимитируют расход.

На рис. 3.94 хорошо видно, что стремление увеличить площадь окон уменьшает толщину перемычки, это часто является причиной разрушения НА.

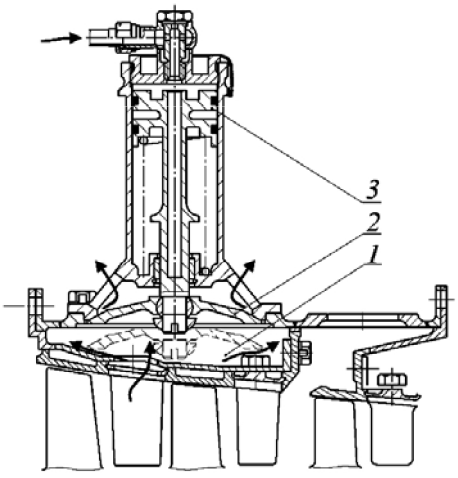


Рис. 3.93 Клапан тарельчатый
на компрессоре ПС-90:
1 – ресивер; 2 – тарелка клапана;
3 – управляющий цилиндр

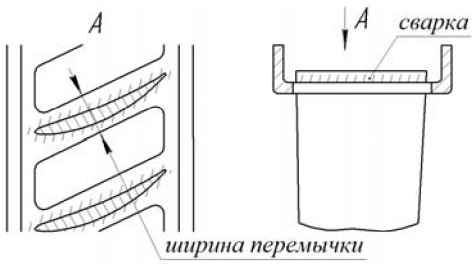


Рис. 3.94 Размещение окон перепуска воздуха между лопатками в наружном кольце НА

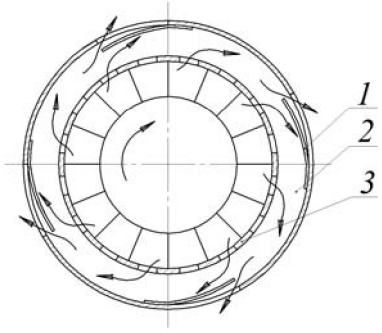


Рис. 3.95 Схема перепуска воздуха из компрессора: 1 – лепестковый клапан; 2 – ресивер; 3 – направляющий аппарат с окном перепуска

Поэтому, если обеспечить требуемую площадь в НА не удается, прибегают к щелевому перепуску (см. рис. 3.93).

Отбор должен быть равномерным по окружности, чтобы исключить возбуждение колебаний лопаток в момент отбора воздуха. По этой же причине несколько увеличивают осевой зазор между НА и рабочим колесом (до *0.6S* венца) следующей ступени. При выборе проходных сечений в системе «клапаны-ресивер-окна-НА» исходят из того, что значение приведенной скорости потока λ: в окнах или щелях отбора $\lambda_{отб} = 0,5...0,6$, в ресивере $\lambda_{рев} = 0,05...0,08$ и в клапанах перепуска $\lambda_{клап} = 1,0$.

В многоступенчатом компрессоре поясы перепуска назначаются через 3-4 ступени.

Управление клапанами перепуска осуществляется по приведенным оборотам командным блоком, подающим импульс на открытие клапаном на оборотах ниже $n_{м.г.}$. Исполнительные механизмы работают на масле, воздухе и с помощью электропривода.

3.2. Регулируемые направляющие аппараты (РНА)

Исходя из анализа функций РНА, выполненного в §3.1, сформулируем требования к его конструкции:

- точность поворота лопаток;
- идентичность положения всех лопаток после поворота;
- исключение задержки (заедания) в кинематических связях при повороте приводного кольца;
- обеспечение надежности (ресурса), включая систему управления, с учетом последовательного соединения большого числа деталей.

Эволюция конструкции регулируемых НА позволяет выделить ряд этапов: от управления одной ступенью до управления 7…10 ступенями и от механизма управления, расположенного на внутреннем кольце, до общепринятого теперь управления приводным кольцом, размещенным снаружи. И здесь рубежным является серийный ТРДДФ J-79 фирмы «Дженерал электрик», конструкция РНА (7 ступеней из 17) которого оказалась удачной настолько, что в разных вариациях использована на многих двигателях разных фирм (рис. 3.96).

РНА могут быть двухопорными и консольными. Конструкция консольных внешне проще, но выбор осложняется требованиями жесткости, работоспособностью подшипника и прочностью. Ограничения в использовании консольных РНА те же, что и для простых НА.

При формировании конструкции пера одна из задач – правильно выбрать конструкцию элементов оси: размещение «пятачка» и его размеры позволяют увеличить площадь сопряжения пера с осью, а ось должна быть расположена таким образом, чтобы равнодействующая газовых сил создавала крутящий момент, направленный на раскрытие

НА, что позволяет выдержать точность угла установки профиля и исключить срывные явления.

Оси или цапфы лопаток опираются на подшипники, которые выполняются обычно как подшипники скольжения (подшипники качения использованы только в компрессоре ТВаД ТВ 2-117). Подбор материалов в паре «цапфа-подшипник» одна из сложных задач: необходимо исключить «прихватывание», снизить коэффициент трения, износы подшипников и цапф и обеспечить демпфирование колебаний лопаток. Как показал опыт, наиболее полно отвечает этим требованиям материал МР (металлорезина), разработанный в 60-е годы в Куйбышевском авиационном институте под руководством профессора А.М. Сойфера.

МР представляет собой композицию, составленную из проволочной спирали. Путем хаотической укладки спирали формируется заготовка, которая помещается в пресс-форму и прессуется вхолодную до размеров готовой детали. Дальнейшей механической обработке деталь не подвергается. Диаметр проволоки 0,05…0,3 *мм*, диаметр спирали 0,2…3,0 *мм*, материал Х18Н10Т, Х12Н20Т3Р. При прессовании вводятся наполнители типа графита и двусернистого молибдена.

Длина наружной цапфы выбирается из учета исключения заедания при повороте из-за деформаций РНА от действия сил, приходящих от системы управления и от газовых сил, когда внутреннее кольцо смещается относительно наружного, т.е. конструкция изгибается. Для этого же случая часто цапфу во внутреннем кольце выполняют бочкообразной или устанавливают сферический подшипник.

Сборка двухопорных РНА может быть выполнена, если одно или оба кольца разъемные, положение половин должно быть зафиксировано штифтами или центрирующими элементами.

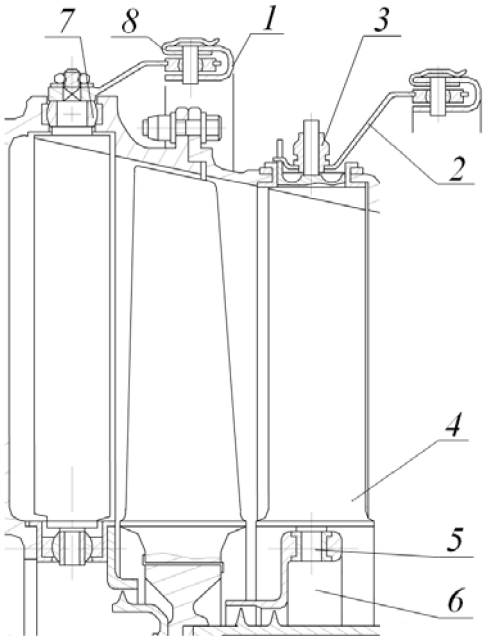


Рис. 3.96 Конструкция РНА ТРД J-79 фирмы «Дженерал электрик»: 1 – управляющее кольцо; 2 – рычаг (поводок); 3 – подшипник скольжения (периферийная опора); 4 – лопатка; 5 – подшипник скольжения (нижняя опора), 6, 7 – сферические опоры; 8 – фиксатор оси рычага

При установке лопатки в наружное кольцо важно исключить люфт лопатки в радиальном направлении, чтобы выдержать зазор по втулочному сечению. С этой целью в ряде конструкций РНА (V2500, RB432) вводится упругий элемент (рис. 3.97).

Связь рычагов с управляющим кольцом определяется способом центрирования кольца относительно оси двигателя. Закрепление кольца может быть непосредственно на рычагах без связи с корпусом компрессора, с ориентированием по центрирующему пояску на корпусе компрессора (кольцо с роликами или без них) и с центрированием по пояску корпуса осями рычагов. При центрировании по пояску на корпусе есть опасность защемления кольца из-за выбора зазора между корпусом и кольцом от теплового расширения корпуса. Поэтому есть примеры размещения РНА внутри полости (НК-93), образованной в корпусе с двойной стенкой: температура кольца и корпуса в этом случае разнится мало, но осложняется управление кольцом через стенку.

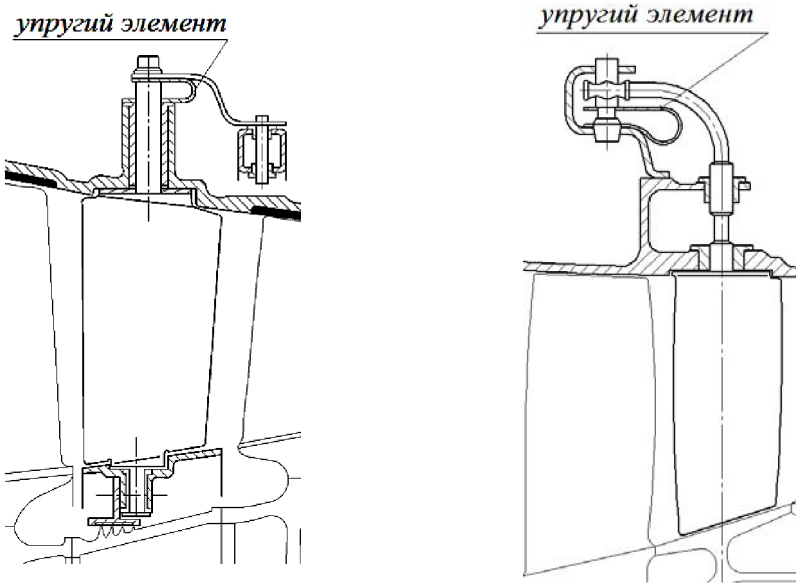


Рис. 3.97 Конструкция РНА с упругим элементом: а) ТРДД V2500; б) RB432

Рычаг связывается с кольцом через ось. Для исключения защемления рычага в кольце во многих конструкциях используется шаровой шарнир (сферический подшипник), гарантирующий свободу во взаимном положении рычага и кольца.

Элементы поворота: кольцо, ось и рычаг находятся под воздействием общей вибрации двигателя и подвергаются при этом сильному изнашиванию из-за взаимных перемещений с высокой частотой. При этом рычаги являются усилителями колебаний кольца, т.к. оно возбуждается кинематически.

Проблема состоит в том, что для устранения заедания в сочленениях оси и рычага делают зазоры, а при наложении вибрации в этом случае резко возрастает изнашивание по контактным поверхностям. Изнашивание оси рычага бывает настолько велико, что требует замены при обслуживании. Такие же явления имеют место и в сочленениях элементов системы управления. Задача конструктора устранить эти дефекты.

Колебания лопаток РНА возбуждаются, как и всех лопаток, газовыми силами и поэтому одна из задач – обеспечение отстройки от резонансов и демпфирование колебаний лопаток. Отстройка производится общими приемами, а демпфирование – подбором материала подшипников или введением специальных демпфирующих устройств.

Значимость критерия надежности можно показать, если рассматривать РНА с позиций теории надежности. Структурная схема РНА – это схема с последовательными соединениями множества элементов, когда отказ одного из них приводит к отказу всей системы. Действительно, если принять число лопаток РНА в среднем 100, число деталей для каждой лопатки 7, а число ступеней РНА 5, то общее число деталей достигает 3500! Вероятность отказа в этом случае велика.

Одну из итераций процесса проектирования РНА можно представить так. Газодинамическим расчетом формируются исходные данные: профили лопаток, треугольники скоростей для характерных режимов, диапазон регулирования по углу, закон регулирования.

Выбирается место установки оси на профиле, диаметр и длина цапф и «пятачков». Проверяется отсутствие задевания пера за наружную поверхность тракта при повороте лопатки.

Определяются газовые силы, составляется расчетная схема и производится оценка напряжений и запасов прочности, проектируются размеры цапф и, при необходимости, перепрофилируется лопатка.

Выбором конструкции опор и условий сборки, конструкции крепления рычага на оси и радиальной фиксации лопатки завершается формирование конструкции РНА.

Принимается решение о центрировании приводного кольца и конструкции сочленения рычага с кольцом, выбирается схема и конструкция системы управления РНА.

3.3. Управление РНА

Управление РНА единичной ступени обычно осуществляется одним агрегатом с гидравлическим или электрическим приводом с непосредственной связью с приводящим кольцом.

При большем числе РНА используется несколько схем управления: привод рычагом с управлением углом поворота и расстоянием от точки опоры (ТРДД CFM56); разновысокие рычаги на общей оси с получением нужного угла поворота за счет высоты рычага (ТРДД ПС-90А); рычажная система с приводом от одного гидроцилиндра (ТВаД ТВ2-117). Первые две схемы представлены на рис. 3.98.

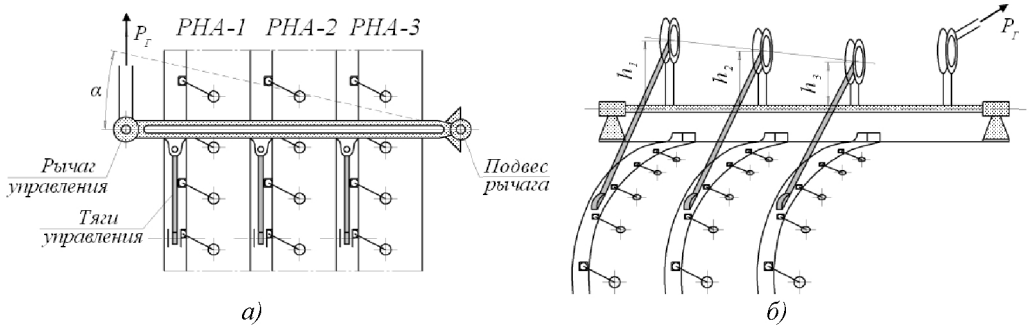


Рис. 3.98 Схемы управления РНА:
а) управление рычагом, перемещаемым гидроцилиндром (сила $P_Г$) на угол α ;
б) управление валиком с разновысокими плечами

Если силу от исполнительного механизма прикладывать к приводному кольцу в одной точке окружности, то неизбежно смещение кольца относительно оси двигателя и его деформация, что может вызвать нарушение связи рычагов с кольцом. Поэтому при диаметре кольца 700 *мм* и более делается двойной привод.

3.4. Управление радиальными зазорами

Управление радиальными зазорами дает ощутимый эффект на последней группе ступеней КВД при $\pi_{K\Sigma} = 25 - 45$. Используются два подхода: непосредственное охлаждение стенки статора и повышение тепловой инерционности статора. Покажем их реализацию на двух двигателях.

Компрессор ВД ТРДД ПС-90А $\pi_{K\Sigma} = 35.5$ (рис. 3.99). Охлаждение статора на участке последних 5 ступеней из 13 осуществляется воздухом, отбираемым за вентилятором, который подается двумя трубопроводами через заслонки управления в ресивер и далее через многочисленные отверстия перфорированной перегородки натекает по нормали на поверхность корпуса, охлаждает его и уходит во II контур. Система управления радиальными зазорами ***активная***.

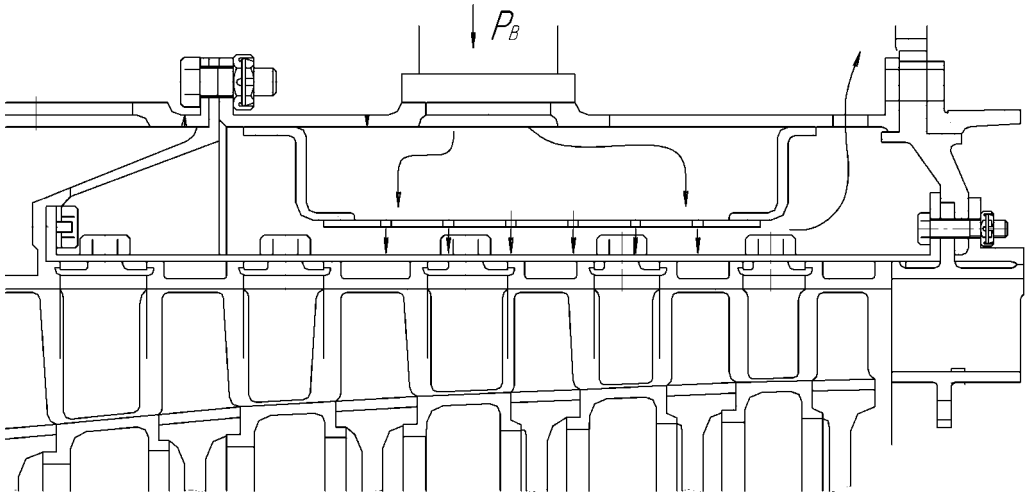


Рис. 3.99 Управление радиальными зазорами в КВД ПС-90А при $\pi_{K\Sigma} = 35.5$

Компрессор ВД ТРДД GE-90 $\pi_{K\Sigma} = 44 - 45$ (см. рис. 3.24). Управление радиальными зазорами ***пассивное***. Воздух, отбираемый за 4 ступенью компрессора ВД для охлаждения и наддува лабиринтов опоры турбин ВД и НД и системы разгрузки в турбине НД, проходит над средней и последней группой ступеней, охлаждая или нагревая корпус.

Однако главную роль здесь в поддержании постоянства радиальных зазоров играют элементы, повышающие термоинерционность корпуса (рис. 3.100 и 3.24).

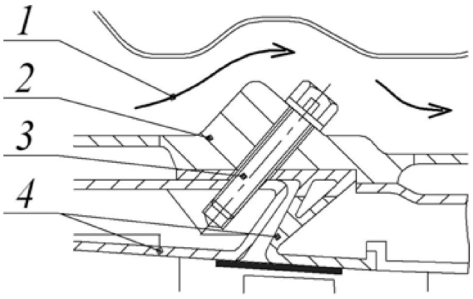


Рис. 3.100 Управление радиальными зазорами в КВД GE-90:
1 – воздух из 4 ступени КВД; 2 – массивное кольцо; 3 – направляющие наклонные штифты; 4 – внутреннее тонкостенное трактовое кольцо

Согласование деформаций ротора и статора определяется тепловой деформацией массивных колец: каждому стационарному режиму работы двигателя будут соответствовать свои деформации ротора и статора. Трактовые кольца, закрепленные за эти массивные кольца, определяют минимальные радиальные зазоры.

Подобная картина наблюдается и на переходных режимах (сброс газа и приемистость, запуск и останов).

Время становления теплового равновесия статора (массивного кольца) при переходе на новый режим работы двигателя можно оценить по формуле [4]:

$$\tau_K = \frac{-\ln \dfrac{t_B - t_K}{t_B - t_{K\text{нач}}}}{\dfrac{\alpha \cdot F}{m_K \cdot C_P}},$$

где $t_B - t_{K_{нач}}$ – разность температур воздуха и кольца в начале переходного процесса;

$t_B - t_K$ – то же в новом установившемся режиме;

α – коэффициент теплоотдачи от воздуха в тракте к статору (корпусу);

F – поверхность теплообмена;

m_K – масса кольца (статора);

C_P – удельная теплоемкость материала кольца.

Следовательно, чтобы согласовать теплоинерционность ротора и статора, приходится увеличивать время становления теплового равновесия статора, т. е. уменьшать α и F и увеличивать массу статора, что в нашем случае определяется массой кольца m_K.

При запуске и повышении режима тонкостенное трактовое кольцо нагревается быстрее и стремится уйти на больший диаметр. Однако массивное непрогретое кольцо удерживает его.

При останове и понижении режима трактовое кольцо быстро охлаждается и есть опасность резкого уменьшения диаметра кольца и, следовательно, радиального зазора, но массивное кольцо исключает такие деформации, удерживает его.

Как видно из рис. 3.100, тонкостенное трактовое кольцо крепится к кольцу с большой массой, наклоненными под углом *45°* штифтами, что позволяет исключить коробление кольца при нагреве, преобразуя частично радиальные перемещения в осевые.

Оба метода дают лучший результат, если корпус не имеет продольного разъема, в противном случае наблюдается овализация корпуса из-за массивных продольных фланцев и искажения радиального зазора.

При всей относительной простоте ***тепловых систем*** управления радиальными зазорами они имеют серьезный недостаток – большую инерционность. Время срабатывания в компрессоре составляет 3…4 минуты, а в турбине – 4…20 минут. Поэтому ведутся работы над созданием ***механических систем*** управления радиальными зазорами с малой инерционностью – 0,5…1 секунда.

На рис. 3.101 показана конструкция такой системы, основным рабочим элементом которой является кулачковый механизм.

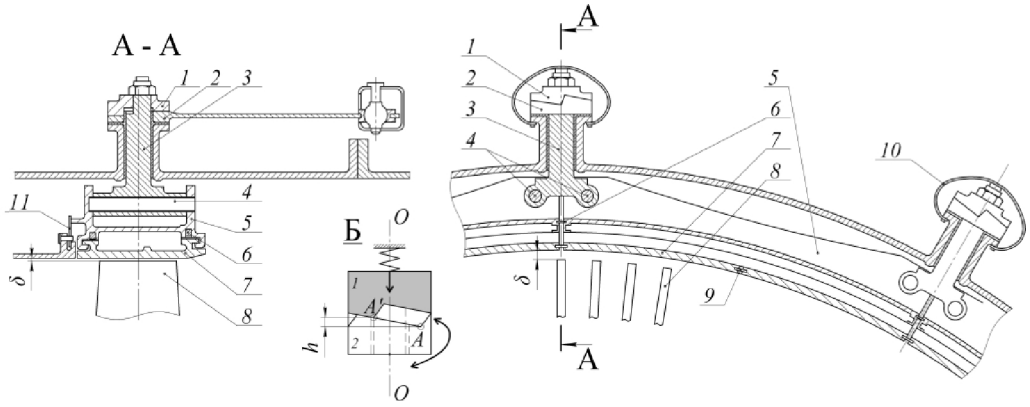


Рис. 3.101 Механическая система управления радиальными зазорами с кулачковым механизмом:

1 – неподвижная кулачковая шайба; 2 – подвижная кулачковая шайба с рычагом управления; 3 – ось подвеса сегмента; 4 – штифт крепления сегмента на оси; 5 – сегмент; 6 – уплотнение в штоке сегментов; 7 – сегмент трактового кольца; 8 – рабочая лопатка компрессора; 9 – уплотнение между сегментами трактового кольца; 10 – упругий элемент, воздействующий на ось 3; 11 – уплотнение между сегментом и корпусом компрессора; δ – рабочий зазор; Б – схема кулачкового механизма; h – ход шайбы 1

Две кулачковые шайбы имеют каждая по одной степени свободы: внешняя *1* – только вдоль радиальной оси *О-О*, внутренняя *2* – только вокруг этой оси. При повороте шайбы *2* изменяется зазор « δ ».

На сегменты *5* действует давление в ступени компрессора, двигая их радиально от центра вращения ротора. Перемещение же к центру обеспечивается упругим элементом *10*.

Механическая система удерживает заданный режимом работы двигателя радиальный зазор « δ » по результатам непрерывного слежения за ним специальными датчиками.

С изнашиванием покрытий сегментов трактовых колец *7* необходимо перемещать сегменты к центру, поэтому кулачковый механизм должен занимать такое начальное положение, чтобы иметь запас перемещения к центру « h ».

3.5. Отборы воздуха

Отборы воздуха на внутридвигательные и самолетные нужды и влияние их на работу двигателя анализировались в §3.3. Отмечалась и сложность организации отборов из-за больших диаметров трубопроводов отбора (50-150 *мм*).

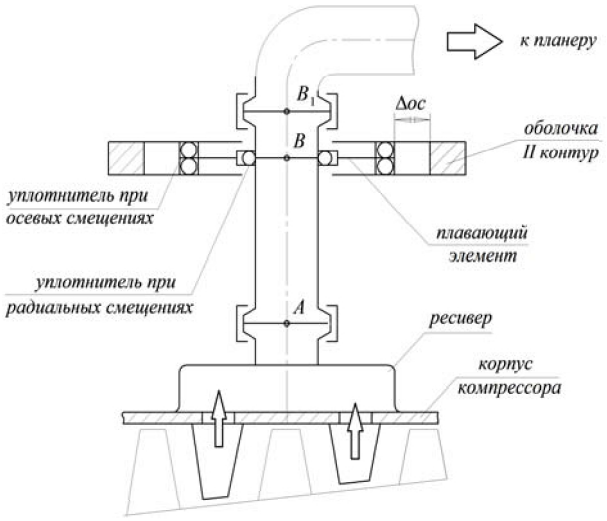


Рис. 3.102 Схема отбора воздуха на самолетные нужды с плавающим элементом

Корпус компрессора – это тонкостенная оболочка ($\delta = 2...3$ *мм*) и фланцы отбора воздуха встраивают в эту оболочку чаще сваркой встык, чтобы получить шов равнопрочный с основным материалом.

Главная задача: исключить нагружение фланца изгибом и осевой силой со стороны трубопровода отбора (рис. 3.102), проходящего через II контур ТРДД. При тепловых деформациях вдоль оси двигателя точка А – фланец на статоре компрессора, смещается относительно точки В – фланца на наружной оболочке, а точка B_1 – на трубопроводе при различных тепловых деформациях относительно точки В.

Если не предусмотреть свободу таких перемещений, то фланец на статоре будет нагружаться изгибом и осевой силой. С этой целью используют плавающее уплотнение на наружной оболочке (рис. 3.103) и другие решения.

И это еще не все. В точке B_1 к трубопроводу отбора присоединяется трубопровод самолетной части системы, следовательно, он должен быть выполнен так, чтобы обеспечить свободу перемещений точки B_1 относительно мотогондолы.

Существует и еще одна задача – уменьшить гидравлические потери во II контуре при обтекании трубопроводов отбора, для этого трубопроводы заключают в обтекатели.

В случае, если пилон подвески двигателя на самолете размещается во II контуре ТРДД, трубы самолетных систем присоединяются непосредственно к фланцам на статоре и все названные затруднения отпадают.

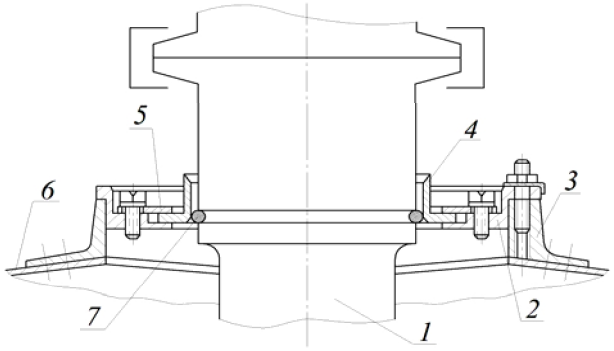


Рис. 3.103 Конструкция элемента системы отбора с плавающим элементом:
1 – труба отбора; 2 – корпус для плавающего элемента;3 – фланец на оболочке;
4 – плавающий элемент;5 – крышка для плавающего элемента;6 – оболочка II контура;
7 – резиновое кольцо (уплотнитель при радиальных смещениях)

§3.5. Конструкционная прочность элементов компрессора

Под конструкционной прочностью принято понимать прочность деталей или элементов конструкции в реальных условиях эксплуатации с учетом конструкционных, металлургических и технологических факторов. Структура конструкционной прочности дана на рис. 3.104.

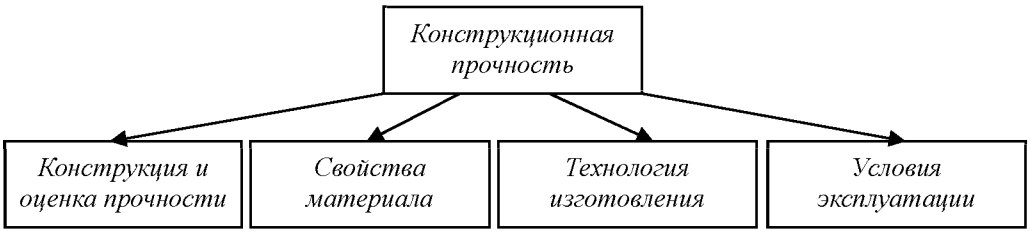


Рис. 3.104 Структурная схема конструкционной прочности

Будем исходить из норм летной годности двигателей, в которых предписан обязательный анализ статических напряжений ***основных*** деталей на соответствие нормативным требованиям к прочности и поставлено условие: в рабочем диапазоне частот вращения и тяг не должно быть недопустимых вибрационных напряжений ***любой*** детали. (Основные детали – детали, разрушение или последствия разрушения которых могут привести к опасным отказам).

Тогда изучение конструкционной прочности элементов компрессора удобно провести, анализируя влияние различных нагружений на запас прочности по пределу выносливости K_V при неизменном среднем напряжении цикла σ_m и переменных напряжениях σ_V:

$$K_V = \frac{\sigma_{-1} - \psi \cdot \sigma_m}{\sigma_V},$$

где σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле нагружения;

ψ – коэффициент влияния средних напряжений цикла;

$\psi = 0.2...0.35$ – для сталей и $\psi = 0.4$ – для титановых сплавов.

Выбор материалов

Одним из определяющих параметров конструкционной прочности является материал детали, его характеристики. Анализ условий работы деталей компрессора, проделанный ранее, позволяет сформулировать критерии выбора материалов:

- малая плотность ρ;
- высокая удельная прочность $\frac{\sigma_B}{\rho}$ и удельная выносливость $\frac{\sigma_{-1}}{\rho}$, сопротивление эрозии и износу;
- чувствительность к концентрации напряжений;
- технологичность.

Диапазон рабочих температур в компрессоре от отрицательных на входе до 900К и более на выходе предопределяет широкий выбор материалов – от алюминиевых сплавов и композиционных материалов на входе до титановых сплавов и жаропрочных «турбинных» сплавов на выходе:

лопатки НА – алюминиевый сплав ВД17, титановые сплавы ВТ8, ВТ9, жаропрочные сплавы ХН70МВТЮБ, ХН45МВТЮБР;

лопатки рабочие – ВД17, ВТ8, ВТ9, ХН70МВТЮБ;

диски и элементы ротора – ВТ8, ВТ9, 13Х11Н2ВМФ, ХН70ТЮР, ХН73МБТЮ;

валы – 13Х11Н2В2МФ, ХН68ВМТЮК;

детали корпуса – ВТ20, ХН45МВТЮБ.

Выбор материалов – это отдельная инженерная задача. Поэтому набор материалов для изготовления деталей авиационного ВРД, а это от 70 до 120 наименований, в разных конструкторских коллективах не может быть одинаковым и причины этому – разные эксплуатационные условия, подходы к оценке качеств материала и, наконец, традиции. Так необходимо понимать и эти рекомендации по применяемым материалам.

Механические характеристики и химический состав некоторых материалов, применяемых при изготовлении компрессоров, даны в табл. 3.7 (дробно показаны длительная прочность $\sigma^t_{B\tau}$ в *МПа* (числитель) и относительная длительная прочность $\sigma^t_{B\tau}/\rho$ – знаменатель).

Алюминиевые сплавы использовались для изготовления рабочих лопаток и других деталей компрессора двигателей первых поколений. Жаропрочный дуралюмин ВД17 в табл. 3.7, имея температурный предел 250°С, плотность $2.75\cdot10^3$, высокую удельную прочность при растяжении – 18,2, обладает низким пределом выносливости – *165МПа*.

К этому необходимо добавить эрозию поверхности лопаток при попадании в тракт песка и твердых частиц, что снижает предел выносливости и несущую способность.

Поэтому естественно стремление к использованию композитных материалов (КМ) для изготовления лопаток и других элементов на передней группе ступеней компрессора.

Композитный материал (КМ) это искусственно созданный материал, состоящий из матрицы (связующего) и арматуры (наполнителя). В качестве матрицы чаще всего используют полимерные материалы, например, эпоксидные смолы (ЭД-5) или металлы (Al, Ti), а в роли арматуры – стеклянные, углеродные и борные волокна, обладающие высокой прочностью (*2000... 4000 МПа*).

Основным несущим элементом является арматура, а матрица передает усилия между слоями арматуры и придает детали нужную форму. Следовательно, при использовании КМ конструктором создается одновременно деталь и материал.

Диапазон допустимых температур КМ определяется матрицей и для полимерных КМ составляет 250…300 °С, а для КМ с металлической матрицей 450…500°С.

Таблица 3.7

Материалы (Химич. состав в %)	Плотность ρ, 10^3 кг/м3	Отн. удл. δ, %	σ_{-1}, МПа	E, МПа	$\sigma^t_{Bт}$			
					20 °C	200 °C	400 °C	500 °C
Алюминиевые сплавы								
ВД-17 (Al – основа, Cu – 3, Mg – 2,4, Mn – 0,7)	2,75	13	165	72000	500	388	-	-
Титановые сплавы								
ВТ-9 (Ti– основа, Al – 7, Mo – 3,8, Zn – 2,5, Si – 0,35)	4,51	10	540	$1{,}2 \cdot 10^5$	1050	-	820	750
ВТ-20 (Ti – основа, Al – 7,5, Mo – 2,0, Zn – 2,0, V – 1,8)	4,45	10	420	$1{,}25 \cdot 10^5$	950	-	700	654
Жаропрочные сплавы								
ХН45МВТЮБР(ЭП788ВД) (Ni – 47, Cr – 14, W – 3,5, Mo – 5,2, Ti – 2,4, Nb – 1,5, Fe – ост)	8,29	15	700 (при 600 °C)	$1{,}9 \cdot 10^6$	1150	-	-	1100 (при 600 °C)
ХН70МВТЮБ(ЭП588ВД) (Ni – основа, Cr – 19, W – 3,5, Mo – 6,Al – 1,7, Ti – 2,8, Nb – 1,3)	8,5	12	420	$2{,}0 \cdot 10^5$	1000	-	-	950 (при 600 °C)
Композитные материалы								
Стеклопластик (стеклянные волокна и эпоксидная смола ЭД-5)	2,0	-	200	5000	820	-	-	-
Углепластик (углеродистые волокна и эпокситрифинольная смола ЭТФ)	1,5	-	400	18000	900	-	-	-
Бороплastик (борные волокна и ЭД-5)	3,0	-	500	25000	1100	-	-	-

Отмечая высокие удельные параметры, демпфирование в материале и малую плотность (см. табл. 3.7) выделим главную особенность КМ – возможность управлять прочностью и жесткостью конструкции. Меняя структуру, материал нитей, углы укладки их, можно повышать прочность в нужном направлении, производить частотную отстройку и обеспечивать демпфирование.

Однако КМ, являясь анизотропными, обладают недостаточной прочностью и жесткостью при поперечном сдвиге и отрыве, малой контактной прочностью, эрозионной стойкостью и ударной вязкостью.

Титановые сплавы, как и в свое время алюминиевые, сделали революцию в авиации. Имея почти в два раза меньшую плотность, титановые сплавы имеют прочность стали, сохраняя ее до 500°С.

Но титановые сплавы весьма чувствительны к технологии их получения. В зависимости от микроструктуры и присутствия газонасыщенных зон, в которых отмечается высокая твердость и хрупкость, механические свойства у материала будут не одинаковы по объему.

Микроструктура равноосного типа обеспечивает максимальную усталостную прочность, а микроструктура игольчатого типа – максимальную жаропрочность. Газонасыщенные зоны, если они залегают внутри детали, могут стать причиной разрушения, т.к. обнаружить их практически невозможно. Беда в том, что отсутствие этих дефектов материала не гарантируется производством.

Другим недостатком титановых сплавов, имеющих низкую теплопроводность (в 5 раз меньшую, чем у сталей), является возникновение прижогов глубиной 2..3 *мм* при

шлифовании и полировании, что приводит к изменению микроструктуры материала, снижению твердости на HRc = 100…150 и падению выносливости на 20…25% [9].

Большую опасность привносит и так называемый «титановый пожар» – самовозгорание титановых сплавов при задевании элементов ротора о статор при давлениях порядка 1 *МПа* и температурах около $400°C$.

Процесс горения идет настолько стремительно, что за несколько секунд раскаленный металл выплескивается за пределы корпуса компрессора, создавая аварийную ситуацию. Поэтому на последней группе ступеней должно быть исключено соседство титановых деталей на роторе и статоре: детали изготавливают из жаропрочных сталей и сплавов.

Выбор заготовки

Идея конструкционной прочности состоит в том, чтобы оптимизировать конструкцию элемента или детали по многим критериям таким образом, чтобы выжать из нее все: прочность, массу, ресурс, стоимость. Именно поэтому ответственность за такую, казалось бы, чисто технологическую операцию как выбор заготовки для основных деталей переходит к конструктору, так как вид заготовки влияет на их прочностные характеристики. Разумеется, задача эта решается совместно с металлургами и технологами. Так, заготовку рабочей лопатки можно получить горячей, изотермической и высокоскоростной штамповками. При этом предел выносливости будет неодинаковым: более высоким он будет у лопатки, полученной высокоскоростной штамповкой.

По этой же причине конструктор определяет группу контроля детали и коэффициент использования материала (КИМ). Группы контроля непосредственно связаны с проверкой прочности, при этом первые 3 группы регламентируют проверку механических свойств детали, а остальные 3 группы – проверку твердости.

Покажем возможности повышения конструкционной прочности (возрастание запаса по пределу выносливости K_ν) на примере одной из основных деталей – рабочей лопатке компрессора.

Проведем анализ влияния различных факторов на статическую прочность (среднее напряжение цикла σ_m), предел выносливости σ_{-1} и уровень переменных напряжений σ_v.

Статическая прочность детали (σ_m)

Три основных принципа позволяют оптимизировать несущую способность и массу *рабочих лопаток*:

- минимизация плотности материала;
- минимизация напряжений растяжения от действия центробежных сил за счет выбора закона распределения площадей по высоте лопатки;
- разгрузка от нагружения лопатки изгибом при действии момента от газовых сил моментом противоположного действия от центробежных сил.

(Отметим, что принципы минимизации плотности материала и закон оптимального распределения площадей действуют и при проектировании дисков и вала, соединяющего роторы компрессора и турбины ВД).

Рабочая лопатка находится под воздействием газовых и центробежных сил от масс самой лопатки.

Центробежные силы вызывают растяжение лопатки: на элемент лопатки объемом $F(r)dr$ действует центробежная сила (рис. 3.105):

$$dC = \rho\omega^2 rF(r)dr,$$

где ρ – плотность материала;

ω – круговая частота вращения;

ω $F(r)$ – площадь поперечного сечения пера лопатки на радиусе r.

Тогда центробежная сила, растягивающая лопатку в сечении r_1:

$$C(r_1) = \rho\omega^2 \int_{r_1}^{R} rF(r)\,dr .$$

Считается, что в слабо закрученной лопатке напряжения растяжения распределяются по поперечному сечению равномерно:

$$\sigma_P(r_1) = \frac{C(r_1)}{F(r_1)} = \rho\omega^2 \frac{\int_{r_1}^{R} rF(r)\,dr}{F(r)} .$$

Следовательно, при прочих равных условиях напряжения растяжения линейно зависят от плотности материала.

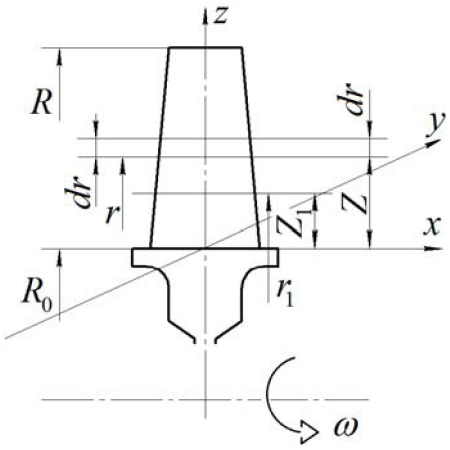


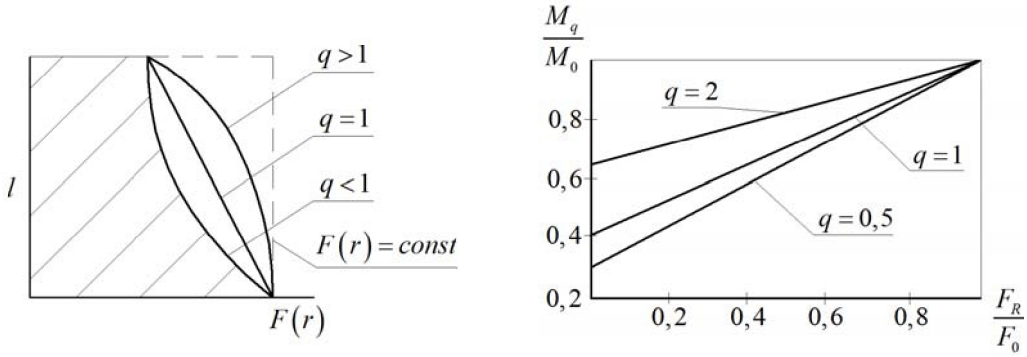
Рис. 3.105 Расчетная схема рабочей лопатки

С другой стороны, при $\rho = \text{const}$ напряжения растяжения определяются только законом распределения площадей сечений по длине лопатки. В реальных условиях проектирования площадь $F(r)$ изменяется по сложному закону, т.к. при профилировании лопатки решаются в первую очередь задачи газодинамические. Поэтому, проектируя перо, трудно выполнить распределение площадей по закону с каким-то аналитическим соотношением, да это и не нужно в условиях широкого применения численных методов.

Однако для выбора тактики минимизации растягивающих напряжений, можно принять некоторый осредненный закон распределения площадей (рис. 3.106,*а*).

$$F(r_1) = F_0 - az^q ,$$

где F_0 – площадь сечения у корня; q – показатель, определяющий степень изменения площади сечения по высоте лопатки; a – коэффициент, зависящий от соотношения площадей в корневом и периферийном сечении.



а) *б)*

Рис. 3.106 Изменение массы лопатки для разных законов распределения площадей по высоте лопатки:
а – графическое представление законов распределения площадей
б – выигрыш в массе для разных q при сравнении с $F(r) = \text{const}$

Из предыдущего выражения

$$F_R = F_0 - al^q \text{ или } a = \frac{F_R - F_0}{l^q}.$$

Обычно для сравнения принимают $q = 1$ (линейный закон распределения площадей); $q < 0$ (гиперболический закон), $q > 0$ (параболический закон).

Если принять массу пера $M = \rho \int_0^l F(r)\,dr$, то отношения масс при разных значениях q по сравнению с лопаткой $F(r) = \text{const}$ массой M_0 будет

$$\frac{M_q}{M_0} = \frac{q + \frac{F_R}{F_0}}{q+1}.$$

При q = 0.7...1.0 масса лопатки снижается на 30-35% по сравнению с лопаткой $F(r) = \text{const}$. В этом случае достигается и наилучшее распределение растягивающих напряжений по высоте лопатки.

Выполнив условия минимизации массы и $\sigma_P(r)$, минимизируют напряжения от деформации изгиба, парируя изгибающий момент от газовых сил $M_Г$ моментом от центробежных сил $M_{Ц.Б.}$.

С этой целью центры масс сечений лопатки смещают относительно радиальной оси лопатки таким образом, чтобы возникающие элементарные моменты от центробежных сил были бы направлены против моментов от газовых сил. Такая операция называется разгрузкой или компенсацией нагружения от газовых сил.

Как видно из рис. 3.107, общее правило компенсации состоит в том, что смещение центра масс по любой оси должно быть в направлении деформации пера от действия момента газовых сил $M_Г$.

Учитывая, что $M_Г$ меняется по режиму работы двигателя и по режиму полета, полной разгрузки не делают, а коэффициент компенсации назначают равным $\kappa = 0,6..0,7$, тогда $M_{Ц.Б.} = \kappa \cdot M_Г$.

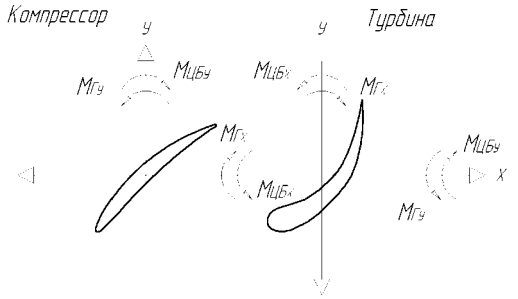


Рис. 3.107 Направление моментов $M_Г$ и $M_{Ц.Б.}$ при компенсации;
◁ – направление выноса центров масс

Предел выносливости и сопротивление повторно-статическому нагружению (σ_B^z)

В соответствии с исходным выражением для $K_Г$ необходимо увеличивать, т.к. они определяют долговечность деталей, испытывающих переменные напряжения.

Под усталостью и пределом выносливости σ_{-1} понимают предельные переменные напряжения σ_a, которые может выдержать образец или деталь при заданном числе циклов N с высокой частотой нагружения (400-700 *Гц*).

Малоцикловая усталость, вызываемая переходными процессами в двигателе, обычно выражается пределом повторности σ_B^z – переменным напряжением, при котором разрушается образец при числе циклов Z с низкой частотой нагружения (5-15 *Гц*).

Долговечность при одинаковом уровне напряжений в случае с повторно-статическим нагружением оказывается значительно ниже долговечности с высокочастотным нагружением при прочих одинаковых условиях.

Поэтому важное значение при анализе нагружения и разрушений деталей имеет учет малоциклового нагружения и особого рассмотрения одновременного действия этих двух циклических нагрузок. Считается, что σ_{-1} и σ_B^z линейно зависимы.

Предел выносливости и предел малоцикловой усталости деталей обычно ниже этих характеристик для гладких образцов, т.к. на них оказывает влияние конструкция детали, определяющая концентрацию напряжений (сочетание толщин и жесткостей, радиусы скругления и т.д.), схема нагружения, шероховатость, дефекты в материале и др.

Поэтому задача конструктора состоит в том, чтобы геометрические параметры, материал и технические требования к изготовлению проектируемой детали гарантировали бы заявленные σ_{-1} и σ_B^z.

С другой стороны, конструктор должен владеть методами повышения этих характеристик деталей уже в процессе доводки и эксплуатации двигателя, когда при возникновении разрушений и других дефектов появляется необходимость увеличения конструкционной прочности и ресурса. Обычно это технологические приемы.

Поверхностно-пластическое деформирование (ППД)

Одним из таких технологических методов является поверхностно-пластическое деформирование (ППД), эффект которого состоит в следующем:

• После любой обработки резанием в тонком поверхностном слое возникают микроповреждения в виде линий скольжения или микротрещин, которые неравномерно распределяются в этом слое. При воздействии внешней нагрузки эти повреждения являются источниками концентрации напряжений и направлением распространения усталостных трещин. При этом если в поверхностном слое действуют растягивающие напряжения, скорость распространения усталостных трещин растет, а сжимающие тормозят их распространение.

• Универсальный высокоэффективный метод ППД обеспечивает наведение в поверхностном слое остаточных сжимающих напряжений и рост линий скольжения самой разной ориентации.

• Знак остаточных напряжений всегда обратный деформации, следовательно, для получения сжимающих остаточных напряжений поверхностный слой надо растянуть, что и обеспечивается, например, при бомбардировании его дробью.

• Сжимающие напряжения и разориентировка линий скольжения в поверхностном слое и есть причина повышения предела выносливости.

• В противовес сжимающим остаточные растягивающие напряжения играют роль постоянно наложенных напряжений (среднее напряжение цикла), что и является причиной частичной потери усталостной прочности.

Технологии ППД строились применительно к деталям разного назначения, габаритов, ажурности.

Гидродробеструйное упрочнение осуществляется струей трансформаторного масла и стальными шариками диаметром 2,0...2,5 *мм* в этой струе, при этом предел

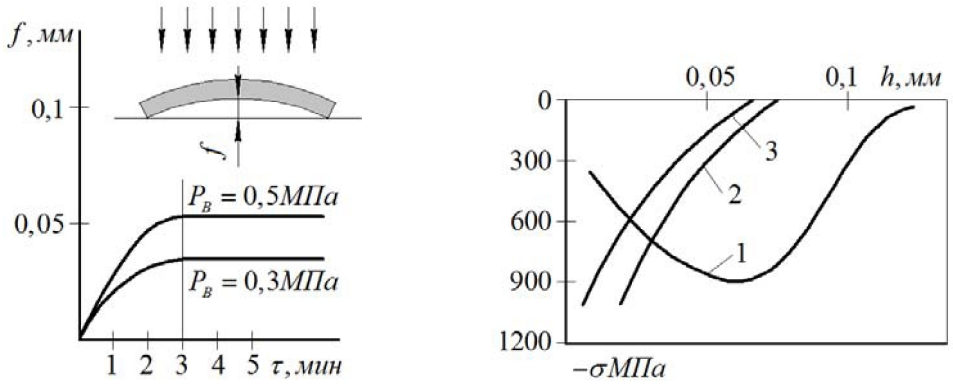
выносливости увеличивается на 30% и класс шероховатости с 7-8 до 8-9 класса. Используется для упрочнения лопаток компрессора, шестерен, трубопроводов.

Пневмодробеструйное упрочнение – более жесткий процесс и используется для упрочнения крупногабаритных деталей корпуса компрессора, дисков с умеренными требованиями к шероховатости, шестерен из цементированных сталей. Для разгона стальных шариков диаметром 1,0...1,4 *мм* используется кинетическая энергия воздушной струи.

Упрочнение микрошариками диаметром 25...200 *мкм* обеспечивает максимум остаточных напряжений непосредственно на поверхности вместо максимума в подслое на глубине 0,03...0,11 *мм* при пневмо- и гидроупрочнении. Эта разница во многом и определяет более высокую эффективность упрочнения микрошариками: σ_{-1} увеличивается на 27 % по сравнению с гидродробеструйной обработкой, а класс шероховатости предварительно шлифованной поверхности доводится до 8-9 класса. Обработка микрошариками обеспечивает упрочнение и отделку поверхностей ажурных деталей с тонкими кромками, малыми радиусами переходов. Особенность такой технологии – сохранение влияния сжимающих остаточных напряжений до температур $700-750°C$ на жаропрочных сплавах и до $500°C$ – на титановых.

Для ускорения микрошариков чаще используется центробежный эффект.

Во всех рассмотренных случаях оптимальное время наклепа определяется по стабилизации прогиба контрольной пластины: момент, с которого прогиб остается постоянным и определяет продолжительность обработки (рис. 3.108).



а) *б)*

Рис. 3.108 Упрочнение поверхностно-пластическим деформированием: а) фронт бомбардирующей дроби и прогиб контрольной пластины $100\times20\times4$, *изменение прогиба f от времени обработки* τ *и давления воздуха* P_B *в пневмосистеме, материал сталь 12Х2НВФА, потребное время наклепа 3 мин; б) эпюры распределения остаточных напряжений в плоских образцах: 1 – цементированная сталь 12Х2НЧА, пневмодробеструйная обработка 3 мин,* P_B*=0.4МПа, дробь 0,5..1,0 мм; 2 и 3 – титановые сплавы ВТ-20 и ВТ-9, обработка микрошариками диаметром 160... 200 мкм,* τ *= 30 мин*

Виброупрочнение. Различают виброголтовку и виброшлифование.

Виброголтовке подвергаются детали сложной формы, требующей объемного упрочнения (лопатки турбины, шлицы валов, шестерни). Процесс происходит в контейнере, совершающем пространственное перемещение по трем координатным осям, где закрепляются детали, помещаются стальные шарики диаметром 2,5...5 *мм* и

растворитель. Сложные движения контейнера обеспечивают соударения шариков с поверхностью детали и как результат – наклеп поверхностного слоя. Процесс длится 90–150 *мин*, σ_{-1} повышается на 25-65%, достигается и повышение класса шероховатости.

Виброшлифование осуществляется на тех же установках, что и виброголтовка с рабочей смесью: стальные шарики диаметром 1,6...2,5 *мм*, абразивные гранулы, паста и растворитель. Достигается увеличение класса шероховатости на 1-3 класса до 8-9 класса, формирование остаточных напряжений и снижение трудоемкости слесарных операций в 1.5-2 раза.

Алмазное выглаживание – это отделочно-упрочняющая операция, заключающаяся в пластическом деформировании поверхности скользящим по ней инструментом – выглаживателем (алмазным кристаллом), закрепленным в оправе. При этом повышается класс шероховатости (8 класс). Формируются остаточные сжимающие напряжения, повышается износостойкость.

Отметим также отрицательное влияние на усталостную прочность ***эрозии и фреттинг-коррозии.***

Под ***эрозией*** понимается разрушение поверхности от механического воздействия высокоскоростного потока: из-за трения происходит расшатывание отдельных объемов материала и их выламывание. Эрозионное воздействие усиливается присутствием в потоке мелких твердых частиц (песок, пыль), когда износ становится эрозионно-абразивным. Особенно интенсивно в этом случае изнашиваются алюминиевые детали.

Выносливость при эрозии падает в два раза.

Фреттинг-коррозия или контактная **коррозия** – это процесс разрушения металла на плотно контактирующих поверхностях из-за повторяющихся относительных тангенциальных микросмещений (достаточна амплитуда *0,25 мкм*).

Разрушение заключается в образовании на поверхности взаимного касания язвинок и продуктов коррозии в виде пятен и порошка, которые являются концентраторами напряжений и снижают предел выносливости.

Фреттинг-коррозия появляется в замках крепления лопаток, на затянутых фланцевых стыках, призонных болтах, на центрирующих поверхностях шлицевых соединений, на сопряженных поверхностях валов с дисками, кольцами подшипников и др.

Для уменьшения фреттинг-коррозии необходимо обеспечить конструктивно малые микросмещения, снижение сил трения применением твердых смазок (например, двусернистого молибдена MoS_2) и гальванических покрытий (серебро, медь, кадмий, олово), а также повышение твердости поверхностей контакта (закалка, азотирование).

Необходимо отметить, что *в гальванических покрытиях* также *наводятся остаточные напряжения*: при покрытии кадмием, цинком и свинцом – сжимающие, при покрытии серебром – слабые растягивающие, а при нанесении никеля, хрома и кобальта – явно растягивающие (315-470 *МПа*).

Снижение переменных напряжений (σ_V)

Оно достигается воздействием на источник возбуждения колебаний, частотной отстройкой от резонансных колебаний и демпфированием колебаний.

Воздействие на источник возбуждения

Источники возбуждения колебаний лопаток имеют газодинамическую природу: окружная неравномерность газовых сил на входе, провалы скорости и давления в аэродинамических следах лопаток и стоек опор, неравномерный по окружности отбор и

перепуск воздуха, неравномерность газовых сил, вызванная геометрическими отклонениями в межлопаточных каналах решеток профилей.

Воздействие на источники возбуждения преследует цель уменьшить амплитуду возбуждающей силы или изменить ее частоту.

Основным источником возбуждения от газовых нагрузок является окружная неравномерность давления в воздухозаборнике, достигающая 8..10%. При гармоническом анализе такой неравномерности наибольшей интенсивностью обладает первая гармоника и если принять ее значение за единицу, то интенсивности 2 и 3 гармоник будут выглядеть как 0,3:0,1 и далее по убывающей.

Поэтому лопатки 1 и 2 ступени компрессора должны быть отстроены от возможных резонансов с 1, 2 и 3 гармониками.

Неравномерность поля скоростей и давлений в аэродинамических следах от лопаток и стоек опор в осевых зазорах может вызвать резонансные колебания лопаток близлежащих решеток чаще с частотой основного тона

$$f = \frac{z \cdot n}{60},$$

где z – число лопаток или стоек опоры;

n – частота вращения в минутах.

Установлено, что при относительном осевом зазоре $\overline{\delta}_x = \frac{\delta}{b} = 0,5$ (b – хорда лопатки НА) уровень переменных напряжений в лопатке стабилизируется на минимальном уровне. Но такой осевой зазор, увеличивающий габариты двигателя, дорогая цена за снижение σ_V, ибо как было показано ранее, оптимальная величина осевого зазора $\overline{\delta}_X = 0,2 \ldots 0,3$.

Однако как мера снижения σ_V в процессе доводки увеличение осевого зазора нередко используется. В качестве примера приведем увеличение осевого зазора на *30 мм* между ВНА и 1РК вентилятора ТРДД НК-8 первой серии путем срезания задней кромки профиля лопаток ВНА, что позволило снизить переменные напряжения на 50%.

Геометрическая неоднородность межлопаточных каналов, вызванная разностью шагов и углов установки лопаток, смещением лопаток вперед и назад относительно фронта решетки, выступанием или утопанием хвостовиков лопаток в пазах дисков (рис. 3.109), порождает неравномерное поле скоростей и давлений за решеткой и при определенных сочетаниях этих отклонений приводит к возникновению резонансных колебаний лопаток соседних венцов, снижению КПД и ГДУ.

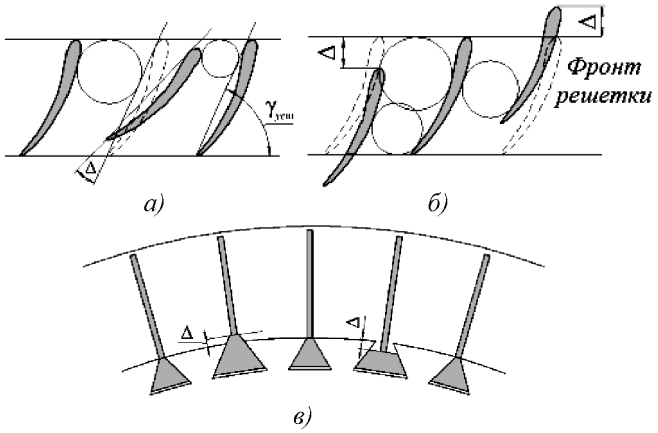


Рис. 3.109 Причины геометрической неидентичности межлопаточных каналов:
а) отклонение угла установки лопатки;
б) отклонение от линии фронта решетки;
в) выступание хвостовика (заужение межлопаточных каналов), утопание хвостовика (расширение)

Поэтому, как было показано ранее, точность шага и угла установки, положение лопатки относительно фронта, выступание и утопание лопаток регламентируется

системой допусков и проводится анализ влияния их на прочностные и газодинамические характеристики венцов.

Аналогичная картина неоднородности может возникнуть и ***при конструктивной реализации отбора и перепуска воздуха*** из межлопаточных каналов НА при геометрической неоднородности площадей окон и их положения в межлопаточном канале.

Однако в практике воздействия на источник возбуждения напротив используется так называемая ***разношагица***, заведомо введенная в конструкцию неравномерность шага лопаток НА, когда лопатки размещаются в нескольких секторах с разным шагом (рис. 3.110).

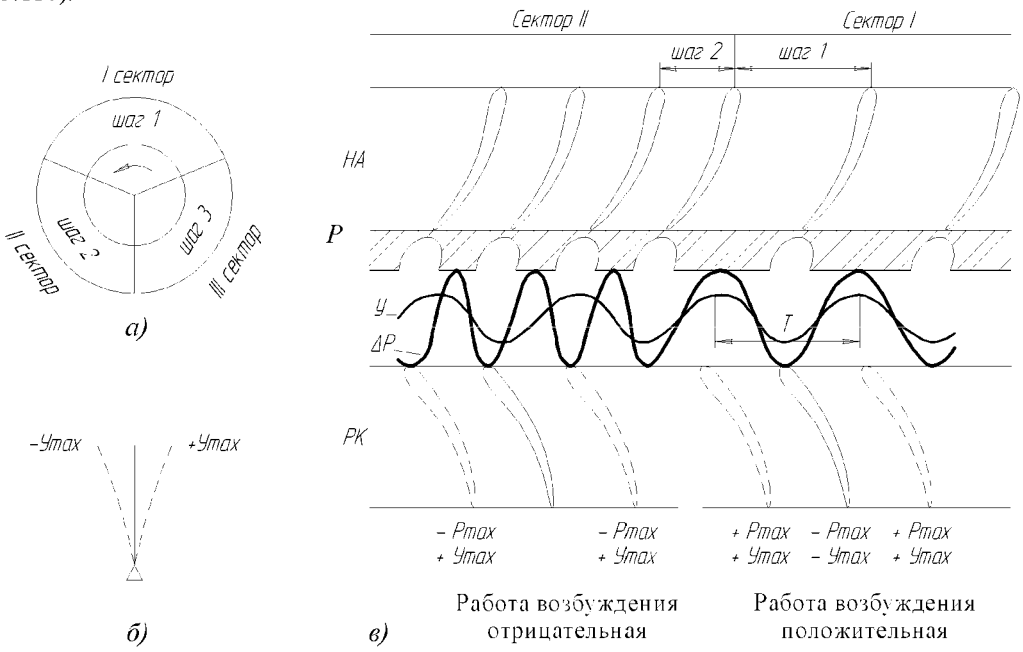


Рис. 3.110 Снижение амплитуды колебаний рабочей лопатки за счет разношагицы лопаток впереди стоящего НА:
а) разделение НА на секторы с разным шагом размещения лопаток; б) схема колебаний рабочей лопатки, стоящей за НА; в) развертка решетки профилей НА и положение лопатки РК при колебаниях; изменение возбуждающей силы Р и амплитуды колебаний рабочей лопатки y в зависимости от шага

Картина снижения напряжений в данном случае зиждется на рассогласовании направления действия возбуждающей силы и направления движения колеблющейся лопатки.

Пусть рабочая лопатки, проходя по фронту сектора I НА, из-за неравномерности поля скоростей за каждый период колебания Т получает два импульса возбуждающей силы $P_{газ\max}$ и $P_{газ\min}$ (зона закромочного следа) в направлении своего движения y, т.е. возбуждающая сила и перемещение лопатки находятся в фазе и работа возбуждающих сил в этом случае максимальна.

Если лопатка, пройдя сектор I, войдет в зону сектора II с шагом, например, равным половине шага предыдущего, то импульс возбуждающей силы окажется не в фазе с перемещением лопатки и работа возбуждающих сил будет резко снижаться и станет в отдельный момент отрицательной, амплитуда колебаний лопатки y и, следовательно, переменные напряжения σ_y уменьшатся.

При проектировании такого НА проводится гармонический анализ и натурное тензометрирование лопаток предложенных вариантов размещения лопаток по секторам и оценивается интенсивность возбуждения. По результатам такого исследования и выбирается оптимальный вариант разношаговости.

Возможно снижение уровня возбуждения лопаток НА соседними решетками рабочих колес путем ***наклона лопаток*** (до $20°$) ***в плоскости фронта решетки***. При этом закромочный след действует на лопатку не сразу по всей высоте, а это происходит с некоторой постоянной скоростью вдоль лопатки. Однако при этом необходимо соотносить окружную скорость РК и форму колебаний лопатки НА так, чтобы исключить обратный эффект.

Частотная отстройка

Величина переменной составляющей сил, действующих на лопатки, обычно невелика – она выражается несколькими процентами от статической нагрузки и поэтому при вынужденных колебаниях переменные напряжения малы. Они многократно возрастают при совпадении собственной частоты колебаний лопатки с частотой возбуждающей силы, т.е. на резонансе.

Обеспечение конструкционной прочности лопаток при проектировании связано с отстройкой от резонансов.

Как указывалось выше, первые и вторые ступени компрессора должны быть отстроены от резонансов по 1, 2 и 3 гармонике неоднородности поля на входе, т.к. эффективных мер воздействия на этот вид возбуждающих сил нет.

Для последующих ступеней наиболее опасными являются гармоники $к = 2...6$ и $к = z_{НА}$ (z – число лопаток НА перед и за ступенью), и тогда частота возбуждения

$$f_{возб} = к\, n_C,$$

где $к$ – номер гармоники к частоте вращения ротора;

n_C– частота вращения ротора.

Особенно легко возбуждаются колебания по первой изгибной форме, затем по второй и третьей изгибной, первой крутильной и второй крутильно-изгибной и, наконец, высокочастотные пластинчатые формы.

Наиболее наглядно резонансные частоты выявляют с помощью резонансной диаграммы (рис. 3.111, *а*), где наносятся гармоники возбуждения, изменение собственной частоты по режимам и диапазон рабочих режимов. Пересечение линий гармоник возбуждения и кривых собственных частот определяют резонансы на данной частоте возбуждения.

Необходимо отметить, что отстройка – процесс итерационный. Каждое изменение геометрии пера при отстройке требует проверки газодинамических параметров решетки и поиска компромисса между газодинамическими и прочностными требованиями. Густой спектр гармоник возбуждения осложняет задачу отстройки лопатки от резонансов.

Технология отстройки от резонансов рабочей лопатки определяется выражением собственной частоты

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{c}{m}},$$

где c – изгибная и крутильная жесткость;

m – масса лопатки.

Учитывая, что рабочая лопатка находится в поле центробежных сил, увеличения собственной частоты достигают увеличением массы периферийной части лопатки и увеличением площади (жесткости) корневых сечений.

Управлять собственной частотой позволяют и конструктивные приемы: бандажные связи, удлиненная ножка хвостовика, профиль Шварова, «усечение» пера и др. (рис. 3.111, *б, в, г*).

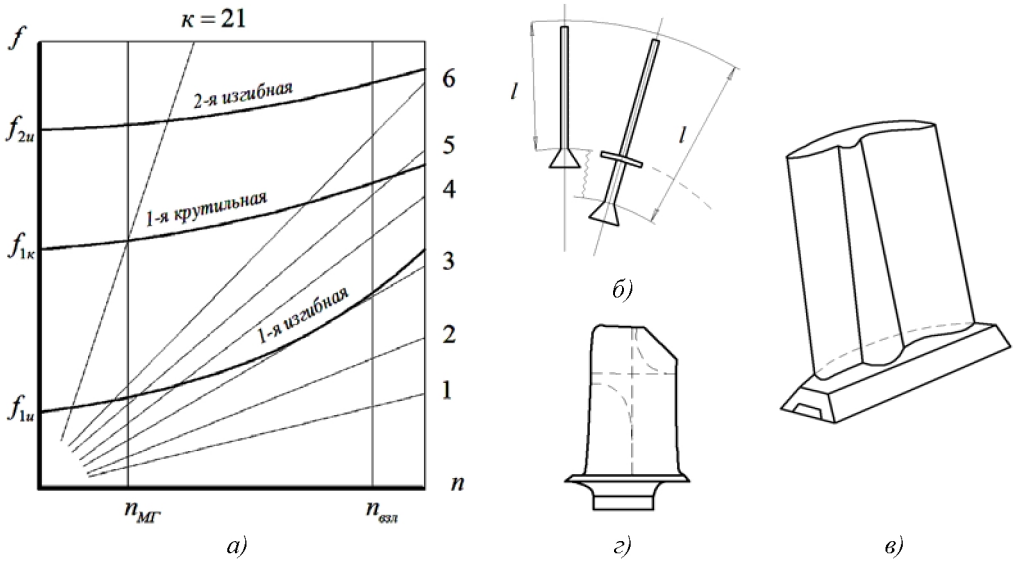


Рис. 3.111 Частотная отстройка от резонансов:
а) резонансная диаграмма; б) лопатка с ножкой;
в) лопатка с профилем Шварова; г) «усечение» пера

Влияние бандажных связей (антивибрационных полок) рассмотрено ранее. Роль удлиненной ножки хвостовика (рис. 3.111,*б*) видна из выражения для собственной частоты лопатки

$$f = \frac{\alpha}{2\pi l^2}\sqrt{\frac{EI_\eta}{\rho F}},$$

где l – длина лопатки;

F, I_η – площадь и момент инерции сечения лопатки;

E, ρ – модуль упругости и плотность материала;

α – коэффициент, учитывающий тип закрепления.

Профиль Шварова (рис. 3.111,*в*), названный в честь изобретателя, представляет собой увеличение толщины профиля вдоль оси лопатки в форме конической балочки. Учитывая, что утолщение расположено на корытце опасных отрывов, потока не происходит и гидравлические потери сравнимы с потерями в решетке с антивибрационной полкой, тем более что усиление может быть не по всей высоте лопатки.

В случае необходимости отстройки при сложных формах колебаний иногда прибегают к «усечению» пера (рис. 3.111,*г*). Часто эта мера временная до получения отстроенной лопатки.

Демпфирование колебаний

Демпфирование связано с отбором энергии от колеблющейся системы, в нашем случае лопаток, на необратимую работу аэродинамических сил и сил трения. Демпфирование эффективно на резонансе (рис. 3.112), когда возбуждающая сила и перемещения наибольшие, а эта отбираемая от системы энергия максимальна.

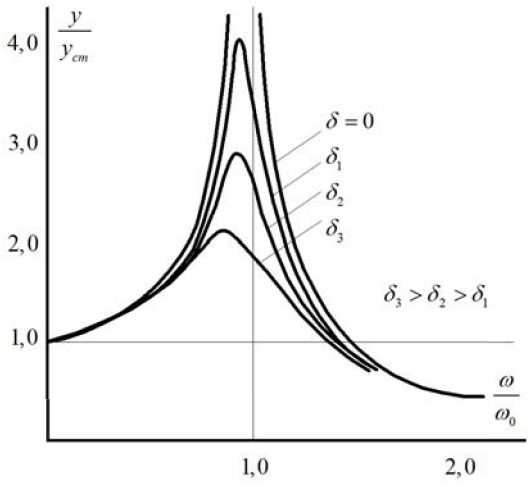


Рис. 3.112 Амплитудно-частотная диаграмма лопатки с демпфированием

Эффект демпфирования можно выразить логарифмическим декрементом затухания:

$$\delta = \ln \frac{y_П}{y_П + 1},$$

где $y_П$ и $y_П + 1$ – амплитуды колебаний n-го и $n+1$ циклов.

Аэродинамическое демпфирование, рассмотренное ранее в §3.2, обеспечивает декремент $\delta = 0,06...0,09$. Последние значения относятся к титановым и композитным лопаткам. Модули упругости этих материалов значительно ниже, чем у стали, следовательно, при том же значении возбуждающей силы перемещения, а значит и аэродемпфирование у таких лопаток будет выше.

Рассеяние энергии колебаний за счет трения разделяют на конструкционное демпфирование и демпфирование за счет внутреннего трения.

Конструкционное демпфирование проявляется обычно в работе трения по плоскостям контакта различных элементов лопатки. Для усиления эффекта заглушения колебаний в конструкцию вводят специальные устройства – демпферы, которые могут размещаться в замке, в пространстве, ограниченном полкой хвостовика и удлиненной ножкой, в бандажных связях и, наконец, в пере лопатки (рис. 3.113).

Внутреннее трение в металлах невелико ($\delta = 0,01...0,015$ – у ВТ-9), но в композитных материалах оно значительно: $\delta = 0,16...0,28$ – при деформациях изгиба и $\delta = 0,06...0,109$ – при кручении.

На рис. 3.114 показаны экспериментально исследованные демпферы:

а) сочетание скругленного хвостовика с двумя тросами специального плетения;

б) раззазоривание верхнего зуба елочного замка;

в) штифтовой демпфер (2 штифта);

г) демпфирование по плоскостям контакта антивибрационных полок;

д) демпфирование по плоскостям контакта лопаток и проволочного бандажа;

ж) демпфирование за счет трения в кольцевом неразъемном тросе, соединенным жестко с каждой лопаткой;

з) 3 слоя фольги 0,1 *мм*, приклеенной по профилю лопатки.

В конструкции НА демпферы размещают в элементах крепления лопаток (рис. 3.114). При этом необходимо учитывать два обстоятельства:

необходимость установки демпфера при проектировании компрессора неочевидна, т.к. опасные переменные напряжения в лопатках выявляются только при испытаниях тензометрированием, для установки демпфера необходим определенный объем в конструкции РК и НА, которого может и не быть, когда выявится необходимость в демпфировании, и тогда неизбежны значительные переделки конструкции.

Чтобы разрешить это противоречие в ОКБ академика Н.Д. Кузнецова в техническом задании на проектирование компрессора значится требование о резервировании в РК и НА места для установки демпферов. Это требование выстрадано практикой создания двигателей и означает, что при проектировании демпфер не встраивается в конструкцию, но необходимый объем для предполагаемого демпфера должен быть предусмотрен. И если возникнет ситуация, когда демпфирование будет

единственным наиболее эффективным средством снижения σ_V, то оно может быть реализовано с минимальными доделками конструкции, т.е. быстро и экономно.

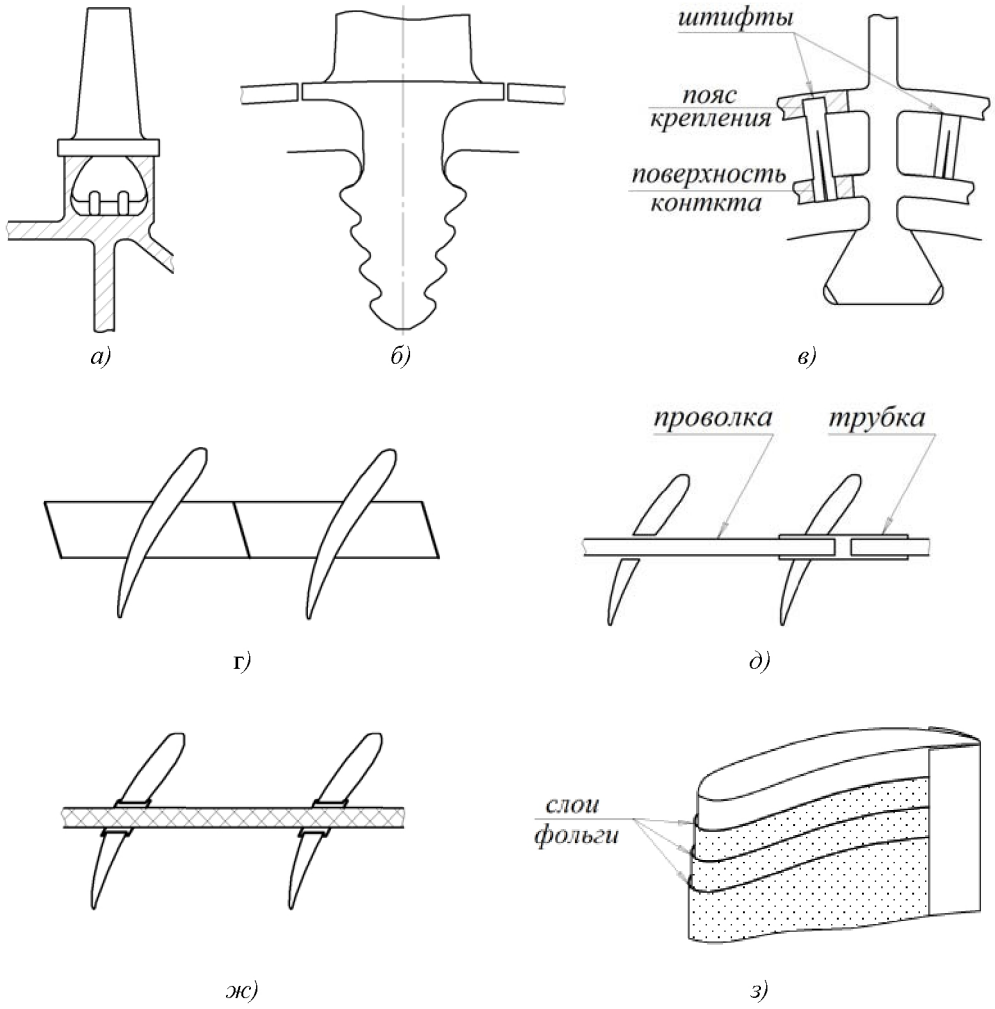


Рис. 3.113 Размещение демпферов в элементах рабочих лопаток:
<u>в хвостовике</u>: а) в хвостовике «ласточкин хвост» с закруглёнными гранями два профилированных троса разреженной структуры; б) «раззазоривание» хвостовика ёлочного типа по рабочей поверхности первой пары зубьев;
<u>в зоне ножки хвостовика</u>: в) штифтовый демпфер (2 разрезных штифта) с креплением в верхней полке и с рабочей поверхностью контакта в нижней;
<u>в связях лопаток</u>: г) трение по контактным поверхностям антивибрационных полок; д) составной проволочный бандаж с телескопическими трубками, установленный в отверстия пера лопаток с зазором – трение в контакте лопатки и бандажа, находящегося в поле центробежных сил; ж) цельноплетёный (без разъёма) тросовый бандаж, жёстко скреплённый с каждой лопаткой – диссипация энергии колебаний при трении по многочисленным контактам проволок;
<u>в пере</u>: з) снятый слой по перу и спинке (до 0,6 мм) заполняется слоями фольги и клея

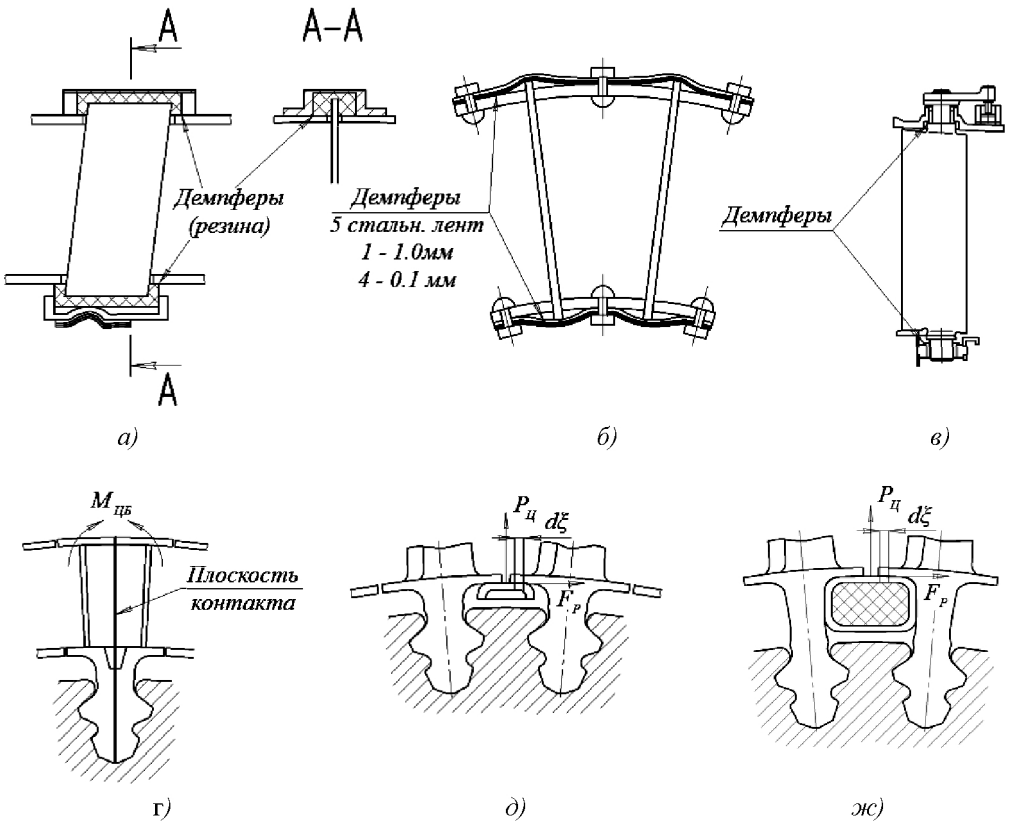


Рис. 3.114 Реализованные конструкции демпфирующих устройств лопаток: а) резиновые демпферы НА вентиляторной ступени (LF507); б) пластинчатые демпферы лопаток НА вентилятора: набор 5-ти лент прижатых заклепками: к концам лопатки; в) втулки-подшипники из материала МР с наполнителем для лопаток РНА (АЛ-41Ф); г) турбинные лопатки с бандажными полками 2-й лопатки в одном пазе диска с притертой поверхностью контакта (Д-36, Д18Т); д) демпферы в зоне полки хвостовика – грузы контактирующие с полками (Д-30); ж) вариант д, но нагрузку выполняют уплотнительные элементы (НК-56)

Все сказанное не означает, что демпферы не устанавливаются при проектировании. Демпферы, которые имеют ограничения по ресурсу, например из-за износа, естественно, стремятся заменить более надежной конструкцией, чаще это лопатка, отстроенная от резонанса, но демпферы, не лимитирующие ресурс двигателя, законно закрепляются в конструкции двигателя.

Рекомендации к проектированию демпферов. Демпфер должен иметь логарифмический декремент затухания $\delta \geq 0{,}05\ldots0{,}07$, снижать переменные напряжения до $\sigma_V = 30\ldots60\ МПа$, иметь малые габариты и ресурс не менее ресурса компрессора.

Работа сил трения $A_{тр} = \sum F_{тр} \cdot d\xi$ будет тем выше, чем больше сила трения $F_{тр}$ и перемещение $d\xi$. Значит, при прочих равных условиях демпфер следует размещать в местах с максимальным перемещением.

Для этого нужно провести анализ частот и форм колебания лопатки и определить наиболее опасные формы и перемещения отдельных элементов лопатки. Определить, таким образом место установки демпфера (хвостовик, ножка, бандажная связь, перо) с

максимальным перемещением. При этом после анализа кинематики места установки демпфера расположить его так, чтобы он испытывал заданные деформации (чаще всего это сжатие).

Жесткость демпфера в предварительной оценке должна быть в 2–3 раза выше жесткости лопатки.

§3.6. Особенности конструкции центробежных и осецентробежных компрессоров

Особенности аэродинамического проектирования центробежного компрессора и согласования с осевыми ступенями

Высокая степень повышения давления в одной ступени (6–10) – это главное преимущество центробежной ступени перед осевой, которое определяет в настоящее время интерес к осецентробежным компрессорам. Об этом подробно говорилось в начале главы. Параметры центробежной ступени показаны на рис. 3.115.

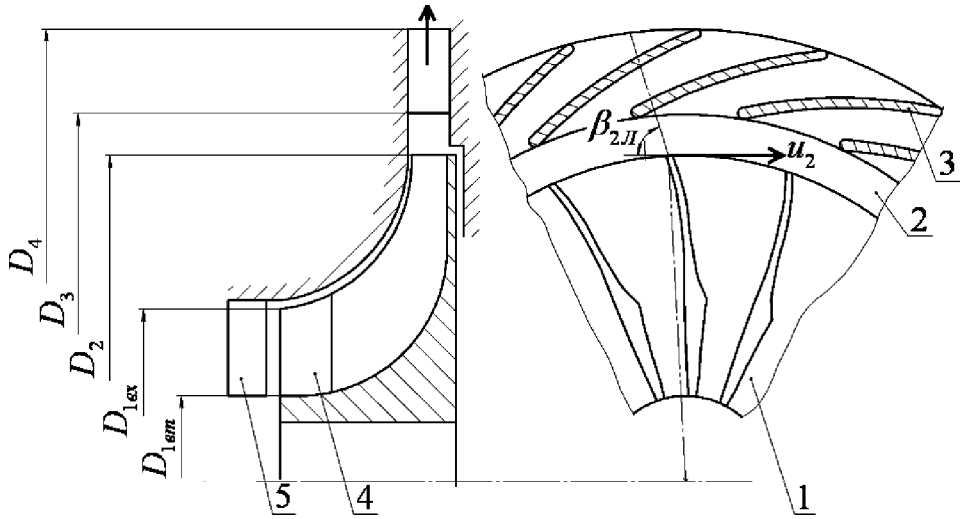


Рис. 3.115 Геометрические параметры центробежной ступени: 1 – рабочее колесо; 2 – безлопаточный диффузор; 3 – лопаточный диффузор; 4 –осевое предколесо (вращающийся направляющий аппарат); 5 – регулируемый (направляющий аппарат)

Нужно отметить, что в современных ЦБК рабочее колесо выполняют без деления на осевую и центробежную.

Как и в осевом компрессоре, воздух подходит к РК ЦБК со скоростью c_1 под углом α_1 к фронту решетки. Связанная с диском решетка профилей выполнена таким образом, что обеспечивает заданный кинематический угол β_1 и диффузорность межлопаточных каналов. Из-за прочностных и технологических преимуществ в ЦБК авиационных двигателей используются РК с радиальным выходом с углом $\beta_2\left(\beta_{2Л}\right)=90°$ (рис. 3.116).

Связь между подводимой к колесу работой и кинематическими параметрами потока определяется вторым уравнением Эйлера – уравнением моментов количества движения. Для элементарной ступени:

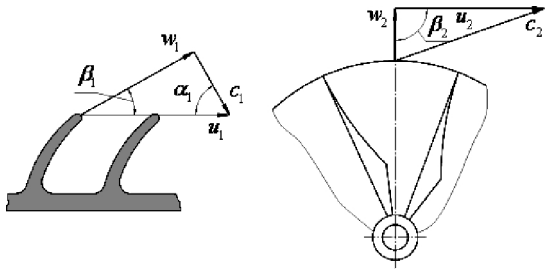


Рис. 3.116 Треугольники скоростей в РК на входе и на выходе

$$M = G_c\left(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1\right).$$

Учитывая, что $c_u = u + w_u$, уравнение для момента количества движения будет иметь вид:

$$M = m\left(w_{2u}r_2 - w_{1u}r_1\right) + \left(u_2r_2 - u_1r_1\right),$$

а удельная теоретическая работа, подводимая к колесу:

$$H_{th} = \frac{M_\omega}{m} = \left(w_{2u}u_2 - w_{1u}u_1\right) + \left(u_2^2 - u_1^2\right). \qquad (3.6.1)$$

И если в осевом компрессоре $u_2 - u_1 = 0$, то в центробежной ступени $u_2 - u_1 \gg 0$, что связано с изменением радиусов поверхностей тока.

Следовательно, в РК ЦБК идут те же процессы сжатия воздуха в межлопаточных каналах, но к этому добавляется воздействие на поток сил Кориолиса (рис. 3.117).

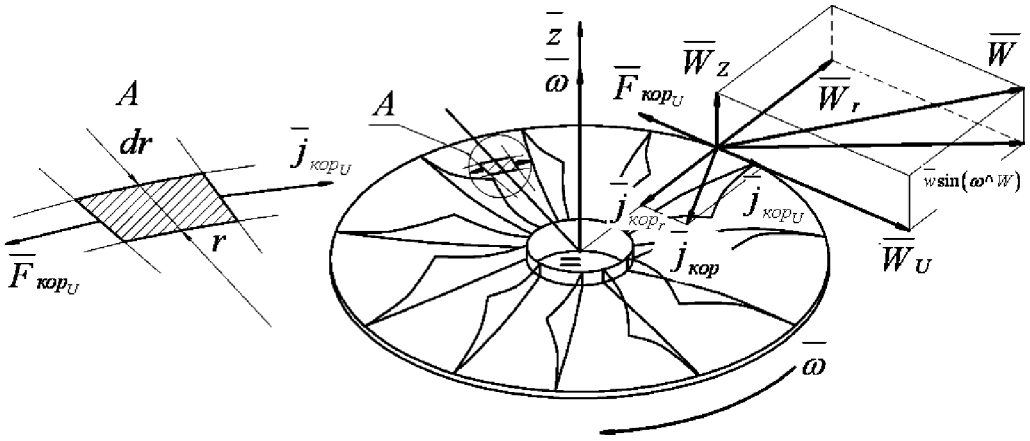


Рис. 3.117 Направление действия силы Кориолиса

Вектор ускорения Кориолиса нормален к плоскости, содержащей векторы $\bar{\omega}$ и $\bar{w}$ и равен их удвоенному произведению

$$\bar{j}_{кор} = 2\left(\overline{\omega w}\right);$$

$$j_{кор} = 2\omega w \sin\left(\omega w\right).$$

Момент силы Кориолиса относительно оси вращения колеса создается только окружной составляющей вектора силы Кориолиса

$$dF_{кор_U} = -2\omega w_r \sin\left(\omega w_r\right) dm = -2\omega w_r dm,$$

т.к. угол $\left(\omega w_r\right) = 90^\circ$.

Здесь $dm = w_r \rho b r d\varphi$ (b – высота канала).

Удельная работа колеса затрачивается на преодоление Кориолисовых сил инерции

$$dH_{кор} = \frac{dF_{кор} r dm}{dm} = 2\omega^2 r dr.$$

Интегрируя это выражение от r_1 до r_2, получим:

$$H_{кор} = u_2^2 - u_1^2,$$

следовательно, в выражении для H_{th} (3.6.1) первая часть пропорциональна циркуляции относительной скорости в колесе (газодинамические силы), вторая – действию Кориолисовых сил инерции.

Проектирование центробежного компрессора

Следует сразу отметить, что *1D* и *2D*-методики в проектировании центробежного компрессора в настоящее время не применяются. Более того, прогресс в создании высоконапорных центробежных компрессоров возник только после понимания и описания сложных картин течения в его элементах, а наиболее полную и ясную визуализацию этих картин может дать только расчет трехмерного вязкого течения[1]. На рис. 3.118 показаны изолинии числа М (в рабочем колесе в относительном движении, а в остальных венцах – в абсолютном движении), осредненного в окружном направлении, в компрессоре на степень повышения полного давления 13,0.

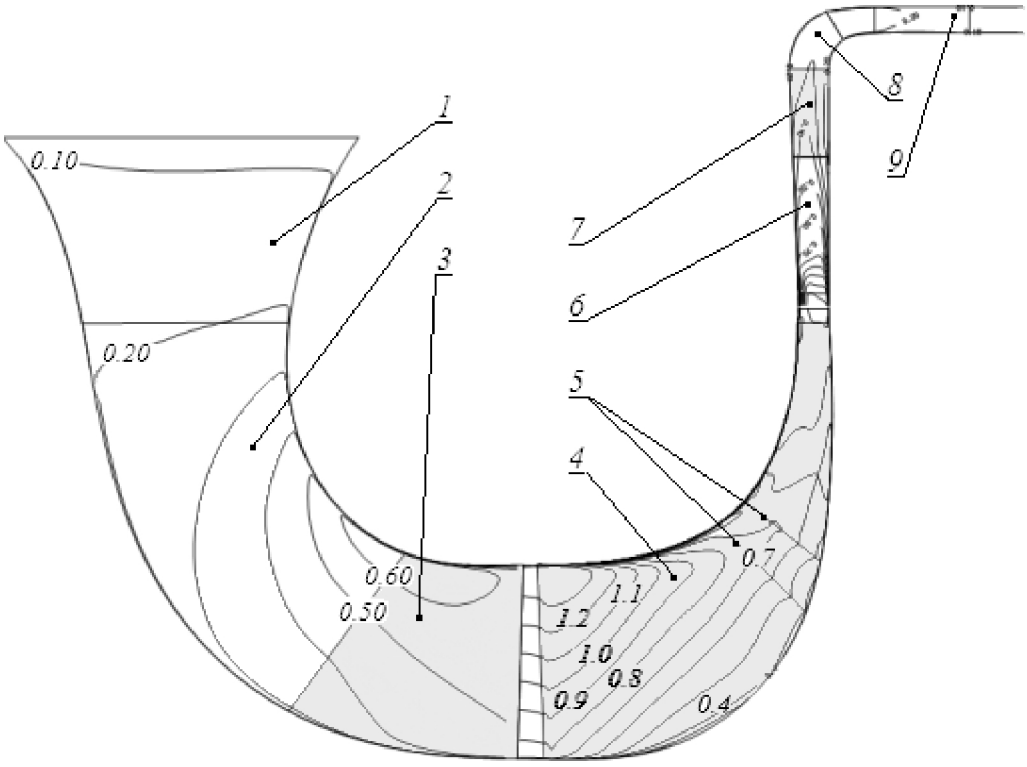


Рис. 3.118 Картина распределения скоростей (числа М) в центробежном компрессоре: 1 – входное устройство; 2 – входной канал; 3 – стойки; 4 – рабочее колесо с лопатками; 5 – рабочие лопатки второго ряда; 6 – безлопаточый диффузор; 7 – лопаточный диффузор; 8 – поворотный канал; 9 – осевой направляющий аппарат

Видно, что периферийное сечение рабочего колеса – сверхзвуковое с числом М больше 1,3, а передняя кромка лопаточного диффузора обтекается также сверхзвуковым потоком с числом М больше 1,1.

[1] Анализ предоставлен Старцевым А.Н.

Задача проектирования состоит в определении аэродинамических форм лопатки рабочего колеса (существенно трехмерное проектирование), лопатки лопаточного диффузора (ЛД) и осевого направляющего аппарата (как правило, двухмерное проектирование, то есть аэродинамический профиль лопаток этих венцов одинаков по всей ее высоте), а также меридиональных обводов проточной части компрессора.

Описание аэродинамической формы лопатки рабочего колеса (РК) можно несколько упростить предположением, что срединная поверхность лопатки проектируется как линейчатая поверхность. В этом случае лопатка описывается только двумя аэродинамическими профилями: на втулочной и периферийной поверхностях вращения. При этом аэродинамический профиль на периферии РК должен обеспечивать высокое аэродинамическое совершенство (например, бесскачковое торможение потока), а аэродинамический профиль на втулке РК с аэродинамической точки зрения может выбираться произвольно и это используется для получения необходимых прочностных свойств РК.

Аэродинамический профиль лопатки ЛД проектируется как состоящий из двух линий, соответствующих контуру стороны разрежения и контуру стороны давления. Такое представление профиля, помимо аэродинамических свойств, позволяет контролировать толщину лопатки, что бывает полезным при создании конструкции (например, пропускание соединительных болтов через лопатку ЛД).

Задача расчета трехмерного вязкого течения должна позволять анализировать течения в многорядных венцах РК с промежуточными лопатками и многорядные ЛД и служит инструментом оценки эффективности проектирования. Решение 3D-уравнений Навье-Стокса в центробежном компрессоре существенно зависит от используемой модели турбулентности. Проведенная к настоящему времени работа по сравнению расчета и эксперимента позволила выделить модель турбулентности, подходящую к моделированию течения в центробежном компрессоре – это модель турбулентности Ментера.

Наиболее чувствительным к модели турбулентности местом центробежного компрессора является область безлопаточного диффузора – радиальный зазор между задней кромкой рабочего колеса и передней кромкой лопаточного диффузора. В компрессоре на степень повышения давления $\pi_к^* > 8$ течение в этой области оказывается сверхзвуковым (в абсолютной системе координат) и при этом сильно закрученным (радиальная компонента скорости существенно ниже окружной компоненты). Кроме того, зазор между периферией РК и его крышкой (корпусом) создает обратное течение на периферии безлопаточного диффузора. Так вот, как показывают численные эксперименты, не каждая модель турбулентности фиксирует возникновение этого обратного течения.

При правильном описании зона обратного тока проникает в область косого среза у передней кромки ЛД и вызывает загромождение канала ЛД, что приводит к усложнению (трехмерности) картины течения. Правильная модель турбулентности понижает расход и КПД компрессора.

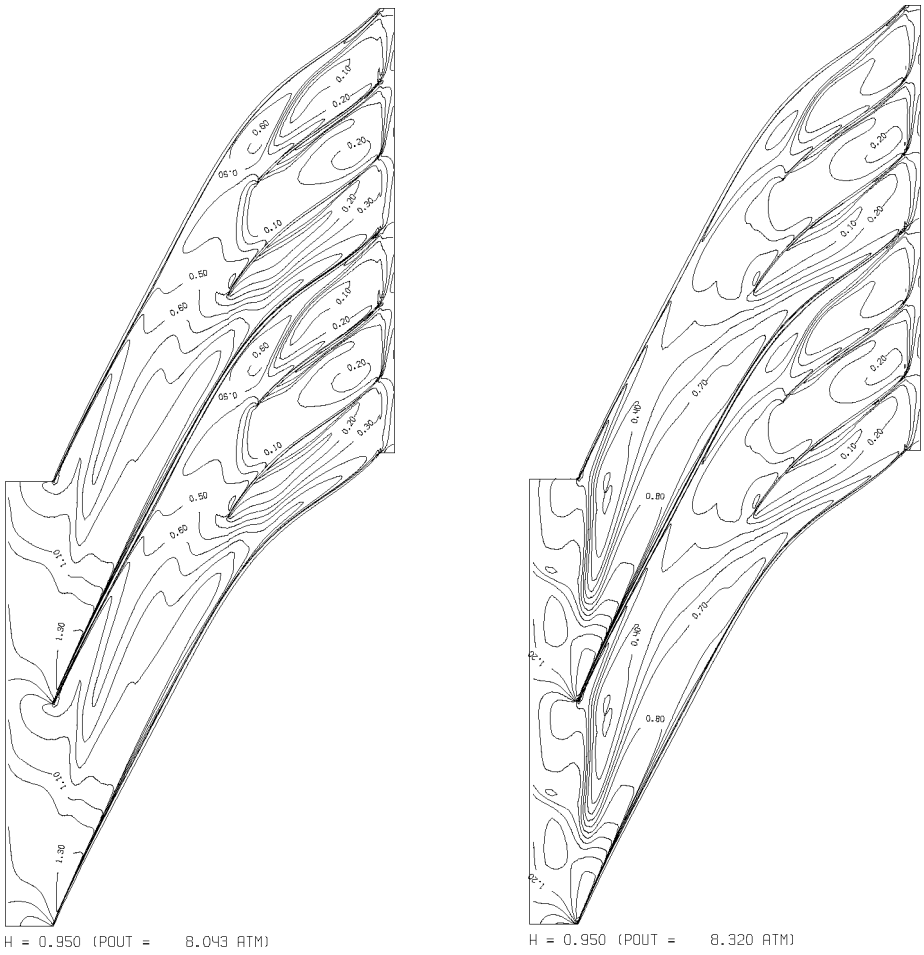
Проектирование центробежного рабочего колеса

Расчеты трехмерного вязкого течения в центробежном рабочем колесе демонстрируют, что решающее воздействие на картину течения на периферии оказывает зазор между периферией рабочего колеса и крышкой. Течение в зазоре на периферии рабочего колеса характеризуется мощными перетеканиями со стороны давления на сторону разрежения вследствие перепада статического давления на лопатке и движения крышки относительно периферии рабочего колеса. Перетекание возникает в окрестности передней кромки лопатки, причем линии тока течения в зазоре сворачиваются в вихрь (вихрь перетекания в зазоре). Этот вихрь взаимодействует со скачком уплотнения и

образует зону низкоскоростного течения в окрестности передней кромки лопатки на стороне давления. Потеря устойчивости течения в компрессоре возникает при выходе зоны низкоскоростного течения из межлопаточного канала РК в область перед лопаточным венцом.

На указанные структуры вязкого течения на периферии рабочего колеса, порожденные зазором, накладывается возможный отрыв потока на стороне разрежения из-под скачка уплотнения (при числе М перед скачком > 1,4 в относительном движении), что вносит дополнительное усложнение в картину течения и может приводить к образованию выбитой ударной волны. Наличие выбитой ударной волны (даже при низком противодавлении) приближает зону низкоскоростного течения к фронту венца и вызывает уменьшение запаса устойчивой работы компрессора. Снижение числа М перед скачком до М > 1,3 повышает КПД и расширяет диапазон устойчивой работы. На рис. 3.119 показана периферийная решетка РК с изолиниями числа М в относительном движении ($шаг = 0.1$).

Потеря устойчивости течения в компрессоре возникает при выходе зоны низкоскоростного течения из межлопаточного канала РК в область перед лопаточным венцом.



а) *б)*

Рис. 3.119 Картина распределения скоростей (число М) в решетке профилей: а) расчетная точка; б) около потери устойчивости

Проектирование центробежных компрессоров с повышенной диффузорностью рабочего колеса

Теоретическое исследование влияния диффузорности центробежного колеса на параметры ступени проводится путем варьирования уравнения, определяющего повышение полного давления в рабочем колесе компрессора. В результате вариация полного давления на выходе из рабочего колеса связывается с вариацией окружной (тангенциальной) скорости потока в абсолютном движении (при условии сохранения окружной скорости U_2), которая, в свою очередь, связывается с вариацией диффузорности и угла потока на выходе из РК.

Из уравнения неразрывности следует связь диффузорности с геометрическими характеристиками РК, в частности с площадью сечения на выходе из РК, которая определяется углом и высотой лопатки.

Основными параметрами, определяющими диффузорность РК, являются угол лопатки и высота лопатки на выходе центробежного рабочего колеса. Основная рекомендация по проектированию РК**:** повышенная диффузорность по скорости в канале рабочего колеса в сочетании с большим углом отгибки лопатки на выходе является наиболее эффективным путем повышения КПД центробежного компрессора.

Проектирование лопаточного диффузора

При проектировании ЛД следует учитывать сильное влияние условий на входе в лопаточный диффузор:

– профиль полного давления и угла потока на выходе из рабочего колеса;
– число М на выходе из рабочего колеса;
– обратный ток на периферии рабочего колеса и безлопаточного диффузора и формирование трехмерного пограничного слоя на входе в лопаточный диффузор на периферийной стенке;
– формирование трехмерного пограничного слоя на входе в лопаточный диффузор на втулочной стенке;
– влияние числа лопаток диффузора на величину расхода через компрессор.

Если оставить в стороне форму аэродинамического профиля лопатки ЛД, проектирование лопаточного диффузора состоит в выборе угла раскрытия втулочной и периферийной стенок ЛД. При этом для упрощения изготовления только одна из стенок выбирается конической. С геометрической точки зрения форма аэродинамического профиля лопатки ЛД в качестве основных своих параметров содержит:

– угол между стороной давления и вектором скорости на входе в ЛД;
– угол клина передней кромки лопатки ЛД;
– отношение радиусов входа (передняя кромка) и выхода (задняя кромка) лопатки ЛД.

Объектом тщательного профилирования является контур стороны разрежения лопатки в области полубезлопаточного участка ЛД. При формировании межлопаточного канала хорошим первым приближением является использование прямых линий для стороны давления и оставшегося участка стороны разрежения. При этом угол раскрытия межлопаточного канала регулируется.

С аэродинамической точки зрения задача профилирования лопатки ЛД состоит в обеспечении благоприятного торможения потока в двух областях:

– области полубезлопаточного пространства («косого среза»)
– области межлопаточного канала.

Интенсивное повышение статического давления в ЛД происходит в косом срезе, а межлопаточный призван воспринять сильно неравномерный поток и умеренно повысить статическое давление безотрывным образом.

Как правило, рост статического давления в ЛД не зависит от формы аэродинамического профиля лопатки ЛД. Определяющее влияние оказывают такие

параметры как радиальная протяженность ЛД, число лопаток и возможность использования двухрядного ЛД.

Чрезвычайно важным является вопрос о выборе числа лопаток ЛД. Завышение числа лопаток ЛД повышает сопротивление течению в РК (в том числе и из-за вязких эффектов в горле ЛД), что завышает статическое давление за РК и при «слабом» РК приводит к снижению диапазона устойчивой работы компрессора вследствие потери устойчивости течения на периферии РК (в области радиального зазора). С другой стороны, занижение числа лопаток ЛД увеличивает градиент статического давления в косом срезе на входе в ЛД и вызывает отрыв потока на стороне разрежения ЛД в области горла в пристеночных (как правило, втулочных) решетках ЛД.

Для обеспечения минимальных потерь в радиально-осевом повороте и спрямляющем осевом аппарате (угол поворота в котором составляет, как правило, 60 градусов) следует максимально снизить число М на выходе из ЛД. Это непростая задача, так как при этом необходимо сохранить равномерность потока по высоте канала на входе в осевой аппарат, для чего надо предотвратить отрыв от выпуклой втулочной поверхности радиально-осевого поворота.

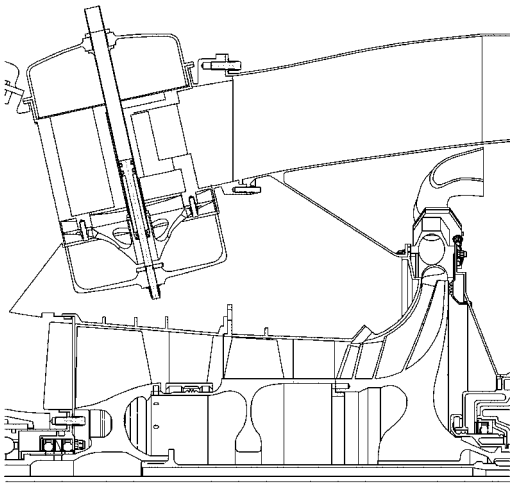


Рис. 3.120 Осецентробежный компрессор ТРДД PW530 с клапаном перепуска воздуха

Анализируя особенности осецентробежного компрессора, необходимо учитывать, что при работе на пониженных частотах вращения может произойти потеря устойчивости, т.к. расход воздуха через осевую ступень оказывается значительно больше, чем пропускает центробежная ступень, а в итоге может произойти запирание центробежной ступени.

Поэтому для согласования расходов осевого и центробежного компрессора и для облегчения запуска производят перепуск части воздуха (10…15%) через клапаны перепуска (рис. 3.120).

Влияние клапанов на положение рабочей линии на характеристике осецентробежного компрессора показано на рис. 3.14.

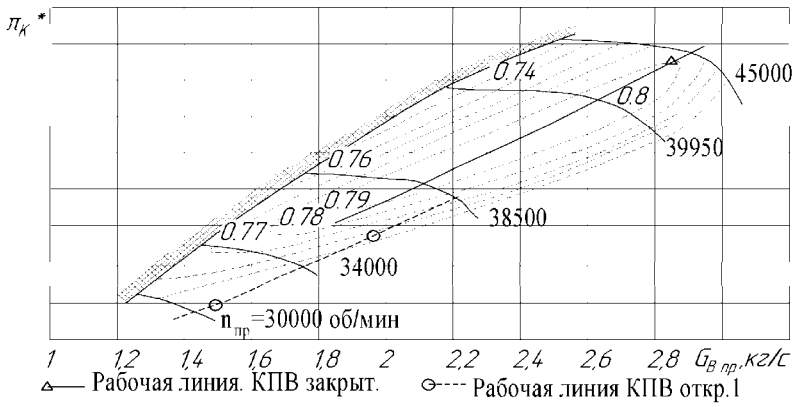


Рис. 3.121 Характеристика осецентробежного компрессора

Тарельчатые клапаны перепуска воздуха открыты на режимах запуска, малого газа и на переходных режимах.

Проточная часть осевого компрессора в ряде случаев (например, в ТРДД PW300, см. рис. 3.1) ниспадает на подходе к РК центробежной ступени. Это позволяет уменьшить радиальные габариты ступени.

Особенности нагружения ротора и статора

Осевая сила. Рассмотрим общий случай – ступень с полуоткрытым колесом с лабиринтом или другим уплотнением на обратной стороне диска (рис. 3.122). ***Осевая сила, действующая на РК***, определяется алгебраической суммой осевых газодинамических сил, действующих на отдельные элементы колеса, и направлена против потока, т.е. вперед:

$$P_{oc} = -(P_1 + P_2) + P_3 + P_4 .$$

Сила P_1, действующая на площадь входного канала, выраженная через параметры потока воздуха: давление p_1, плотность ρ и осевая скорость c_{1a}:

$$P_1 = \frac{\pi}{4}\left(D_1^2 - d_{em}^2\right)\left(p_1 + \rho c_{1a}^2\right).$$

Сила P_2, действующая на участке поверхности колеса, ограниченной разностью диаметров $\left(D_2 - D_1\right)$, с переменным давлением воздуха p по радиусу. Обычно принимают, что давление изменяется по квадратичной параболе:

$$p = p_2\left(\frac{r}{R_2}\right)^2,$$

$$P_2 = \frac{2\pi p_2}{R_2^2}\int_{R_1}^{R_2} r^3 dr = \frac{\pi}{8} p_2\left[D_2^2 - D_1^2\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right].$$

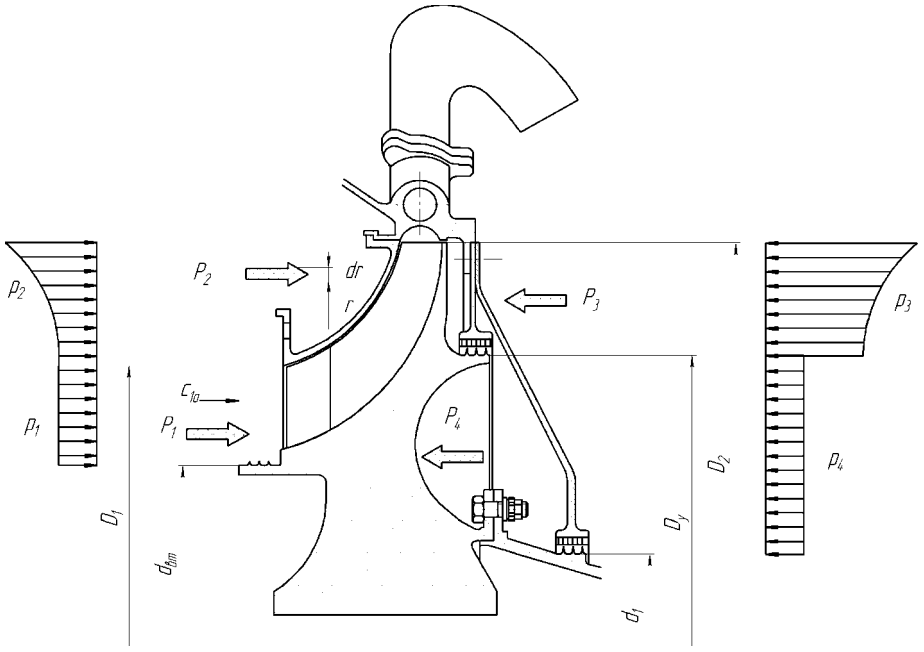


Рис. 3.122 Осевые силы, действующие на полуоткрытое колесо центробежной ступени

Сила P_3 действует на заднюю стенку колеса от периферии до лабиринтного уплотнения. Для упрощения расчета принимают линейное распределение давления по радиусу.

$$P_3 = \frac{1}{2}\left(p_2 - p_y\right)\frac{\pi}{4}\left(D_2^2 - D_y^2\right).$$

Сила P_4 действует на площадку ниже лабиринта:

$$P_4 = \frac{\pi}{4}P_4\left(D_y^2 - d_1^2\right).$$

При оценке общего баланса сил, действующих на ротор осецентробежного компрессора и ротор турбины, лабиринтное уплотнение может и не потребоваться.

Статор центробежной ступени имеет плоские стенки, на которые действуют силы давления (рис. 3.123), крутящий и изгибающий моменты.

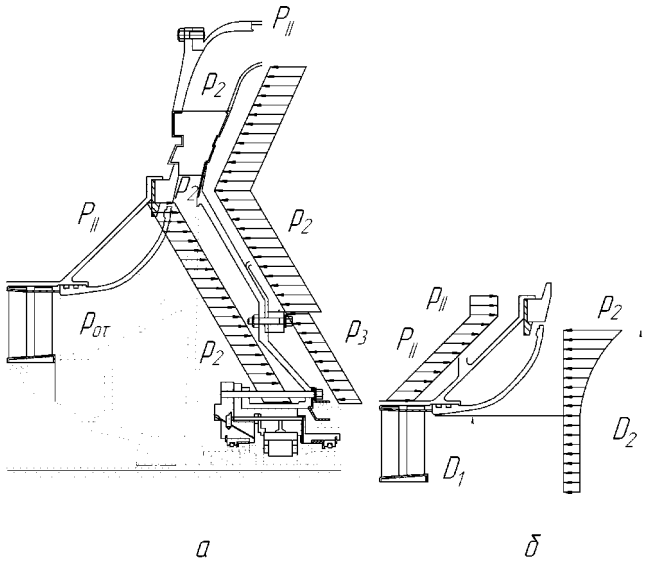


Рис. 3.123 Осевые силы, действующие на статор центробежной ступени
а) общая схема нагружения; б) силы, действующие на переднюю стенку

Резкое уменьшение диаметра передней стенки корпуса от D_2 до D_1 и изменение сопротивления изгибу и кручению вызывают необходимость усиления передней стенки (LF507, см. рис. 3.6) или введения корпуса с двойной стенкой (PW300 и др.).

В последнем случае, когда передняя стенка работает на разности давлений, усиления может и не быть. Задняя стенка всегда нагружена разностью давлений.

Нагружение рабочего колеса центробежными силами

При расчете на прочность рабочего колеса центробежной ступени возникали сложности в построении расчетной модели, связанные с тем, что лопатки, выполненные зацело с диском, размещаются на боковой поверхности диска. Обычно прибегали к введению так называемой приведенной удельной массы, когда нагрузки от центробежных сил и температурных деформаций воспринимались только диском, а жесткость лопаток на растяжение не учитывалась. Тогда, используя приведенную плотность материала, диск рассчитывается обычными методами. Однако это приводит к двукратному завышению напряжений в диске и к увеличению массы колеса.

Использование конечно-элементной модели исключает этот недостаток.

Отметим, что распределение напряжений в колесе по радиусу аналогично картине распределения напряжений в диске ротора осевого компрессора.

Как и в осевом компрессоре, лопатки рабочего колеса испытывают воздействие переменных газодинамических сил, возникает опасность резонансных колебаний в рабочем диапазоне частот вращения.

Возможны колебания лопаток на жестком диске, совместные колебания лопаток с диском и так называемые консольные высокочастотные колебания, когда колеблется только часть лопатки.

Опасными являются первые две формы колебания первого вида, именно они чаще становятся причиной усталостных разрушений лопаток.

Конструкция отдельных элементов

Входное устройство центробежной ступени может быть с неподвижным направляющим аппаратом (ННА), обеспечивающим предварительную закрутку воздушного потока ($c_{1u} > 0$) или без ННА ($c_{1u} = 0$). В качестве ННА в осецентробежном компрессоре выступает НА последней ступени осевого компрессора.

Рабочее колесо. В авиационных ГТД используются полуоткрытые колеса, входная часть которого может быть с вращающимся направляющим аппаратом (ВНА) или без него. ВНА может быть выполнен зацело с рабочими лопатками или на отдельном диске, как на LF507.

Для обеспечения заданной густоты решетки число лопаток на периферии увеличивается за счет лопаток укороченной длины.

Важным моментом при выборе конструкции колеса является угол на выходе $\beta_{2в}$. При $\beta_{2л} = 90^\circ$ лопатки расположены радиально, что упрощает технологию изготовления.

Материал колеса выбирается в зависимости от нагруженности, температуры и других условий: используются алюминиевый, титановый и жаропрочный сплавы.

Корпус центробежной ступени сопрягается с корпусом осевого компрессора и корпусом камеры сгорания и входит в силовую схему корпуса двигателя.

Конструктивная схема корпуса центробежной ступени зависит от расположения турбинного подшипника ротора газогенератора.

Расположение подшипника перед турбиной определяет нагружение задней стенки с переходом на переднюю в зоне диффузора. Все трубопроводы к опоре проходят в зоне задней стенки. Если опора за турбиной, то задняя стенка, нагруженная перепадом давлений, несёт на себе только элементы уплотнений.

Диффузоры центробежной ступени, предназначенные для преобразования кинетической энергии воздушного потока, выходящего из рабочего колеса, в потенциальную энергию давления, можно увидеть в разных исполнениях: щелевой, а за ним лопаточный диффузор в ТРДД LF507, диффузор в виде расширяющихся патрубков сложной формы в ТРДД PW300 и PW530.

Диффузоры за центробежной ступенью должны не только уменьшать скорость потока, но и устранять его закрутку относительно оси двигателя.

Осевой вход в камеру сгорания обеспечивается спрямляющим аппаратом как на ТРДД LF507 или соответствующей ориентацией патрубков-диффузоров.

Клапаны перепуска воздуха используются тарельчатого типа (1…3 клапана) часто располагаются на передней наклонной стенке ресивера.

Контрольные вопросы

1. В конструкции осевых компрессоров используется несколько типов хвостовиков рабочих лопаток: «ласточкин хвост», елочный и шарнирный.
   С чем связано, что угол при вершине «ласточкина хвоста» по стандарту может быть 40°, 60° и 90°? Почему на вентиляторной ступени ТРДД используют хвостовики «ласточкин хвост» и елочный, а на последующих ступенях елочный не применяется? В каких случаях прибегают к использованию шарнирного замка?
2. В роторе барабанно-дисковой конструкции передачу крутящего момента и центрирование выполняют с помощью фланцевого болтового соединения, торцевых треугольных шлицев и радиальных штифтов.
   Для чего и как обеспечивается центрирование в первом случае и каковы причины потери центрирования в процессе работы двигателя? Почему во втором и последнем случае упрощается решение этих задач? Как обеспечивается решение перечисленных проблем в роторе дискового типа?
3. Прочность дисков, проставок и трактовых колец обеспечивается их оптимальными конструктивными формами.
   Одинаково ли напряженное состояние дисков и трактовых колец? Покажите конструктивные формы дисков и трактовых колец в порядке возрастания несущей способности. Каковы причины такого роста?
4. Для заглушения шума в авиационных ГТД широко используются звукопоглощающие конструкции (ЗПК).
   Каков принцип действия ЗПК? Как настраивается ЗПК? Для чего делают двухслойные ЗПК? Как конструктивно соединяется оболочка ЗПК с фланцами и другими деталями?
5. Из всего многообразия конструктивных схем статора компрессора в последнее время конструктор все чаще выбирает неразъемный статор и статор с двойной стенкой.
   С чем связан такой выбор? Есть ли между этими двумя схемами сходство? Как производится сборка компрессора в этих двух случаях?
6. Минимальные радиальные зазоры в компрессоре и турбине на крейсерском режиме и стабилизация их по ресурсу – гарантия высокой экономичности ГТД.
   Каковы принципиальные трудности назначения минимальных монтажных радиальных зазоров? Какие конструктивные меры позволяют преодолеть эти затруднения? Какие методы используются для управления радиальными зазорами?
7. Резонансные колебания и автоколебания рабочих лопаток вентилятора, приводящие к росту переменных напряжений σ_v, вынуждают идти на конструктивные усложнения и, в частности, на установку антивибрационных полок.
   Есть ли различие в проявлении (протекании $\sigma_v = f(n)$) радиальных колебаний и автоколебаний? Что положительное и негативное привносит антивибрационная полка? Другие методы снижения σ_v при автоколебаниях?
8. При работе на нерасчетных режимах многоступенчатого осевого компрессора возможен помпаж.
   Каковы причины возникновения помпажа? Какова опасность помпажа для компрессора и двигателя в целом? Как устраняется помпаж перепуском воздуха и как организуется перепуск?
9. Для устранения опасного обледенения лопаток ВНА организуется их конвективный и пленочный обогрев поверхности лопаток.

На какие поверхности профиля следует подавать тепло? До какой температуры нужно нагревать поверхность лопатки и что при этом будет происходить со льдом? Какой режим работы двигателя наиболее опасен в условиях обледенения?

10. Для исключения помпажа в осевом компрессоре ГТД используются регулируемые направляющие аппараты (РНА).
    Каков механизм воздействия РНА на срывные процессы в компрессоре? Как изменяется угол установки лопаток по режимам и как это изменение обеспечивается конструкцией РНА? Каково назначение РНА на последней группе ступеней?

11. Геометрия хвостовика лопаток «ласточкин хвост» регламентируется стандартом с углом клина 40°, 60° и 90°.
    Какова роль этого угла при проектном размещении лопаток в диске и при выборе посадок хвостовика лопаток в паз диска? Как влияет угол клина на демпфирующие свойства замка? Почему при угле 90° становится опасной фреттинг-коррозия?

12. При работе двигателя во время стоянки и рулежки на аэродроме во вход двигателя засасываются мелкие частицы, песок. Это вызывает эрозию поверхности лопаток компрессора и снижение их предела выносливости.
    Каков механизм попадания твердых частиц в тракт? Покажите процесс эрозии и причины снижения предела выносливости лопаток? Каковы меры борьбы с попаданием твердых частиц на лопатки?

13. Шарнирный замок (хвостовик типа «проушина»), размеры которого определяются отраслевым стандартом, в современных компрессорах применяется редко.
    Какое основное преимущество лопатки с таким замком (покажите это на резонансной диаграмме)? Каковы недостатки такого хвостовика? Имеется ли влияние шарнирного замка на КПД ступени?

14. «Титановый пожар» в компрессоре ВД ТРДД сделал необходимым определение защитных мер.
    Каковы причины механизма проявления «титанового пожара»? При каких условиях возникает пожар? Каковы основные конструктивные меры против «титанового пожара»?

15. Сварной ротор позволяет получить преимущества по массе, числу деталей, стабильности балансировки в течение ресурса и др.
    А каковы недостатки сварного ротора? Можно ли смонтировать такой ротор в неразъемный корпус? Каковы технология сборки и изготовления ротора в целом?

16. Один из методов управления радиальными зазорами является подогрев ротора, так называемый метод «termatic rotor».
    Как происходит изменение радиального зазора при подогреве диска? Какой элемент диска следует интенсивно подогревать? На каком режиме работы двигателя осуществляется операция подогрева?

17. Композиционные материалы (КМ), обладая малой массой, высокой удельной прочностью σ_V / ρ, возможностью управлять жесткостью, а следовательно собственной частотой и демпфированием постепенно начинают использовать для рабочих лопаток компрессора.
    Назовите конструктивные особенности лопатки из КМ (передняя кромка, хвостовик). Почему не изменяется собственная частота лопатки при переходе, например с титана на сталь и алюминий, и почему это изменение возможно при переходе на КМ? В чем причины высокого демпфирования (назовите величину декремента затухания)?

18. Неправильно организованный перепуск воздуха из компрессора может привести к возбуждению опасных колебаний лопаток.
    Каков механизм возбуждения колебаний лопаток при парциальном отборе воздуха из компрессора? Каковы требования к пропускной способности окон, ресивера, клапанов? В каких случаях прибегают к щелевому перепуску?
19. При проектировании осевого компрессора существует проблема присоединенных объемов в случае использования двухопорных НА.
    Нарисуйте схему перетекания воздуха через присоединенные объемы. В чем опасность присоединенных объемов? Какие конструктивные меры используют для отсечения присоединенных объемов?
20. Высокая степень повышения давления в центробежной ступени (в 3..5 раз выше, чем в осевой) – главная причина повышенного внимания к осецентробежным компрессорам.
    Каковы физические основы высокого сжатия в центробежной ступени? Почему необходимо проводить согласование работы осевых и центробежной ступени? Где и как необходимо для этого организовывать перепуск воздуха?

Список литературы

1. Формирование технических объектов на основе системного анализа [Текст] / В.Е. Рудцев, В.В. Володин, К.М. Лучанский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1991. – 320 с.
2. Кулагин, В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.
3. Белоусов, А.Н. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин [Текст]: учеб. / А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько. – Самара: ФГУП «Изд-во «Самарский Дом печати», 2003. – 336 с.
4. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / В.П. Данильченко, С.В. Лукачев, Ю.Л. Ковылев [и др.]. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. – 620с.
5. Гриценко, Е.А. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачев [и др.]. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 527 с.
6. 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.
7. Гриценко, Е.А. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения [Текст] / Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачев [и др.]. – Самара: СНЦ РАН, 2004. – 266 с.
8. Постников, А.М. Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ [Текст] / А.М. Постников. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 286 с.
9. Дёмин, Ф.И. Технология изготовления основных деталей газотурбинных двигателей [Текст]: учеб. пособие / Ф.И. Дёмин, Н.Д. Проничев, И.Л. Шитарев. – М.: Машиностроение, 2002. – 328 с.
10. Кузнецов, Н.Д. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей [Текст] / Н.Д. Кузнецов, В.И. Цейтлин. – М.: Машиностроение, 1976. – 216 с.
11. Dr. Stephan Bock, Sub-Project 4 Active Core, European Engine Technology Workshop, Warsaw, 2-3 June 2009.
12. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов [Текст]: учеб. пособие / Г.С. Жирицкий, В.И. Локай, М.К. Максутова [и др.]. – М.: Машиностроение, 1971. – 620 с.

Глава 4. Турбины

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

Основные параметры, характеризующие степень совершенства конструкции турбины – это температура газов перед турбиной $T_Г^*$ и КПД η_T. С увеличением $T_Г^*$ возрастает работа цикла и удельная тяга двигателя $P_{уд}$. При фиксированной директивной тяге повышение $P_{уд}$ приводит к снижению габаритов и массы двигателя.

Это основная причина постоянного роста $T_Г^*$, которая с начала 40-х годов прошлого столетия увеличилась почти в 2 раза с 1000 до 1900К. Впечатляет тот факт, что в последнем случае лопатки турбины работают при температуре равной температуре плавления материала лопаток. КПД турбины достигает уровня 0,9…0,94.

Такие результаты определились успехами в металлургии жаропрочных сплавов и теплозащитных покрытий, в аэрогазодинамике трёхмерных течений и профилировании, в совершенствовании систем охлаждения, в широком использовании конечно-элементного моделирования и, в конечном счёте, высокой культурой конструирования и доводки двигателей.

Ещё в начале 70-х годов бытовало мнение, что «…уровень температуры до 1750-1850К можно обеспечить только замкнутым жидкостным охлаждением» [1]. Теперь ясно, что такие оценки открытого воздушного охлаждения были заниженными – $T_Г = 1850 - 1900K$ достигнуты при воздушном охлаждении лопаток, и о переходе на жидкостное охлаждение ведущие двигателестроительные фирмы не заявляют.

Отметим преимущества осевой газовой турбины как тепловой машины:

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

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

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

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

Важным фактором решения этой задачи является применение в двух- и трёхкаскадных турбинах противоположного вращения роторов. При этом существенная закрутка потока газа за турбиной ВД используется в турбине следующего каскада с противоположным вращением.

Большое внимание при создании современных турбин с температурой газа в зазоре перед рабочим колесом $T_{Гw}^* = 1800...1900K$ и выше требует разработки новых

систем охлаждения лопаток и, в частности, транспирационного проникающего способа охлаждения. Суть этого решения заключается в том, что основные каналы охлаждающей системы размещаются непосредственно в стенках пустотелой лопатки, из которых воздух через системы перфорации (отверстий) выдувается на поверхность лопатки, ометаемую газом. Создание таких лопаток требует высокоточной управляемой технологии литья и последующей обработки лопаток.

На рис. 4.1 показана турбина ТРДД BR715, выполненная с использованием 3-мерного моделирования. Турбина ВД двухступенчатая, охлаждаемая с бандажированными рабочими лопатками, выполненными в виде монокристалла с защитным покрытием. В турбине использовано пассивное управление радиальными зазорами путем согласования тепловых деформаций ротора и статора. Опора турбины размещена за турбиной ВД, в составе которой два роликовых подшипника с гидродинамическими демпферами для ротора каскада ВД и НД.

§4.1. Турбина как технический объект: декомпозиция и структурно-параметрическое описание

По аналогии с декомпозицией компрессора будем считать турбину подсистемой со всеми свойствами объекта или объектом с уровнем ниже, чем двигатель, т.к. турбина, как и компрессор, является устройством, производящим действие с заданным результатом, действие по переводу тепловой энергии в механическую.

Для анализа связей турбины с другими модулями-подсистемами двигателя и элементами самой турбины используем рис. 3.7 и сформируем структурную схему существенных связей турбины в 3 уровнях (рис. 4.2).

Уровень 2 выявляет функциональные и структурные связи турбины с компрессором, камерой сгорания, реактивным соплом и опорами ротора.

Уровень 3 определяется основными элементами турбины, обеспечивающими процесс отвода механической энергии от рабочего тела – нагретого газа. Этими элементами являются ротор и статор.

Уровень 4. Как и в случае с компрессором, сюда вошли элементы, воспроизводящие управление $U(t)$ объектом: управление радиальными зазорами, охлаждение всех основных деталей турбины, а также элементы, повышающие эксплуатационные характеристики объекта: бандажные связи рабочих лопаток и детали, изолирующие присоединённые объёмы и др.

Анализ существенных связей уровня 2

Будем рассматривать функциональные и структурные связи турбины с другими подсистемами уровня 2 применительно к двух- и трехвальному ТРДД.

Компрессор [2.1-2.2] в ТРДД разделён на 2 или 3 каскада, соответственно турбина также имеет 2 или 3 каскада, которые соединены механическими структурными связями с соответствующими каскадами компрессора.

Основная функция турбины – привод компрессора. Однако есть и другие функциональные связи турбины с компрессором, которые имеют газодинамическую природу [13].

Пропускную способность расходной системы за компрессором определяет первый сопловой аппарат турбины каждого каскада, и чтобы обеспечить газодинамическую устойчивость работы компрессора на пониженных приведенных частотах вращения, приходится усложнять конструкцию компрессора, вводя систему управления: РНА, перепуск воздуха.

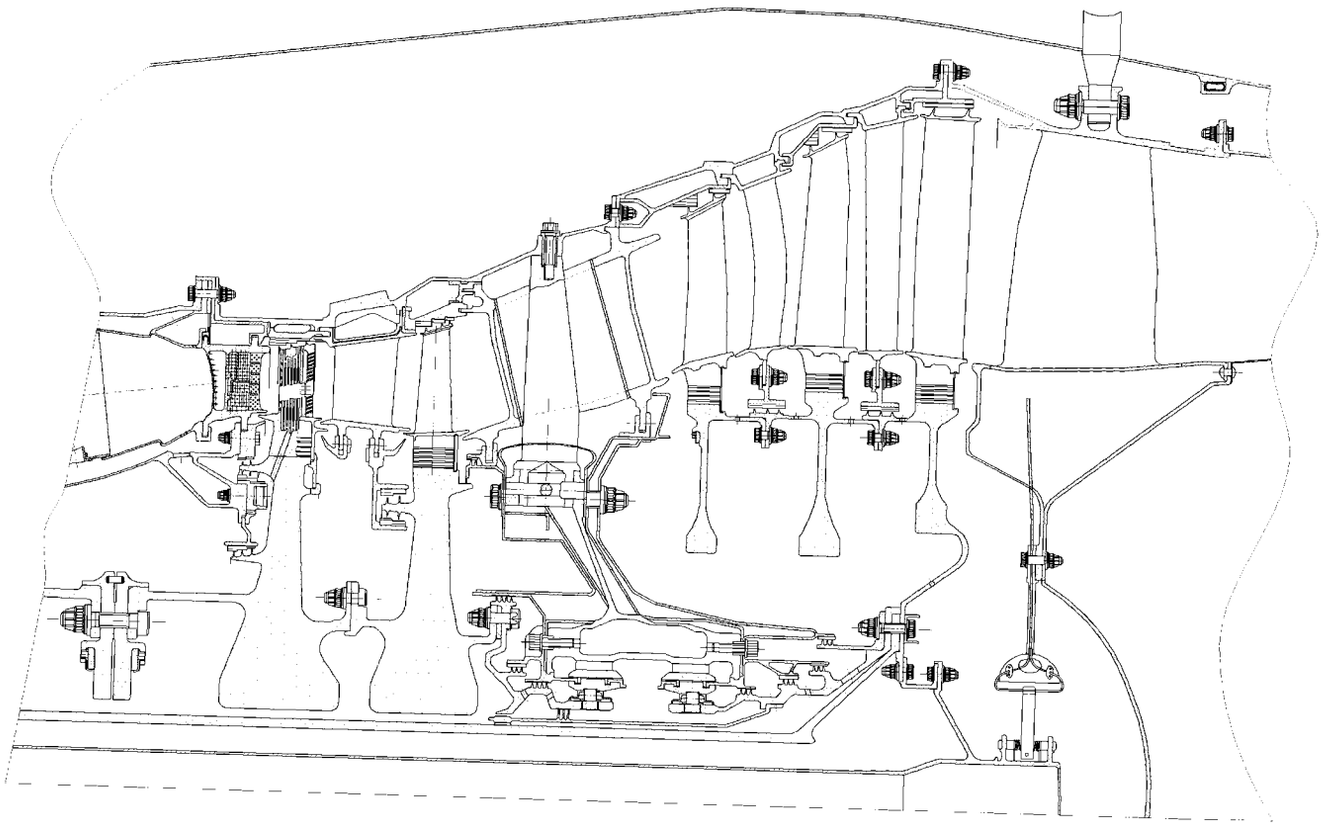


Рис. 4.1 Турбина ТРДД BR 715

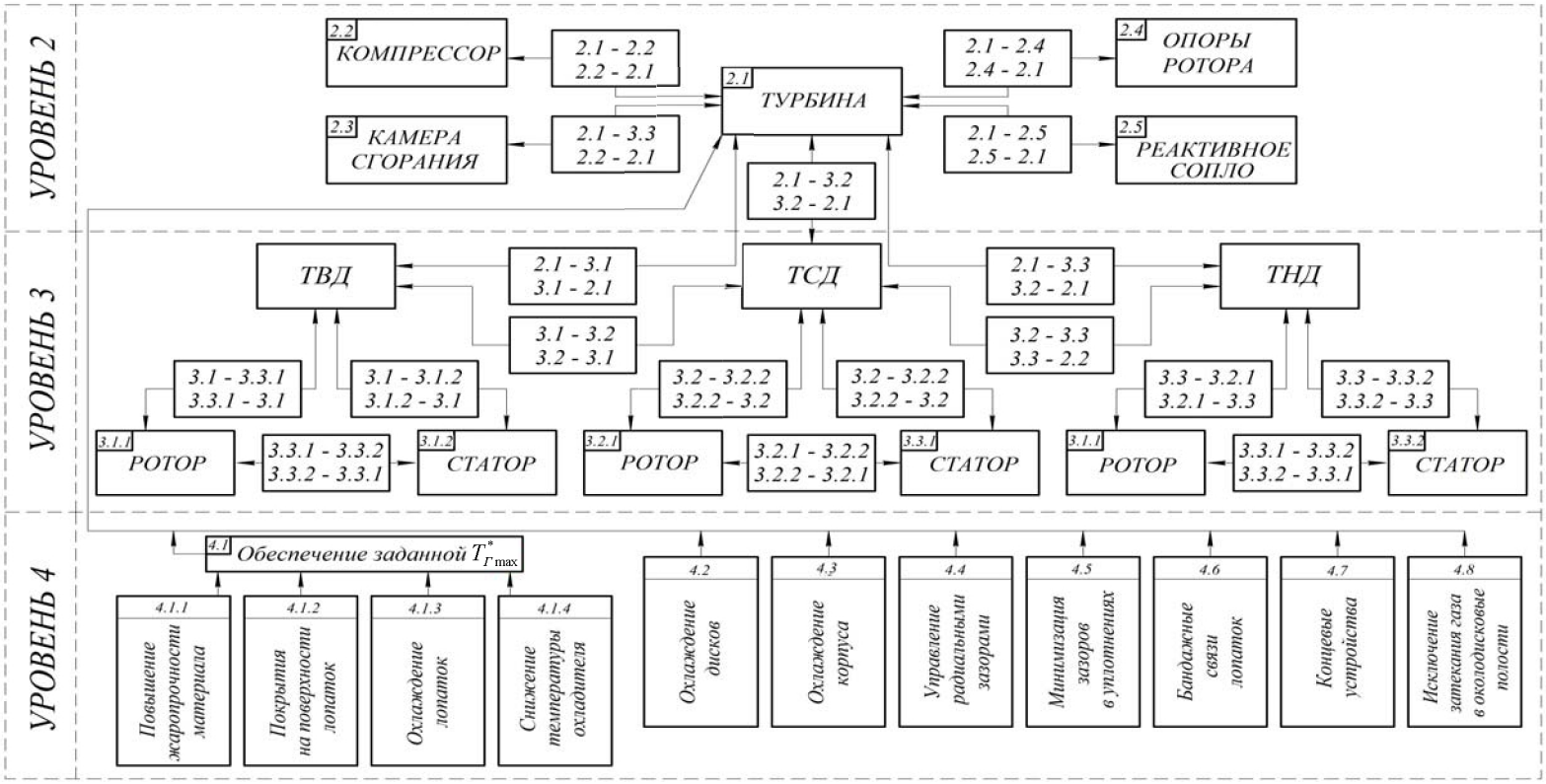


Рис. 4.2 Схема существенных связей турбины трехвального ТРДД с подсистемами и элементами низших уровней

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

Камера сгорания [2.1-2.3]. Функционально КС обеспечивает степень подогрева рабочего тела, потребную для получения заданной работы цикла двигателя.

Радиальная эпюра температур на выходе из КС (рис.4.3) диктуется допустимым уровнем напряжений в рабочих лопатках турбины. Сохраняя значение среднемассовой температуры газа $T^*_{Г_{СР.М.}}$ за счёт увеличения её примерно на 2/3 высоты канала проточной части, уменьшают температуру в корневом и периферийном сечении лопатки. Это позволяет удержать предел длительной прочности $\sigma^t_{Вт}$ материала лопатки на уровне, обеспечивающем запасы прочности в корневом сечении и в зоне бандажной полки.

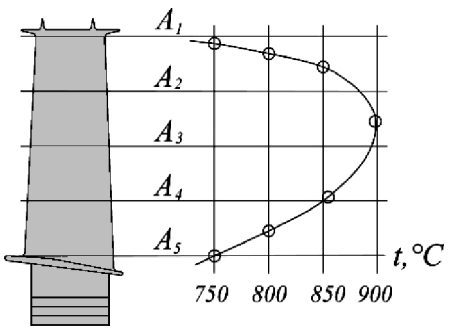


Рис. 4.3 Радиальная эпюра температурна выходе из КС

Снижение интенсивности подогрева статора отвечает стремлению уменьшить радиальные зазоры на переходных режимах работы двигателя. На эту эпюру накладывается неравномерность температурного поля (рис. 4.4) окружная и радиальная, которые характеризуются соответственно коэффициентом окружной K_o и радиальной K_r неравномерности.

Для рабочих лопаток $K_o = 1,0$, т.к. при вращении рабочего колеса происходит осреднение $T^*_Г$ в окружном направлении. Следовательно, $T^*_{Г\max}$ для рабочих лопаток меньше, чем для сопловых, которые воспринимают максимумы температур в фиксированных точках температурного поля.

$$K_o = \frac{T^*_{Г\max}}{T^*_{Г_{СР.М.}}},\ K_r = \frac{T^*_{Г\max}}{T^*_{Г_{СР.М.}}}$$

$$K_o = 1,03...1,07,\ K_r = 1,05...1,15.$$

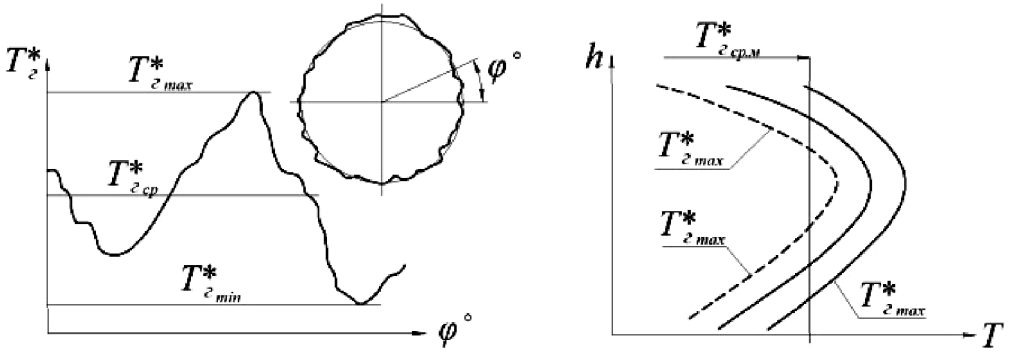


Рис. 4.4 Неравномерность температурного поля на выходе из камеры сгорания: а) окружная; б) радиальная

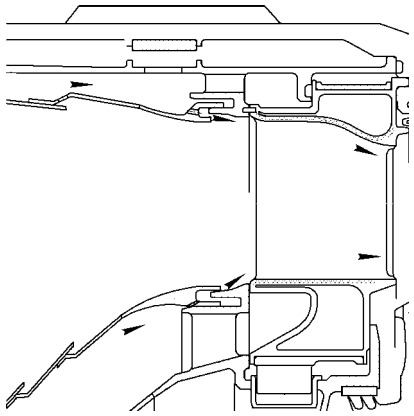


Рис. 4.5 Конструкция соединения жаровой трубы камеры сгорания с первым сопловым аппаратом турбины ТВВД НК-93

Окружная неравномерность, таким образом, определяет допустимую температуру перед турбиной, ресурс сопловых лопаток. Чем выше окружная неравномерность, тем больше необходимо затрачивать воздуха на охлаждение сопловых лопаток. Следовательно, эта составляющая функциональных связей между КС и турбиной диктует требования к камере сгорания по качеству поля температур на выходе.

Важное значение придаётся конструктивному оформлению стыка жаровой трубы КС с первым сопловым аппаратом (СА) турбины (рис.4.5), где решаются две важные задачи: компенсация разности тепловых деформаций жаровой трубы и ответных элементов соплового аппарата по радиусу и в осевом направлении и обеспечение охлаждения цилиндрических полок СА, и бандажных полок лопаток первого рабочего колеса (РК) турбины. В этом соединении стремятся сформировать защитную пелену по наружной и внутренней стенке тракта и выровнять температуру стенок ЖТ и ответных деталей СА, для чего стык отдаляют от турбины. При размещении отверстий и патрубков – карманов на ЖТ для подвода воздуха в зону смешения иногда преследуют цель и охлаждения СА, направляя воздушные следы на передние кромки лопаток СА (ТРДД Д-36), т.е. число патрубков делают равным числу лопаток.

Опоры ротора [2.1-2.4]. Размещение опор ротора в турбине имеет принципиальное значение как для формирования облика турбины, так и двигателя в целом. По этому признаку можно определить «почерк» фирмы-создателя двигателя.

Мотивы размещения опор роторов в турбине определяются:

- стремлением уменьшения числа опор как отдельных узлов-модулей двигателя;
- поиском места для размещения опоры с минимальным уровнем температур;
- совмещением функций стоек опор и лопаток СА для упрощения конструкции и снижения массы двигателя;
- уменьшением расстояния между опорами и достижения, таким образом, требуемой жёсткости ротора и статора и, в конечном счете, нужной критической частоты вращения.

Проведем анализ конструктивных схем турбины представленных на рис. 4.6, по этому признаку. Это позволит выявить положительные стороны и недостатки каждой схемы.

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

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

Схема В. Две опоры и расстояние между опорами каскада ВД больше, чем в схеме А – это недостатки. Лучший температурный режим первой опоры – преимущество. Отметим, что в схеме ТРДД CF6-32 (1970) 4-ступенчатая турбина НД имеет две опоры, а в схеме ТРДД GE-90 (1995) 6-ступенчатая турбина НД имеет одну опору. В том и другом случае рационально использовано пространство между ТВД и ТНД, которое образовалось при формировании перехода проточной части ТНД на больший радиус.

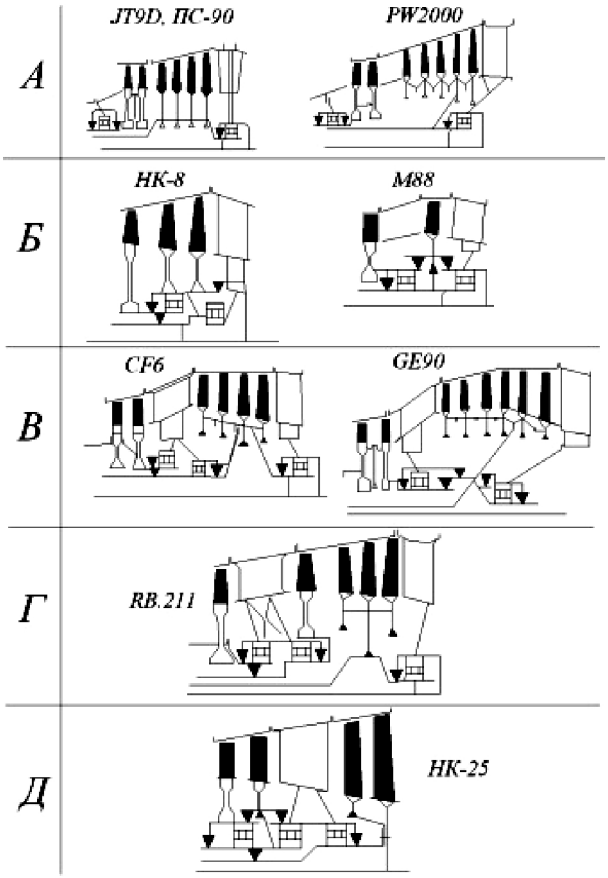


Рис. 4.6 Конструктивные схемы опор с различным числом и размещением подшипников

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

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

Реактивное сопло [2.1.-2.4.]. Турбина и сопло функционально связаны и имеют два отличительных диапазона работы: докритического и сверхкритического истечения газа из сопла. Первый диапазон связан с работой на малых частотах вращения, второй – с работой на основных режимах.

Пропускная способность турбины, т.е. расход газа через турбину при заданных полных значениях температуры и давления на входе в неё на режиме докритического истечения падает, т.к. снижается пропускная способность сопла. На сверхкритическом режиме истечения газа из сопла его пропускная способность при $F_{с.кр.} = \text{const}$ остается постоянной – сопло газодинамически «заперто», заперта и турбина и её пропускная способность и степень повышения давления остаются неизменными. Если регулировать критическую площадь $F_{с.кр.}$, уменьшая или увеличивая её, можно соответственно увеличить или уменьшить пропускную способность и степень понижения давления π_T^*

турбины. Структурно реактивное сопло является составной частью силового корпуса двигателя, и корпус турбины воспринимает нагрузки, действующие на сопло.

Уровень 3: функции ротора и статора

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

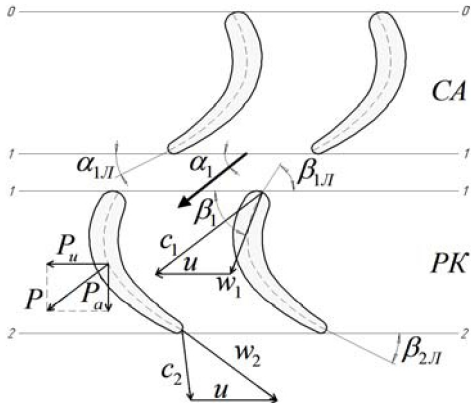


Рис. 4.7 Схема взаимодействия лопаток СА и РК в ступени осевой турбины

Взаимодействие решеток профилей СА и РК турбины (рис.4.7) выражается в том, что поток горячего газа разгоняется в конфузорных каналах СА и направляется на лопатки РК.

Обтекание профилей лопаток РК высокоскоростным потоком газа приводит к возникновению разностей давлений на каждой лопатке: на корытце давление повышается, на спинке – понижается. В теории газовых турбин это объясняют тем, что при повороте потока в конфузорном канале с ускорением на частицы газа действуют значительные центробежные силы, которые прижимают их к вогнутой поверхности (корытцу) и, наоборот, отводят от выпуклой (спинки).

Равнодействующая газовых сил P на лопатке создаёт в окружном направлении силу P_u, формирующую крутящий момент. $P_u = G\left(c_{1u} - c_{2u}\right)$, тогда момент сил, действующих на рабочие лопатки турбины и приводящих ротор во вращение:

$$M_{PT} = G\left(r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}\right),$$

где c_{1u}, c_{2u} – проекции вектора абсолютной скорости газа на входе и выходе на плоскость вращения;

r_1, r_2 – средние радиусы рабочей лопатки на входе и выходе.

На лопатки СА (на статор) действует тот же момент, но с обратным знаком:

$$-M_{CT} = M_{PT}.$$

Это обстоятельство учитывается при проектировании статора турбины. Крутящий момент, действующий на СА, необходимо передать на корпус турбины, т.е. исключить перемещение СА относительно корпуса турбины в окружном направлении, зафиксировать СА в корпусе. Суммарный крутящий момент на РК – это основной параметр эффекта W газовой турбины. Осевая сила, действующая на лопатки рабочего колеса:

$$P_a = tl\left(P_1 - P_2\right) + G\left(c_{1a} - c_{2a}\right),$$

где t и l – шаг решётки и высота лопатки;

c_{1a}, c_{2a} – проекции вектора абсолютной скорости на входе и выходе на ось двигателя.

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

В турбинных решетках межлопаточные каналы сужающиеся, в отличие от компрессорных решеток, где каналы являются диффузорными. При течении газа в конфузорных каналах скорость возрастает, идёт процесс расширения, в диффузорных

каналах течение замедляется с увеличением давления. В конфузорных криволинейных каналах нет таких отрывов потока от стенок на выходе, как в диффузорном канале, поэтому углы поворота потока в турбинных решётках задаются в 3…4 раза больше, чем в компрессорных (100…120° против 20…30°). Отсюда теоретическая работа газа на лопатках ступени турбины больше работы ступени компрессора и потому потребное число ступеней в турбине меньше, чем в компрессоре каскада ВД и СД.

Влияние осевых и радиальных зазоров на взаимодействие решеток СА и РК подобно взаимодействию вращающейся и неподвижной решетки в осевом компрессоре. Но есть некоторые особенности.

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

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

При выборе формы проточной части турбины, как и при проектировании компрессора, учитываются газодинамические, конструкторские и технологические требования, но и здесь выбор основывается на оптимизации газодинамических параметров (см. рис. 4.6).

$\boldsymbol{D_H = \text{const}}$. Эта форма тракта выгодна на первых охлаждаемых ступенях (турбина ВД) при большом срабатываемом теплоперепаде (300-400°С), так как позволяет удержать минимальные радиальные зазоры даже без бандажных полок на рабочих лопатках (зазоры не изменяются при осевом перемещении ротора). В ТНД (CF6-32, например) такая форма проточной части принимается из-за ограничений по D_H.

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

$\boldsymbol{D_{ф} = \text{const}}$ определяет равномерное распределение теплоперепада по ступеням с высоким КПД на расчётном режиме.

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

Уровень 4: элементы, обеспечивающие параметры турбины: КПД, ресурс

4.1. Обеспечение $T_Г^*$ и ресурса

Постоянный рост температуры газа перед турбиной $T_Г^*$ диктуется стремлением совершенствования конструкции газотурбинного двигателя как тепловой машины. Повышение $T_Г^*$ с соответствующим увеличением степени повышения давления в компрессоре $\pi_к^*$ приводит к росту удельной тяги $P_{уд}$ и снижению удельного расхода G_B.

Если исходить из того, что $P = P_{уд} G_B$, т.е. тяга двигателя пропорциональна удельной тяге $P_{уд}$ и расходу воздуха G_B, то рост $P_{уд}$ позволяет форсировать реальный двигатель по тяге, а при проектировании нового двигателя с фиксированной тягой – уменьшать размеры двигателя.

При использовании углеродных топлив максимально возможная температура газа перед турбиной зависит от температуры воздуха на выходе из компрессора и при

$T_K^* = 900K$ составляет $2700K$. К 2004 году достигнутый уровень $T_Г^* = 1850 - 1900K$. Следовательно, для совершенствования цикла ВРД по $T_Г^*$ есть резервы.

Основными элементами, сдерживающими рост $T_Г^*$, являются лопатки турбины, которые нагружены центробежными и газовыми силами, знакопеременными силами, находятся в потоке агрессивного высокоскоростного газа с большим давлением и температурой.

Причинами, ограничивающими ресурс рабочих лопаток, являются исчерпание длительной прочности материала лопаток, малоцикловые термоусталостные трещины и коррозионно-эрозионные повреждения поверхности.

Есть четыре направления решения проблемы повышения $T_{Г\max}$ и ресурса лопаток турбины: повышение жаропрочности материала лопаток, нанесение теплозащитных покрытий на поверхность лопаток, совершенствование охлаждения лопаток и повышение хладоресурса охладителя.

Отметим, что эти способы повышения ресурса лопаток позволяют при фиксированной $T_Г^*$ снизить расход охлаждающего воздуха.

4.1.1. Повышение жаропрочности материала

Как отмечалось ранее, достигнутая $T_Г^* = 1880K$, а температура плавления жаропрочного никелевого сплава ЖС6 $T_{ПЛ} = 1893K(1620°C)$, следовательно $T_Г^* = T_{ПЛ}$. И вывод можно сделать один – без охлаждения лопаток и повышения жаропрочности материала обеспечить работу турбины при таких температурах газа нельзя.

Жаропрочность материала характеризуется пределом длительной прочности $\sigma_{B_\tau}^t$ (рис. 4.8). Это максимальное напряжение растяжения, при котором за время τ часов разрушается образец, нагретый до температуры $t°C$ $\left(\sigma_{B_{100}}^{800}\right)$.

Покажем эффективность повышения жаропрочности, используя выражение для оценки глубины охлаждения – безразмерный коэффициент θ [14].

$$\theta_л = \frac{T_Г^* - T_л}{T_Г^* - T_{охл}^*},$$

где $T_{охл}^*$ – температура охладителя; $T_л$ – температура стенки лопатки.

Если принять $\theta_л = 0,5$, то при постоянном $T_{охл}^*$:

$$T_л = 0,5\left(T_Г^* + T_{охл}^*\right). \tag{4.1}$$

Представим, что допустимая $T_л$ возросла на величину $\Delta T_л$, оценим, насколько возможно увеличить температуру газа $\Delta T_Г^*$:

$$T_л + \Delta T_л = 0,5\left(T_Г^* + \Delta T_Г^* + T_{охл}^*\right). \tag{4.2}$$

Если вычесть из (4.2) уравнение (4.1), получим:

$$\Delta T_Г^* = 2\Delta T_л. \tag{4.3}$$

Следовательно, повышение допустимой температуры материала лопатки позволяет увеличить вдвое температуру газа перед турбиной. Сплав ЖС6 обеспечивает без охлаждения необходимые запасы прочности и ресурс только до $T_Г^* = 1170 - 1200K$. Продолжая анализ с достигнутой максимальной температурой газа $T_Г^* = 1880K$, можно заключить, что для достижения такой температуры потребуется снизить температуру лопатки на 350 – 400 K или на такую же величину поднять жаропрочность материала.

Как показывает опыт создания авиационных ГТД, достичь такого результата можно, используя только все три обозначенные выше способа.

Увеличение жаропрочности в 50-70 гг. определялось успехами металлургов по легированию жаропрочных сплавов, выполненных на основе никеля и кобальта, что позволяло вплоть до конца 70-х повышать жаропрочность на 10...20°С в год. Когда эти возможности были исчерпаны, увеличение жаропрочности потребовало совершенствования технологии литья лопаток для получения нужной ориентации кристаллов в кристаллографической решетке.

Литье с направленной кристаллизацией, когда кристаллы ориентированы в направлении оси (рис. 4.9), совпадающей с направлением действующих напряжений, дает увеличение $T_л$ на 10…15 *К*, а $T_Г^*$ – на 20…30 *К*.

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

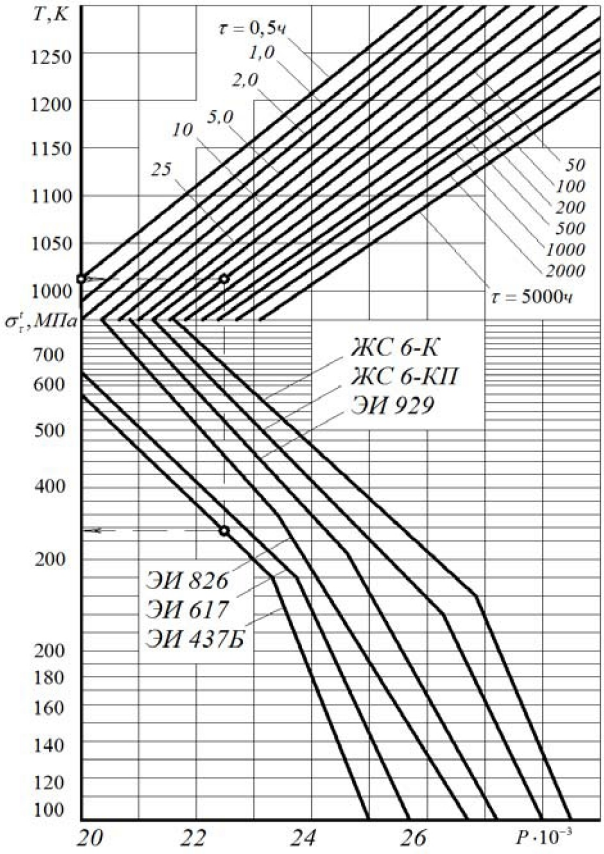
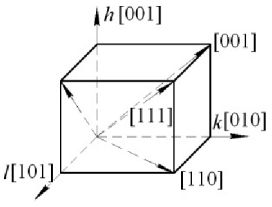


Рис. 4.8 Изменение длительной прочности жаропрочных сталей и сплавов $\sigma^t_{B_\tau}$ в зависимости от длительности нагружения и температуры нагрева

Лопатки, отливаемые по технологии направленной кристаллизации или с монокристаллической решёткой, представляют гексагональную (состоящую из кубов) гранецентрированную кристаллическую решётку, которая обладает анизотропией свойств упругости (*E*), пластичности (*δ*) и ползучести ($\sigma_{0,2}$, *t*, *τ*) в направлении кристаллографических осей: 111 – по диагонали куба (гексаэдра); 001, 010, 100 – по рёбрам; 011, 101, 110 – по диагоналям сторон (рис. 4.9) [10].



Ориентация	t=20°C			σ =280 МПа t=975°C	t=1000°C τ=100ч
	$E \cdot 10^7$ МПа	$\sigma_в$ МПа	δ %	$\tau_п$	$\sigma_{0,2}$ МПа
[111]	3,3	1050... 1140	5... 8	70... 100	13,6
[001]	1,4	870... 890	7... 9	32... 49	12
[011]	2,44	700... 770	8... 25	17... 50	11,5

Рис. 4.9 Влияние ориентации кристаллов на свойства сплава ЖС6Ф; h, k, l – индексы кристаллографических осей

Ориентируя кристаллическую решётку относительно направления сил, действующих на лопатку, можно усилить требуемую характеристику прочности (жаропрочность, пластичность).

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

4.1.2. Покрытия на поверхности лопаток

Покрытия обеспечивают работоспособность лопаток в условиях интенсивного коррозионно-эрозионного воздействия скоростного потока газа с высокой температурой (начиная с 800…1100°С). Покрытия разделяют на два типа: защитные покрытия, обеспечивающие жаростойкость; комплексные теплозащитные покрытия (ТЗП) с керамическим термобарьерным слоем, которые выполняют две функции: защита от коррозии и снижение теплоподвода от газа к лопатке.

Газовая коррозия проявляется уже при температуре $200...300°C$, а с повышением температуры скорость процесса быстро нарастает. При этом происходит обезуглероживание поверхности лопатки, снижение механических свойств и резкое падение выносливости.

Сопротивление газовой коррозии, или жаростойкость материала, характеризуется скоростью окисления, т.е. привесом с единицы поверхности за определенное время. В табл. 4.1 показана жаростойкость материалов – привес при нагревании в атмосфере воздуха в $\frac{г}{м^2 \cdot ч}$.

Таблица 4.1

Жаропрочный сплав	Температура испытания, °С			
	900	1000	1100	1200
ХН70МВТЮБ (ЭИ548) Ni – основа, Cr – 15-19%, Mo – 4-6%, Wa – 2,0-3,5%, Ti – 1,9-2,8%, Nb – 0,5-1,3%	0,07	0,3	1,0	3,5
ХН77ТЮР (ЭИ437Б) Ni – основа, Cr – 19-22%, Ti – 2,5-2,7%, Al – 0,55-0,45%	0,07	0,2	0,4	0,8

Глубина коррозии, глубина повреждения поверхности, достигает 0,01-0,02 *мм*.

Процессы окисления и коррозии наиболее интенсивно проходят у жаропрочных сплавов на никелевой основе типа ЖС, ВЖ и др., используемых для изготовления сопловых и рабочих лопаток. Повышение жаропрочности этих сплавов за счёт увеличения в них хрома и других легирующих компонентов приводит к снижению длительной прочности $\sigma^{t}_{B\tau}$. Поэтому нанесение защитных покрытий – это один из приемов устранения этого недостатка.

Защитные покрытия. Механизм защиты (рис. 4.10) основан на том, что в состав покрытия входит больший, чем в материале лопатки, процент элементов, образующих устойчивые оксидные пленки, таких как алюминий и хром.

За счет диффузии молекул алюминия и хрома из покрытия к поверхности лопатки при воздействии высоких температур идет непрерывный процесс образования основного материала оксидных пленок Al_2O_3 и Cr_2O_3. Исчерпание защитных свойств покрытия связано с уменьшением в нем алюминия и хрома. При ремонтах покрытие восстанавливают.

При разрушении покрытия сопловые и рабочие лопатки теряют свою работоспособность. Особенно интенсивно процесс газовой коррозии проходит по границам кристаллов, а в случае монокристаллической лопатки – по границам дендритов.

Места с межкристаллитной коррозией на поверхности лопатки являются концентраторами напряжений и, следовательно, очагами возникновения трещин при термомеханическом разрушении (о механизме этого процесса см. в §4.4).

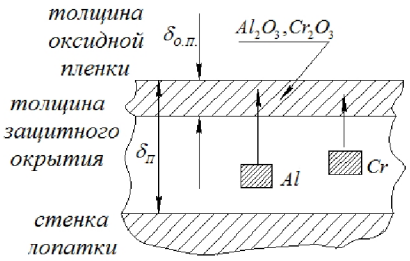


Рис. 4.10 Схема образования оксидной пленки Al_2O_3 и Cr_2O_3 при высвобождении из защитного покрытия молекул Al и Cr

В месте разрушения покрытия возникает локальное поражение поверхности лопатки газовой коррозией, создается концентратор напряжений и зарождается усталостная трещина, которая растёт с наработкой, и при определенном числе циклов происходит разрушение.

Для создания защитных покрытий используют алитирование (AlNi – алюминид никеля, толщина слоя 20…40 *мкм*), хромоалитирование (AlCr, толщина слоя 40-60 *мкм*) и нанесение многокомпонентных покрытий типа NiCrAlY или NiCoCrAlY.

Теплозащитные покрытия (ТЗП) с керамическим термобарьерным слоем. Как уже сказано ТЗП, кроме повышения жаростойкости основного металла (по схеме на рис. 4.10), выполняет функцию снижения температуры лопатки и, следовательно, повышения жаропрочности. Количество теплоты, передаваемое через плоскую стенку площадью A, за время τ (рис. 4.11):

$$Q_\Sigma = \lambda_П \cdot \frac{T_{П_1} - T_{П_2}}{\delta_П} \cdot A \cdot \tau_П + \lambda_Л \cdot \frac{T_{Л_1} - T_{Л_2}}{\delta_Л} \cdot A \cdot \tau_Л ,$$

$$T_{П_2} = T_{П_1} \text{ или } Q_\Sigma = Q_П + Q_Л .$$

Следовательно, увеличение теплоты, передаваемой через покрытие $Q_П$ позволяет уменьшить количество теплоты, проходящее через стенку лопатки $Q_Л$. Запишем $Q_П$:

$$Q_П = \frac{\Delta T_П}{\delta_П} \cdot \lambda_П \cdot \tau_П .$$

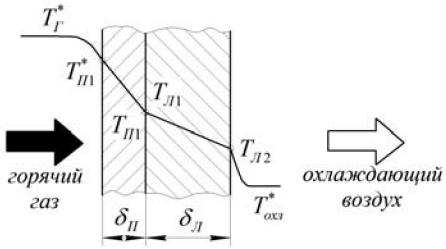


Рис. 4.11 Теплопроводность в стенке лопатки с ТЗП

Если принять, что отношение площади A к толщине $\delta_П$ постоянно, то при $\Delta T = \text{const}$, количество тепла, передаваемое через термобарьерное покрытие, зависит от коэффициента теплопроводности $\lambda_П$ и времени запаздывания $\tau_П$. Коэффициент теплопроводности керамического покрытия $\lambda_П = 16...20 \frac{Вт}{м \cdot К}$ примерно в 10 раз меньше, чем у основного материала типа ЖС. Это означает, что за тот же промежуток времени через покрытие пройдёт в 10 раз меньше тепла, чем через стенку без покрытия, или то же количество тепла пройдёт через покрытие в 10 раз медленнее, чем через стенку без покрытия.

Конечно, $\delta_П << \delta_{СТ}$ и эффект запаздывания невелик $\Delta\tau = 0.4c$, а снижение температуры стенки $\Delta T = 35...50K$, но это позволяет повысить ресурс в 10 раз (известно, что снижение $T_Л$ на $10K$ повышает ресурс в 2 раза). Или, в соответствии с (4.3), возможно повысить $T_Г^*$ на $70…100K$ при фиксированном ресурсе.

Структура теплозащитного покрытия показана на рис. 4.12. Керамическое покрытие «термобарьер», состоящее из окиси циркония ZrO_2 с добавлением по весу 8% окиси итрия Y_2O_3, определяет теплозащитные свойства покрытия.

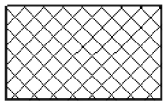
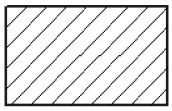
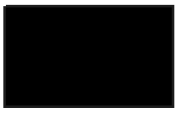
КОНСТРУКЦИЯ	СОСТАВ	НАЗНАЧЕНИЕ	ТОЛЩИНА, *мкм*	$\lambda_{покр}$, *Вт/м·град*
	Керамика ZrO_2	Уменьшение теплопроводности	50…150	1…1,5
	Многослой Ni+16…Cr+10AL+ +0,1YNiCrALY+ +4ZrO_2 толщина слоев 0,5…1	Обеспечение жаростойкости покрытия	60…80	4
	Подслой Ni+16Cr+7AL+ +0,05Y	Подготовка поверхности лопатки. Барьер проникновения трещин	30…50	15
 ЛОПАТКА	ЛОПАТКА ЖС30 монокр.	∑:	170…220	16…20

Рис. 4.12 Структура и характеристики ТЗП

Второй слой, в составе которого обязательно присутствуют соединения Al и Cr осуществляет защиту от газовой коррозии, т.к. керамический слой по структуре пористый и выполнять эту функцию не может.

Последний или адгезионный слой обеспечивает сцепление верхних слоев с основным металлом и является преградой для проникновения трещин, развившихся в верхних слоях, в основной металл.

Структура керамического слоя не имеет сплошности, отдельные кристаллы и блоки кристаллов слабо связаны друг с другом, но прочно связаны через адгезионный слой с поверхностью лопатки. Это предопределяет на поверхности лопатки с ТЗП растрескивание по границам блоков, что допустимо.

В связи с этим важным условием работоспособности ТЗП является конвективное охлаждение лопатки, когда поверхностные слои стенки испытывают сжатие. При этом трещины между блоками смыкаются, что повышает ресурс лопатки.

Учитывая, что сопловые лопатки турбины отливаются блоками по 3 и более лопаток, напыление ТЗП в затененные зоны межлопаточных каналов вызывает затруднения и потому такие покрытия используются на рабочих лопатках.

Работоспособность керамического слоя определяют деформации покрытия, порождаемые деформациями самой лопатки, температурой и разностью коэффициентов линейного расширения покрытия и материала лопатки, и напряжениями отрыва покрытия от лопатки.

Напряжения отрыва покрытия от лопатки вызываются градиентом температур по толщине покрытия и газовыми и центробежными силами, действующими на саму лопатку с учетом дополнительных центробежных сил от массы ТЗП.

ТЗП само себя не несет, а догружает лопатку. Вес лопатки увеличивается на 12…16% при толщине керамического слоя 150…200 *мкм*. Это снижает эффект от нанесения ТЗП, т.к. уменьшение температуры лопатки $T_Л$ может не компенсировать увеличения напряжений в лопатке от действия выросших центробежных сил.

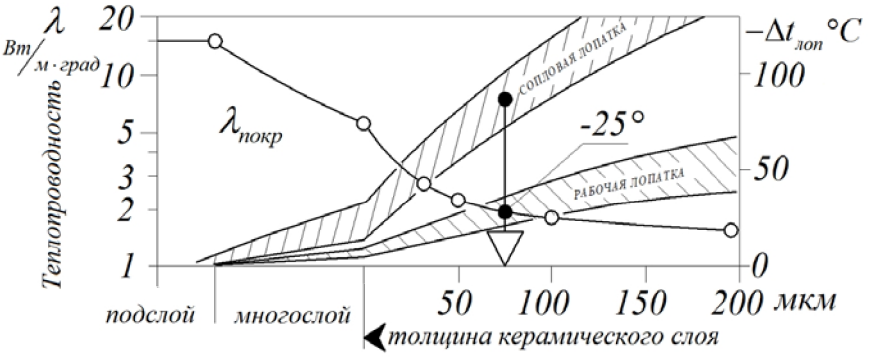


Рис. 4.13 Эффект снижения температуры лопаток при нанесении ТЗП

Максимальная выгода от ТЗП получается при толщине керамического слоя 300 *мкм* и при глубине охлаждения лопатки $\theta = 0,37...0,5$. При $0,2 > \theta > 0,75$ ТЗП не даёт преимуществ (рис. 4.13).

4.1.3. Охлаждение лопаток

Охлаждение лопаток дало наибольший прирост $T_Г^* = 250...300K$. Для того, чтобы анализировать процессы охлаждения лопаток турбины, следует ответить на вопрос: какие элементы профиля наиболее нагреты и, следовательно, требуют интенсивного охлаждения?

Примерное расположение по профилю лопатки коэффициента теплоотдачи $\alpha_Г$ от газа к лопатке показано на рис. 4.14.

Максимальные значения $\alpha_Г$ достигаются в области входной кромки, где толщина пограничного слоя минимальна из-за лобового натекания газового потока и на выходе из решетки, где плотность тока $\rho \cdot w$ наибольшая.

Следует также отметить, что коэффициент теплоотдачи $\alpha_Г$ выше у вращающейся лопатки и снижается при увеличении радиуса входной и выходной кромки.

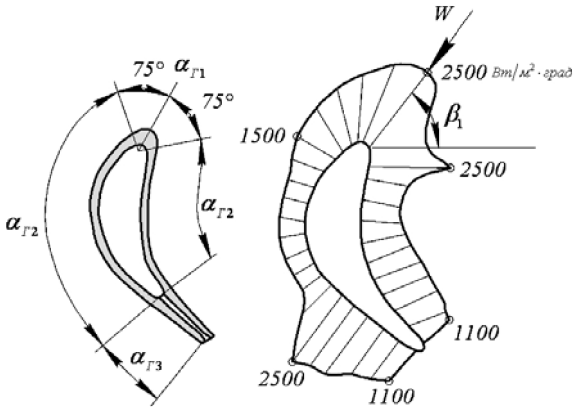


Рис. 4.14 Распределение коэффициента теплоотдачи $\alpha_Г$ по профилю лопатки

В турбинах авиационных ГТД используются *открытые системы* охлаждения воздухом, отбираемым от компрессора, когда охладитель, отняв тепло от лопатки, уходит в проточную часть турбины. Хотя, как говорилось ранее, при дальнейшем повышении $T_Г^*$ приоритетными могут оказаться закрытые системы, где охладитель постоянно циркулирует по замкнутой магистрали от «горячей» лопатки к радиатору и, охладившись в радиаторе, идет опять к лопатке.

В открытых системах реализуются два способа снижения температуры стенки лопатки:

• ***конвективное охлаждение***, когда воздух из соответствующей ступени компрессора проходит по внутренним каналам пустотелой лопатки, таким образом охлаждая ее, и потом сбрасывается в тракт в зоне выходной кромки или в периферийном сечении. Снижение температуры стенок лопатки $T_Л$ доходит до 150-200K при относительном расходе воздуха на охлаждение $\overline{G}_{B_{охл}} = G_{B_{охл}} / G_B$, равном 1,5…2% (рис. 4.15).

• ***конвективно-пленочное охлаждение***, где для уменьшения подвода тепла от газа к лопатке используют защитную воздушную пленку, которая образуется при выходе воздуха из внутренней полости лопатки через систему отверстий (перфорацию) (рис.4.16). Понятно, что воздух перед выходом на поверхность лопатки выполняет функцию конвективного отбора тепла. Эффективность такого способа охлаждения составляет 150…180K на 1% охлаждающего воздуха. Общий расход воздуха на охлаждение здесь выше, чем в первом способе, но и возможности интенсификации охлаждения тела лопатки здесь выше.

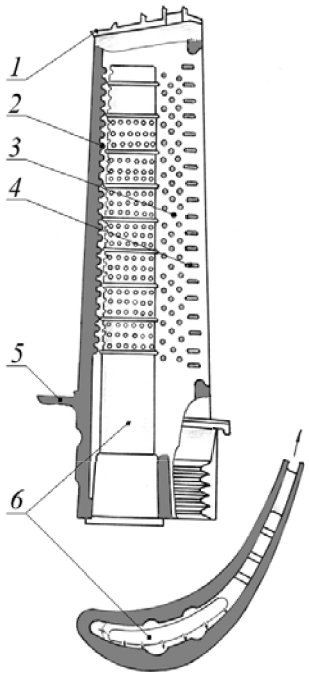


Рис. 4.15 Рабочая лопатка с конвективным охлаждением 1 ступени ТРДДФ НК-144:
1 – бандажная полка, 2 – полурёбра, 3 – штырьки, 4 – перемычки, 5 – полка хвостовика, 6 – дефлектор

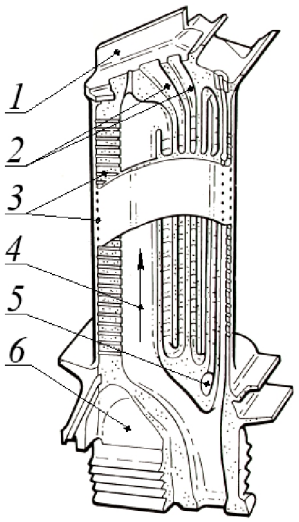


Рис. 4.16 Рабочая лопатка с конвективно-плёночным охлаждением ТРДД RB211-535: 1 – гребень лабиринта, формирующий дополнительный крутящий момент на рабочем колесе; 2 – охлаждающие оребрённые каналы; 3 – охлаждающие каналы в передней кромке; 4 – воздух высокого давления; 5 – воздух низкого давления из 3-й ступени КВД, поступающий через боковые отверстия в ножке хвостовика; 6 – ножка хвостовика

Эффективность охлаждения обычно оценивается глубиной охлаждения $\theta_Л$ при выбранном относительном расходе охладителя $q_{охл} = \dfrac{G_{охл}}{G_B}$:

$$\theta = \frac{T_Г^* - T_Л}{T_Г^* - T_{охл}^*},$$

где $T_Г^*$ – среднемассовая температура газа на входе в решётку; $T_{охл}^*$ – температура охладителя; $T_Л$ – средняя температура тела лопатки.

Строятся графики $\theta = f\left(q_{охл}\right)$.

Это удобная форма интегральной оценки результатов охлаждения реальной лопатки и при проектировании охлаждаемой лопатки по прототипу, т.е. по лопатке, зависимость $\theta = f\left(q_{охл}\right)$ которой известна.

Пути повышения эффективности конвективного охлаждения

Количество отводимого от стенки лопатки тепла путём принудительной конвекции:

$$Q_{охл} = f\left(q_{охл}, T_{охл}^*, П_{охл}, \alpha_{охл}\right).$$

Оно зависит от расхода воздуха на охлаждение $q_{охл}$, температуры охладителя $T_{охл}^*$, площади внутренней полости лопатки, с которой идёт отвод тепла $П_{охл}$, и коэффициента теплоотдачи от стенки к охладителю $\alpha_{охл}$.

Однако значения параметров, повышающих коллективный теплоотвод, при проектировании лопатки имеют чёткие границы допустимого, т.е. ограничения. В самом деле, массовый расход воздуха на охлаждение ограничен значением $q_{охл}$ = 12…16%, выше которого выгода от охлаждения снижается.

Температуру $T_{охл}^*$ нужно выбирать минимальной, но этот шаг ограничивается давлением охлаждающего воздуха, которое должно быть таким, чтобы обеспечить превышение давления охладителя над давлением газа на выходе из полости лопатки в 3…7%. В противном случае возможно затекание газа в полость лопатки.

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

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

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

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

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

Поэтому для увеличения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{охл}$ стремятся вызвать периодические отрывы пограничного слоя от стенок канала и таким образом обновлять пограничный слой свежими порциями охладителя. Для этого во внутреннюю полость лопатки вводят специальные элементы – турбулизаторы.

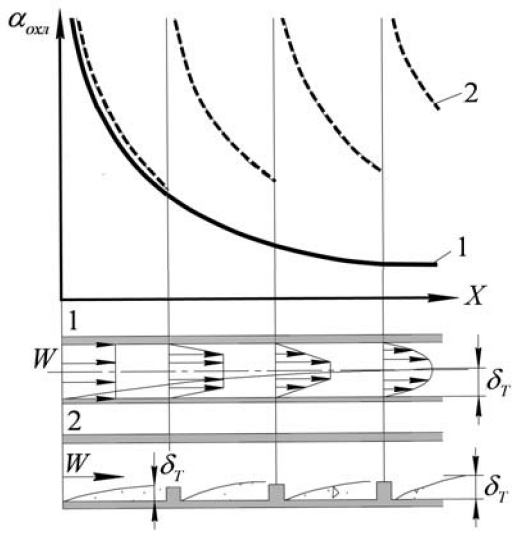


Рис. 4.17 Изменение $\alpha_{охл}$ по длине охлаждающего канала: 1 – гладкий канал, 2 – оребренный канал

Оребрение стенок канала (рис. 4.17, *2*). При отношении высоты ребер к диаметру канала 5% и шаге рёбер $t/h = 10\ldots13$ теплоотдача увеличивается в 2,0…2,3 раза, но при этом коэффициент гидравлических потерь возрастает в 3 раза ($St \cong 1,0\%$).

Штырьки. Картина обновления пограничного слоя в случае возникновения преграды в виде структуры из цилиндрических столбиков (штырьков) диаметром 2…3 *мм*, расположенных в шахматном порядке и соединяющих обе стенки полой лопатки, подобно действию ребрения ($St \cong 1,0\%$), показано на рис. 4.18.

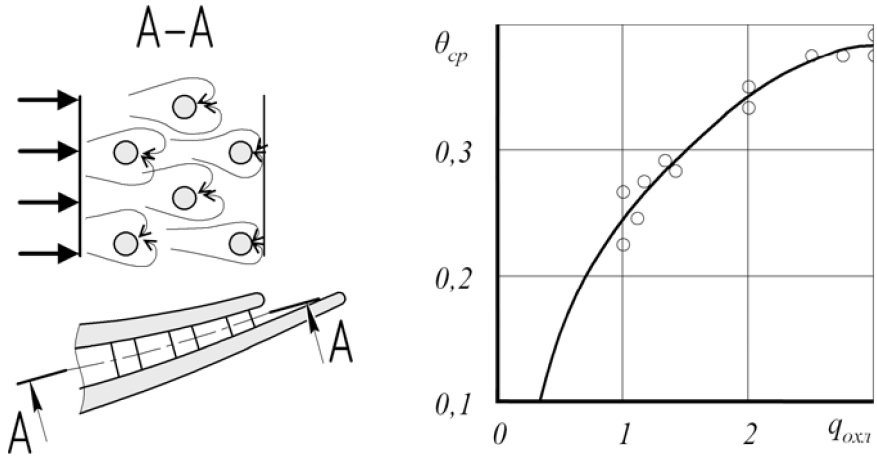


Рис. 4.18 Схема турбулизации потока при шахматном расположении штырьков. Конструкция и эффективность охлаждения рабочей лопатки 2 ступени ТРДДФ НК-144

Лунки на поверхности канала диаметром 2,5…3,0 *мм* и глубиной 0,3…0,5 *мм*, расположенные в шахматном порядке, порождают «смерчевой эффект», когда над лунками возникают столбообразные вихри типа смерчей с осью вращения нормально к потоку. В связи с тем, что внутри вихря понижается давление, обеспечивается отсос пограничного слоя, выброс его в ядро потока и поступление на его место более холодного воздуха из ядра потока (рис.4.19). Учитывая, что гидравлические потери здесь малы, $St = 2,0\%$.

Лобовое натекание (лопатка с дефлектором). Дефлектор, вставленный внутрь полости охлаждаемой лопатки, позволяет реализовать лобовые натекания охладителя на стенку лопатки (рис. 4.20).

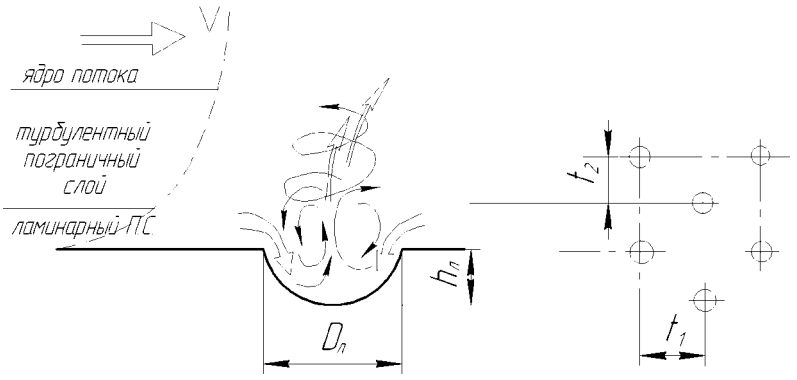


Рис. 4.19 Турбулизация потока с помощью упорядоченной решетки сферических углублений

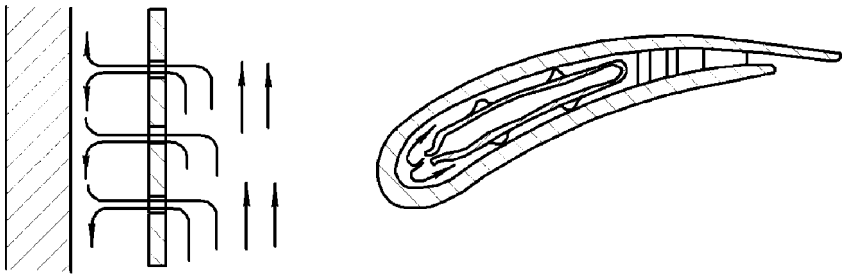


Рис. 4.20 Турбулизация потока при лобовом натекании охладителя на стенку лопатки

Воздух через систему отверстий в дефлекторе подается отдельными струями на входную кромку лопатки. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{охл}$ в зоне удара воздушной струи о стенку на порядок выше, чем при конвективном охлаждении (при течении охладителя параллельно стенки).

Далее воздух проходит в зазор между стенкой лопатки и дефлектором, охлаждая спинку и корыто, и выбрасывается через выходную щель задней кромки лопатки, отбирая от нее тепло ($St = 3,0\%$).

Вихревая матрица (рис. 4.21) построена на взаимодействии струй, проходящих по перекрещивающимся каналам. Одна система каналов размещена на спинке лопатки,

другая на корыте; теплообмен при этом возрастает при малом приросте гидравлического сопротивления ($St = 24\%$).

Пути повышения эффективности конвективно-пленочного охлаждения

Заградительное или конвективно-пленочное охлаждение – это пристенная воздушная завеса, затрудняющая и регулирующая теплоподвод к лопатке (рис. 4.22). При проектировании завесы должно быть выполнено ряд условий.

Размещение отверстий по периметру профиля лопатки должно быть таким, чтобы завесная пленка воздуха покрывала защищаемую поверхность без разрывов: минимальный шаг отверстий в ряду и между рядами 2...3 калибра (диаметра отверстия). Скорость выхода воздуха на поверхность w_B должна быть равна или меньше скорости потока газа $w_Г$ $\left(w_B \le w_Г\right)$, чтобы исключить дополнительную турбулизацию завесы и увеличение $\alpha_Г$, а следовательно и уменьшить профильные потери. С этой же целью угол выхода струи должен быть минимальным в направлении потока газа (35…20°) на всех участках, кроме входной кромки.

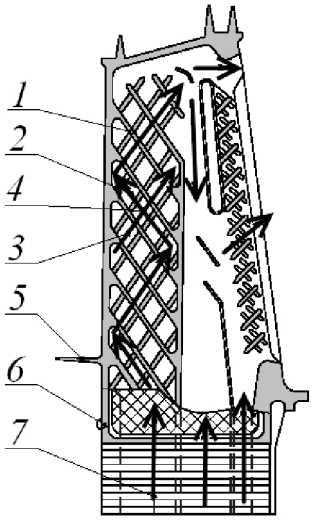


Рис. 4.21 Конструктивная схема рабочей лопатки с вихревой матрицей (с течением охладителя по перекрещивающимся каналам): 1 – основная вихревая матрица; 2 – воздух, идущий по каналам спинки; 3 – воздух, идущий по каналам корытца; 4 – точки встречи и взаимодействия струй воздуха; 5 – полка хвостовика; 6 – ножка хвостовика с уплотнителем между лопатками; 7 – каналы подвода охладителя

На входной кромке ориентация отверстий в самой стенке лопатки должна быть такой, чтобы уменьшить отрицательный «эффект встречи» потока газа и струи охлаждающего воздуха, чтобы поток газа не запирал выход охладителя.

Этим определяется угол наклона отверстий в стенке относительно оси лопатки $\gamma \le 45°$ (до 10°) и отношение длины отверстия канала к диаметру $l/d = 4...10$. Такое размещения рационально с разных точек зрения:

1. Вектор скорости газа $w_Г$ не препятствует выходу охладителя, а суммируясь со скоростью $w_{охл}$, только отклоняется на угол φ.

2. Большие оси эллипсов выходных отверстий ориентированы вдоль оси лопатки, что увеличивает площадь пелены, образуемую каждым отверстием, и снижает концентрацию напряжений около отверстий при действии растягивающих центробежных сил и изгиба.

3. Возрастает эффект конвективного охлаждения стенки за счет увеличения длины *l* выходных отверстий.

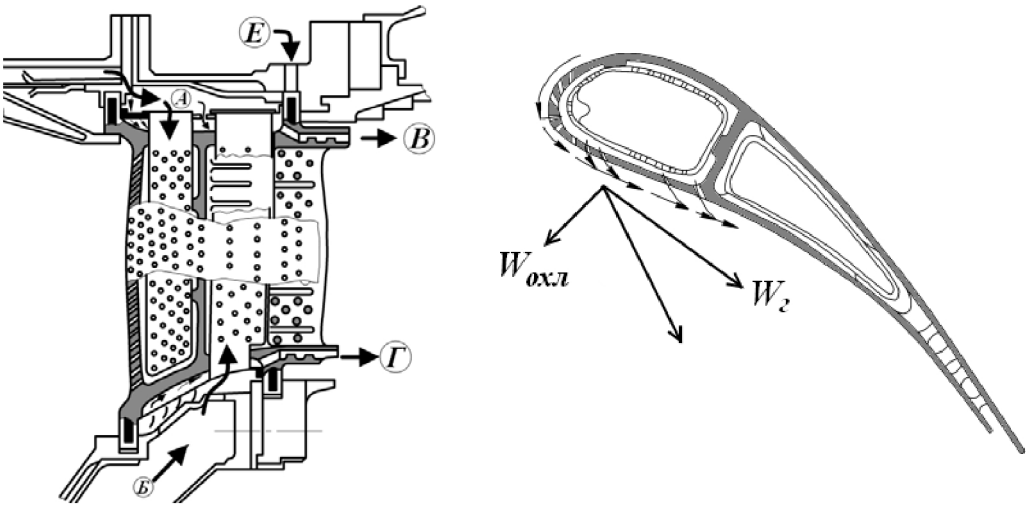


Рис. 4.22 1-я сопловая двухполостная охлаждаемая лопатка ТРДД RB 211-53: А – охлаждающий воздух из КВД для передней полости; Б – охлаждающий воздух из КВД для задней полости; В и Г – воздух для охлаждения стенок соплового аппарата; Е – подвод воздуха низкого давления (3 ступень КВД) для охлаждения 1-й рабочей лопатки турбины

Должно быть гарантировано образование завесы на всех режимах работы двигателя, что возможно, если полное давление охладителя $P^*_{охл}$ будет больше полного давления газа $P^*_Г$ на 5...7%, а площадь подвода охладителя будет больше суммарной площади отверстий перфорации.

Особенности охлаждения входной и выходной кромки

Форма входной кромки может быть выполнена бо́льшим радиусом R («тупой носик») с малой толщиной стенки и малым радиусом R («острый носик») с большой толщиной стенки, которая получается из-за технологического литейного ограничения минимального значения радиуса r (рис. 4.23). Значение радиуса R в долях хорды b изменяется в широких пределах $R = (0,008...0,08)b$.

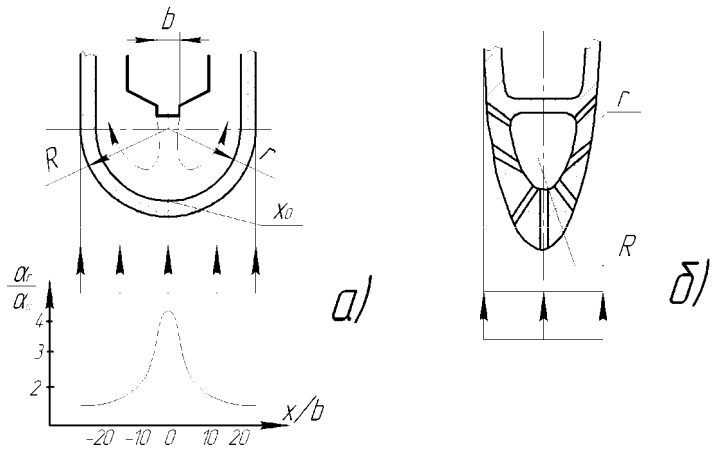


Рис. 4.23 Два исполнения входной кромки охлаждаемой лопатки: а) большой радиус закругления R и малая толщина стенки, б) малый радиус R и большая толщина стенки; α_r/α_{x_0} – относительный коэффициент теплоотдачи по внутренней поверхности входной кромки при лобовом натекании

Первое исполнение дает высокий результат при конвективном охлаждении лобовым натеканием охладителя. Решетка таких профилей оказывается малочувствительной к изменениям угла атаки. Однако охват профиля температурой торможений здесь большой и относительно большой радиус R может привести к диффузорности межлопаточного канала. Поэтому такой профиль чаще используют при конвективном способе охлаждения лопатки.

Второе исполнение с малым R ведет к уменьшению потерь в решетке при оптимальном угле атаки, имеет меньший охват температурой торможения и поэтому предпочтительнее при высоких $T^*_Г$ с использованием заградительного охлаждения на входной кромке.

При правильном конструктивном оформлении задней кромки лопатки и выхода охлаждающего воздуха возможно разрешить задачи, связанные с повышением глубины охлаждения, снижением гидравлических потерь и уменьшить вероятность возбуждения колебаний лопаток соседних решеток закромочным следом. Основная цель состоит в том, чтобы уменьшить радиус задней кромки r_2. Значение r_2 выполненных лопаток находится в диапазоне $r = (0,005...0,02)b$.

На рис. 4.24 представлены три формы кромок с минимизацией r_2 и интенсификацией охлаждения.

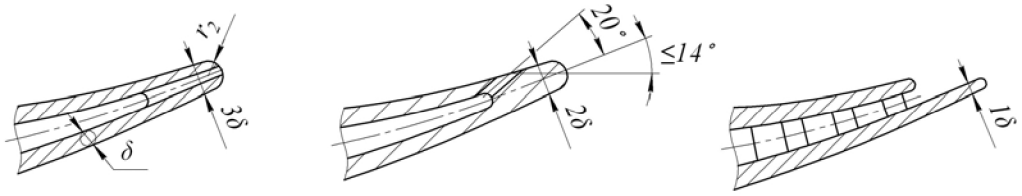


Рис. 4.24 Возможности минимизации толщины и радиуса скругления выходной кромки охлаждаемой лопатки

Радиус r_2 и схема охлаждения задней кромки определяют ширину закромочного следа за лопаткой. Ширина закромочного следа за лопатками соплового аппарата при конвективно-пленочном охлаждении оказывается больше, чем при конвективном, и, следовательно, интенсивность возбуждения колебаний рабочих лопаток будет выше.

При конвективно-пленочном охлаждении входной и выходной кромки вклад конвективного охлаждения получается выше, чем доля заградительного охлаждения (рис. 4.25). Поэтому при проектировании охлаждаемой лопатки следует стремиться к увеличению доли теплообмена за счет повышения эффективности конвективного охлаждения.

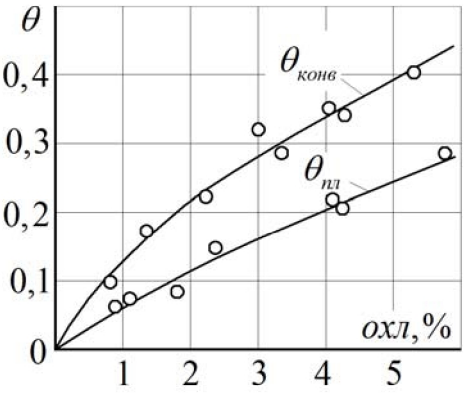


Рис. 4.25 Зависимость эффективности конвективного и пленочного охлаждения от относительного расхода охлаждающего воздуха

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

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

Если потребное уменьшение температуры закомпрессорного воздуха для достижения заданной $T_Г^*$ обозначить $\Delta T_{охл}$, температуру за компрессором $T_К^*$, а отношение $\Delta T_{охл}/T_К^*$ назвать относительным уменьшением температуры хладагента, то по выводам Г.П. Нагоги [6], каждое повышение $T_Г^*$ на $100К$ требует предварительного уменьшения $\Delta T_{охл}/T_К^*$ примерно на 20%.

Из всех известных приемов снижения $T_{охл}$ рассмотрим только три, которые используются в современной практике проектирования:

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

Теплообменники

При $M_П \approx 0{,}8...2{,}2$ температура воздуха в воздухозаборнике ТРДДФ возрастает до уровня более $500К$. Поэтому при высоких значениях $\pi_к^*$ появляется необходимость охлаждения самого охладителя – закомпрессорного воздуха в воздухо-воздушном теплообменнике (ВВТ), который устанавливается в тракте II контура (рис. 4.26). Таким образом удается снизить температуру охладителя на 100…120$К$.

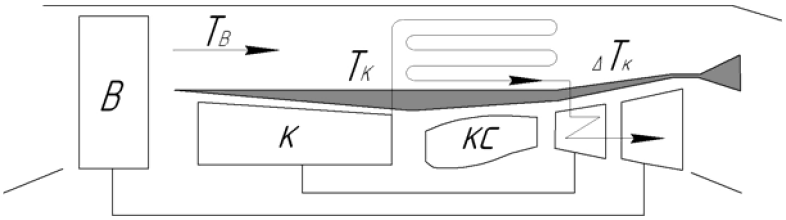


Рис. 4.26 Воздухо-воздушный теплообменник (ВВТ) в тракте II контура ТРДД

Используются теплообменники с различными схемами охлаждения теплоносителей: противоток, прямоток и перекрестный ток. На рис. 4.27 показан компактный теплообменник — перекрёстный ток, установленный во II контуре ТРДДФ.

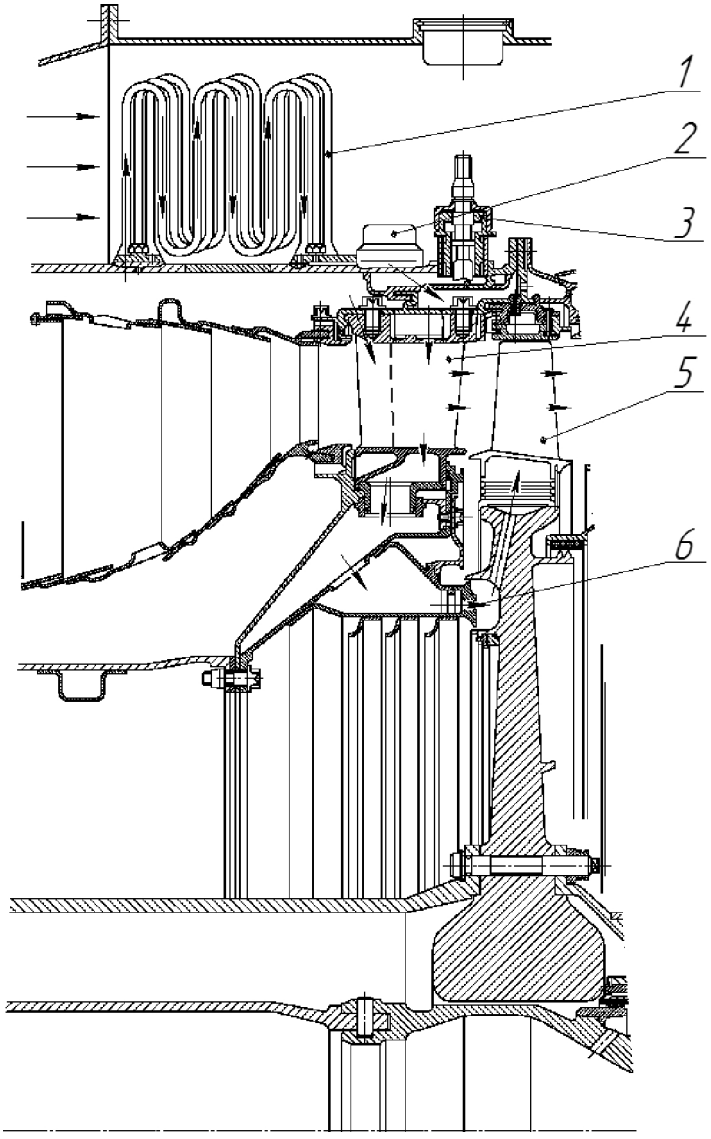


Рис. 4.27 Теплообменник в составе ТРДДФ (АЛ – 31Ф)

Эффективность теплообменника $\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}}$ есть отношение фактически переданного тепла q к максимально-возможному теплу $q_{\max}$, которое может быть передано в идеальном противоточном теплообменнике с бесконечно большой поверхностью.

ВВТ, работающие по принципу противотока, имеют наибольшую ε, а перекрестный ток занимает по эффективности некоторое среднее положение.

Решение об установке ВВТ должно учитывать и отрицательные стороны присутствия теплообменника, вызывающего рост удельного расхода топлива $C_{уд}$:

- передачу тепловой энергии через теплообменник из области высокого давления (I контур) в область низкого давления (II контур);
- затраты $\Delta P_{хол}\left(\Delta P_{к}\right)$ и, следовательно, механической энергии на проталкивание хладоагента через каналы теплообменника. Допустимые потери полного давления $P_{к}^{*}$ в теплообменнике не более 10%;
- увеличение веса двигателя (на 1 *к*г воздуха, охлаждаемого в теплообменнике, приходится 5…7 *к*г увеличения массы двигателя);
- влияние загромождения тракта II контура; при этом считаются приемлемыми потери полного давления $P_{в}^{*}$ в 3…4%.

Однако влияние 1% потерь $P_{в}^{*}$ при малых $\pi_{в}^{*}$ более значительно. Поэтому ВВТ используют в ТРДДФ со степенью двухконтурности $m = 0,6...1,3$ и отношением $\frac{\pi_{к}^{*}}{\pi_{в}^{*}} = 7...15$ и получают $\frac{\Delta T_{охл}}{T_{к}^{*}} = 25...30\%$.

Итак, установка ВВТ во II контуре порождает недостатки, которые снижают топливную экономичность. Но если суммировать увеличение $C_{уд}$ из-за ВВТ, то оно составляет 1,8…2,3% [6], что на порядок меньше величины улучшения $C_{уд}$ при дополнительном форсировании по $T_{Г}^{*}$ и $\pi_{к}^{*}$. Это и есть выигрыш от применения ВВТ.

Отбор воздуха из промежуточных ступеней позволяет уменьшить $T_{охл}$, но при этом уменьшается перепад давления в линии подвода охлаждающего воздуха $\Delta P_{охл}^{*}$, а значит и расход охлаждающего воздуха $q_{охл}$. Ранее указывалось, что снижение $q_{охл}$ ведет к уменьшению глубины охлаждения θ.

Поэтому такое решение может быть реализовано, если давление в ступени откуда осуществляется отбор воздуха, превышает давление газа в осевом зазоре за охлаждаемой решёткой турбины на 3…5% с учетом потерь при транспортировании охладителя к лопатке.

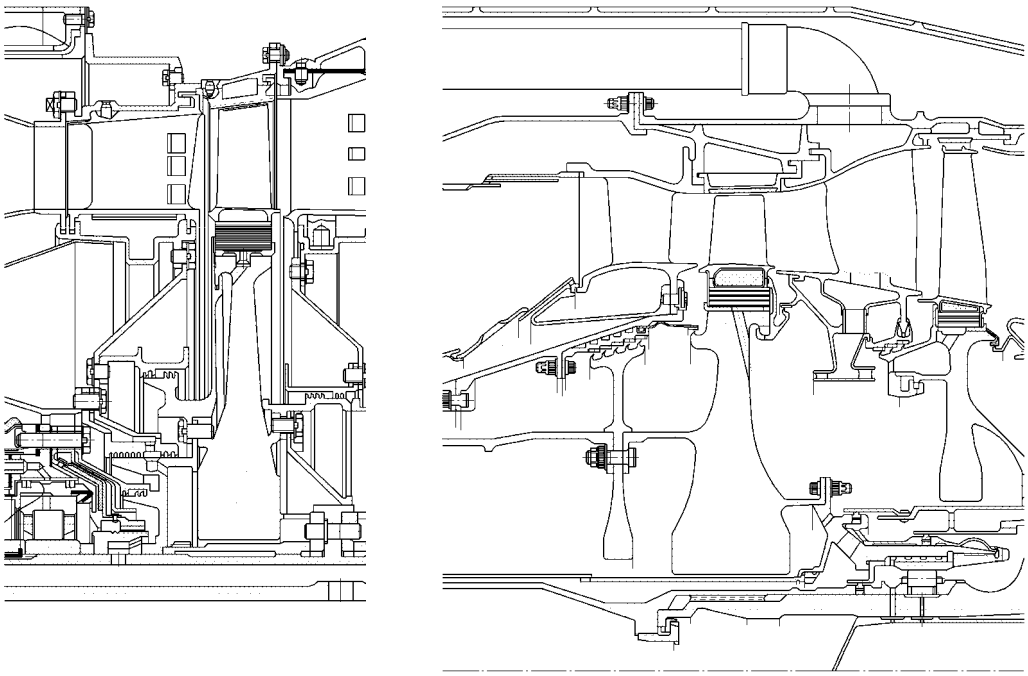
Это условие выполняется только для лопаток соплового аппарата 1-й ступени при конвективном охлаждении с лобовым натеканием и для решеток 2-й ступени турбины и поэтому отбор воздуха из промежуточных ступеней не может быть основой для форсирования двигателя по $T_{Г}^{*}$ и $\pi_{к}^{*}$ [6].

Подвод охладителя к рабочим лопаткам через подкручивающую решетку. Вначале необходимо уяснить, что подвод воздуха через конфузорную решетку профилей позволяет снизить температуру $T_{охл}$ только для рабочих лопаток.

Подвод охлаждающего воздуха к рабочему колесу с дефлектором может осуществляться без предварительной закрутки и с закруткой по направлению вращения (рис 4.28).

В том и другом случае наблюдается снижение температуры рабочих лопаток $T_{Л}$, но уровень и причины снижения оказываются разными. Ниже будет показано, что без

закрутки рост глубины охлаждения θ достигается за счет увеличения расхода охладителя $q_{охл}$, тогда как при введении закрутки к этому добавляется эффект снижения температуры хладоагента в относительном движении.



а) *б)*

Рис. 4.28 Турбина ТРДД с подводом охлаждающего воздуха к первому РК с помощью дефлектора на диске: а) без подкручивающей решетки (ТРДД Д30-КУ); б) с подкручивающей решеткой (ТРДДФ М.88-2)

Рассмотрим подвод воздуха к диску и рабочим лопаткам без закрутки и два положения подвода охлаждающего воздуха с закруткой, представленных на рис. 4.29.

Для рабочей лопатки:

$$\theta_{Л} = \frac{T^*_{Г_{w2}} - T_{Л}}{T^*_{Г_{w2}} - T^*_{В_{w3}}},$$

где $T^*_{Г_{w2}}$ и $T^*_{В_{w3}}$ – температуры газа и охлаждающего воздуха в относительном движении.

Отсюда $T_{Л} = T^*_{Г_{w2}} - \theta_{Л} \cdot (T^*_{Г_{w2}} - T^*_{В_{w3}})$, а $\theta_{Л} = f\left(q_{охл}\right)$.

В схеме *1* подвода без закрутки воздух входит в лопатку радиально, а подходит к диску нормально к плоскости вращения, тогда:

$$T^*_{В_{w3}} = T^*_{В_1} + \frac{u_2^2 - u_1 \cdot c_{u_1}}{2 \cdot c_p}.$$

Значение температуры $T^*_{В_1}$ зависит от места отбора воздуха и подогрева его на отрезке до РК. Второе слагаемое учитывает подогрев воздуха при поджатии его центробежными силами в канале между диском и дефлектором.

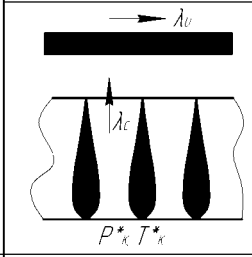
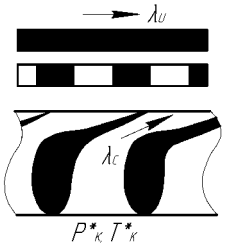
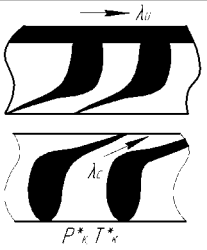
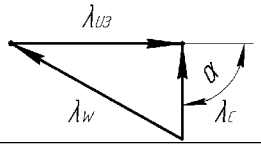
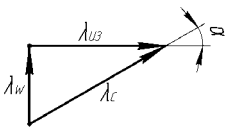
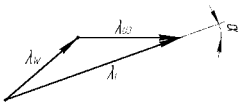
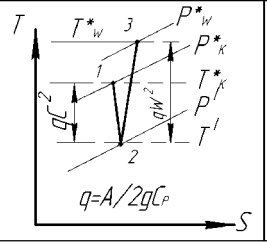
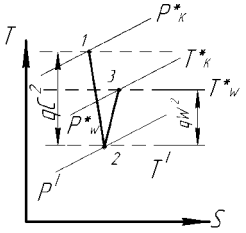
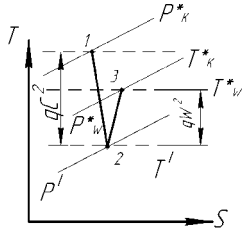
	Схема 1	Схема 2	Схема 3
	$\alpha = 90^o$	$0^O < \alpha < 90^o$	$\alpha \to 0$
	$\lambda_C > 0$	$\lambda_C \cdot \cos\alpha = \lambda_{U3}$	$\lambda_C \cdot \cos\alpha \to \lambda_{U3}$
Схемы подвода воздуха к диску и рабочим лопаткам			
Треугольник скоростей			
T – S диаграмма			
$\lambda_{U\ BX.}$ (в лоп.)	$\lambda_{U.BX.} = \left(1 - h_л / D_{CP}\right) \cdot \lambda_{U.CP}$		
λ^2_{W3}	$\lambda^2_{U3} + \lambda^2_C$	$\lambda^2_C - \lambda^2_{U3}$	$\lambda^2_C + \lambda^2_{U3} - 2\lambda_C \cdot \lambda_{U3} \cdot Cos\,c$
T^*_{W3} / T_K^*	$1 + \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda^2_{U3}$	$1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda^2_{U3}$	$1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1}\left(2\lambda_{U3} \cdot \lambda_C \cdot Cos\alpha - \lambda^2_{U3}\right)$
$T^*_{W\,OXЛ.BX.} / T_K^*$	$1 + \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda^2_{U\,BX}$	$1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1}\left(2\lambda^2_{U3} - \lambda^2_{U\,BX}\right)$	$1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1}\left(2\lambda_{U3} \cdot \lambda_C \cdot Cos\alpha - \lambda^2_{U вх}\right)$
$\Delta T_{OXЛ.} / T_K^*$	-	$2\frac{\kappa - 1}{\kappa + 1}\lambda^2_{U3}$	$2\frac{\kappa - 1}{\kappa + 1}\lambda_C \lambda_{U3} Cos\alpha$
$P^*_{W\,BX.} / P_K^*$	$\left[1 + \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1}\lambda^2_{U\,BX}\right]^{\kappa/\kappa - 1}$	$\left[1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1}\left(2\lambda^2_{U3} - \lambda^2_{U\,BX}\right)\right]^{\kappa/\kappa - 1}$	$\left[1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1}\left(2\lambda_{U3}\lambda_C Cos\alpha - \lambda^2_{UB}\right)\right]^{\kappa/\kappa - 1}$

Рис. 4.29 Физические основы проектирования подкручивающих решеток по Нагоге Г.П.: $\lambda_{U3}, \lambda_{Uвх}, \lambda_{Uср}$ *– приведенные окружные скорости на среднем радиусе тракта, на радиусе установки решетки и радиусе входа охладителя в лопатку;* $T^*_З, \lambda_{W3}$ *– полная температура охладителя и приведенная скорость охладителя в относительном движении на радиусе установки решетки;* $P^*_{Wохл.вх.}, T^*_{Wохл.вх.}$ *– полное давление и температура охладителя на входе в лопатку*

Учитывая осевой подвод воздуха к РК, можно принять $c_{u_1} = 0$. Тогда для нашего случая без закрутки:

$$T^*_{B_{W_3}} = T^*_{B_1} + \frac{u_2^2}{2 \cdot c_p},$$

а полное давление на входе в лопатку:

$$P^*_{B_{w3}} = P^*_{B_1} + \rho \cdot u_2^2 \cdot (\eta_0 - 0,5).$$

Здесь $P^*_{B_1}$ – полное давление потока перед РК и так же, как и $T^*_{B_1}$,зависит от ступени отбора и гидравлических потерь на промежутке до РК; η_0 – КПД сжатия в объеме между дефлектором и диском на длине между r_1 – радиусом входа в дефлектор и r_2 – радиусом выхода воздуха на ободе диска и входа в лопатку.

Исходя из уравнения расхода

$$q_{охл} = \frac{m \cdot P^*_{B_{w3}} \cdot F \cdot q(\lambda_{w3})}{\sqrt{T^*_{Bw3}}},$$

можно заключить, что в относительном движении расход охлаждающего воздуха возрастает и по оценке [14] температура лопатки $T_л$ может снизиться на 25…33K, но снижение температуры охладителя $\Delta T_{охл}$ не происходит.

В схеме *2*, которая нашла самое широкое применение, подвод происходит с закруткой воздуха в конфузорных каналах подкручивающей решетки, где выполняется условие $c_u = u$ на среднем радиусе тракта решетки.

В относительном движении охлаждающего воздуха снижение его температуры происходит в отверстиях дефлектора и в отверстиях на диске.

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

В схеме *3* угол α уменьшается и эффект снижения температуры охлажителя $\Delta T_{охл}$ возрастает, но на диске в этом случае должна размещаться приемная решетка, что усложняет конструкцию рабочего колеса.

Снижение температуры охладителя пропорционально квадрату окружной скорости $u(\lambda_u)$, следовательно, чем больше радиус, на котором размещена решетка $r_р$, тем выше $\Delta T_{охл}$.

Однако используется установка подкручивающей решетки и на малых радиусах, что позволяет охлаждать полотно диска, естественно, со снижением $\Delta T_{охл}$ за счет теплообмена и за счет поджатия воздуха центробежными силами в канале между дефлектором и диском.

При оценке параметров решетки в соответствии с рис. 4.29 необходимо:

- выбрать место отбора воздуха ($P^*_{B_1}$, $T^*_{B_1}$) и пути транспортировки к решетке для первой ступени P^*_K, T^*_K;
- выбрать радиусы установки решетки и ввода охладителя в лопатку и определить $\lambda_{Uз}$ и $\lambda_{Uвх}$;
- определить $T^*_{Wохл.вх.}$;
- оценить глубину охлаждения θ лопатки и по экспериментальным зависимостям $\theta = f(q_{охл})$ определить потребный расход охладителя $q_{охл}$;
- по формуле расхода определить площадь подкручивающей решетки $F_{ПР}$ и высоту $h_{ПР} = F_{ПР} / \pi d_{ПР}$;
- провести профилирование лопаток подкручивающей решетки, исходя из условия $c_u / u = 1$.

4.2. Охлаждение дисков

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

Поэтому при организации охлаждения дисков решаются две задачи:

Первая – отвести от тела диска тепло, приходящее главным образом из проточной части турбины, и обеспечить потребную длительную прочность материала диска ($\sigma^{t}_{B\tau}$). Для этого делается заслон тепловому потоку от газа к диску в периферийной зоне и создается воздушная прослойка по передней и задней стороне диска и по ступице. При этом, если бы охладитель имел нужную температуру, то не обязательно перемещение его относительно поверхности диска: относительность реализуется при вращении диска. Следовательно, никакой интенсификации конвективного охлаждения в данном случае и не требуется.

Однако реализовать такую схему отвода тепла от вращающегося диска возможно только при постоянном притоке свежих порций охладителя, т.е. с принудительным подводом охлаждающего воздуха.

Вторая – уменьшить неравномерность нагрева, снизить теплоперепад между ободом и ступицей, который определяет уровень термических деформаций и напряжений в диске.

Причина возникновения термических напряжений понятна из следующей схемы. Если диск условно разбить по уровню температур на две части, то более нагретый («горячий») внешний контур (обод) стремится расшириться, однако этому препятствует внутренний контур (ступица) и потому во внешнем контуре формируются сжимающие напряжения. Внутренний же контур «холодный» стремится сжиматься, но встречает сопротивление со стороны наружного контура, испытывает деформации растяжения и в нем возникают растягивающие напряжения. Эта картина меняется на сбросе газа и останове, когда ступица оказывается более нагретой, чем обод.

Диски первых ступеней турбины имеют температуру обода $600...900°C$ и ступицы $300...600°C$, градиент температур может составлять $200...300°C$.

Рассмотрим теперь нестационарный тепловой режим диска. При запуске двигателя обод нагревается быстрее, чем массивная ступица, и для достижения стационарного градиента температур (прогрев диска), необходимо достаточно длительное время. Так рабочие лопатки прогреваются в течение $2...4$ с (в том числе и охлаждаемые), обод выходит на установившийся режим за $4...6$ с, а ступица – за $20...40$ мин.

Понятно, что прогрев диска – это довольно расточительная операция (время, топливо и др.) и полный прогрев не делается. Следовательно, до полного прогрева при повышенных режимах работы двигателя (взлет, набор высоты, а также при приемистости и сбросе газа) в диске наблюдаются максимальные напряжения от действия центробежных сил и от термических деформаций. Такое сочетание напряжений после определенного числа циклов может привести к усталостным разрушениям диска.

Проблема обостряется тем, что из-за желания снизить число ступеней турбины происходит постоянный рост теплоперепада, срабатываемого на ступени ТВД. Это ведет к увеличению частоты вращения и росту объема и массы ступицы диска так, что она становится соизмеримой с массой остальной части диска.

В соответствии с гипотезой Фурье тепловой поток в диск пропорционален градиенту температур. Следовательно, при снижении разности температур в системе «обод-ступица» уменьшается тепловой поток в диск, повышается $\sigma^{t}_{B_\tau}$ и снижаются термические напряжения.

Уменьшение теплового потока в обод диска достигается:

• продувкой охлаждающего воздуха через зазоры в замках елочного типа (рис.4.30);

• теплоизоляцией обода путем введения в конструкцию рабочей лопатки полки хвостовика и ножки (рис. 4.31).

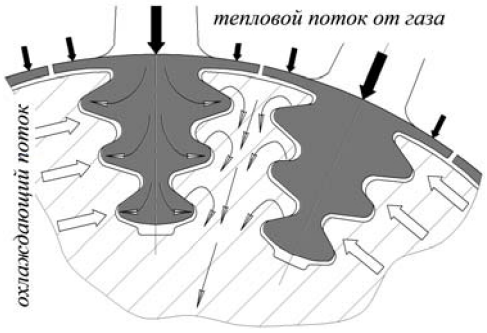


Рис. 4.30 Уменьшение теплового потока от газа к ободу диска турбины продувкой охладителя через зазоры хвостовика елочного типа

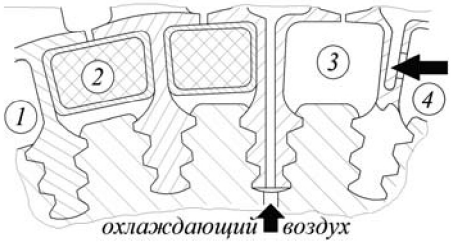


Рис. 4.31 Конструктивные методы уменьшения теплового потока от газа к ободу диска: 1 – лопатка с удлиненной ножкой и полкой хвостовика; 2 – изоляция от теплового потока горячего газа; 3 – подвод охлаждающего воздуха через хвостовик и ножку хвостовика; 4 – подвод охладителя через отверстие в ножке

Охлаждение ступицы и полотна диска может производиться попутно воздухом, идущим на охлаждение обода рассматриваемого рабочего колеса. Это так называемый ***радиальный обдув диска***, когда воздух подводится к центральной части диска, прогоняется по боковой поверхности и на периферии диска сбрасывается в проточную часть. Обдув может быть односторонним или двусторонним.

Недостаток такого способа – повышенный расход охладителя – обычно связан с изменением по режимам осевых и радиальных зазоров между рабочим колесом и статором.

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

Эффективность охлаждения дисков при продувке воздуха через зазоры в елочном замке и при радиальном обдуве показана на рис. 4.32. Доказано, что способ продувки воздуха через зазоры обеспечивает наименьший радиальный градиент температур в диске, является наиболее экономичным по расходу охладителя, максимальная температура в диске на 100...300°*K* ниже, чем при радиальном обдуве.

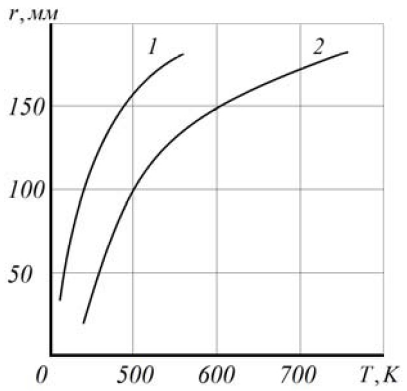


Рис. 4.32 Эффективность охлаждения дисков: 1 – продувка охладителя через зазоры хвостовика елочного типа; 2 – радиальный обдув диска (от центра к периферии)

Понятно, что при использовании рабочих лопаток с полкой и ножкой хвостовика возрастает теплоизолирующий эффект на пути теплового потока от газа в диск за счет воздушного зазора между полками хвостовика и ободом. В ряде случаев этот объем используется для раз-

мещения теплоизоляционных элементов, состоящих из каолиновой ваты или других теплоизолирующих материалов и оболочки из металлической фольги.

Отметим, что эти теплоизоляционные вставки исключают гидравлические потери от возможного перетекания рабочего тела в зазоры между полками хвостовика и способствуют демпфированию колебаний рабочих лопаток.

Течение охладителя по воздухоподводящим отверстиям в ободе и далее в хвостовике и ножке лопатки опять снижает градиент температур между ободом и ступицей при сравнении с неохлаждаемым рабочим колесом.

Использование подвода охлаждающего воздуха к РК через подкручивающую решетку определяет еще один способ снижения температуры обода – *способ струйного охлаждения диска*, который значительно снижает расход охладителя и обеспечивает высокие коэффициенты теплоотдачи в зоне натекания струй.

И в этом случае, как и в случае подвода охладителя к рабочим лопаткам, размещение решетки профилей в зоне обода дает наибольший эффект.

Для реализации этих способов снижения теплового потока в диск необходимо выполнить ряд условий:

- необходимо исключить затекание горячих газов в околодисковые полости, т.е. давление в этих полостях должно превышать давление в тракте (в рассматриваемом сечении);
- для обеспечения течения охлаждающего воздуха через зазоры в елочном замке давление на передней стороне диска должно быть выше, чем на задней.

Выбор каждого из этих способов снижения теплоподвода к диску диктуется уровнем рабочих температур в ступени, потребностью охлаждения рабочих лопаток и схемой подвода охладителя к ним. Чаще используются их комбинации.

Этот выбор определяет схему подводов охлаждающего воздуха к диску, которые в свою очередь, условно можно разделить на:

- ***Фронтальный (осевой) подвод по отношению к передней стороне диска*** (турбина ВД ТРДД НК-86 $T_Г = 1280K$, рис. 4.33). Воздух, отбираемый за лабиринтом КВД, проходит через зазоры в елочном замке и частично через переднее уплотнение в тракт. Задняя стенка диска охлаждается радиальным обдувом воздуха из промежуточной ступени КВД, который проходит через систему лабиринтов и сбрасывается в тракт.
- ***Фронтальный подвод по отношению к ободу диска*** (турбина ВД ТРДД RB211-535, $T_Г = 1530K$, рис. 4.34). Рабочая лопатка охлаждается воздухом из-за КВД (высокое давление для осуществления конвективно-пленочного охлаждения) и из-за 3 ступени КВД. Это воздух с пониженной температурой и давлением, который из полости А через подкручивающую решетку попадает в полость Б, натекает на обод и ножки хвостовика лопаток. Это, безусловно, наиболее эффективный вариант теплоотвода от обода, но при решении задачи переброса охладителя из полости А в полость Б.
- ***Радиальный подвод*** (без дефлектора на диске) реализован в турбине ТРДД НК-86, $T_Г = 1280K$: задняя сторона диска первой ступени и диски турбины НД (см. рис.4.33).
- ***Радиальный подвод с дефлектором на диске*** (турбина ВД ТРДД НК-8, $T_Г = 1200K$, рис.4.35). Воздух отбирается за КВД из разгрузочной полости, движется между дефлектором и диском от ступицы к ободу и, проходя через зазоры в елочном замке, охлаждает обод. Дефлектор исключает утечки охлаждающего воздуха в тракт. Воздух для охлаждения ступицы и радиального обдува задней стороны диска ТВД отбирается за 3-й ступенью КВД.

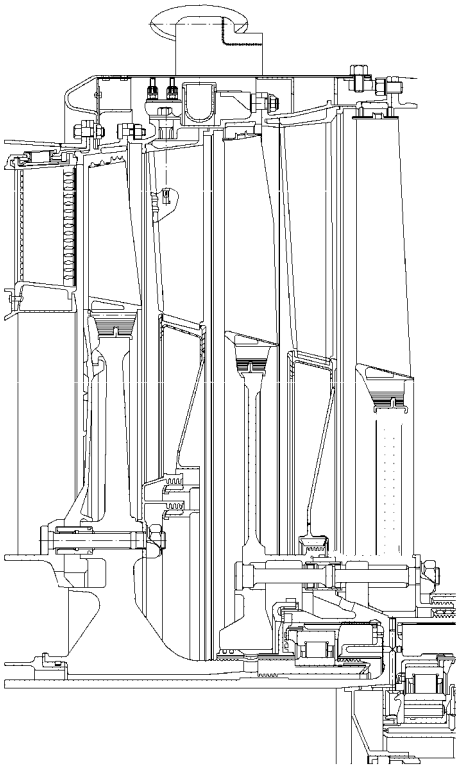


Рис. 4.33 Турбина ТРДД НК-86: схема охлаждения диска 1 РК – фронтальный, на передней стороне диска и радиальный на задней стороне

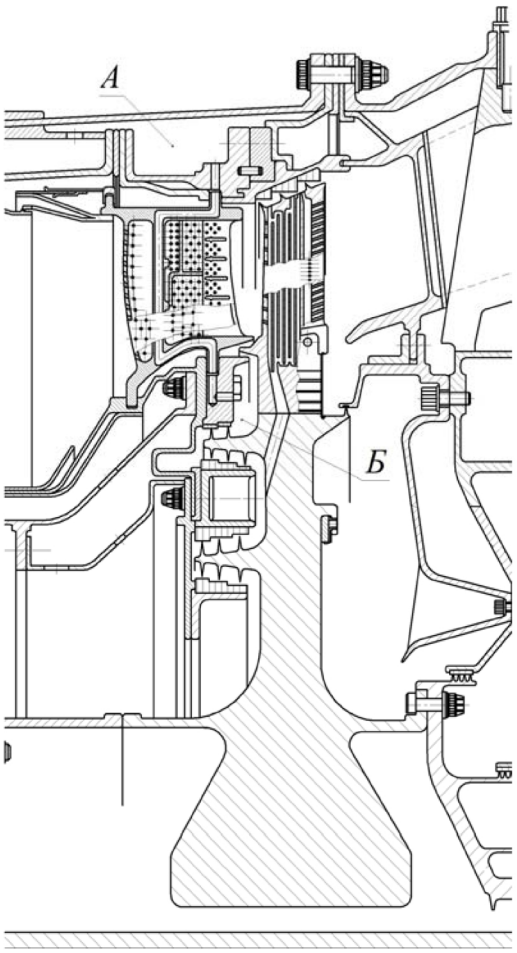


Рис. 4.34 Турбина ВД ТРДД RB 211-535: фронтальный подвод охладителя к ободу диска

- ***Радиальный подвод с двумя вращающимися дефлекторами на диске*** (турбина ВД ТРДД НК-56, $T_{\Gamma} = 1650K$, см. рис. 4.36). Обод охлаждается воздухом, проходящим через зазоры елочного замка, рабочая лопатка с ножкой и полкой хвостовика, с теплоизолирующими вставками. Воздух под передний дефлектор поступает из-за КВД, проходит через подкручивающую решетку и далее разделяется на три потока: по отверстиям в ободе к рабочим лопаткам и по зазорам в елочном замке для охлаждения обода, а через отверстия в ступице диска – в полость под задний дефлектор (охлаждается передняя и задняя стенка полотна диска). Передний дефлектор закрывает хвостовик лопатки, задний – нет.
- ***Радиальный подвод с невращающимся дефлектором*** (турбина ВД ТРДД RB 432, рис. 4.37). Воздух на охлаждение РК, отбираемый за КВД, движется от ступицы к ободу и, проходя через отверстия в полке хвостовика, интенсивно охлаждает обод. Такое решение без вращающегося дефлектора позволяет снизить массу и напряжения в диске. Задняя сторона диска первой ступени и диск второй ступени охлаждаются воздухом, отбираемым из промежуточной ступени КВД.

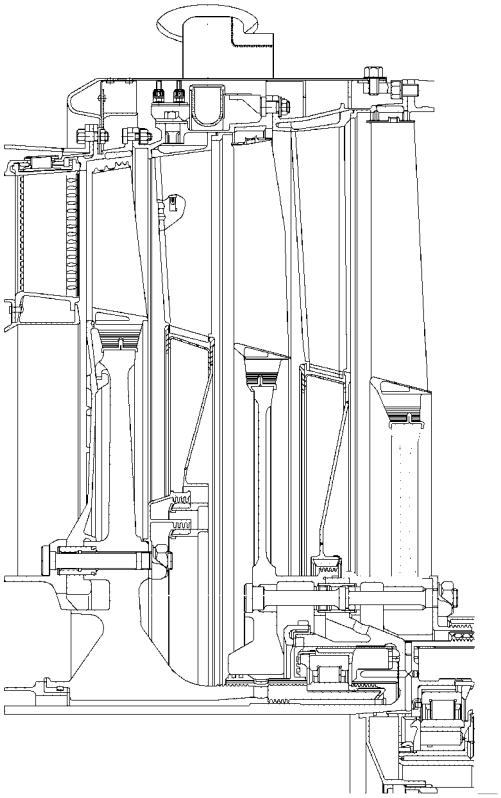


Рис. 4.35 Турбина ТРДД НК-8-2: радиальный подвод с дефлектором на диске

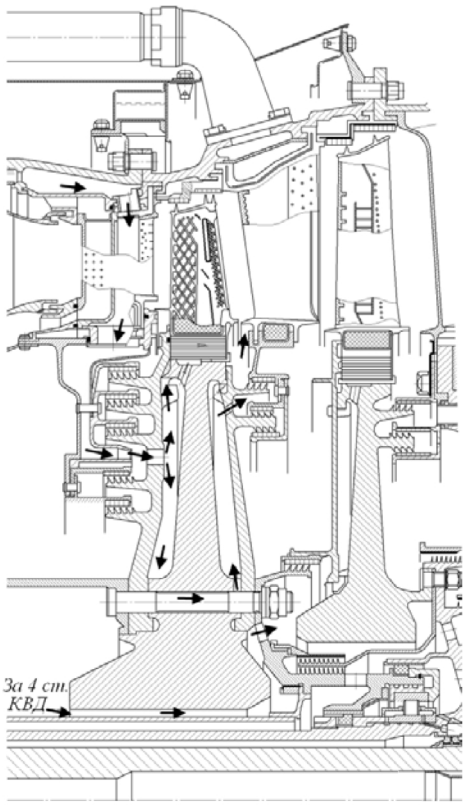


Рис. 4.36 Турбина ТРДД НК-56: радиальный подвод с двумя дефлекторами, закрепленными на диске

4.3. Охлаждение корпуса

Охлаждением корпуса преследуется две цели – как и в других элементах турбины, обеспечить заданный уровень предела длительной прочности материала $\sigma^{t}_{B_\tau}$ и снизить температурные деформации корпуса, что связано с минимизацией радиальных зазоров.

Основной конструктивный прием при этом – использование статора с двойной стенкой. Для сравнения рассмотрим одностеночный статор турбины ТВД АИ-24 и статор с двойной стенкой турбины ТРДД RB 432 (рис. 4.37).

Температурные состояния стенки корпуса турбины АИ-20 определяются балансом подвода тепла от газа и отводом тепла внешним охлаждением воздухом набегающего потока $T_{ст} = 900...1000K$.

На двигателе RB-432 статор выполнен по принципу «двойной стенки», когда наружная стенка – силовой корпус – включается в силовую схему двигателя, т.е. несет нагрузки от внутреннего давления, изгиба, растяжения и кручения, а внутренняя стенка, составленная из рабочих колец и периферийных полок СА, не связана с ней и, следовательно, нагрузок этих не несет. Она первой воспринимает тепловой поток горячих газов, а также газовые нагрузки от СА и перепад давлений на рабочих лопатках.

Как и в компрессоре, такое умеренное нагружение внутренней стенки повышает стабильность радиальных зазоров по ресурсу.

Так как наружная стенка отстоит от внутренней на расстояние зазора между ними и охлаждается воздухом II контура, температура стенки корпуса оказывается ниже, чем в одностенных статорах на $80...150K$.

В охлаждаемой 1-й ступени полость между стенками продувается воздухом из-за КВД, а 2-й СА – воздухом из-за 3 ступени КВД. В турбине НД эти полости не наддуваются и на некоторых двигателях (НК, RB и др.) заполняются теплоизоляционным материалом.

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

При внешнем обдуве корпуса нужно учитывать местные увеличения толщины стенки, образуемые наружными фланцами и кольцевыми ребрами на внутренней стороне, которые используются для крепления рабочих колец и СА.

При недостаточной эффективности охлаждений этих элементов снижение температуры стенки статора приводит к появлению повышенных термических напряжений при малых радиальных перемещениях.

Это значит, что фланцы должны охлаждаться интенсивнее, чем сама стенка.

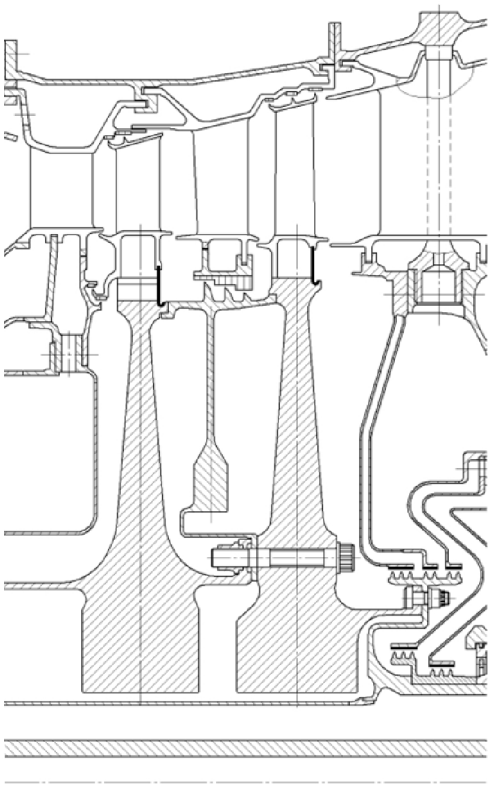


Рис. 4.37 Турбина ТРДД RB 432: радиальный подвод с невращающимся дефлектором

4.4. Выбор управления радиальными зазорами

Система управления радиальными зазорами позволяет обеспечить снижение удельного расхода топлива на длительном крейсерском режиме и исключить износы элементов ротора и статора (рабочих колец и лабиринтов бандажных полок) на переходных режимах.

Как уже указывалось в §3.1, и при постоянных приведенных оборотах из-за изменения температуры воздуха на входе в двигатель $T^*_{B_{вх}}$ радиальные зазоры изменяются, так как меняются физические обороты по зависимости $n^2 \sim T^*_{B_{вх}}$, а следовательно, и деформации диска и лопаток.

При увеличении $T^*_{B_{вх}}$ по числу $M_{полета}$ от 240 до 333K радиальный зазор может изменяться более чем на 1,2 *мм* [14]. Такие зазоры определяют потери КПД в турбине ВД в 3,5…4,5%.

Простое уменьшение радиального зазора без управленческих воздействий на конструкцию турбины приводит к задеванию ротора о статор и к износам. Эти воздействия состоят в том, чтобы выровнять время прогрева (или охлаждения) ротора и статора на переходных режимах и тем самым обеспечить минимальные изменения радиальных зазоров. А на установившихся режимах удержать соотношение температур ротора и статора, соответствующее минимальным зазорам.

Управление радиальными зазорами в ТРДД семейства RB 211 позволяет удерживать их в пределах 0,2…0,3 *мм*, что для турбины ВД эквивалентно потере в крейсерских условиях 0,8…1,2% КПД [14].

Системы управления радиальными зазорами в турбине, как и в компрессоре, строятся на воздействии или на статор, или на ротор. Статорные системы управления могут быть пассивными и активными, роторные – активными и связаны с частичным отключением охлаждения на крейсерском режиме.

Пример ***пассивной системы*** управления радиальными зазорами турбины ВД ТРДД RB 211-535 показан на рис. 4.38. Основа системы – массивное кольцо *1*, состоящее из двух частей, и относительно тонкое рабочее кольцо *2* с сотовыми вставками.

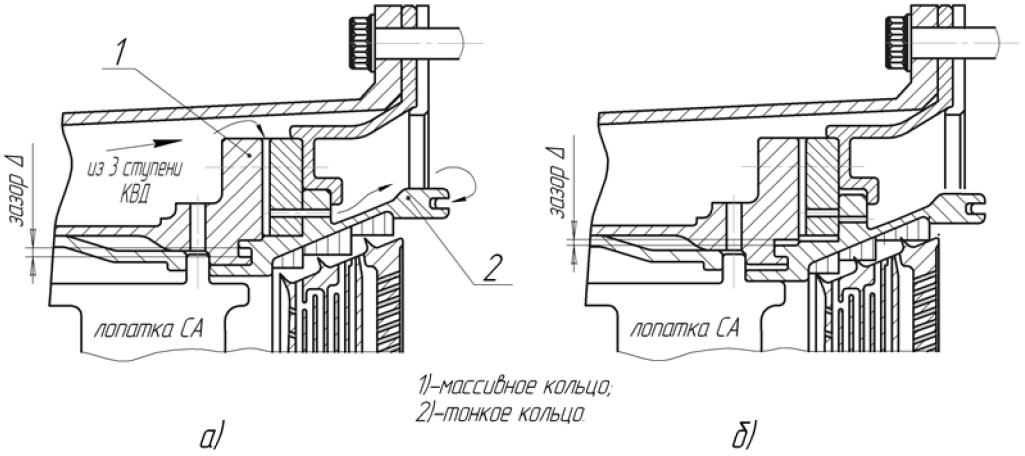


Рис. 4.38 Пассивное управление радиальными зазорами на турбине ВД RB 211-535: а) схема положения кольца малой массы на запуске, крейсерский режим; б) схема положения кольца на останове

При запуске, увеличении режима и при приемистости тонкое рабочее кольцо (с малой тепловой инерцией) быстро нагревается и, расширяясь в радиальном направлении, упирается в массивное кольцо *1* (с большой тепловой инерцией), попутно открывая канал для протока охлаждающего воздуха из-за 3-й ступени КВД.

Оба кольца охлаждаются воздухом, обеспечивая одинаковый темп прогрева и расширения статора и ротора, а значит и постоянство радиального зазора.

На останове, при уходе на меньший режим, и при сбросе газа температура кольца *2* снижается и при радиальном сжатии оно садится на упорный бурт кольца *1* и будет удерживаться им. Радиальный зазор уменьшится, но врезания ротора в статор не будет. В этом положении отверстия для прохода воздуха перекрыты.

Время становления теплового равновесия между ротором и статором при переходе от одного режима работы двигателя на другой, как указывалось в гл.3, определяется тепловой инерционностью статорного кольца, котороая формируется конструктором.

Тепловая инерционность ротора и статора различается значительно. Время прогрева статора $\tau_{ст_c}$ от начальной температуры $t_{C\,нач}$ до температуры становления $\tau_{ст_c}$, равной примерно $0,98 \cdot t_{\Gamma}$ (температуры газа, обтекающего стенку), составляет для современных турбин 2…2,5 минуты [14].

Для ротора в зависимости от формы диска $\tau_{ст_p} = 4...25$ [14]. Поэтому при проектировании пассивной системы, оценив $\tau_{ст_p}$, соответствующее рассматриваемому режиму работы двигателя (малый газ, взлётный, крейсерский, останов), следует выбрать

конструкцию и размеры управляющих колец так, чтобы время теплового становления статора $\tau_{ст_c}$ было бы равно $\tau_{ст_p}$ на основных режимах.

$$\tau_{ст_p} = \tau_{ст_K} \quad \text{(см. формулу на с. 266)}$$

Активное управление широко используется во всех двигателях больших тяг. В качестве примера показана система двигателя ТРДД CFM 56-7B (рис. 4.39).

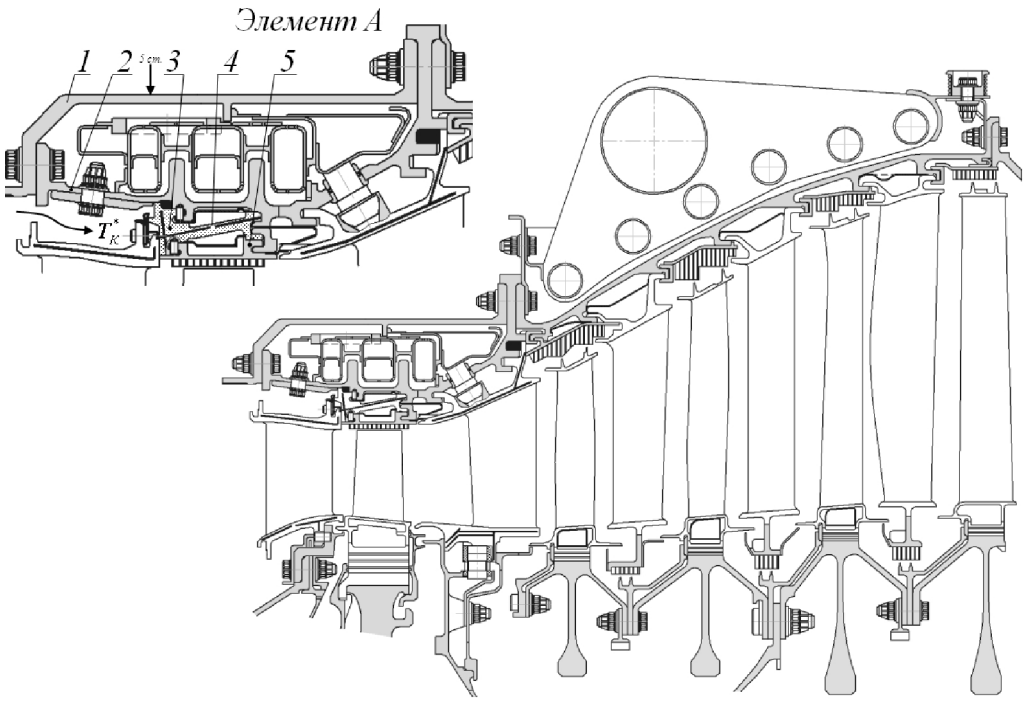


Рис. 4.39 Система управления радиальными зазорами в ТРДД CFM 56-7B: активная в турбине НД и совмещенная в турбине ВД – элемент А: 1 – наружная стенка; 2 – промежуточная стенка; 3 – сегменты массивного кольца М; 4 – уплотнения между сегментами; 5 – тонкостенное трактовое кольцо Т

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

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

При проектировании активной системы управления радиальными зазорами для крейсерского режима необходимо знать деформации ротора и, задаваясь минимальным радиальным зазором (0…0,2 *мм*), нужно оценить требуемую радиальную деформацию статора за счет охлаждения. Следующим шагом будет решение задачи теплоотвода для получения потребной деформации и конструктивное воплощение управляемой системы охлаждения статора.

Совместное активное и пассивное управление использовано в турбине ВД ТРДД CFM 56-7B (рис. 4.39, элемент А). По принятой нами классификации (см. рис. 4.2, 2.1…

2.2, раздел Концепция двухстенного статора) статор турбины ВД имеет три стенки: наружную, промежуточную и внутреннюю. В объеме между наружной и оребренной тонкостенной промежуточной стенкой размещены коллекторы активной системы управления радиальными зазорами, куда подается воздух из-за пятой ступени КВД.

К промежуточной стенке крепится пассивная система управления радиальными зазорами – сегменты массивного кольца М, на котором с расчетным радиальным зазором устанавливается тонкостенное трактовое кольцо Т.

Элементы пассивной системы обдуваются вторичным воздухом.

Активная система определяет управление радиальным зазором по режимам работы двигателя. Пассивная – усиливает этот эффект на стационарных режимах и гарантирует зазор на режимах запуска и останова.

Воздействие на ротор реализуется в виде частичного отключения охлаждения рабочего колеса турбины ВД НК-56 (см. рис.4.36), которое оказывается возможным в ТРДД в связи со значительным снижением температуры $T_Г^*$ на крейсерском дозвуковом режиме полета по сравнению со взлётом. (Лента перекрывает подвод охлаждающего воздуха $T_К^*$ по основному каналу и воздух проходит через боковые отверстия с меньшей суммарной площадью).

При снижении количества охлаждающего воздуха температура диска и лопаток увеличивается и, следовательно, возрастают термические расширения и силовые деформации диска и лопаток, что ведет к уменьшению радиального зазора. В итоге частичное отключение охлаждения турбины ВД увеличивает КПД цикла и топливную экономичность за счет уменьшения потерь рабочего тела на охлаждение и снижения потерь в радиальном зазоре.

Положительный эффект повышения топливной экономичности возрастает, если одновременно с частичным отключением охлаждения ротора использовать и охлаждение статора. Диаграмма работы объединенных двух систем показана на рис.4.40.

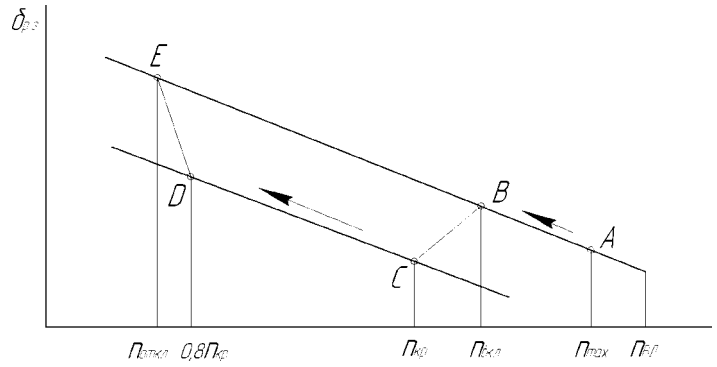


Рис. 4.40 Диаграмма совместной работы систем охлаждения ротора и статора: линия EA – система охлаждения ротора включена, а статора выключена; линия DC – система охлаждения ротора выключена, а статора включена

4.5 Минимизация зазоров в лабиринтных уплотнениях

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

В современных турбинах используются лабиринтные уплотнения с сотовыми вставками на втулках, допускающих врезание гребешков в соты ($\sim$ на $1мм$). Однако этого недостаточно, чтобы компенсировать изменение радиальных зазоров в лабиринтах

при рассогласовании тепловых деформаций статорной части и тепловых и силовых деформаций роторной части уплотнения.

Для снижения отрицательного значения такого рассогласования существует ряд конструктивных решений.

Размещение лабиринтных гребешков на вращающемся дефлекторе диска. Такое исполнение представлено на рис. 4.45 в турбине ВД ТРДД GE90 (первое рабочее колесо). Оно упрощает задачу согласования деформации при проектировании, т.к. позволяет воздействовать на деформации ротора (дефлектор), что невозможно при размещении гребенок лабиринта непосредственно на полотне диска.

Действительно, массивный диск имеет бóльшую тепловую инертность, чем статорная часть уплотнения, и при запуске и увеличении режима радиальный зазор в лабиринтах подкручивающей решетки будет расти, а на останове и сбросе газа может произойти врезание гребешков.

При проектировании диска решается основная задача – обеспечение прочности диска, а не снижение утечек через уплотнение.

Использование двусторонней лабиринтной гребенки. В турбине ВД ТРДД RB 211-535 (см. рис. 4.34) дефлектора нет и лабиринтные гребешки размещаются на полотне диска.

Идея стабильной работы уплотнения здесь в том, что применена двусторонняя гребенка и схема работы уплотнения будет выглядеть так: при запуске, увеличении режима и приемистости статор расширяется быстрее, чем рабочее колесо, и в верхнем лабиринте зазор уменьшается, а в нижнем – увеличивается по сравнению с зазорами на установившемся режиме и эффективность уплотнения мало изменяется.

Размещение лабиринта на специальном диске. В турбине ВД ТРДД GE90 (см. рис. 4.45) для обеспечения в разгрузочной полости за 2РК используется лабиринт с гребенкой на диске, спрофилированном таким образом, что время его тепловой стабилизации одинаково со временем статорной части ($\tau_{ст_р} = \tau_{ст_С}$).

Такой же прием используется при размещении лабиринта в стыке роторов турбины и компрессора этого двигателя и ряда других, когда лабиринт без диска не обеспечивает требуемых деформаций от действия центробежных сил.

Крепление элементов лабиринтного уплотнения с помощью длинных оболочек. Проектируется уплотнение с одинаковым временем стабилизации подвижных и неподвижных элементов при переходе на другой тепловой режим ($\tau_{ст_р} = \tau_{ст_С}$) и изолируется от мест закрепления на роторе и статоре цилиндрической или конической длинной оболочкой (рис. 4.81).

Известно, что при соблюдении условия

$$\beta l \geq 2...3, \text{ где } \beta = 1,286/\sqrt{R_{ср}h} \qquad (4.4)$$

оболочка считается длинной, когда радиальные деформации на одном крае не передаются на другой.

В рассматриваемой конструкции стабилизация достигается согласованием во времени тепловых деформаций роторной части $А$ в виде оребренного цилиндра и статорной $Б$ – кольца коробчатого сечения, присоединенных болтами к неподвижной гребенке лабиринта.

Части $А$ и $Б$ крепятся соответственно к ротору и статору через тонкостенные длинные оболочки, позволяющие их свободное радиальное перемещение. Аналогичная конструкция используется и в лабиринтах разгрузочной полости турбины НД GE90.

4.6 Бандажные связи лопаток

Бандажные связи рабочих лопаток турбины на ранних конструкциях ГТД встречались в виде проволочного составного кольца, расположенного на $2/3$ высоты лопатки (ТРДФ Р11Ф300). Как и в компрессоре, решалась задача снижения амплитуды колебания рабочей лопатки.

В турбинах двигателей 4-го и 5-го поколений кольцевой бандаж выполняется только в виде контактирующих полок на периферии рабочих лопаток (рис. 4.41). Такое решение прошло проверку и дает следующие преимущества.

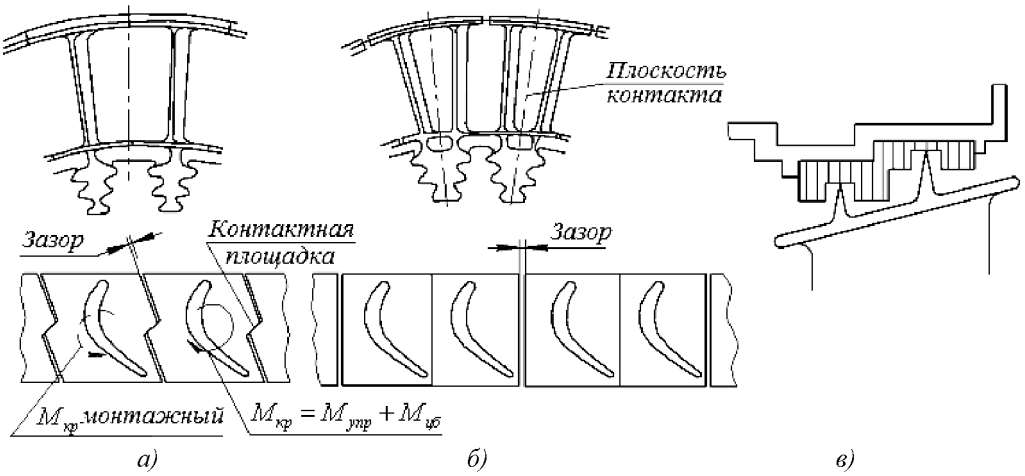


Рис. 4.41 Бандажные связи рабочих лопаток: а) бандажная полка типа «зигзаг» (в плане); б) прямоугольная бандажная полка (две лопатки в одном поле диска); в) врезание гребней лабиринтов бандажной полки при осевых смещениях ротора на переходных режимах

В рабочем колесе с лопатками без бандажной полки концевые потери, снижающие КПД ступени, определяются перетеканием газа через радиальный зазор с корытца на спинку и возникающим при этом дополнительным вихрем, а также утечкой газа из-за разности давлений до и после РК.

В бандажированном рабочем колесе перетекания газа с корытца на спинку нет, нет и дополнительного вихря, значительно снижаются утечки через радиальный зазор надполочного лабиринтного уплотнения. КПД ступени увеличивается на $0,5...2,5\%$.

Бандажная полка придаёт ещё одно качество турбинной лопатке: при осевых смещениях рабочего колеса радиальный зазор остаётся постоянным. Это свойство сохраняется и при врезании гребешков лабиринта в соты – в них образуется канавка шириной, равной осевым смещениям рабочего колеса (рис. 4.41,*в*).

Следовательно, бандажная полка позволяет использовать любую форму проточной части турбины с сохранением радиального зазора при осевом смещении ротора.

Бандажная связь при рассмотрении колебаний лопатки (балки) с заделкой в диске может быть представлена как вторая опора с демпфером сухого трения. Работа сил сухого трения совершается на малых относительных перемещениях контактных площадок с затратой работы сил, возбуждающих колебания: это и приводит к снижению амплитуды колебаний лопатки.

Силы трения возникают за счёт создания натяга (сил сжатия) по контактным площадкам бандажных полок при одновременном монтаже всего комплекса лопаток в диск, одномоментно обеспечивая соединение контактных поверхностей и в диске, и в бандажной полке. Делается это постепенным погружением (осаживанием) хвостовиков лопаток в пазы диска. При этом перо лопатки скручивается моментом $M_{\text{кр монтажный}}$

(рис.4.41,*а*). В результате этого скручивания в пере лопатки возникает крутящий момент упругих сил $M_{упр}$. $M_{упр} = M_{кр\ монтажный}$, но обратный по знаку. Именно $М_{упр}$ и будет создавать силы сжатия на контактных площадках бандажных связей. К этому моменту при вращении ротора добавится момент от центробежных сил $М_{цб}$, который возникает из-за выносов центров масс сечений пера лопатки.

Недостатки применения бандажной полки состоят в том, что она догружает лопатку центробежной силой от массы самой полки и крутящим моментом от сил на контактных площадках.

Обеспечение контакта по рабочим поверхностям полок требует создания предварительного натяга за счет упругой деформации кручения при монтаже одновременно всех лопаток в пазы диска. Этот натяг не постоянен по режимам работы двигателя. Так, радиальные деформации диска и лопаток при нагреве и вращении уменьшают натяг – полки оказываются на бóльшем радиусе, но одновременно возрастание при нагреве размеров полок в окружном направлении увеличивает натяг.

Для создания натяга на всех режимах работы двигателя выносы центров тяжести профилей делают так, чтобы возникал крутящий момент от действия центробежных сил в сторону возрастания натяга.

Такое сложное нагружение лопатки растяжением и кручением с учетом больших монтажных напряжений от кручения приводит при большом числе циклов к усталостным разрушениям лопатки в подполочном сечении. Опасность эта тем выше, чем больше жесткость пера лопатки при деформации кручения, т.е. чем меньше относительное удлинение лопатки. Это обстоятельство породило «проблему бандажной полки» на первых ступенях турбины: желание повысить КПД ступени наталкивается на усталостное разрушение лопаток из-за присутствия бандажных полок. Поэтому искусством проектирования бандажированных первых ступеней турбины владеют только несколько фирм (ОКБ Н.Д. Кузнецова, ЗМКБ «Прогресс», фирма Rolls-Royce), остальные фирмы бандажных полок на первых ступенях не применяют. Однако конструкторская реализация рабочей лопатки с бандажной полкой на этих фирмах неодинаковая.

ОКБ Н.Д. Кузнецова и фирма Rolls-Royce используют бандажную полку типа «зигзаг» (на виде в плане), т.е. обеспечивают замкнутую кольцевую бандажную связь.

ЗМКБ «Прогресс» (Д-36, Д-18Т) использует попарные соединения бандажных полок с установкой двух лопаток в одном пазе елочного типа. Бандажная полка в плане – прямоугольник. Лопатка профилируется таким образом, чтобы под действием центробежных сил обе лопатки прижимались к друг другу по притертым плоскостям контакта. Между каждой парой бандажных полок есть зазор, обеспечивающий свободу температурных деформаций полок и демпфирование колебаний лопаток.

В турбинах НД, где относительные удлинения лопаток обычно велики, применение более эффективных бандажных связей типа «зигзаг» (на виде в плане) не встречает затруднений.

4.7 Концевые устройства

Отметим ещё раз недостатки рабочей лопатки с бандажной полкой типа «зигзаг», рассмотренные в блоке 4.6:

- лопатка догружается центробежной силой от масс бандажной полки, что приводит к увеличению толщины стенок пера лопатки и, соответственно, к увеличению изгибной и крутильной жёсткости;
- перо лопатки и сама бандажная полка нагружаются крутящим моментом от сил на контактных площадках.

Последнее становится барьером в использовании такой бандажной полки в турбине ВД ТРДД с большой степенью двухконтурности при малых расходах воздуха через газогенератор, когда высота охлаждаемой лопатки мала и при относительных удлинениях менее двух у неё велика жёсткость при кручении. Такие лопатки не

допускают неконтролируемых больших деформаций кручения и часто разрушаются в подполочном сечении не в работе, а ещё при монтаже комплекта лопаток в пазы диска.

Альтернативой в таком случае являются конструктивные решения, исключающие бандажную полку:

- введение концевых устройств в периферийном сечении рабочей лопатки, обеспечивающих снижение утечек газа через радиальный зазор;
- использование формы тракта $D_П = \text{const}$, исключающего изменение радиального зазора при осевых смещениях ротора турбины ВД.

Конструктивно концевые устройства (рис. 4.42 и 4.67) представляют ребро по периметру периферийного сечения лопатки или только по спинке этого сечения высотой от 0,5 до $5мм$ и более и толщиной $2...2,5мм$. Ребро на корытце может иметь высоту несколько меньшую, чем на спинке.

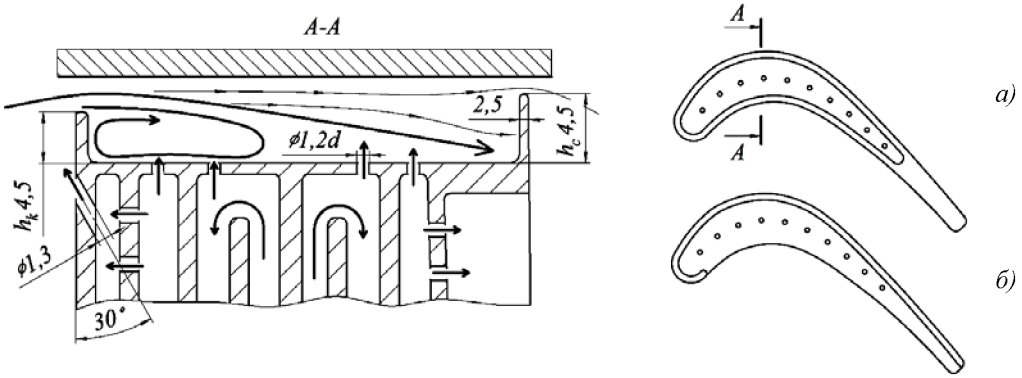


Рис. 4.42 Конструктивная схема концевого устройства охлаждаемой лопатки с радиальными оребрёнными каналами: h_k – высота ребра у входной кромки; h_c – высота ребра у выходной кромки; а) оребрение по периметру; б) оребрение по спинке

Концевые устройства рабочей лопатки, как и в случае с гладкой периферийной частью, образуют радиальный зазор со срабатываемым слоем на статорном кольце. Они обеспечивают турбулентное запирание потока в радиальном зазоре, препятствуя перетеканию газа и образованию вторичных вихрей.

Концевые устройства рабочей лопатки, хотя и уступают бандажной полке, позволяют уменьшить перетекание газа в радиальном зазоре и повысить КПД ступени на $0,5…1,5\%$ и выше в случае выпуска охлаждающего воздуха в зону концевого устройства.

4.8 Исключение затекания горячего газа в околодисковые полости

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

Для этого используется:

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

Перекрышей (рис. 4.43) принято называть «утопание» элементов тракта в меридианном сечении относительно теоретических обводов.

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

В конструктивном оформлении втулочной перекрыши в лопаточных венцах и СА и РК преобладает подход «хвост вылез – нос увяз», отступления отличаются только в турбинах двигателей фирмы «Дженерал электрик».

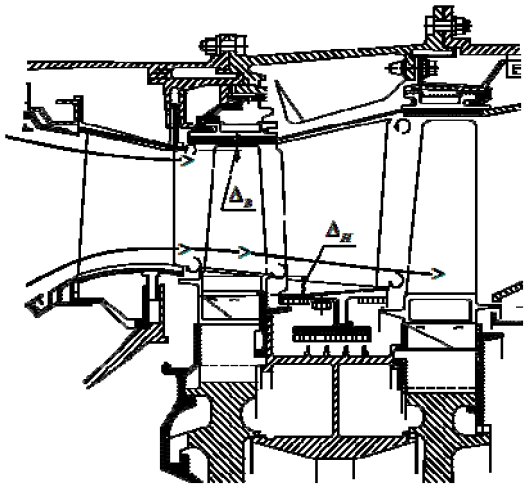


Рис. 4.43 Организация перекрыши в турбине:
$\Delta_В$ – верхняя перекрыша;
$\Delta_Н$ – нижняя перекрыша

§4.2 Ротор: декомпозиция, функциональные и структурные связи

Основой для составления структурной схемы ротора турбины, как и в компрессоре, используем турбину ВД ТРДД RB 432 (см. рис. 3.7).

При анализе конструкции, функциональных и структурных связей элементов ротора турбины рационально использовать порядок подобного анализа, введенного при изучении ротора компрессора (§3.3).

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

Температурный режим дисков первых ступеней современных турбин определяет особенности конструкции как всего ротора, так и его элементов. В практике создания авиационных турбин использовались два типа роторов: дисковый и барабанно-дисковый.

Конструкция двухступенчатого ротора турбины ВД чаще всего определялась положением опоры: до или после турбины (см. рис. 4.6). При размещении опоры перед турбиной ротор обычно выполняется дисковым, за турбиной – барабанно-дисковым. Однако это положение условно: так в турбине ВД ТРДД GE90, где опора размещена за турбиной, ротор – дискового типа (см. рис. 4.45). В одноступенчатой турбине ВД это деление теряет смысл. В турбине НД чаще всего применяют ротор барабанно-дисковой конструкции.

Устремления конструктора при выборе типа ротора нацелены на создание такой конструкции, такого соединения дисков, чтобы сами диски получились «чистыми», т.е. без крепежных отверстий на полотне, ободе и ступице. Как указывалось в §3.3, эти отверстия становятся причиной разрушения дисков из-за концентрации напряжений и снижения несущей способности.

Задача эта в роторах дискового типа решается передачей крутящего момента на вал от каждого диска элементом, расположенным в зоне ступицы, и исключением болтов в зоне обода (V2500, PW4000, ПС-90А).

В роторах барабанно-дисковой конструкции требования о «чистоте» дисков часто не выполнялись (CF6, JT9D, PW2000), не выполнялись они и на одноступенчатых турбинах ВД (Д-36, НК-8, НК-56). Однако в одноступенчатых турбинах ВД последних исполнений диск «чистый» (CFM56, M88-2, PW6000).

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

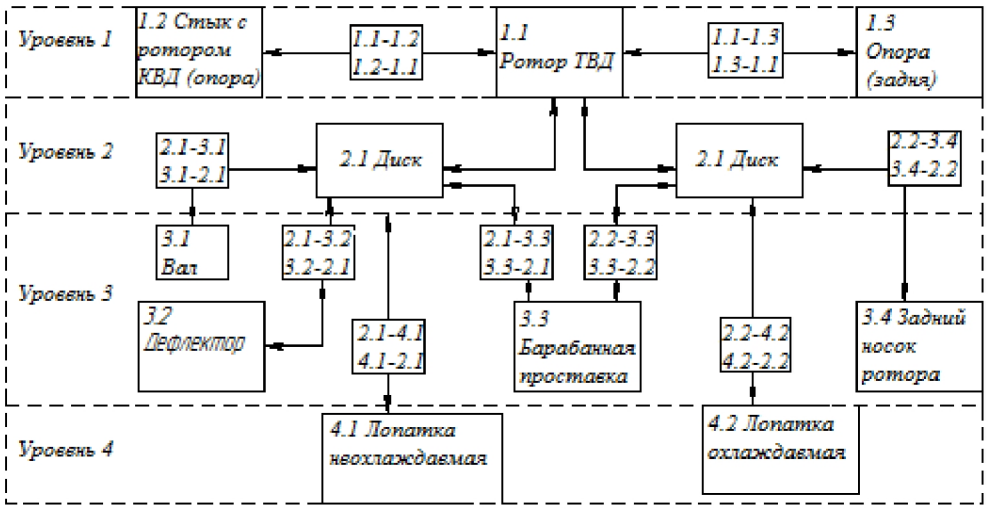


Рис. 4.44 Структурная схема ротора турбины ВД

В соответствии со структурной схемой (рис. 4.44) выделим ротор турбины ВД как подсистему 1.1.

Уровень 1: 1.1. Ротор турбины как подсистема

Для анализа конструкции ротора турбины дискового типа возьмем турбину ВД ТРДД GE90 (рис. 4.45).

Диск первой ступени несет вал-бочку с фланцем для стыковки с ротором компрессора ВД и задний носок вала. В данном случае вал-бочка и задний носок ротора выполнены как единое целое с диском, однако есть исполнения, где вал-бочка и задний носок ротора отъемные.

Диск второй ступени устанавливается на задний носок вала первого диска по шлицам и двум центрирующим пояскам.

На передней стороне диска первой ступени установлен вращающийся дефлектор для подвода охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам и диску через подкручивающую решетку.

Фланец вала-бочки, стыкуемый с ротором компрессора ВД, подкреплен диском лабиринта.

Функциональное назначение ротора турбины – передать на вал крутящий момент, создаваемый потоком горячего высоконапорного газа в каждой решетке профилей, сохраняя при этом заданную геометрию межлопаточных каналов и положения переднего и заднего фронтов решеток профилей.

Как и в роторе компрессора, требование по сохранению заданной геометрии межлопаточных каналов должно быть выполнено с учетом температурных деформаций элементов ротора (бандажная полка, перо, хвостовик, диск) и статора (с решеткой без бандажной полки). Это означает, что и газодинамическое проектирование, и оценку прочности ротора турбины необходимо вести по геометрическим параметрам в горячем состоянии.

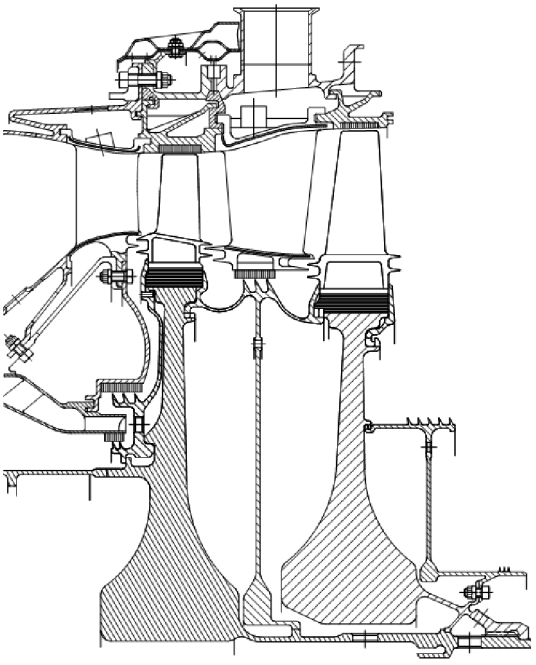


Рис. 4.45 Ротор дискового типа турбины ВД GE90

Однако задача конструктора состоит в том, чтобы «холодная» геометрия, вычисленная с учетом перехода от горячего состояния в холодное, должна выдерживаться при изготовлении и сборке турбины:

накладываются ограничения на точность шага решетки, углов установки профилей, на отклонения профилей решетки, на площадь проходных сечений межлопаточных каналов;

выдвигаются требования к сохранению балансировки по режимам.

Рассмотрим первую группу требований по точности геометрии решетки профилей (рис. 4.46). Точность шага и углов установки профилей лопаток в основном определяются точностью шага и углов наклона оси симметрии пазов в диске, и отклонения назначаются для шага в пределах 0,1 *мм* в окружном направлении, а для углов установки лопаток ±10′. Площадь проходных сечений межлопаточных каналов определяется площадью горла и замеряется с точностью примерно 1%, при фиксированных лопатках.

Важным параметром сборки ротора является качка лопаток в направлении, перпендикулярном оси симметрии хвостовика, которая должна гарантировать отсутствие защемления хвостовика лопатки в пазе диска при нагреве на рабочих режимах. Она подсчитывается и задается линейной величиной на определенном диаметре (например: качка, замеренная на диаметре *d,* должна быть равна 0,3...0,7 *мм*), обеспечивается это требование установкой лопаток одной группы с группой пазов дисков. Обычно характерный размер первой впадины диска и первого выступа хвостовика делят по номиналу на 3 группы, например: по впадине паза $15{,}27^{+0{,}04}$, $15{,}23^{+0{,}04}$, $15{,}19^{+0{,}04}$.

В случае с бандажными полками качка лопатки определяется без лопаток в соседних пазах. Выступание бандажных полок и полок хвостовика в проточную часть ограничиваются 0,1 *мм*, чтобы уменьшить потери энергии из-за отрыва потока и вихреобразования. Ограничиваются и зазоры по нерабочим поверхностям бандажных полок, и зазоры по полкам хвостовика, которые должны обеспечивать свободные тепловые расширения полок на рабочих режимах.

В случае ротора (или РК) с охлаждаемыми лопатками производится продувка системы охлаждения и оцениваются утечки охладителя.

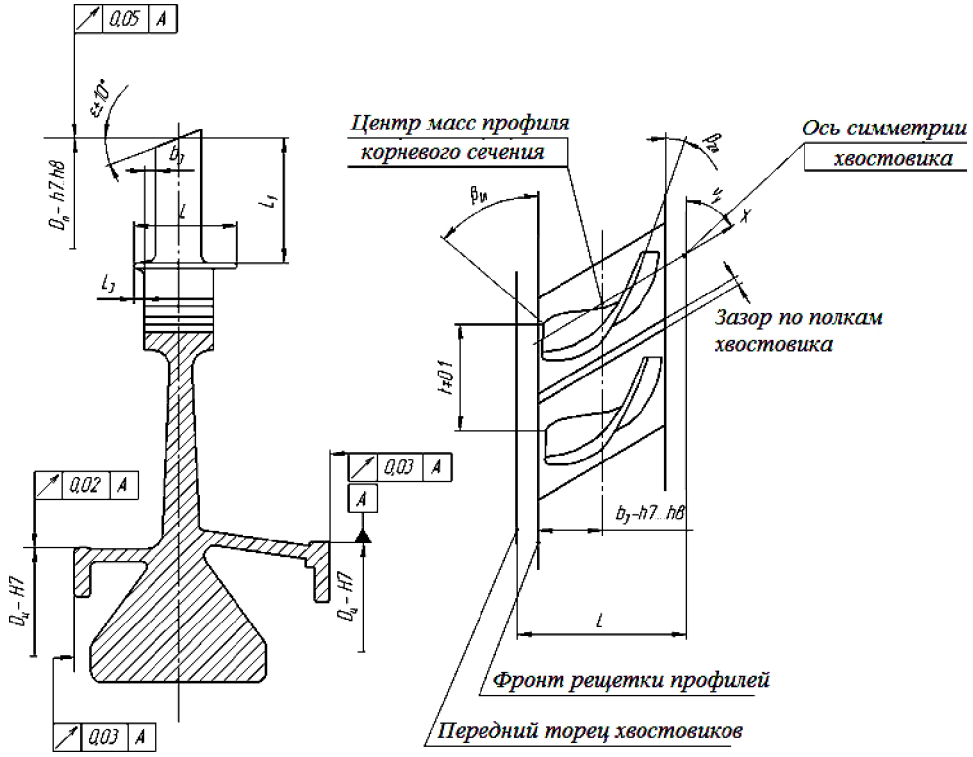


Рис. 4.46 Предельные отклонения элементов, определяющих геометрию межлопаточных каналов и положение фронта решетки профилей в рабочем колесе турбины

Вторая группа требований определяется требованиями к прочности, жесткости и гарантиям балансировки ротора.

Нагружение ротора турбины нетрудно воспроизвести, анализируя нагружение ротора компрессора по рис. 3.48 с учетом изменения направления действия сил и моментов и наложения температурного поля.

Отрицательное действие напряжений в условиях высоких температур проявляется в ползучести материала лопаток и дисков, что приводит к накоплению необратимых деформаций – вытяжке лопаток и дисков, а это, в свою очередь, ведет к изменению радиальных зазоров и релаксации напряжений (уменьшению во времени).

В роторе турбины релаксация вызывает ослабление затяжки болтов, соединяющих диски и нарушения балансировки. По Федорченко Д.Г в болтах из материала ЭИ- 598 при температуре *650°С* напряжения снизились с *250* до *190МПа* (на *24%*) за *1000* часов.

К изменению балансировки ротора приводит и ослабление натягов по центрирующим пояскам. Поэтому в конструкции турбин обычно придерживаются правила – «охватывающая деталь должна иметь меньшие радиальные деформации» (рис. 4.47, задний фланец). В примере на рис. 4.47 нагретый диск деформируется больше, чем охватывающий фланец заднего носка, и в результате таких деформаций натяг по центрирующему пояску не ослабляется.

Другой конструктивный прием сохранения посадки по центрирующим пояскам – сделать в соответствии с теорией оболочек длинную оболочку, соединяющую диск с фланцем (рис. 4.47,*б*), выдерживая условие:

$$\beta l \le 3;, \quad \beta = \frac{1.285}{\sqrt{R\delta}} \tag{4.5}$$

Как уже указывалось в §3.3, балансировка жесткого ротора ВД, в состав которого входит ротор компрессора и ротор турбины с соединительным валом, может производиться сначала по частям: ротор компрессора, ротор турбины, вал и затем балансируется ротор в сборе.

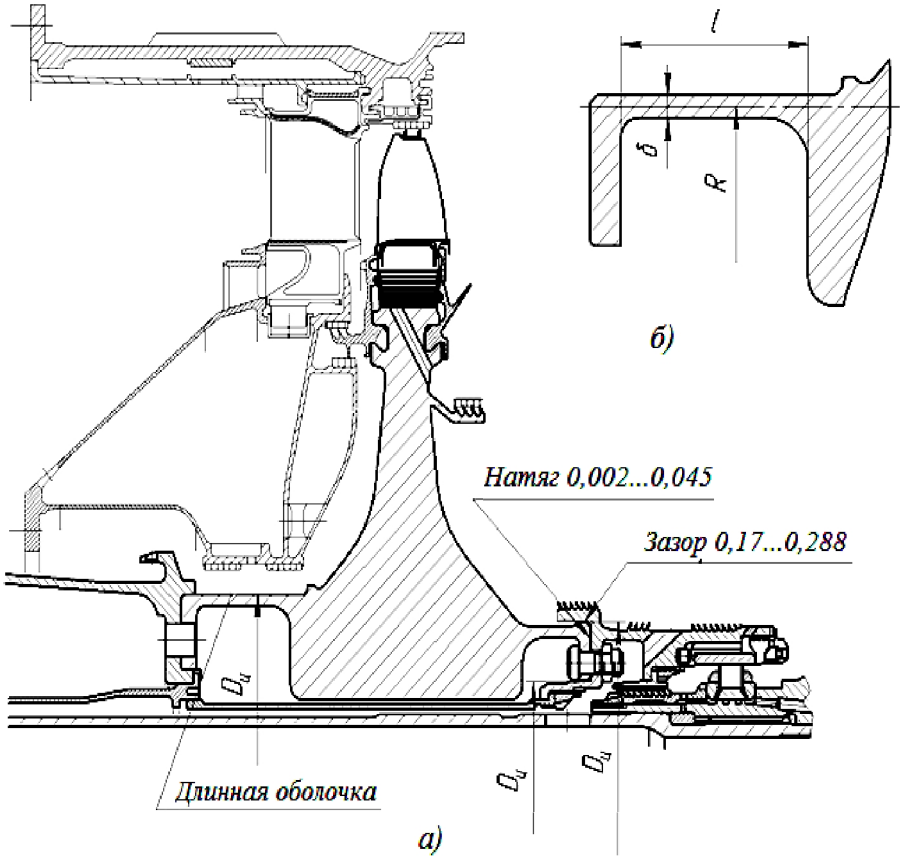
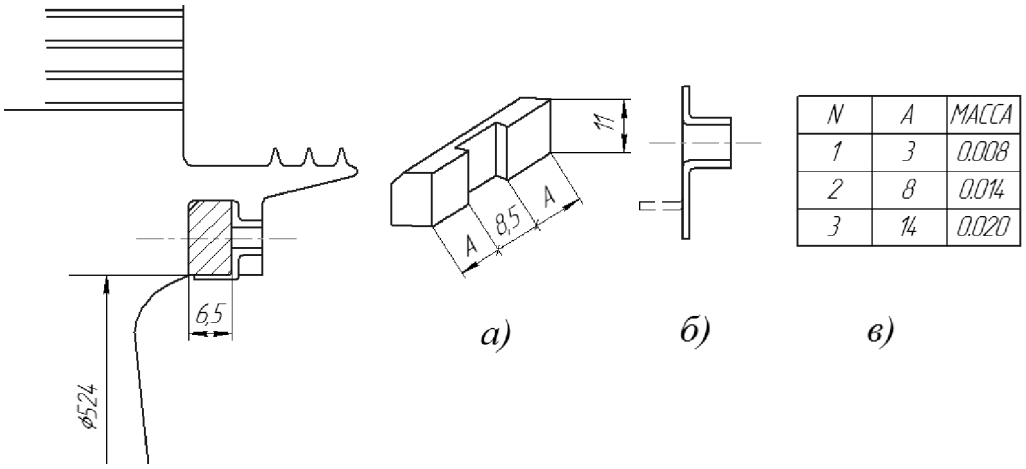


Рис. 4.47 Сохранение балансировки по режимам на примере ротора турбины ВД НК-93: а) охватывающая деталь с меньшими радиальными деформациями; б) вариант фланца диска на длинной оболочке

В случае малоразмерных ГТД, когда ротор ВД конструктивно выполнен из отдельных элементов, соединенных общим стяжным болтом, балансировка ротора возможна как единого целого.

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

Поэтому чаще всего используются навесные грузы (рис. 4.48), укрепленные в плоскости коррекции (рис. 4.49).



N	A	МАССА
1	3	0.008
2	8	0.014
3	14	0.020

Рис. 4.48 Пример закрепления балансировочного груза из стали ХН60В со снятием материала в местах А до указанного предела (3min): а) сегмент балансировочный; б) фиксатор; в) характеристика исполнений

1.2. Соединения ротора турбины ВД с ротором компрессора

Смотри с. 236.

1.3. Опора ротора турбины ВД

Функционально опора ротора турбины ВД является задней опорой ротора ВД, определяет ориентацию его относительно статора и обеспечивает свободу теплового расширения вдоль оси двигателя.

Отметим, что это влияет на конструкцию роликового подшипника, длина одного из колец которого должна обеспечивать расширение ротора.

При компоновке турбины определяется и концепция опоры турбины ВД: опора перед турбиной, опора за турбиной или опора, совмещенная с задней опорой турбины НД обычно с межвальным подшипником. Преимущества и недостатки каждого из вариантов анализировались в §.4.1 (см. рис. 4.5).

Если рассматривать уровень температур как критерий принятия решения о месте размещения опоры, то в пользу размещения за турбиной часто выступает свободный объем между турбинами ВД и НД и совмещения функций лопаток СА турбины НД и стоек опоры.

Уровень 2: 2.1-2.2. Диски

При изучении структурных связей и функций турбинных дисков будет вестись сравнение с дисками компрессора.

Температурный режим и условия работы турбинных дисков первых ступеней отличаются от условий работы дисков компрессора: как указывалось ранее, температуры ступицы диска 300-650°С, а обода составляет 600-900°С.

Увеличение теплоперепада на ступенях турбины ВД, предпринимаемое для уменьшения числа ступеней, ведет к возрастанию частоты вращения, что и определяет форму диска в меридиональном сечении: ступица растет в объеме настолько, что масса ее становится соизмеримой с массой остальной части диска. Поэтому диски первых ступеней имеют форму с элементами диска конической формы, с плавными радиусами перехода от полотна к ступице, что часто приближает полотно к гиперболической форме. Диски турбины НД ближе по форме к компрессорным дискам.

На рис. 4.49 показаны основные геометрические параметры диска турбины ВД ТРДД НК-93. Форма диска определяется массивной ступицей, полотном из двух конических участков, сопрягаемых радиусом ($R60_{-2}$), первый из них задан двумя толщинами на произвольно выбранных радиусах, второй – углом (42°).

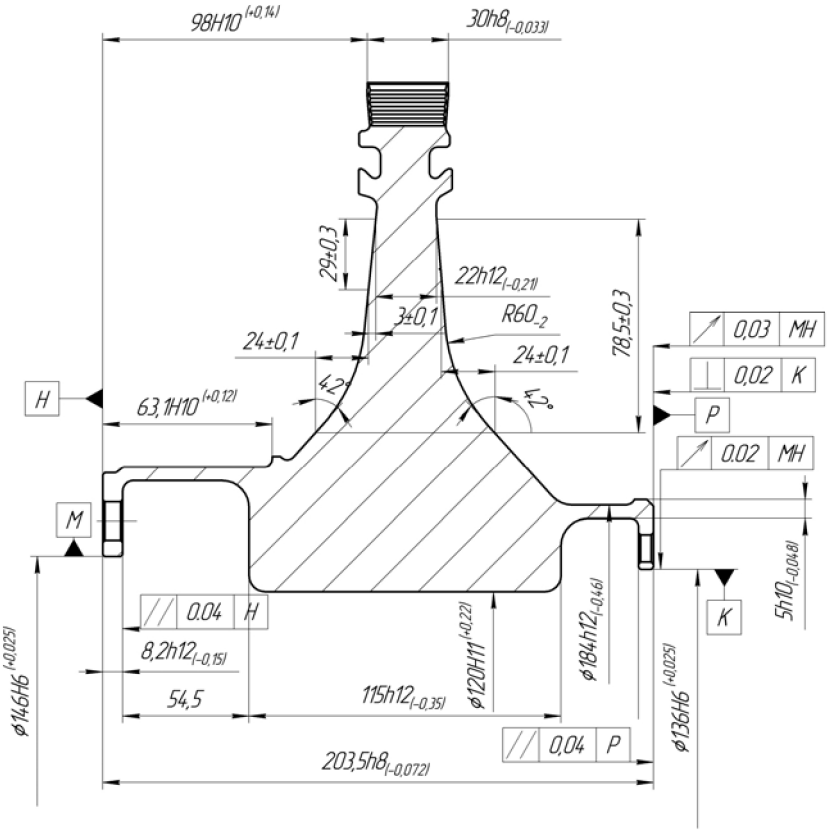


Рис. 4.49 Геометрические параметры диска

За базовые поверхности диска принимают один из посадочных диаметров (поверхность М) и торец (поверхность Н). Точность базовых диаметров назначается в пределах от H6 до r6 для обеспечения посадок от натяга до зазора.

Радиальные и торцевые биения центрирующих поверхностей на другой стороне диска относительно базовых составляют 0,02…0,03 *мм*, а биения остальных поверхностей вращения не должны превышать 0,06 *мм*.

При центрировании диска по призонным болтам за базу принимается ось диаметра окружности расположения отверстий для этих болтов.

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

Пазы ориентированы или вдоль оси двигателя, или под некоторым углам, но не более 15° . Как показал опыт доводки турбин, острые углы выступа диска – это концентраторы напряжений, место зарождения усталостных трещин. По этой же причине кромки всех зубьев, пазы скругляются радиусом 0,6..0,8 *мм* и заполировываются.

Подошва паза диска делается параллельной оси двигателя. Координаты первого паза задаются обычно линейным размером от оси симметрии хвостовика до оси двигателя по задней стенке обода диска. При этом ось симметрии хвостовика является осью в системе координат лопатки.

Шаг равномерного размещения пазов по окружности обода диска определяется числом пазов и допускаемым отклонением оси от номинального положения 0,1 *мм*, отмеченным в ТУ чертежа. Размеры паза и требования к точности исполнения определяются отраслевым стандартом:

- Взаимное смещение рабочих поверхностей зубьев одной гребенки паза относительно другой в направлении плоскости симметрии паза не более 0,02 *мм*. Это условие обеспечивается инструментом, которым чаще всего служит протяжка.
- Конусность зубьев на длине хвостовика (ширина обода диска) замеренная как разность размеров по роликам, не более 0,03 *мм*.
- Отклонения от прямолинейности рабочей поверхности зуба не более 0,01 *мм* на длине хвостовика.
- Разность отклонений размеров по роликам по высоте хвостовика от номинального положения не более 0,03 *мм*.
- Взаимное смещение двух соседних пазов в радиальном направлении не более 0,05 *мм*.

Последнее требование связано с уменьшением выступания бандажных полок и полок хвостовика в проточную часть, а остальные – на обеспечение равного нагружения всех зубьев елочного замка. Этим диктуется и высокая точность исполнения шага зубьев (±0,008 *мм*), размеров по роликам (0,02..0,05 *мм*), радиусов скругления впадин и выступов (0,05 *мм*).

Подвод охлаждающего воздуха выполнен прямоугольными каналами (шириной 5,6H12), занимающими 2/3 длины паза.

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

Для повышения предела выносливости поверхность диска подвергается:

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

Уровень 3: Элементы ротора

3.1-2.1 Вал. Функции вала, соединяющего ротор турбины и компрессора — передать крутящий момент от турбины к компрессору, а также воспринять осевые силы и изгибающий момент.

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

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

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

Ротор НД – это обычно трехопорная система (балка), поэтому в конструкции такого ротора присутствует элемент, обеспечивающий статическую определимость:

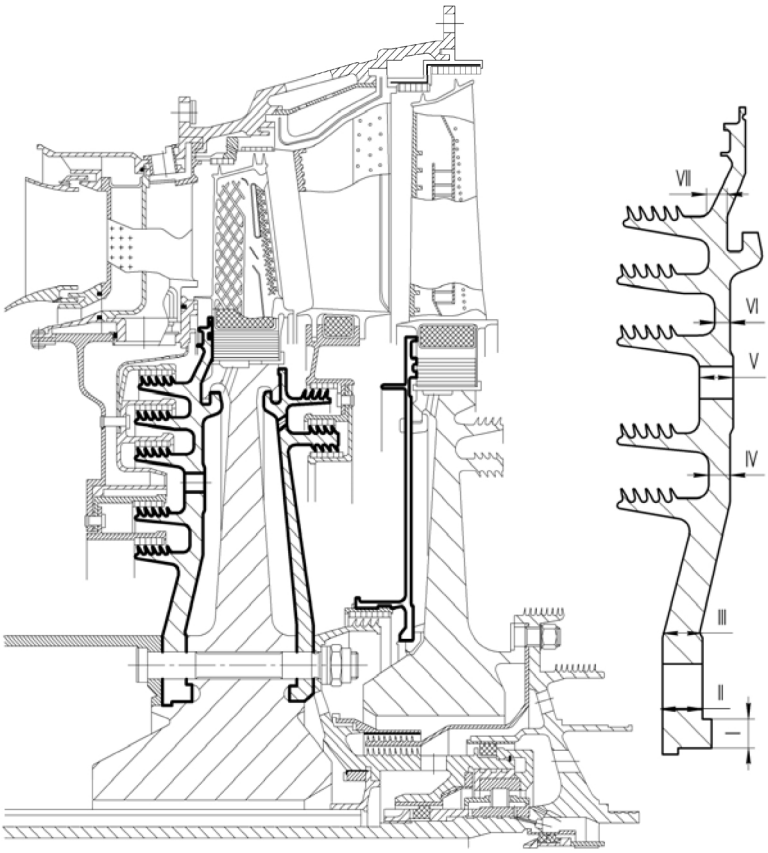
гарантированный «холодный» зазор 0,3 *мм* между контактными площадками стяжных элементов, сферический шарнир и т.п.

3.2-2.1. Дефлектор

Функционально дефлектор определен как элемент системы подвода охлаждающего воздуха к рабочему колесу. Структурная связь дефлектора с ротором сводится к двум решениям: дефлектор может быть закреплен на рабочем колесе или быть независимым, неподвижным (см. рис. 4.2). Анализируются конструкции вращающихся дефлекторов, которые используются чаще.

Такой дефлектор позволяет попутно решить задачу о повышении эффективности лабиринтных уплотнений (сохранение зазора по режимам), защитить от воздействий горячего газового потока обод диска и хвостовики рабочих лопаток и обеспечить продувку охладителя через зазоры хвостовика елочного типа.

Дефлектор – это тонкостенный диск, находящийся в поле центробежных сил, форма в меридиональном сечении зависит от связей с диском. На рис. 4.50,*а* показано рабочее колесо турбины ВД ТРДД НК-56 с двумя дефлекторами, схема крепления к диску одинакова: дефлектор скреплен с диском в зоне ступицы по центральному сечению болтами и у обода – соединениями типа «байонет» и изначально не нагружает диск. Нагружение несимметричного дефлектора массовыми силами и перепадами давлений определяет сложную картину напряжений в нем (рис. 4.50,*б*).



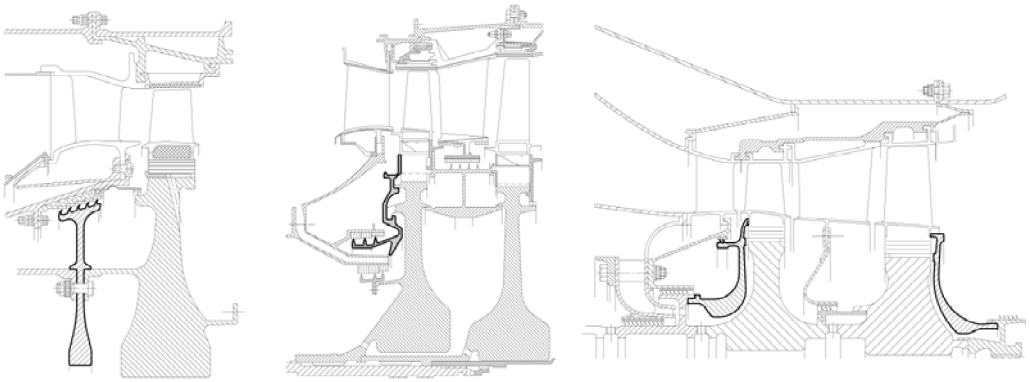
	слева	*справа*
VII	539	669
VI	619	215
V	651	128
IV	513	121
III	425	667
II	212	361
I	284	284

а) *б)*

Рис. 4.50 Конструктивные формы дефлекторов диска турбины ВД НК-56 (а) и распределение напряжений (в МПа) по переднему дефлектору (б)

Проще картина нагружений у дефлектора ТРДД М-88 (рис. 4.51,*а*). Укороченный дефлектор (рис. 4.51,*б*) получается при формировании подвода охладителя к рабочему колесу через подкручивающую решетку.

Дефлектор центрируется и крепится к диску по периферии (болтами или замком типа «байонет») и нагружает диск. В случае с соединением «байонет» дефлектор устанавливается по базовым поверхностям с зазором *0,1…0,15 мм*, по торцевым поверхностям – с небольшим натягом 0,1...0,15 *мм* и фиксируется пластинчатыми контровками, штифтами или другим способом. И в малогабаритных ГТД дефлектор центрируется по диску и прижимается к нему осевой силой (рис.4.51,*в*).



а) *б)* *в)*

Рис. 4.51 Дефлекторы дисков разных форм: а) симметричный дефлектор турбины ВД ТРДДФ М88; б) укороченный дефлектор 1 РК турбины ВД ТРДД PW4000; в) дефлекторы дисков турбин ВД малоразмерного ТРДД AS900

Для исключения на нерасчетных режимах затекания горячих газов в зону хвостовиков лопаток и потерь охладителя на периферии дефлектора в канавку устанавливается уплотнительное кольцо.

3.3-2.1...3.3-2.2. Барабанная проставка

Как и в роторе компрессора, будем называть силовую связь между дисками в роторе барабанно-дискового типа барабанной проставкой. На барабанной проставке размещаются гребешки лабиринтного уплотнения. В роторе дискового типа передача крутящего момента и осевой силы происходит в зоне ступицы, а в зоне обода устанавливается связующий элемент, несущий гребешки лабиринтного уплотнения и определяющий изгибную жесткость ротора, который называют трактовым кольцом.

Функциональное назначение барабанной проставки или трактового кольца, на которых размещают элементы лабиринтного уплотнения – обеспечить герметичность между ротором и статором в зоне расположения СА.

Структурные связи барабанной проставки со смежными дисками определяют геометрические параметры, прочность и жесткость ротора. Барабанная проставка воспринимает, кроме кручения и изгиба, осевую силу, трактовое кольцо передает осевые силы от диска к диску.

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

Положение барабанной проставки и трактового кольца по радиусу определяется конструкцией СА и лабиринтного уплотнения, однако имеется в виду, что они не должны догружать диск или догружать его в меньшей степени.

В этой связи на рис. 4.52 даны рекомендации по выбору конструктивной формы трактовых колец, радиальные деформации и прочность которых зависят от окружной скорости.

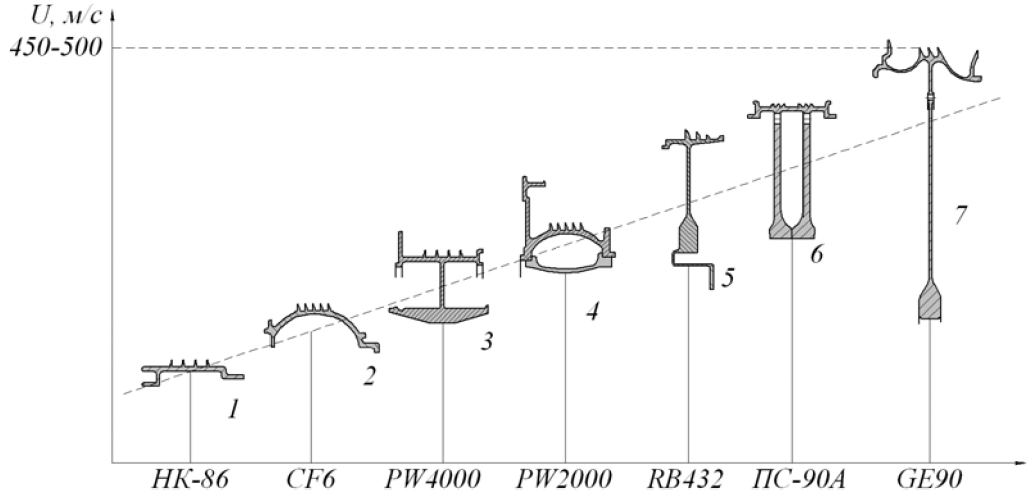


Рис. 4.52 Конструктивные формы трактовых колец в роторе турбины

Конструктивное исполнение трактовых колец определяется нагружением инерционными и осевыми силами с наложением температурных деформаций. Это или цилиндрическая оболочка (исполнение 1) или оболочка {с образующей} в виде полутора (исполнение 2), а далее для увеличения допускаемой окружной скорости, от которой зависит уровень растягивающих напряжений в оболочке, вводятся подкрепляющие элементы (исполнение 3,4,5) или диски (исполнение 5,6,7).

В §3.3 уже была рассмотрена деформация цилиндрической барабанной проставки под действием центробежных сил и методы ее подкрепления.

Здесь представляет интерес анализ проставок исполнений 2, 4 и 7.

В исполнении 4 (рис. 4.53,*а*) трактовое кольцо, выполненное в виде половины тора, несет лабиринтные гребешки и устанавливается между дисками по центрирующим пояскам ($D_ц$) с упором по торцам.

Под действием центробежных сил $P_ц$ кольцо испытывает деформации изгиба ($P_{ци}$) и растяжения ($P_{цр}$). При проектировании $P_{цр}$ на ось вращения выделяются силы $P_{сж}$, которые деформируют, сжимают проставку и уменьшают базовую длину L, что недопустимо, т.к. нарушаются структурные связи в роторе. Для исключения таких деформаций вводится распорная втулка с продольным разъемом (чтобы обеспечить монтаж). В исполнении 2 эту задачу решают с помощью болтовых соединений.

В исполнении *б* (рис. 4.53) при формировании трактового кольца использованы обращенные (относительно оси вращения) половинки тора и деформации под действием инерционных сил, что усиливает осевое прижатие к торцам центрирующих поясков и таким образом укрепляет структурные связи ротора.

При использовании вариантов 5, 6, 7 с тонкостенными дисками возникает задача исключения колебаний дисков, решаемая ограничением осевых перемещений, закреплением ступицы.

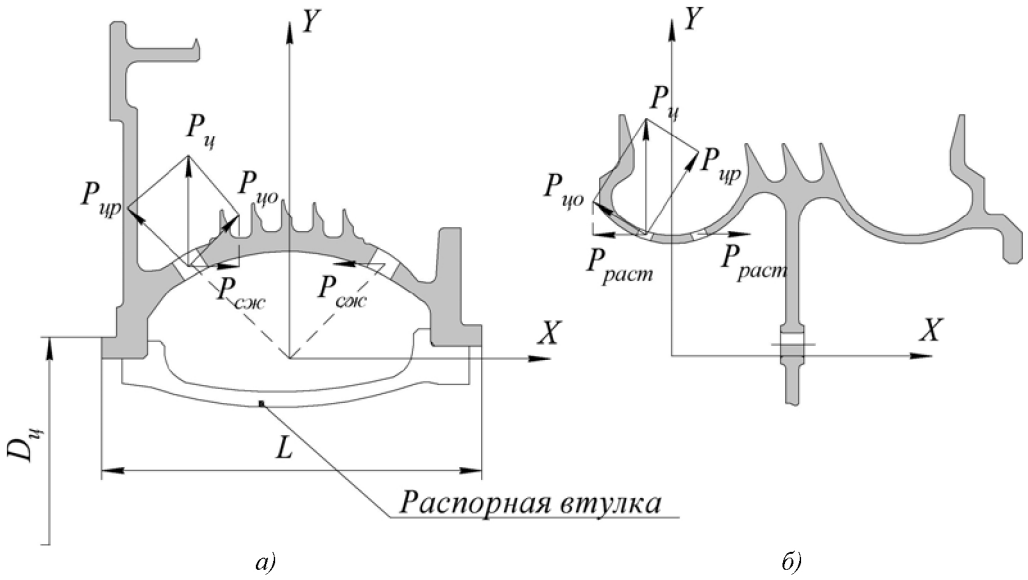


Рис. 4.53 Схема нагружения трактовых колец:
а) прямо направленная полуторовая оболочка;
б) обращенная полуторовая оболочка

3.4-2.2. Задний носок ротора

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

Конструктивно задний носок может быть выполнен заодно с диском или отъемным. Во втором случае это болтовое соединение со ступицей диска (ротор турбины ВД ТРДД НК-56, см. рис. 4.36).

Задний носок вала играет большую роль в снижении теплового потока от нагретого диска к подшипнику. Стремясь сделать так, чтобы увеличить тепловое сопротивление этого элемента уменьшением площади контакта в соединении с диском выборкой канавок на фланце, охлаждением самого носка воздухом и, наконец, уменьшением площади контакта кольца подшипника с носком за счет кольцевых проточек или других элементов на посадочном диаметре.

Уровень 4: 4.1. Рабочая лопатка неохлаждаемая

Функция рабочих лопаток турбины – преобразовать разность давлений на корыте и спинке в окружную силу, создающую крутящий момент на валу.

Достижение нужного эффекта по увеличению разности давлений на сторонах лопатки определяется выбором параметра нагрузки *U/C*, степени реактивности, закона закрутки, геометрических параметров профиля решетки и собственно профилированием, т.е. построением контура спинки и корыта, входной и выходной кромки.

Для лопаток без бандажной полки проектирование пера завершается выбором профилей по высоте лопатки, параметров решетки и оценкой прочности. Этот процесс итерационный.

При проектировании пера из условия прочности минимальное отношение площади корневого и периферийного сечения должно быть в пределах 1,5..1,6, а необходимые выносы центров масс сечения выбираются по схеме, описанной в §3.5.

Идентичность и точность геометрии межлопаточных каналов, как и в компрессорных решетках, зависит от точности выполнения профилей пера по контрольным сечениям, угла установки профилей, площади «горла» и ряда других геометрических параметров, которые назначаются в зависимости от класса точности.

Для лопаток турбины, изготавливаемых литьем, предельное отклонение размеров и смещения профиля пера должны соответствовать табл. 4.2. Смещение профилей в корневых сечениях соседних лопаток должно быть направлено в одну сторону от теоретического положения профиля.

Таблица 4.2

Диапазон значений длин хорды профиля пера, *мм*	Длина пера, *мм*	Предельное отклонение размера, *мм*				Смещение профиля пера в корневом сечении рабочей лопатки от номинального положения в направлении оси *Y*, *мм*
		спинки и корыта профиля, радиуса входной и выходной кромки			Хорда профиля	
		Класс точности				
		0	1	2		
До 25	До 100	±0,1	±0,15	-	-0,50	±0,10
Св. 25 до 60	Св. 100 до 240	±0,15	±0,2	-		±0,15
Св. 60 до 100	Св. 240 до 360	-	±0,3	±0,4	-0,80	±0,20
Св. 100 до 160	Св. 360 до 400	-	±0,4	±0,5		

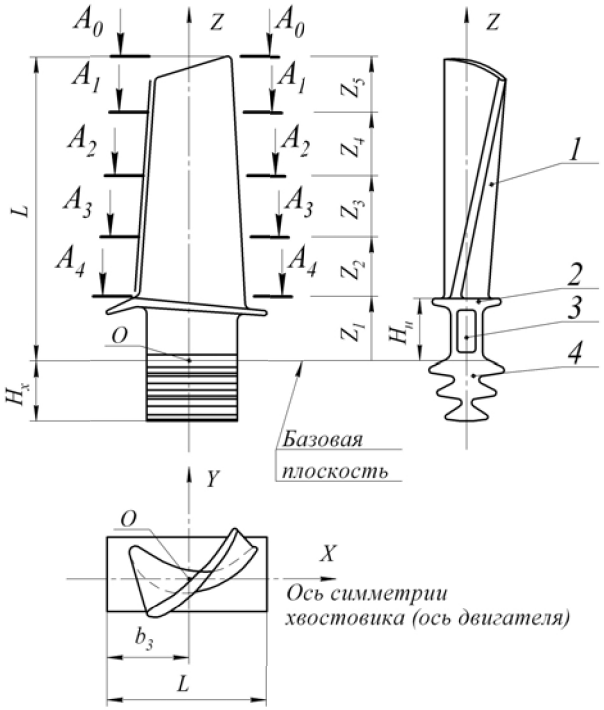


Рис. 4.54 Структурные связи элементов рабочей лопатки турбины: 1 – перо, 2 – полка, 3 – ножка, 4 – замок

Значение параметра шероховатости, пера рабочей лопатки турбины R_z = 2.0 *мкм* (8 класс). Допускается назначать различную шероховатость по входной и выходной кромкам для поверхностей корыта и спинки. Наименьшее значение параметра шероховатости задаются на спинке лопатки, на входной и выходной кромках. И замер шероховатости производится на спинке лопатки.

Следующим этапом проектирования лопатки является ***сопряжение пера с хвостовиком***. Чаще всего соединение пера с хвостовиком происходит через полку хвостовика и ножку, поэтому рассмотрим этот общий случай (рис.4.54).

Связь пера с хвостовиком, как и в компрессоре, определяется в прямоугольной системе координат *XYZ*.

Базовая плоскость проходит через линии пересечения средних плоскостей гребенок с рабочими поверхностями верхней (первой) пары зубьев. За ось *X*

принимается линия пересечения плоскости симметрии хвостовика с базовой плоскостью. Ось Y перпендикулярна оси X. Начало координат располагается в точке O, которая находится на базовой плоскости, а на виде сверху лежит на оси X и на расстоянии b_3 от переднего (или заднего) торца хвостовика.

Ось Z располагается в плоскости симметрии хвостовика перпендикулярно оси двигателя.

Перо лопатки представляет собой систему профилей, удаленных друг от друга (координаты Z) в нескольких сечениях А-А, параллельных плоскости XOY. Количество сечений пера должно быть достаточным для определения его поверхности, но не менее трех, из которых два могут располагаться за пределами периферийной и корневой части пера лопатки. Эти сечения необходимы для проектирования оснастки.

Профиль пера в каждом сечении задается точками с координатами для спинки и корыта (см. с. 238).

Проектирование полки хвостовика

Начинается с формирования исходных параметров (рис.4.55): l_1, l_2, z_1, z_2, $\gamma_{сп}$, $\gamma_{кор}$, δ, $r_п$. Можно принять $r_п=(3...5)\delta$; $\delta = 1{,}2...2{,}9$; $\gamma_{сп} = \gamma_{кор} = 0..5^o$. Кроме того, задаются размеры элементов, определяющих фиксацию лопаток в диске и герметизацию полости между полкой и хвостовиком. В рассматриваемом случае фиксация и герметизация определяется передними и задними пластинами, скрепленными пластинчатым фиксатором в подошве хвостовика (параметры h, Δ, $\Delta_{пл}$, $\Delta_ф$).

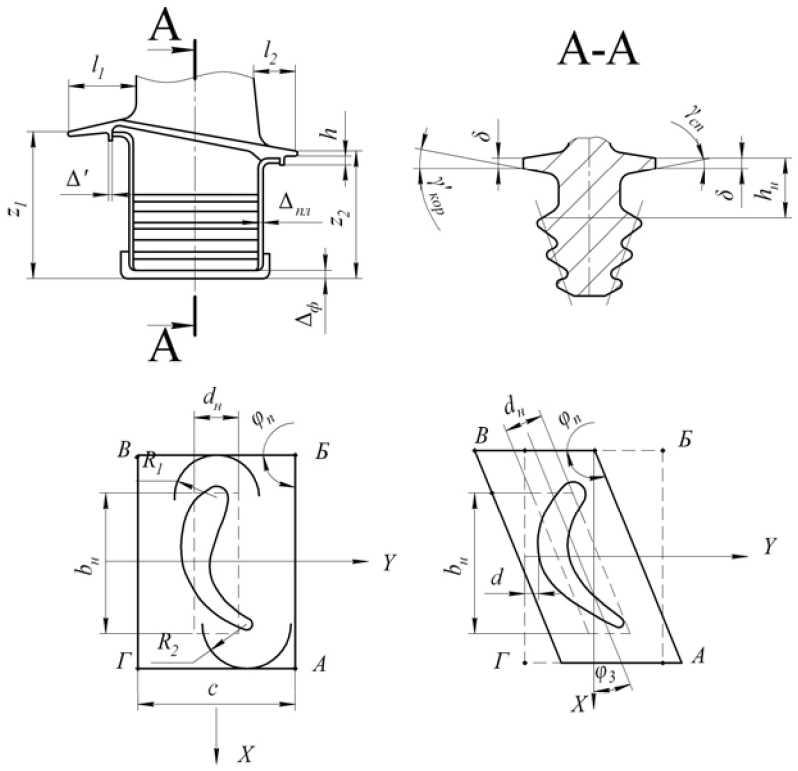


Рис. 4.55 Проектирование полки хвостовика и ножки (по Гаврилову Н.Г).

Построение полки хвостовика происходит на базе корневого сечения профиля лопатки:

- из центров окружности скругления входной r_{01} и выходной r_{02} кромок проводим дуги радиусами: $R_1= r_{01}+l_1$; $R_2= r_{02}+l_2$;

- к дугам проводим касательные, параллельные оси OY;
- оценив размер полки в окружном направлении $C = 2\pi \frac{r_1 + r_2}{2} \cdot \frac{1}{z_л}$,

где $z_л$ – число лопаток, проводим касательные параллельные оси OX.

Точки *А, Б, В, Г* определяют форму полки хвостовика при $\varphi = 90^o$, при этом размер C должен быть назначен с учетом тепловых деформаций полки и диска.

В случае, если расстояние d между спинкой профиля и стороной $ВГ$ полки меньше $(0,5...0,8)\ r_п$, прибегают к полке $\varphi_п < 90^o$. Однако при этом угол $\varphi_з \leq 15^o$, чтобы исключить концентрацию напряжений и разрушение дисков по елочному пазу.

Формирование ножки

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

Снижение температуры обода диска определяется длиной и площадью поперечного сечения ножки, которые лимитируют тепловой поток от тела лопатки в диск. Уменьшение теплового потока от горячего газа к диску обеспечивается за счет воздушного слоя и специальных теплоизоляторов, устанавливаемых в объеме ограниченном ножками (см. рис.4.54).

Высота ножки $h_н = (0,05..0,4)h_{пера}$. Ширина и толщина ножки $d_н$ и $b_н$ (см. рис. 4.54), полученных при расчете на прочность, оцениваются с точки зрения размещения – поперечное сечение ножки должно вписаться в габариты полки хвостовика и разместиться на базовой поверхности хвостовика елочного типа.

Выбор хвостовика елочного типа

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

Для соединения рабочих лопаток с диском в авиационных турбинах применяется только хвостовик елочного типа, что сопряжено с его преимуществами (рис. 4.56):

- клиновидная форма (клин к центру) обеспечивает размещение большего числа лопаток на окружности диска, при этом сечения с максимальными напряжениями в хвостовиках лопаток и в перемычках дисков разнесены на разные радиусы ($R_Л$ и $R_Д$). При такой форме хвостовика и выступа диска равномернее передается центробежная сила от масс лопаток на диск по сравнению с другими типами креплений – с меньшей концентрацией напряжений;
- свободная установка лопаток в диск (с зазором 0,2...0,3 *мм*) исключает температурные напряжения в системе «хвостовик – паз», облегчает замену лопаток при монтажных операциях;
- зазоры с нерабочей стороны зуба хвостовика позволяют организовать продувку соединения охлаждающим воздухом и таким образом снизить температуру обода и тепловой поток в диск;
- работа хвостовика в упругопластической области, определяемая высоким уровнем рабочих температур и нагрузок, приводит к равномерному нагружению всех зубьев за счет перераспределения деформаций.

Нужно отметить и недостатки:

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

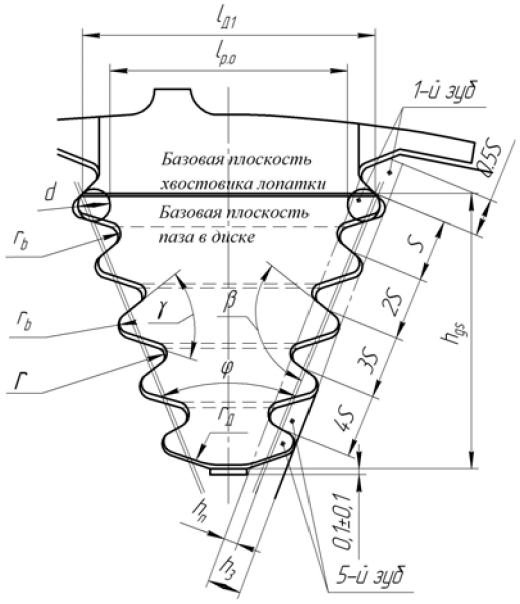


Рис. 4.56 Хвостовик елочного типа

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

Конструктивные формы хвостовика елочного типа регламентируются стандартом ОСТ 110975-73, где массив конкретных исполнений определяется варьированием шагом S, углом φ между средними линиями гребенок зубьев, углом β между средней линией гребенки и рабочей поверхностью зуба, углом γ между рабочей и нерабочей поверхностью зуба и числом пар зубьев q (табл. 4.3).

Таблица 4.3

S, *мм*	φ°	γ, °	β, °	Количество пар зубьев q
		Предельное отклонение		
		±30`	±15`	
1,8; 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5	20	65 60	115 120	2
1,8; 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,2; 6,0	30	55 60 65	105 120 115	2 ... 5
	40 50	55	105	
7,0; 8,0	30	55 60 65	105 120 115	2, 3
	40	55	105	
7,0; 8,0; 10,0; 12,0; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0	50	55	105	

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

Выбор обеспечивается предусмотренной стандартом процедурой предварительной оценки напряжений смятия $\sigma_{см}$, среза $\tau_{ср}$, изгиба $\sigma_{из}$г и запасов прочности по единичной силе, приходящейся на единицу длины зуба при толщине зуба, принятой за единицу ($S = 2$ *мм*, $r = 0{,}35$ *мм*, $\Delta = 0{,}05$ *мм*). Эти просчитанные для каждого сочетания углов φ, γ, β напряжения обозначаются $\overline{\sigma}_{см}, \overline{\tau}_{ср}, \overline{\sigma}_{изг}$ и даны в виде графиков (рис. 4.57).

Имея результаты профилирования пера, можно решить задачу размещения на базовой поверхности ножки хвостовика или корневого сечения на полке хвостовика. В результате становится обоснованной ширина базовой поверхности хвостовика $l_{\partial 1}$.

Используя проверенное практикой правило, «что ширина основания выступа на диске не должна быть меньше ширины базовой поверхности хвостовика», можно, задаваясь некоторым средним значениям угла клина φ (например, *20-30°*), максимальным числом пар зубьев q и шагом S, оценить размещение лопаток и выбрать хвостовик.

По принятой в компоновке проектируемой турбины ширине обода диска (длине зуба) b определяется объем хвостовика, ножки и полки хвостовика и по известной массе пера подсчитывается центробежная сила лопатки P_j.

Выбрав значение углов γ и β, оценивают напряжения по формулам:

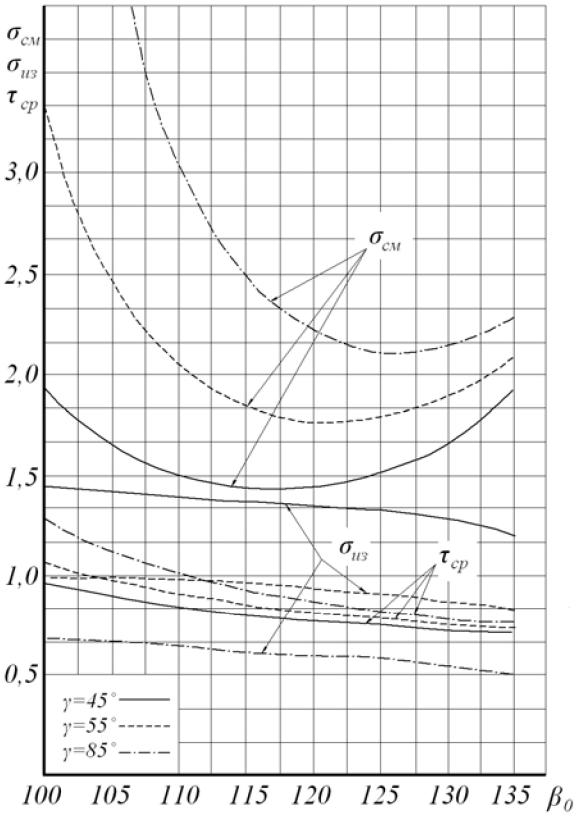


Рис. 4.57 Пример изменения напряжений $\bar{\sigma}_{см}, \bar{\tau}_{ср}, \bar{\sigma}_{изг}$ *для угла* $\varphi = 30°$

$$\sigma_{см} = 2\bar{\sigma}_{см}\frac{P_{jn}}{bS}, \quad \sigma_{изг} = 2\bar{\sigma}_{изг}\frac{P_{jn}}{bS}, \quad \tau_{ср} = 2\bar{\tau}_{ср}\frac{P_{jn}}{bS}.$$

Запас прочности по пределу длительной прочности $\sigma^t_{B\tau}$ должен быть в переделах *1,5….2,0.*

Если выбранный хвостовик имеет недостаточный запас прочности или не отвечает всем требованиям, то выбор следует продолжить.

При этом следует помнить, что увеличение угла γ приводит к возрастанию толщины зуба в основании, что повышает прочность, но при фиксированном шаге уменьшает радиус впадины r_B и возрастает концентрация напряжений. То же уменьшение r_B дает увеличение пар зубьев при заданном рабочем объеме хвостовика, и хотя нагрузка на каждую пару зубьев снижается, концентрация напряжений растет.

Соединение может быть выполнено и с меньшим, чем пять пар, количеством зубьев, тогда используются следующие пары зубьев:

- при соединении с четырьмя парами зубьев – 2, 3, 4, 5-я или 1, 2, 3, 4-я;
- при соединении с тремя парами зубьев: 1, 2, 3-я или 2, 3, 4-я или 3, 4, 5-я;
- при соединении с двумя парами зубьев: 3, 4-я или 4, 5-я.

Посадка хвостовика в диск с гарантированным зазором определяется разностью ширины базовой плоскости паза диска $l_{Д1}$ и хвостовика $l_{\Delta 2}$ ($\Delta = l_{\Delta 1} - l_{\Delta 2} = 0,2...0,3мм$).

Это условие при сборке обеспечивается подбором лопаток и контролируется качкой конца лопатки в (окружном) направлении, нормальном к плоскости симметрии хвостовика. Качку δ можно оценить, анализируя схему на рис. 4.58. Из подобия треугольников можно записать:

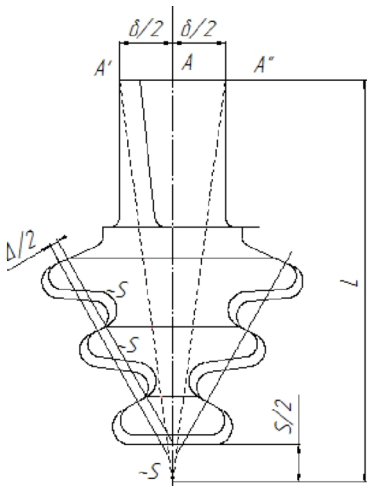


Рис. 4.58 Схема расчета качки лопатки с хвостовиком елочного типа

$$\frac{\delta}{2 \cdot L} = \frac{\Delta}{2 \cdot S \cdot q} \text{ и } \delta = \Delta \frac{L}{S \cdot q}.$$

Посадка с зазором обеспечивает демпфирование колебаний лопатки и остается до определенной частоты вращения ($0,5 \ldots 0,7 n_{max}$), пока не произойдет так называемое силовое замыкание под действием инерционных сил.

Для сохранения демпфирования во всем диапазоне частот вращения обеспечивают зазор по рабочей поверхности первой пары зубьев (см. рис. 3.113).

Однако чтобы понять условия нагружения хвостовика елочного типа, причины разрушения и меры по обеспечению конструкционной прочности, рассмотрим приближенный расчет его на прочность (рис. 4.59).

Расчет на прочность соединения лопаток с диском елочного типа

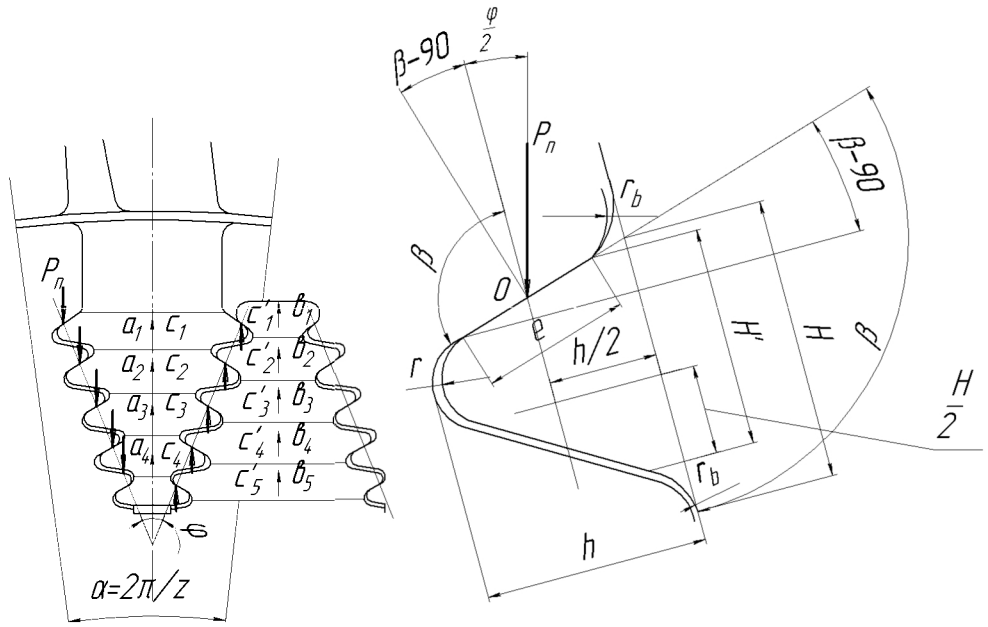


Рис. 4.59 К расчету ёлочного хвостовика на прочность

В расчетной модели зуб представлен балкой, воспринимающей изгиб, срез и смятие. Сечения хвостовика лопатки и межпазового выступа испытывают растяжение. Действующая нагрузка – инерционная сила от масс всей лопатки (пера, бандажной полки и хвостовика):

$$P_{j\Sigma} = P_{jn} + P_{jБ.П.} + P_x.$$

Условие равновесия сил, действующих на хвостовик по оси его симметрии:

$$P_{j\Sigma} - 2\sum_{n=1}^{N} P_n = 0\,,$$

где P_n – сила, приходящаяся на один зуб.

Решение этого уравнения находится в предположении, что сила P_n одинакова для всех зубьев и при b = const будет равна:

$$P_n = \frac{P_{j\Sigma}}{2q}\,.$$

В соответствии с расчетной схемой напряжения смятия на площади $S = l \cdot b$:

$$\sigma_{см} = \frac{P_n}{\cos(\varphi/2 + \beta - 90^\circ) \cdot b \cdot l}\,.$$

Напряжения среза при условии, что линия их действия определяется границей площади смятия, будут равны:

$$\tau_{ср} = \frac{P_n}{H' \cdot b \cdot \cos(\varphi/2)}\,.$$

При оценке напряжений от деформаций изгиба будем считать, что заделка зуба осуществляется по площади *Hb*, и для определения изгибающего момента примем за плечо половину высоты зуба *h/2*, а силу – $P_n \cos\varphi/2$:

$$\sigma_{изг} = \frac{P_n \cos\varphi/2 \cdot h/2}{b \cdot H^2/6} = \frac{3P_n \cos\varphi/2 \cdot h}{b \cdot H^2}\,.$$

Напряжения растяжения в сечениях хвостовика с минимальной площадью найдем из условия равновесия всех сил, действующих выше рассматриваемого сечения по направлению, параллельному плоскости симметрии хвостовика.

Тогда в сечении $a_1 b$:

$$\sigma_{p1} = \frac{P_{jn} + P_{jБ.П.} + P_{П.Х} + P_{jH} + C_1}{a_1 \cdot b}\,,$$

где $P_{jn} + P_{jБ.П.} + P_{П.Х} + P_{jH} = P_{Л}$ – центробежная сила лопатки без хвостовика;

C_1 – центробежная сила участка хвостовика, расположенного выше сечения a_1 по первым впадинам.

В сечении $a_2 b$:

$$\sigma_{p2} = \frac{P_{Л} + C_1 + C_2 + 2P_n}{a_2 \cdot b}\,.$$

В сечении $a_3 b$:

$$\sigma_{p3} = \frac{P_{Л} + C_1 + C_2 + C_3 + 4P_n}{a_3 \cdot b}$$ и т. д.

Напряжения растяжения в перемычках выступа диска определяются силами $P_n \cdot \cos\varphi/2$ проекции от соседних лопаток и центробежной сил части выступа, находящегося выше рассматриваемого сечения впадины:

в сечении $b_1 b$: $\sigma_{p1Д} = \dfrac{2P_n \cdot \cos\alpha / 2 + C_1'}{b_1 \cdot b}$;

в сечении $b_2 b$: $\sigma_{p2Д} = \dfrac{2P_n \cdot \cos\alpha / 2 + C_1' + C_2'}{b_2 \cdot b}$ и т.д.

Здесь C_1', C_2' – центробежные силы от масс элементов выступа диска, находящегося между двумя расчетными сечениями;

α – угол между осями лопаток (угловой шаг $\alpha = 2\pi/z$);

b_1, b_2 – ширина по впадинам выступа диска;

b – ширина обода в меридиональном сечении.

Запасы прочности при деформации растяжения среза, смятия и изгиба. Напряженность замков елочного типа обычно оценивается по номинальным напряжениям растяжения σ_{p1} в первой впадине и в последней впадине межлопаточного выступа диска $\sigma_{p5Д}$. Напряжения в других перемычках обычно меньше [15].

При этом приходится учитывать концентрацию напряжений в хвостовике – эффективный коэффициент концентрации напряжений в хвостовике $K_{\sigma x} = 4,5$.

Если запас в пере $K_{mn} = \dfrac{\sigma_{B\tau}^t}{\sigma_P}$, то при равенстве запасов прочности в пере и в хвостовике при действии переменных изгибных напряжений (запас прочности по пределу выносливости) запас прочности хвостовика находится из выражения:

$$K_{mx} = \frac{1}{1 - K_{\sigma x}\dfrac{W_П}{W_X} \cdot \left(1 - \dfrac{1}{K_{mП}}\right)},$$

где $W_П, W_X$ – моменты сопротивления в первой перемычке хвостовика и в корневом сечении пера. Обычно отношение $\dfrac{W_П}{W_X}$=3, $K_{\sigma x}$=4,5 (по результатам натурных испытаний).

Тогда при запасе прочности в пере $K_{mП} = 2$ получим $K_{mx} = 4$.

Запас прочности по напряжениям среза: $K_\tau = \dfrac{0.6\sigma_{B\tau}^t}{\tau} \geq 4$.

По напряжениям смятия: $K_{см} = \dfrac{\sigma_{0,2\tau}^t}{\sigma_{см}} \geq 1,5$.

По напряжениям изгиба: $K_{изг} = \dfrac{\sigma_{B\tau}^t}{\sigma_{изг}} \geq 2$.

Проектирование бандажной полки

Покажем проектирование полки типа «зигзаг» (рис.4.60).

Исходными для формирования бандажной полки являются параметры периферийного (надлопаточного) сечения пера, его площадь, ширина S и угол установки γ, а также параметры самой полки: толщина δ, толщина контактной площадки b_k, высота лабиринтных гребешков h_i, угол наклона контактной площадки к плоскости вращения, радиус сопряжения полки и профиля r_n, перекрытия полки и профиля l_1 и l_2.

Обычно принимают:

$$(l_1, l_2, \Delta_1, r_n)/\delta = 0,8...1,2; \quad h_i/\delta = 2...5; \quad \frac{b_k}{\delta} = 2...3,5;$$

$$\beta_k = 10...30^o; \quad \frac{L_k}{B} = 0,25...0,35, \text{ где } B = S + l_1 + l_2.$$

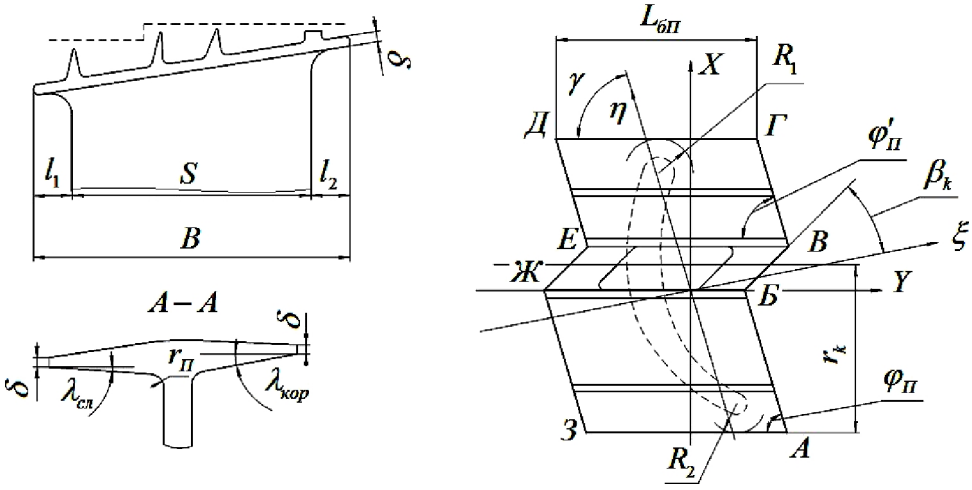


Рис. 4.60 Проектирование бандажной полки типа «зигзаг»

Порядок построения:

- строится периферийный профиль лопатки в принятой системе координат XOY с углом установки γ;
- из центров закругления передней и задней кромки проводятся дуги радиусов R_1 и R_2 и касательные к ним параллельные оси OY;
- строится касательная к окружности R_2, параллельная хорде, и получается т. A;
- проводится AB параллельно хорде;
- выбранная ранее L_k и угол β_k позволяют, варьируя Γ_k (координата контактной площадки), получить точки $Б$ и B. Параметр Γ_k изменяется в пределах $0,5L_k \sin\beta_k < \Gamma_k < B - 0,5L_k \sin\beta$;
- проводя $B\Gamma$ параллельно хорде, получают точку Γ;
- оценив L_B по известному числу лопаток, получают точку $Д$;
- строится эквидистатная линия $ДЕЖЗ$.

Формирование полки завершается выбором количества и размещением гребешков лабиринтов и ребер. Число их колеблется от 1 до 5 и выбирается из условия малых концевых потерь и прочности полки при минимальной ее массе.

Гребни лабиринтов являются одновременно элементом уплотнения и ребрами жесткости. Собственно же ребра жесткости имеют меньшую высоту и определяют изгибную жесткость и прочность полки.

Один из гребешков устанавливается в зоне входной кромки пера, что обеспечивает прочность уголка полки, образованного сторонами $ДГ$ и $ДЕ$. Еще два гребня (или ребра) стремятся разместить возле контактной площадки, что позволяет увеличить ее высоту и площадь.

Далее проводится операция центрирования – совмещения центра масс бандажной полки с центром масс периферийного сечения лопатки, что позволяет предотвратить изгиб профиля пера центробежными силами полки.

Достигается это воздействием на геометрию полки или, в крайнем случае, изменением профиля подполочного сечения пера.

Определение центра масс бандажной полки производится разбиением ее на элементы с учетом гребешков и ребер, оценкой объемов и центра масс каждого элемента, а затем и центра масс всей полки.

Должно быть выполнено условие центрирования:

$$\left(x_n - x_c\right)^2 + \left(y_n - y_c\right)^2 = 0 ,$$

где x_c , y_c , x_n , y_n – координаты ЦМ профиля пера и полки.

При центрировании варьируют параметры Y_A , φ_n , φ' , Γ_k и др.

Если не удается выполнить условие центрирования, тогда стремятся ЦМ полки «уложить» на ось минимальной изгибной жесткости профиля ($O\eta$) или вблизи от нее. Тогда центробежная сила от масс полки будет изгибать лопатку только относительно оси максимальной жесткости ($O\xi$), где деформации и напряжения невелики.

При изгибных колебаниях лопатки с бандажной полкой проявляется эффект демпфирования колебаний. Анализируя демпфирование, будем исходить из того, что лопатка колеблется по первой изгибной форме относительно оси $O\eta$ в направлении оси $O\xi$ (рис. 4.61).

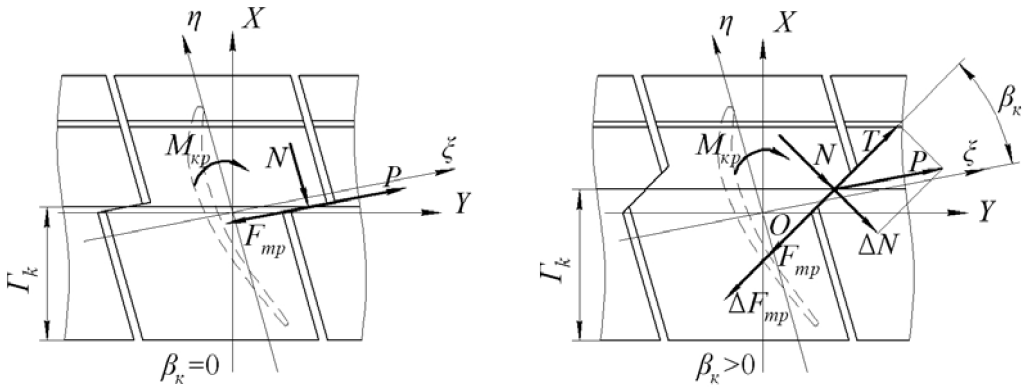


Рис. 4.61 Влияние угла β_k на демпфирование колебаний лопатки.

Варьируя углом β_k можно увеличивать ($\beta_k = 0$) или снижать ($\beta_k = 10 \div 30°$) амплитуду перемещения по контактным площадкам ($\Delta\xi$), а следовательно влиять на работу трения и уровень демпфирования:

$$A_{mp} = k \cdot N \cdot f \cdot \Delta S .$$

При $\beta_k = 0$ сила N определяется только натягом по контактным площадкам, который зависит от крутящего момента, действующего в периферийном сечении.

При умеренных значениях $\beta_k = 10 \div 30°$ сила N и работа трения при одинаковых $\Delta\xi$ будет выше за счет появления дополнительной силы ΔN на наклонной плоскости.

Проектирование бандажной полки с двумя лопатками в одном пазе

Проектирование бандажной полки с двумя лопатками в одном пазе диска направлено на выполнение основного условия – постоянного контакта обоих лопаток по плоскости симметрии хвостовика.

Проектирование лопатки в этом случае имеет такие особенности:

- между каждой парой бандажных полок должен быть зазор Δ, компенсирующий тепловые расширения полок;
- в системе координат ось Z должна располагаться в плоскости разъема хвостовика, а ось Z_1 должна проходить через центр тяжести корневого сечения пера перпендикулярно оси двигателя (отсюда наклон плоскости $X_1O_1Y_1$ к базовой плоскости).

За ось X принимается линия пересечения плоскости разъема хвостовика с базовой плоскостью. За ось X_1 принимается линия пересечения плоскости, перпендикулярной оси Z_1, с базовой плоскостью, при этом ось X_1 должна проходить через точку пересечения оси Z_1 с базовой плоскостью:

- размеры зуба приходится увеличивать, уменьшая число пар зубьев, чтобы воспринять нагрузки от центробежных сил одной гребёнкой;
- разгрузка от газовых сил (выносы центров масс подполочных сечений) должны быть выполнены так, чтобы изгибающий момент на каждой из лопаток действовал в сторону стыка на всех режимах. Это означает, что значение выносов для «левой» и «правой» лопаток пары должны быть разными (рис. 4.62).

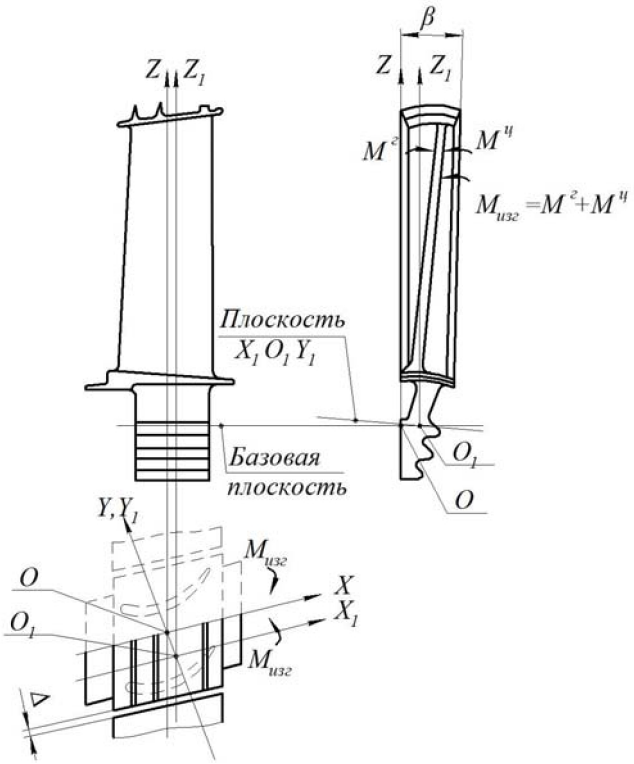


Рис. 4.62 Проектирование бандажной полки для случая размещения двух лопаток в одном пазе

Изучение проектных процедур всех элементов неохлаждаемой рабочей лопатки турбины позволяет провести проектирование лопатки первого приближения.

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

бандажной полке, хвостовике. Это и будет следующее приближение к оптимальной конструкции.

4.2. Рабочая лопатка охлаждаемая

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

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

Учитывая сложность расчетной оценки потребного расхода охладителя $q_{охл}$, для эскизного проектирования охлаждаемой лопатки используют среднестатистические значения этих расходов по табл.4.4

Таблица 4.4. ***Затраты охладителя в турбине трехвального ТРДДФ (по Мамаеву Б.И.)***

Элемент турбины	Потребители охлаждающего воздуха	Режимы	
		максимальный	крейсерский
Турбина ВД			
СА	на перфорацию	4,4	4,4
	в выходную кромку	1,6	0,9
	утечки	0,3	0,1
РК	на перфорацию	0,9	0,4
	в выходную кромку	2,5	1,5
	на бандажную полку	0,8	0,5
	на диск	0,2	0,2
	на лабиринт	0,5	0,4
	на елочный замок, утечки	0,4	0,3
Турбина СД			
СА	на лопатки	1,0	1,0
	на лабиринт	0,3	0,3
	утечки	0,3	0,3
РК	на лопатки	0,4	0,4
	на елочный замок, утечки	0,1	0,1
Турбина НД			
Ротор опора	на охлаждение	0,8	0,8
	наддув лабиринтов	0,4	0,4
Суммарный расход $q_{охл}$		10,5	7,6

В табл. 4.4 для примера распределения охлаждающего воздуха по потребителям в турбине трехвального ТРДДФ для максимального режима ($T^*_{Г\max} = 1550\text{-}1600K$) и крейсерского режима ($T^*_{ГКР} < 1300K$) без учета расхода охладителя на перфорацию 1 СА ($3-5\%$ на максимальном режиме), выпускаемого до горла межлопаточного канала и участвующего в рабочем процессе турбины.

Относительная скорость охлаждающего воздуха в отверстиях диска обычно находится в пределах $\lambda = 0,2...0,3$. Принимая значения λ, можно оценить площади внутренних каналов.

При профилировании пера следует задавать такие значения максимальной толщины профиля $C_{\max}$, чтобы эти площади вписывались в профиль лопатки при заданных толщинах стенок.

Ранее принятое условие, что отношение площади корневого сечения пера к периферийному: $\frac{S_{кор}}{S_{пер}} = 1,5...1,6$ сохраняется и здесь, а минимальную толщину стенок в периферийном сечении можно принять $0,8...1,2мм$.

Следующий этап проектирования охлаждаемой лопатки по образцу – прототипу состоит в оценке среднего значения потребной глубины охлаждения θ и поиска конструкции лопатки, отвечающей этому условию:

$$\theta = \frac{T^*_{w\max} - T_Л}{T^*_{w\max} - T^*_{ОХЛ}}.$$

В §4.1 рассмотрены конструкторские приемы интенсификации охлаждения лопаток. Поэтому, зная возможности каждого решения, возможно скомбинировать их, соединить, таким образом, в конструкции лопатки, чтобы получить заданную эффективность по θ.

Для упрощения поиска на рис. 4.63…4.67 даны конструкции и эффективность охлаждения выполненных охлаждаемых лопаток турбины, а также сводная таблица (табл. 4.5) средних значений $\theta_{ср}$.

Таблица 4.5. ***Допустимые значения*** $T^*_Г$ ***для охлаждаемых лопаток***

Тип охлаждения лопатки	$\theta_{ср}$	Допустимая $T^*_Г, K$		
		Для рабочих лопаток		Для сопловых лопаток
		$\sigma_л = 80 \div 100 МПа$	$\sigma_л = 160 \div 180 МПа$	
Канальная	0,35	<1575	<1430	<1420
Штырьковая	0.4	<1650	<1500	<1490
Петлевая с полуребрами	0.45 и более	<1610	<1600	<1800
Дефлекторная	0.47 и более	<1660	<1750	<1800
Вихревая	0.62	<1800	<1750	<1900
Проникающее охлаждение (двухстенная лопатка)	0,6 и более	<1900	<1800	<2100

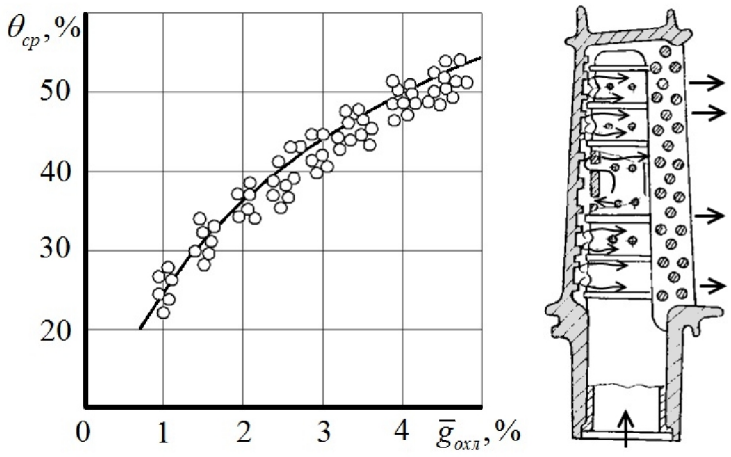


Рис. 4.63 Конструкция лопатки со вставным дефлектором и $\theta_{ср} = f\left(\overline{g}_{охл}\right)$

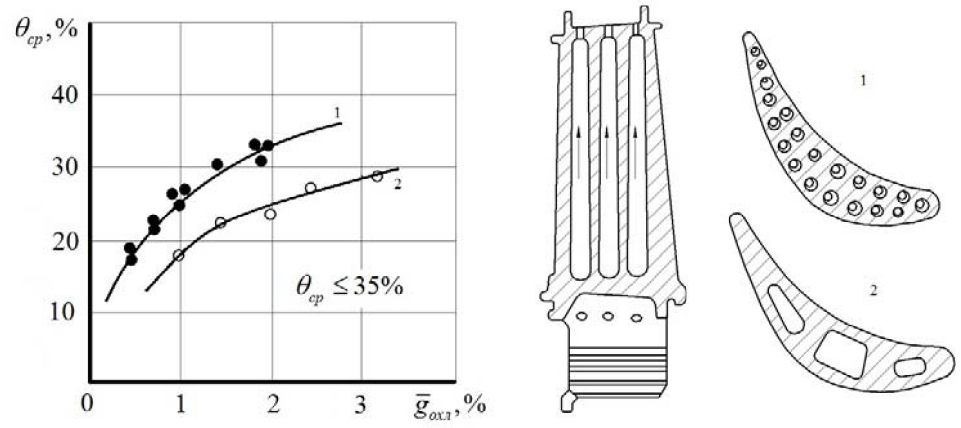


Рис. 4.64 Конструкция лопатки с гладкими радиальными каналами и $\theta_{ср} = f(g_{охл})$

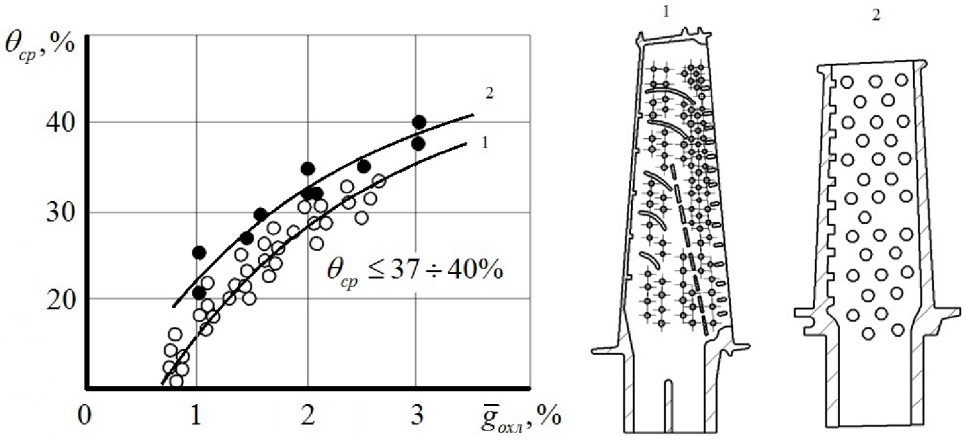


Рис. 4.65 Конструкция лопатки со штырьками и $\theta_{ср} = f(g_{охл})$

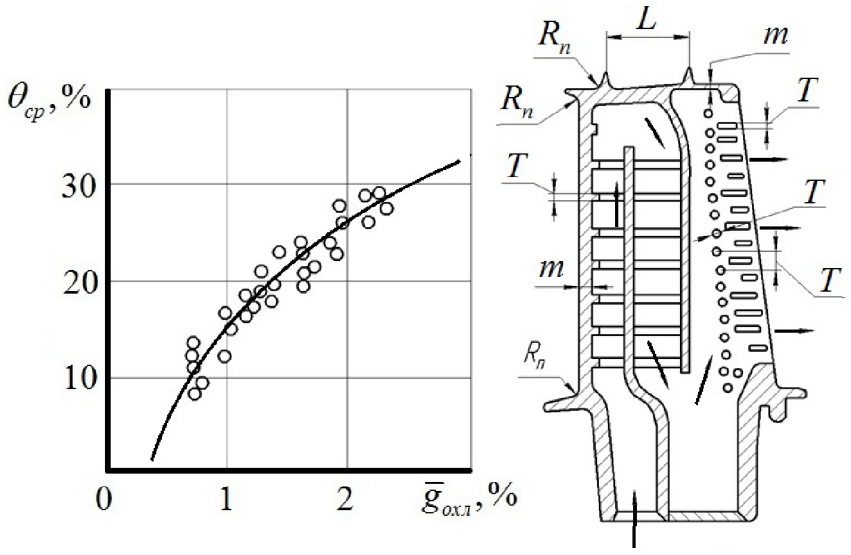


Рис. 4.66 Конструкция лопатки с полуребрами и петлевой схемой течения воздуха и $\theta_{ср} = f(g_{охл})$

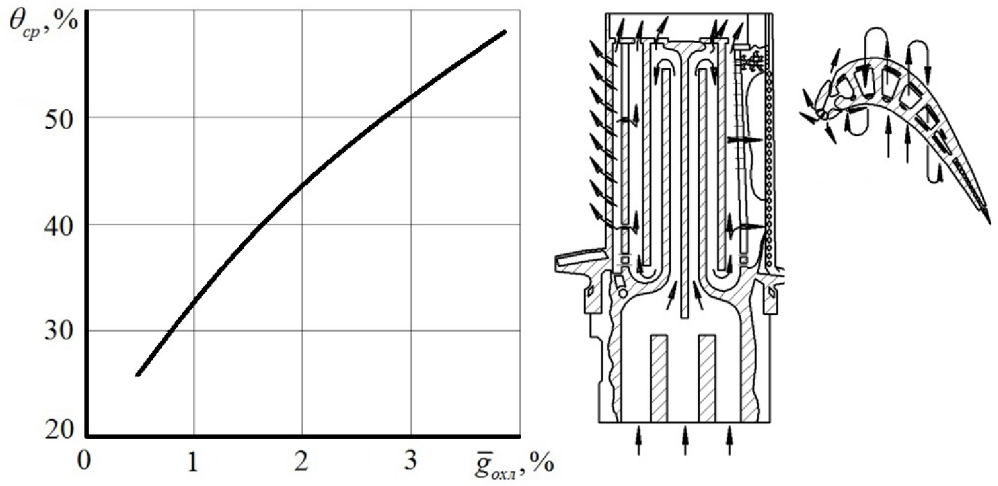


Рис. 4.67 Конструкция лопатки с радиальным оребрением, каналами и пленочной защитой, $\theta_{ср} = f(g_{охл})$

При проектировании пера должны быть использованы рекомендации по выбору формы и размеров входной и выходной кромки (§4.1).

В таблице даны значения допустимых T_T^* для двух уровней напряжения в рабочих лопатках. Первый уровень обычно используется при проектировании турбин ВРД для маневренных боевых самолетов.

Предельные отклонения толщин стенок

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

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

Предельные отклонения размеров элементов внутренней полости T, толщин стенок и ребер m, радиусов сопряжения необрабатываемых поверхностей (см. рис.4.66) должны соответствовать табл. 4.6.

Таблица 4.6. ***Предельные отклонения элементов охлаждаемых лопаток***

T	Предельное отклонение	m	Предельное отклонение	Rn, L	Предельное отклонение
		До 1,0	±0,1	2,0	±0,2
До 2	±0,2	1,0…1,5	±0,15	2,0…5,0	±0,3
2,0…3,0	±0,3	1,5…2,0	±0,20	5,0…12,0	±0,5
3,0…5,0	±0,4	2,0…2,5	±0,30	свыше 12	±1,0
		2,5…3,0	±0,40		

Отметим ***проектирование лопатки со вставным дефлектором***, для монтажа которого во внутреннем канале должен быть подготовлен объем по всей высоте лопатки, равный объему дефлектора, что накладывает ограничения при профилировании лопатки.

Выбор хвостовика охлаждаемой лопатки

Выбор хвостовика охлаждаемой лопатки имеет ту особенность, что из-за размещения каналов подвода охладителя уменьшается его живое сечение и несущая способность. Оптимизируется конструкция хвостовика при выбранной базовой плоскости подбором (уменьшением) угла φ и введением перемычек, обеспечивающих увеличение жесткости хвостовика при действии сжимающих сил (рис. 4.68).

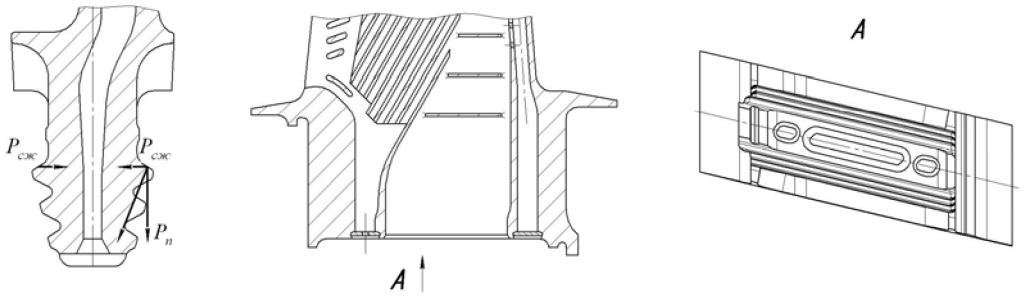


Рис. 4.68 Хвостовик елочного типа охлаждаемой лопатки

Рассмотренные особенности проектирования охлаждаемой рабочей лопатки турбины позволяют выполнить конструкцию первого приближения. После подробного анализа теплового состояния лопатки по режимам и исследования прочности последует следующее приближение.

Важный момент в проектировании рабочей лопатки – это фиксация ее в пазе диска вдоль оси паза, чтобы выдержать фронт решетки профилей (размер b_3).

Конструкции фиксаторов, как и в компрессоре (§3.3), могут быть групповыми (дефлектор, барабанные проставки и др.) и индивидуальные.

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

§4.3 Статор: декомпозиция, функциональные и структурные связи

Схема структурных элементов статора турбины в 4 уровнях представлена на рис. 4.69.

Уровень 1

1.1 Статор турбины. Функция статора в рабочем процессе турбины состоит в том, чтобы обеспечить ускорение газового потока и расчетное безударное натекание его на лопатки рабочего колеса. Именно этим диктуются требования к точности геометрии межлопаточных каналов и фронта решетки профилей и требования к сохранению геометрии по режимам работы двигателя и ресурсу.

Трудности выполнения этих условий состоят в том, что статор турбины является частью силовой схемы статора двигателя и нагружен, как и статор компрессора, внутренним давлением, изгибом, кручением, нагрузками, приходящими от лопаточных

венцов сопловых аппаратов (СА), но с наложением температурного поля с большим градиентом температур.

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

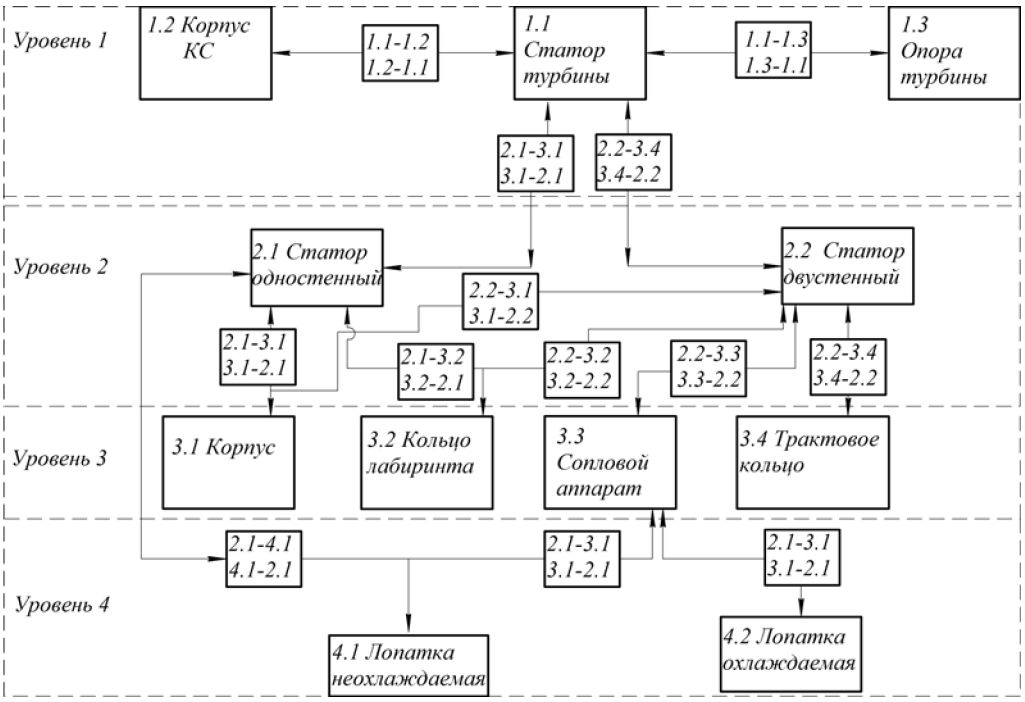


Рис. 4.69 – Схема структурных связей статора турбины и элементы статора

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

1.2 – 1.1 Камера сгорания. Корпус камеры сгорания (наружный, а в случае силовой схемы с двойной замкнутой связью и внутренний) входит в силовую схему статора двигателя.

Наружный корпус КС воспринимает внутреннее давление, осевую силу и крутящий момент как от корпуса компрессора, так и от корпуса турбины: со стороны турбины – одного знака, компрессора – другого.

Внутренний корпус воспринимает половину $M_{кр}$ от первого соплового аппарата.

Корпус камеры сгорания используется при организации подвода охладителя к лопаткам турбины: конструктивное размещение подкручивающей решетки на внутреннем корпусе, системы подвода охлаждающего воздуха к 1 СА – при использовании теплообменника и при частичном отключении охлаждения, т.е. в тех случаях, когда не хватает объемов для размещения этих устройств.

Функциональная связь КС и турбины подробно анализировалась в §4.1. Здесь отметим еще раз значение стыка ЖТ и 1 СА, который являет собой средоточие двух конструкторских задач – компенсации тепловых деформаций ЖТ и 1 СА по радиусу и ЖТ – в осевом направлении и организации охлаждения полок СА и полок лопаток 1 РК.

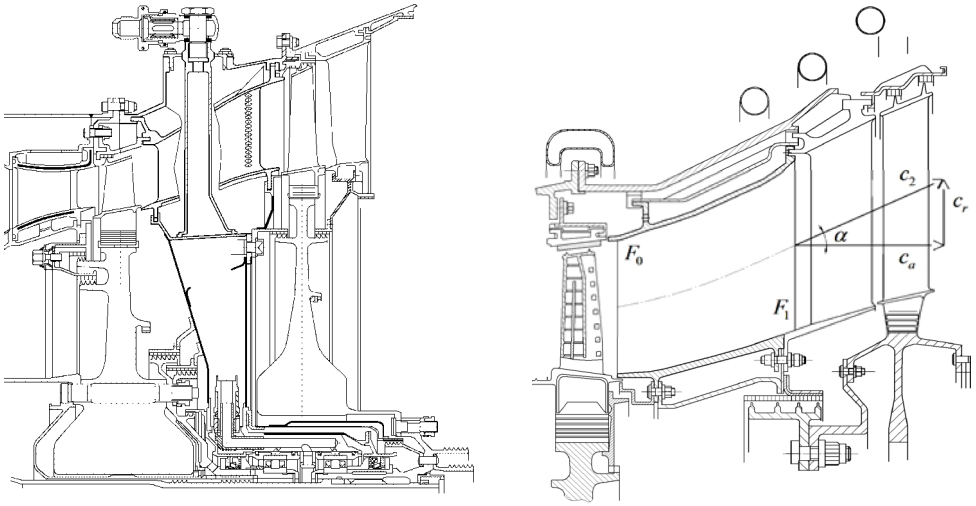
1.3 – 1.1 Опора турбины. При размещении опоры перед турбиной (см. рис.4.6) известно несколько решений, которые определяются выбором силовой связи между корпусом компрессора и турбины. При двойной связи приходится использовать

трубчато-кольцевую КС (семейство ТРДД Д-30, ПС-90А, ТЕЙ и т.д.) или проводить силовую связь через охлаждаемую пустотелую лопатку 1 СА, как это сделано на ТРДФ Р11Ф2300 и его модификациях.

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

В опоре ТРДД, расположенной между каскадами, проточную часть опоры используют для организации перехода, например, от турбины каскада ВД к турбине каскада НД, совмещая функции ребер опоры и лопаток СА (рис. 4.70,*а*).

При профилировании проточной части промежуточной опоры и «гуся» (перехода между каскадами в виде изогнутого кольцевого канала (рис.4.70,*б*)) длину и форму канала выбирают таким образом, чтобы иметь минимальные потери полного давления от диагональности $\rho\frac{C_r^2}{2}$. Поэтому угол подъема α обычно более 30° не назначают.



а) *б)*

Рис. 4.70 Формирование проточной части турбины на участке размещения опор и перехода между каскадами: а) опора турбины ТРДД Д-36 с совмещением функций стоек опоры и лопаток СА; б) переход от каскада ВД к каскаду НД в ТРДД PW2000

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

Размещение опоры за турбиной имеет три важных момента.

Проточная часть опоры профилируется с уменьшением проходного сечения (рис. 4.71,*а*). Делается такое зажатие сечения для того, чтобы увеличить осевую скорость на выходе из турбины C_2, уменьшить угол закрутки потока α_2 и повысить КПД. Заужение канала опоры ТРДД CFM 56-7B составляет около 1/4 его высоты.

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

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

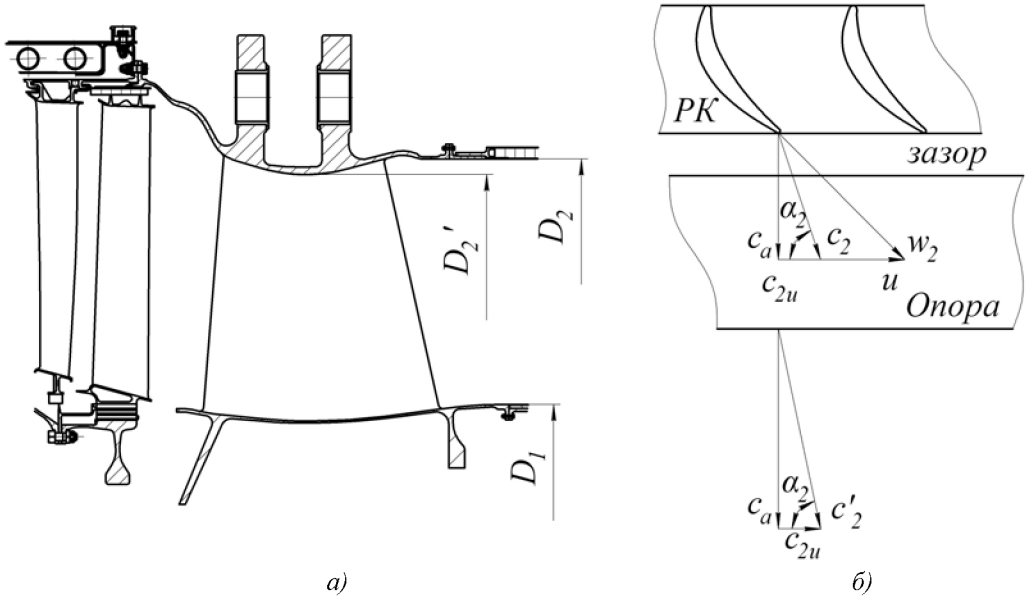


Рис. 4.71 Управление закруткой потока за турбиной заужением выходного сечения проточной части задней опоры: а) конструктивное исполнение заужения сечения проточной части опоры на ТРДД GEnx; б) схема уменьшения угла закрутки потока

Уровень 2: 2.1…2.2 Концепция двустенного статора

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

Разговор о поиске оптимальной конструкции статора начнем с анализа конструкции статоров турбин ВРД первых поколений с $T_Г^* = 1100....1250K$, что позволит увидеть причины перехода к более сложной конструкции двустенного статора.

На рис. 4.72 представлена турбина ТВД АИ-20 первых серий, где статор турбины выполнен одностенным с неохлаждаемыми лопатками СА, соединенными с корпусом сваркой. Свободное температурное расширение лопаток СА происходит от периферии к центру, для чего лопатки свободно с зазором вставлены в просечки внутреннего кольца СА. Лопатки СА и просечки на внутреннем кольце выполнены таким образом, что зазор δ_0 по контуру профиля находился в пределах 0,015…0,1 *мм*, что обеспечивает центрирование кольца на лопатках СА и скрепленного с ним кольца лабиринтного уплотнения (рис. 4.72, схема *б*). В итоге достигается равномерный по окружности радиальный зазор в лабиринтном уплотнении δ_2.

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

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

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

Однако такой подход имеет недостатки:

- высокая температура стенки корпуса, который включен в силовую схему;
- малый ресурс из-за трещин по сварным швам (жаропрочные материалы плохо свариваются);

- износ по лопаткам и лабиринтам из-за высокой твердости металлокерамических вставок (керамические вставки, полученные методом спекания, имеют достаточную твердость, чтобы противостоять эрозии от действия высокоскоростного горячего газового потока, но изнашивают лопатки, гребешки лабиринтов при контактировании);
- низкая ремонтопригодность (поврежденную лопатку заменить практически невозможно);
- велики гидравлические потери во втулочном сечении из-за радиальных втеканий (рис.4.72, *в*), которые возникают из-за разности статических давлений у передней и задней кромки просечки и установлении некоторого среднего давления в полости **А** – присоединенном объеме. Происходит то, что газ втекает в полость **А** по передней части щели и вытекает по задней нормально к направлению газового потока. Это последнее и является причиной повышенных гидравлических потерь у втулки.

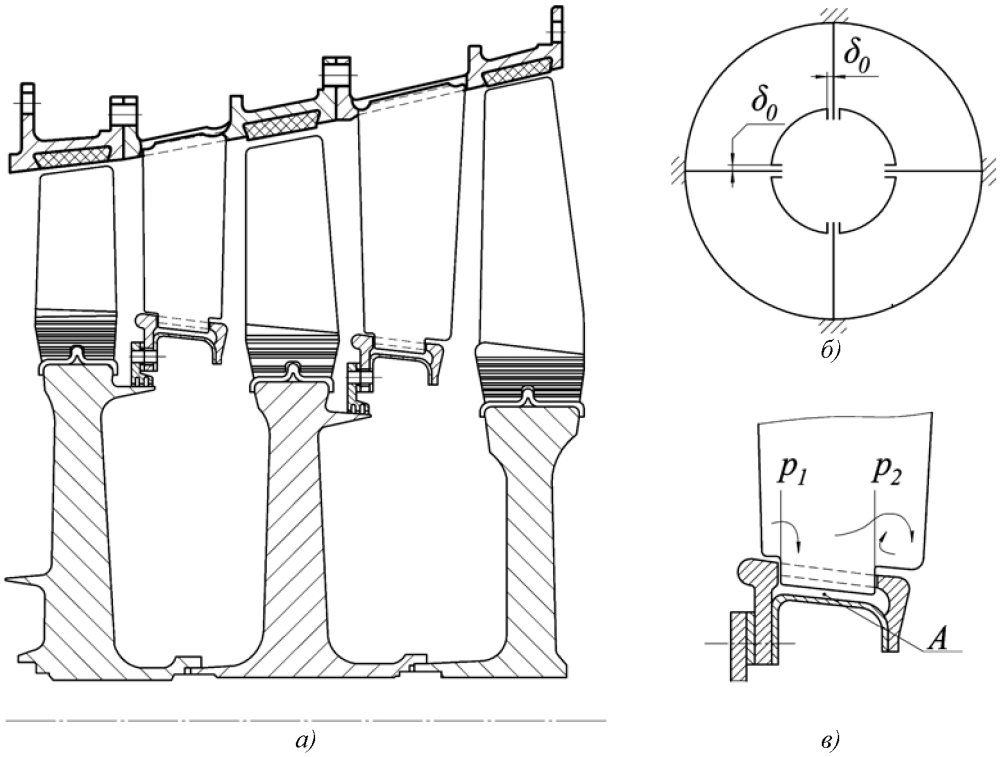


Рис. 4.72 Турбина ТВД АИ-20 первых серий: а) с одностенным статором; б) схема центрирования внутреннего кольца СА (лабиринтного кольца); в) образование гидравлических потерь во втулочном сечении

Этот комплекс недостатков и стал причиной поиска новых исполнений статора.

Двустенный статор представлен на рис. 4.1. Основная идея – сделать конструкцию разборной и снизить температуру стенок корпуса. Вторая внутренняя стенка двустенного корпуса состоит из отдельных участков: трактовых колец и наружных полок СА. Варьируя расстоянием между стенками и конструкцией крепления СА и трактовых колец к корпусу, можно снижать температуру стенок корпуса, обеспечивать транспортирование охлаждающего воздуха, размещать элементы теплоизоляции и систем управления радиальными зазорами.

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

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

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

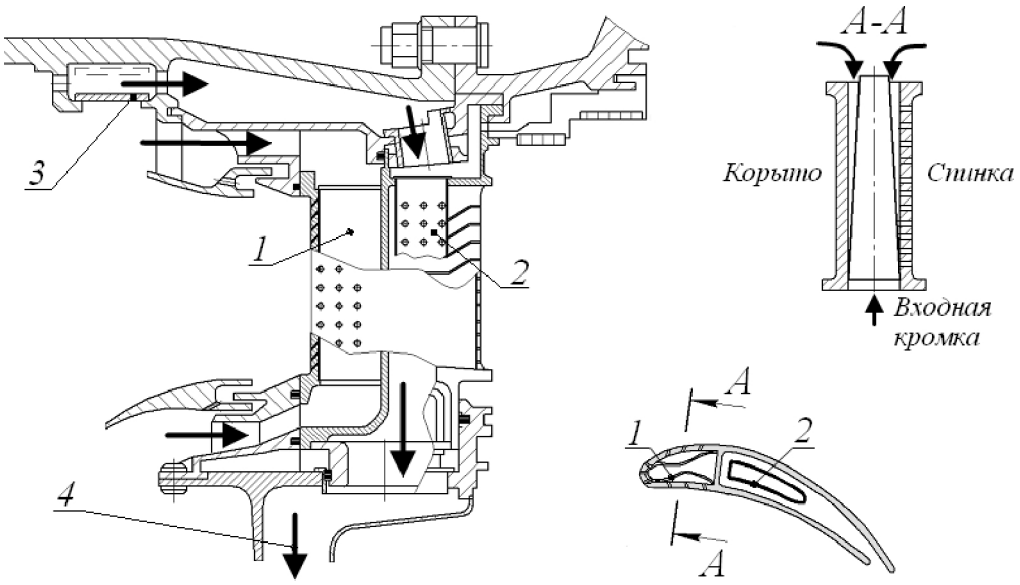


Рис. 4.73 Сопловой аппарат первой ступени ТРДД НК-56:
1 – дефлектор передней полости, обеспечивающий автономное охлаждение передней кромки, корытца и спинки; 2 – дефлектор задней полости; 3 – лента системы частичного отключения подвода охладителя к рабочей лопатке ТВД; 4 – охладитель к рабочей лопатке ТВД

Блоки, установленные во внутреннее кольцо (оно обычно является лабиринтным кольцом) и составляют СА, который представляется, таким образом, сборочной единицей. СА затем вводится в корпус, центрируется по посадочным пояскам внутренних буртов и фиксируется от осевых смещений трактовым кольцом, а в окружном направлении – или штифтами, или торцевым шлицем (см. рис.4.76). При этом количество фиксаторов определяется при расчете штифтов на срез от действия крутящего момента (обычно по числу блоков СА).

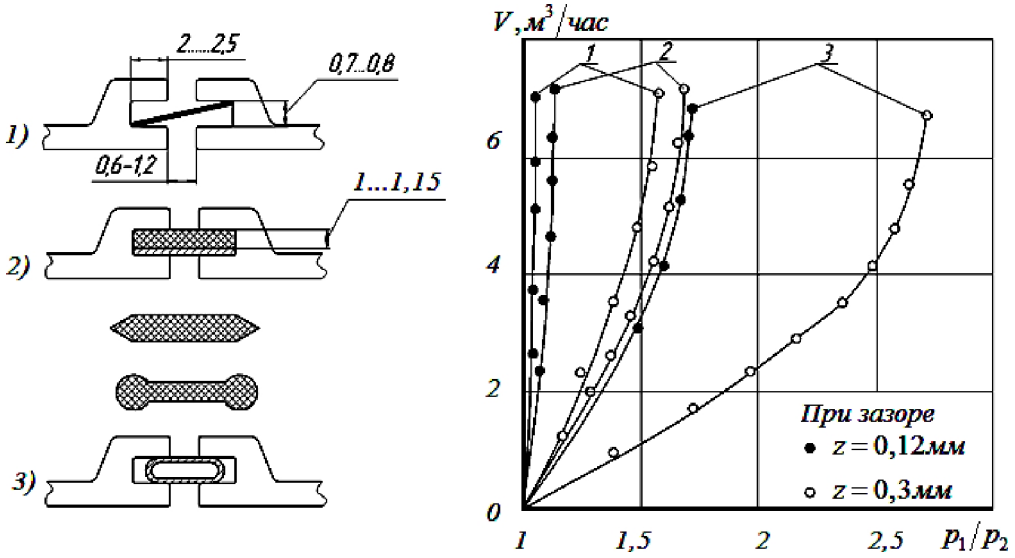
Если корпус имеет поперечный разъем, то отдельные части корпуса могут входить в сборочную единицу СА вместе с трактовым кольцом.

Механизм центрирования внутреннего (лабиринтного) кольца при закреплении по периферии СА, состоящим из блоков, принципиально не отличается от рассмотренного выше, только центрирование происходит не по лопаткам СА, а по прямоугольным выступам – «шипам», выполненным на внутренней стенке каждого блока (см. рис. 4.76). А в нашем случае – по патрубкам подвода воздуха к 1РК.

В такой конструкции статора важной является транспортировка охлаждающего воздуха к лопаткам СА. В связи с этим возникает задача герметизации воздушных

каналов, чтобы исключить потери охладителя, вызывающие к тому же гидравлические потери у периферии, и, наоборот, не допустить затекания в них горячих газов на переходных режимах.

На рис.4.74 показаны отдельные исполнения уплотнений по стыкам блоков СА. На торцах стыков каждого блока литьем или методом ЭХО выполняются канавки, в которые при сборке СА вставляются уплотнители: металлические пластинки из жаропрочного материала (ВЖ-98), уплотнители из материала МР (рис. 4.74) разного исполнения, тонкостенная трубка *3×0,3*, запаянная по концам и частично заполненная водой, и др.



а) *б)*

Рис. 4.74 Конструктивное исполнение и эффективность уплотнения по стыкам блоков СА: а) 1 – с металлической пластиной; 2 – уплотнитель из материала МР с разной формой; 3 – пустотелая трубка; б) зависимость утечки от перепада давлений: 1 – без уплотнителя, 2 – пластина, 3 – уплотнитель из МР

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

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

Снижение утечек может быть достигнуто повышением точности изготовления и сборки СА, что позволяет устранить перекосы поверхностей стыка, искажение и увеличение зазоров по сравнению с расчетными. Однако это приводит к значительному возрастанию трудоемкости.

Постановка же эффективных уплотнений и, в частности, уплотнений из материала МР позволяет получить нужные результаты по утечкам со снижением требований к точности исполнения.

В отличие от жестких уплотнителей – пластинок из листа, уплотнители из материала МР поддаются деформации при сборке и последующих термических изменениях, принимая форму, соответствующую форме заполняемого зазора.

Выбор материала проволоки и исходного натяга позволяет сохранять упругость уплотнителя из МР при высокой температуре, отслеживая перемещения стыкуемых поверхностей.

Эффективность уплотнения из материала МР показана на графике (см. рис. 4.74,*б*) при испытании уплотнителей на имитаторе.

Транспортировка охлаждающего воздуха из КС обычно производится через отверстия в буртах («зацепах») на внутренней стороне корпуса, а воздух из-за промежуточных ступеней подается по 2-3 наружным трубам диаметром 25-30 *мм* к СА 2 ступени.

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

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

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

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

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

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

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

Уровень 3: 3.1 Корпус

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

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

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

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

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

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

выполнения условия непробиваемости.

На рис. 4.75 показана часть корпуса турбины ТРДД НК-56, на котором закреплены (рис. 4.76) трактовое кольцо 1 РК, 2СА и трактовое кольцо 2РК. За базу принята ось диаметра расположения отверстий под призонные болты, которыми скрепляются части корпуса, допускаемое смещение отверстий от номинального положения не более 0,01 *мм*.

Все посадочные диаметры трактовых колец и СА строго согласованы с базовым диаметром.

Упорные торцы для трактовых колец и 2СА имеют точное исполнение по 6…7 квалитету и определяют осевую фиксацию этих элементов, точность фронта решетки профилей 2СА и центрирование лабиринтного кольца (внутреннего).

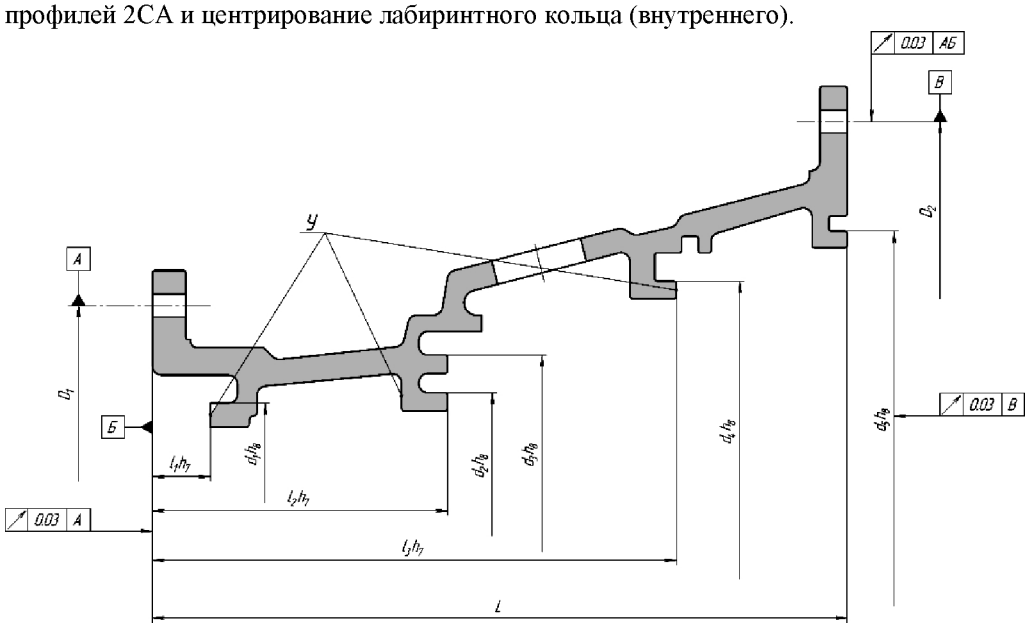


Рис. 4.75 Элемент корпуса двустенного статора: У-ребра («зацепы») для крепления лопаток СА и трактовых колец

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

Искажение формы окружности в разных сечениях корпуса при нагружении изгибом и кручением и температурных деформаций не приводит к окружному изменению радиальных зазоров благодаря наличию второй стенки (это показано в §3.4).

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

Требование непробиваемости подтверждается расчетом и проверкой на стенде с обрывом лопатки.

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

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

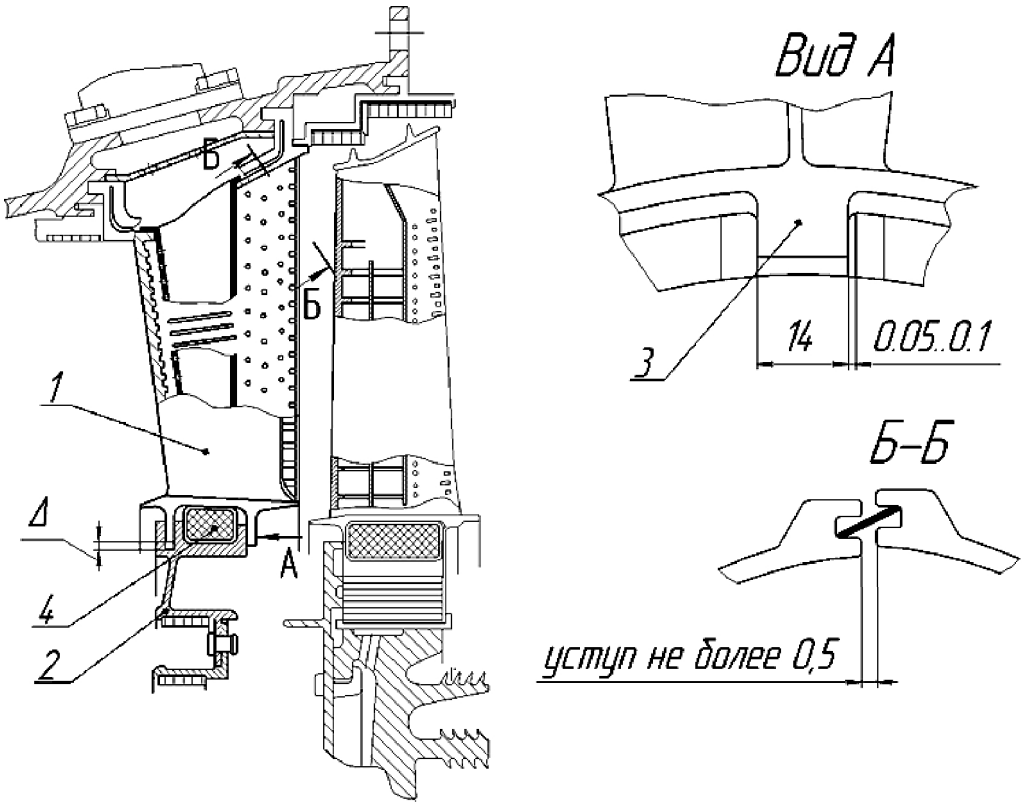


Рис. 4.76 Сопловой аппарат второй ступени турбины ТРДД НК-56: 1 – лопатка соплового аппарата охлаждаемая; 2 – «плавающее»лабиринтное кольцо; 3 – выступы (шипы) на блоках сопловых лопаток, центрирующие лабиринтное кольцо; Δ – зазор, обеспечивающий тепловое расширение лопатки от переферии к центру; 4 – тепловая изоляция лабиринтного кольца

3.2. Сопловой аппарат

Сопловой аппарат как сборочная единица (рис. 4.76) состоит из набора блоков или отдельных лопаток с уплотнителями между ними и лабиринтным (внутренним) кольцом. Иногда туда включается и часть корпуса (при использовании корпуса с поперечным разъемом). В последнем случае легче контролировать площади проходных сечений СА, герметичность каналов транспортирования охладителя и биения рабочей поверхности лабиринтного кольца (пределы 0,1...0,2 *мм*).

Сопловой аппарат с набором одиночных лопаток чаще находит применение на 1 ступени, где срабатывается максимальный теплоперепад и максимальные $T_Г^*$. Такое решение имеет то преимущество, что теплозащитные покрытия «термобарьер» можно наносить на все поверхности лопатки, а в блоке из-за недоступности – только на цилиндрические полки, на периферии и у втулки. Однако надо помнить, что при одиночных лопатках число стыков, которые являются причиной утечек охладителя, здесь максимально.

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

Уплотнители по стыкам блоков СА выбираются в соответствии с рекомендациями на рис. 4.74.

Центрирование лабиринтного кольца на блоках СА производится по выступам – шипам, которые входят в пазы кольца с зазором 0,05-0,1 *мм*. Полость Г между полкой СА и лабиринтным кольцом, а в неохлаждаемых СА и между полкой СА и корпусом заполняют уплотнителем – теплоизолятором (коалиновая вата, например), что позволяет устранить влияние присоединенных объемов на гидравлические потери от радиальных втеканий из этих объемов. В охлаждаемых лопатках с лобовым натеканием крепление дефлектора часто производится на наружней полке по отбортовке точечной сваркой.

3.3. Кольцо лабиринта

Кольцо лабиринта (рис. 4.77) является элементом лабиринтного уплотнения, определяющим потери рабочего тела при перетекании через зазор между СА и ротором. Оно является связующим для блоков и лопаток СА и обеспечивает их тепловые деформации.

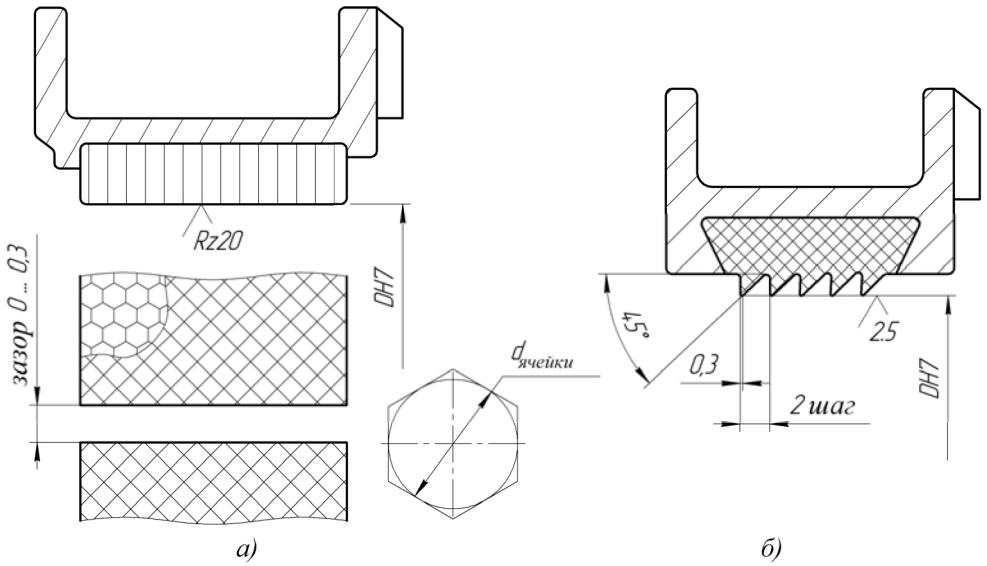


Рис. 4.77 Конструкция кольца лабиринта: а) с сотовым уплотнителем; б) с металлокерамическим срабатываемым слоем

Конструкция кольца в турбинах последних исполнений отличается использованием в качестве слоя, контактирующего с гребешками лабиринта сотового заполнителя. Заполнитель изготавливается из стальной фольги толщиной 0,03...0,05 *мм* с диаметром ячеек от 1 до 3 *мм* и припаивается ко втулке порошковым припоем ВПР11-40Н на основе никеля и хрома с температурой плавления до 1020°*С* и рабочей температурой 900°*С* .

Сотовый заполнитель может состоять из отдельных сегментов, которые устанавливаются с зазором 0,…0,3 *мм* или одним разъемом – все определяется технологией пайки: для припайки кольца с одним разъемом, чтобы удержать в ячейках порошок припоя кольцо необходимо вращать в процессе пайки, а для закрепления сегмента вращение не нужно. После припайки заполнителя кольцо растачивается на заданный размер диаметра.

Второе решение по организации контакта с гребешками лабиринта – кольцо из металлокерамических вставок в виде отдельных прямоугольников, устанавливаемых в паз с формой «ласточкина хвоста» в поперечном сечении. После чего кольцо растачивается фасонным резцом с получением кольцевых канавок глубиной 1…1,3 *мм* (рис. 4.77,*б*). Такая конструкция снижает утечки и изнашивание гребешков лабиринтов бандажных полок, а при отсутствии полок снижается изнашивание пера.

Такой срабатываемый слой может наноситься и в виде сплошного кольца. Требования к геометрии лабиринтного кольца должны обеспечивать тепловую деформацию лопаток в направлении к центру (к оси двигателя), центрирование его и радиальное биение по внутреннему диаметру (0,1...0,2 *мм,* как указывалось выше).

Важно отметить, что в конструкции СА турбины НД двигателей последних исполнений (V2500, CFM56, PW4000, Трент) лабиринтное кольцо вообще не присутствует (рис. 4.78).

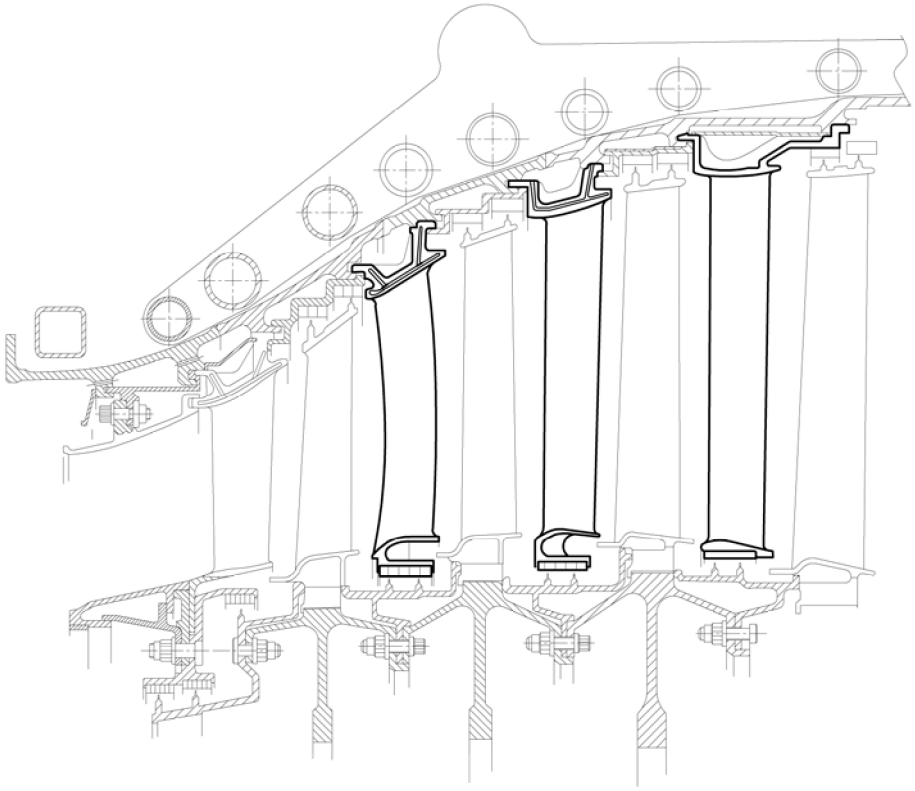


Рис. 4.78 Конструктивное исполнение сопловых аппаратов без плавающего лабиринтного кольца

Конструкция стыка блоков по втулочному сечению здесь не совсем ясна. Однако если учесть, что при тепловых расширениях все лопатки блока, а следовательно и внутренняя полка, будут смещаться в сторону центра, то монтажный зазор по стыкам полок будет уменьшаться и при правильной оценке деформаций на рабочих режимах станет нулевым.

Это означает, что блоки по внутренним полкам сомкнутся в кольцо. Сомкнутся в кольцо и сотовые сегменты, размещенные на внутренней стенке втулочной полки блоков лопаток.

3.4. Трактовое кольцо

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

Кольцо с сотовым заполнителем используется в сочетании с рабочей лопаткой с бандажной полкой. В случае с рабочей лопаткой без бандажной полки применяется трактовое кольцо с металлокерамическим покрытием по аналогии с лабиринтным кольцом (см. рис. 4.72) или без покрытия.

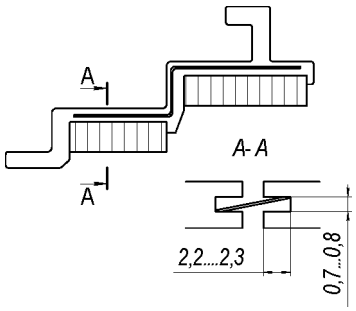


Рис. 4.79 Трактовое кольцо с сотовым уплотнителем

Трактовое кольцо с сотовым заполнителем (рис. 4.79) изготавливается из отдельных сегментов (длиной 150…200 *мм*) или в виде кольца с одним или двумя разъемами.

Решение, как и в случае с лабиринтным кольцом, диктуется технологией припайки сотового заполнителя.

В стыках устанавливаются уплотнители такие же, как в СА.

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

Геометрия элементов соединения с корпусом аналогична исполнению на СА. Торцевые и радиальные биения, точность по 7 квалитету должны обеспечивать заданные монтажные радиальные зазоры.

Уровень 4: Лопатки сопловых аппаратов

В анализе лопатки разделены на два класса – неохлаждаемые и охлаждаемые.

Неохлаждаемые лопатки изготавливаются в большинстве случаев теми же способами, что и охлаждаемые – прецизионным, бесприпусковым литьем. Конструктивно они могут быть и полыми с целью облегчения.

Охлаждаемые лопатки имеют сложную форму пера в связи с трехмерным профилированием и соответственно усложненную конструкцию внутренних полостей для повышения эффекта охлаждения.

Как уже отмечалось ранее в СА 1 ступени высокотемпературных турбин ($T_Г^* \geq 1550-1600\ K$), нашли применение лопатки с конвективно-пленочным охлаждением (см рис. 4.23), выполненные по схеме раздельного подвода на конвективно-пленочное (1-я полость) и конвективное охлаждение (2-я полость).

Подходы к выбору элементов конструкции охлаждаемых лопаток разобраны в §4.1. Конструктивное исполнение покажем на примере двухполостной лопатки ТРДД НК-56.

На рис. 4.73 представлена конструкция охлаждаемой лопатки 1СА турбины ТРДД НК-56 ($T_Г^* = 1550$ К).

Внутренний объем разделен на две полости, в каждую из которых установлен дефлектор из листового жаропрочного материала толщиной 0,5...0,7 *мм*, обеспечивающий через систему отверстий диаметром 0,6...0,8 *мм* (перфорацию) лобовое натекание воздуха на охлаждаемую поверхность.

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

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

Размеры отверстий в дефлекторе выбраны таким образом, чтобы создавать разное давление у каждого ряда отверстий в стенке лопатки. Величина этого давления назначается в соответствии с давлением по профилю лопатки, что позволяет оптимизировать расход охлаждающего воздуха для каждого фрагмента поверхности лопатки.

Как уже указывалось в §4.1, чтобы получить необходимый перепад давления охладителя и горячего газа на выходе из отверстий во входной кромке, давление газа снижается на 3…7% за счет увеличения гидравлического сопротивления жаровой трубы.

Воздух, поступающий в задний дефлектор, охлаждает оребренную стенку лобовым натеканием, далее проходит через систему штырьковых турбулизаторов и выходит через каналы в задней кромке лопатки. Уменьшение толщины выходной кромки достигается укорочением стенки корыта профиля.

Диаметр отверстий в стенке лопатки 0,7…1,1 *мм*. Отверстия выполняются электроэрозионным методом с последующей гидроабразивной доводкой.

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

Через задний дефлектор воздух транспортируется на охлаждение лопаток 1 РК и проходя через отверстия в стенках дефлектора охлаждает лопатку и сбрасывает в щель выходной кромки.

Сопловой аппарат 2 ступени НК-56 охлаждается воздухом, отбираемым за КВД. Для повышения эффективности охлаждения используют дефлектор (лобовое натекание охладителя) и систему турбулизаторов (см. рис. 4.76).

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

§4.4 Конструкционная прочность элементов турбины

Исходя из определения конструкционной прочности как прочности деталей в реальных условиях эксплуатации с учетом их геометрических параметров, технологии изготовления, характеристик и качества материала, проведем анализ конструкционной прочности основных деталей турбины: рабочих лопаток, дисков, сопловых лопаток, валов и корпуса.

Анализ нагружения этих элементов статическими и переменными силами, а также способы снижения этих нагрузок и другие методы повышения конструкционной прочности достаточно полно рассмотрены ранее в предыдущей главе.

Поэтому при изучении конструкционной прочности элементов турбины будем останавливаться на особенностях их нагружения и путях повышения запасов прочности, а начнем с выбора материала основных деталей.

Выбор материалов

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

Основные из этих требований:

Длительная прочность (жаропрочность) $\sigma^t_{b\tau}$, определяющая статическую прочность детали при работе с температурой $t\ ^oC$ в заданном временном интервале τ (см. §4.1).

Жаростойкость (окалиностойкость), сопротивление разрушению поверхности лопаток из-за корозионно-эрозионного воздействия высокотемпературного газового потока (см. §4.1).

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

Выносливость σ_{-1} при повышенных температурах, гарантирующая прочность при знакопеременных нагрузках. С ростом температуры у жаропрочных сплавов на никелевой основе выносливость может увеличиваться из-за возрастания пластичности. Так у сплава ЖС30 $\sigma_{-1} = 200 МПа$ при $t=20^{o}C$ и $\sigma_{-1} = 320 МПа$ при $t=900^{o}C$.

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

У сплава ЖС КП с рабочей температурой *900...1000°С* изменение относительного удлинения δ показано в табл.4.7

Таблица 4.7

t, °С	20	600	700	900	1000	1100	1200
δ,%	13	16	18	10	9	6	40

Этим требованиям отвечают жаропрочные сплавы на никелевой и кобальтовой основах.

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

Корпусные детали изготавливают из сплава ВЖЛ-14, ХН68ВМТЮК (ЭИ693), ЭИ437Б. Механические характеристики и химический состав некоторых материалов даны в табл. 4.8.

Анализ нагружения [15]

Рабочие лопатки

Нагружение рабочих лопаток статическими нагрузками (центробежные и газовые силы), вибрационными, термоциклическими, а также коррозионно-эрозионным воздействием газового потока.

Запас прочности определяется как отношение предела длительной прочности к действующим суммарным статическим напряжениям:

$$K_b = \frac{\sigma_{b\tau}^{t}}{\sigma_{\Sigma}}.$$

Статические напряжения в лопатках при заданной окружной скорости и размеров проточной части определяются в большей степени отношением площадей корневого и периферийного сечений независимо от того пустотелая это или сплошная лопатка.

Таблица 4.8. ***Характеристики применяемых материалов основных деталей турбин***

Материал, химический состав	Плотн., 10^3 кг/м^3	Отн. удл., %	E, МПа	$\sigma^t_{b/100}$, МПа				σ^t_{-1}, МПа		
				20°	600°	800°	1000°	20°	60°	800°
Лопатки сопловые										
ЖС6КП (Ni-основа, Mn-0,4, Cr-10-12, Mo-5-6,5, W-3-5, Al-4,5-5,5, Ti-2,6-2,5)	8,25	13	$2\cdot10^5$	1000	790 (700°)	530	160	270	-	260
ЛК-4				700	300	150	70 (900°)	280	300 (650°)	250 (815°)
Лопатки рабочие										
ЖС6У (Ni-основа, Cr-8-9,5, W-9,5-11, Co-9-10,5, Mo-2,7-3,4, Ti-2-2,9, Al-5,1-6, Nb-0,8-1,2)	8,4	3	$2\cdot10^5$	1000	960 (700°)	950	520	-	-	320 (900°)
ВЖЛ-12У (Ni-основа, Cr-1,5-10,5, Al-5-5,7, Co-12-15, Mo-2,7-3,4, W-1,8, Nb-0,5-1,0, Ti-4,1-4,7)	7,85	8	$2\cdot10^5$	900	-	720 (900°)	480	-	-	290 (900°)
Диски, дефлекторы										
ХН73МБТЮ (ЭИ698) (Ni-основа, Cr-13-16, Mo-2,8-3,2, Ti-2,3-2,7, Al-13-17, Mn-0,4)	8,32	25	$2\cdot10^5$	1500	1050	700	-	-	340 (550°)	-
ХН77ТЮР (ЭИ437Б) (Ni-основа, Cr-13-16, Ti-2,3-2,7, Al-0,5-0,9)	8,2	15-30	$2\cdot10^5$	1100	950	600	-	-	-	260 (850°)
Детали корпуса										
ВЖЛ-14				1200	850	290				
ХН68ВМТЮ						210 (500°)		290		290

Принимая для предварительной оценки растягивающие напряжения в пере лопатки, линейное изменение площадей по радиусу (см. §3.5), можно записать:

$$\sigma_r = \rho \cdot \omega^2 \frac{r_a^2 - r^2}{4}\left(1+\frac{1}{k}\right), \tag{4.5}$$

где σ_r – растягивающие напряжения на радиусе r;

ρ – плотность материала лопатки;

ω – угловая скорость вращения ротора;

r, r_a – периферийный и текущий радиус до расчетного сечения;

$k = \frac{F_r}{F_a}$ – отношение площадей расчетного и периферийного сечений.

В случае лопатки с бандажной полкой, оценив напряжения растяжения σ_a в подполочном сечении, напряжения на радиусе r можно определить соотношением

$$\sigma_r = \rho \cdot \omega^2 \frac{r_a^2 - r^2}{4}\left(1+\frac{1}{k}\right)+\frac{\sigma_a}{k}. \tag{4.6}$$

В рабочих лопатках турбины опасными являются сечения с максимальной температурой газа и корневое. Следовательно, получая при проектировании пера то или иное распределение площадей по радиусу, можно оценить напряжения растяжения по всем поперечным сечениям. Это важно на этапе первоначального проектирования пера.

При повышении T_Γ^* и невозможности увеличения характеристик длительной прочности материала достижение потребных запасов прочности возможно только при росте коэффициента k.

Напомним, что $k = \frac{F_r}{F_a} = 1,2...1,8$.

Статическая прочность елочного замка оценивается по номинальным напряжениям растяжения в первой впадине хвостовика лопатки и в первой впадине (со стороны полотна) межпазового выступа. Напряжения растяжения в других перемычках обычно ниже.

В елочном хвостовике с недостаточно свободной посадкой, при большем чем в материале диска коэффициенте линейного расширения или при температуре, превышающей температуру, при которой оценивались гарантированные зазоры в замке, возможно расклинивание замка (см. рис. 4.68) и появление трещин по радиусам впадин.

В условиях знакопеременного нагружения для анализа прочности используют, как в главе 1, запас прочности по пределу выносливости

$$K_V = \frac{\sigma_{-1} - \Psi\sigma_m}{\sigma_V K_\sigma}, \tag{4.7}$$

где K_σ – коэффициент концентрации при оценке допустимых напряжений по перемычкам хвостовика и межпазового выступа диска.

Факторы, снижающие статическую прочность, т.е. повышающие σ_m – среднее напряжение цикла, снижают и усталостную прочность пера и хвостовика.

И при правильном расчете запаса по статическим нагрузкам K_m часто причиной этого являются нарушение режимов механической обработки и в связи с этим появление ***остаточных напряжений*** на поверхности пера.

При резании у вершины резца возникает пластическая деформация растяжения, а после снятия усилия образуются в поверхностном слое напряжения сжатия.

Нагрев при резании может приводить к напряжениям выше предела текучести, деформациям сжатия и, как следствие, к нежелательным остаточным напряжениям растяжения. Знак остаточных напряжений зависит от соотношения этих двух процессов.

Остаточные напряжения в жаропрочных материалах при высоких рабочих температурах вызывают повышенную деформацию, рекристаллизацию в поверхностном слое, изменение состава материала из-за окисления, что ведет к потере жаропрочности.

Поврежденный поверхностный слой – характерный дефект всех жаропрочных сплавов. С увеличением температуры повреждаемость ускоряется. Установлено, что только 30..50% своего ресурса такие сплавы работают без повреждения поверхностного слоя.

Для повышения предела выносливости лопатки σ_{-1} (перо, хвостовик, бандажная полка) воздействуют на чистоту поверхности, снижают остаточные напряжения термообработкой и проводят упрочнение ППД (микрошариками, выброшлифование).

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

Источниками возбуждения рабочих лопаток и возрастания σ_V является неравномерность газового потока, определяемая неравномерностью температурного поля и поля давлений в окружном направлении (см. рис. 4.4). Природа возникновения неравномерности разная и одна из них – отказы в работе форсунок (закоксование, например).

Часто причиной повышения σ_V является износ контактных поверхностей бандажных полок, снижение натяга или появление зазора в контакте, что сводит на нет эффект демпфирования колебаний рабочих лопаток.

Снижение переменных напряжение σ_V, как и в конструкции компрессора, достигается снижением возбуждающих сил отстройкой от резонансных колебаний и демпфированием (см. §3.5).

Требования к точности выполнения рабочих поверхностей лопатки – корыто, спинка, входная и выходная кромки, сложной формы каналы внутренней полости, формы бандажной полки и хвостовика с полкой – возможно удовлетворить только получением заготовки прецизионным литьем по выплавляемым моделям с получением равновесной структуры, структуры с направленной кристаллизацией или монокристалла. Заготовка, полученная точным прецизионным литьем, имеет меньшие припуски на обработку хвостовика и бандажной полки и, практически, не имеет припуска по перу.

Сопловые лопатки

Заготовка сопловой лопатки получается так же, как и рабочей лопатки, прецизионным литьем. Сопловые лопатки турбины испытывают изгиб от газовых сил и тепловые нагрузки из-за неравномерного нагрева отдельных участков профильного сечения. Лопатки первой ступени обычно двухопорные, лопатки второй и последующих ступеней – с подвижной втулочной заделкой (см. рис. 3.85).

В расчетной схеме сопловые лопатки находятся под действием изгибных напряжений от газовых нагрузок, приходящихся на лопатку и диафрагму. Оценку статической прочности при проектировании соплового аппарата можно провести по схеме, ранее использованной в §3.5. Нужно отметить, что в сопловом аппарате с

диафрагмой при одинаковых перепадах давлений напряжения в лопатках выше, чем в аппарате без диафрагмы.

Конструкционную прочность сопловых лопаток, в первую очередь охлаждаемых, определяют температурные напряжения от неравномерного нагрева на нестационарных режимах, т.е. сопротивление термоусталости (термостойкости). Для исключения потери несущей способности от недостаточной термостойкости сопловые лопатки, так же как и рабочие, должны находиться по уровню суммарных напряжений в ***области приспособляемости***, т.е. в условиях, когда максимальные напряжения, оцененные в предположении работы материала в упругой области, меньше удвоенного предела текучести ($2\sigma_S$).

Увеличение термопластичности лопаток достигается покрытиями (см. §4.1), электрополированием и др.

Диски

Диски турбины на рабочих режимах подвергаются действию центробежных сил, крутящего и гироскопического момента, перепада давлений и неравномерного нагрева. Основная доля напряжений в диске складывается при действии центробежных сил от масс лопаток и самого диска и нагружения, вызванного неравномерным нагревом. При действии этих нагрузок в диске реализуется плоское напряженное состояние с главными нормальными напряжениями σ_z и σ_φ (см.§3.3).

Анализ конструкционной прочности диска проводят, как и лопаток, используя выражение (4.7), оценивая влияние различных факторов на σ_m, σ_{-1} и σ_V.

Отметим причины снижения конструкционной прочности, используя опыт доводки и эксплуатации двигателей:

– поверхностное растрескивание на радиусах перехода от полотна к ободу и к ступице из-за грубой механической обработки;

– растрескивание на диске из жаропрочных сплавов, снижающие σ_{-1} по границам зерен на глубину 0,01…0,3 *мм* (и, что опасно, может проявиться в начале ресурса).

Устранение дефекта достигается электрополированием поверхности диска, при котором снимается поврежденный поверхностный слой, время до появления растрескивания увеличивается в 1,5...2 раза.

Снижение σ_{-1} на 25% может происходить при протягивании пазов елочных замков, когда на дне паза возможны микроповреждения и большие сдвиговые деформации (сплав ХН73МБТЮ), обдувка пазов микрошариками восстанавливает выносливость.

Исчерпание длительной прочности при оптимальной конструкции диска по запасам происходит из-за того, что завышены рабочие температуры против расчетных (завышение σ_m).

Колебания тонкостенных дисков последних ступеней турбины НД приводят к появлению трещин при резонансах с различными гармониками возбуждения, вызванными окружной неравномерностью давления в проточной части (повышение σ_V). Устраняют колебания изменением радиуса установки барабанной проставки между дисками.

Недостаточные запасы прочности по повторно-статическому нагружению приводят к разрушению диска по концентраторам напряжений (отверстия в ободе, полотне, ступице).

Заготовку турбинного диска получают горячим деформированием в горячих штампах на горячештамповочных прессах с усилием 11000 тонн, с меньшей скоростью

деформирования, чем при ковке. В результате снижаются припуски на механическую обработку и допуски на размеры заготовки по сравнению с ковкой на 25…30%.

Способ получения заготовки штамповкой из жидкого металла с использованием гидравлических прессов и штампов с ручьями закрытого типа является совершенствованием заготовительной технологии, т.к. подвергаемая давлению до полного затвердевания металла заготовка близка по размерам к готовой детали.

Валы турбины

Валы передают крутящий момент от турбины к компрессору. Статическая прочность определяется нагружением крутящим моментом и осевой силой. При точной оценке прочности вала учитываются изгибающий момент от дисбаланса ротора и эволюций самолета, гироскопический момент.

Значение моментов определяется по формулам:

крутящий момент – $M_{кр} = 71620\dfrac{N}{n}$;

гироскопический момент – $M_{Г} = J \cdot \omega \cdot \Omega$;

изгибающий момент от дисбаланса – $M_{Д} = \dfrac{mgr}{g}\omega^2 l$;

изгибающий момент от перегрузки при эволюциях – $M_{П} = n_y^э \cdot G \cdot l$,

где N – мощность в *л.с.*; n – частота вращения *об/мин*; $n_y^э(n_x^э, n_z^э)$ – коэффициент перегрузки; m – масса ротора; l – плечо силы; ω, Ω – угловая скорость ротора и эволюций самолета; J – массовый полярный момент инерции; mgr – дисбаланс.

При расчете на статическую прочность определяют запасы прочности по несущей способности. Разрушающий крутящий момент при этом вычисляется по формуле

$$M_{разр} = 0,47 \cdot W_{кр} \cdot \sigma_B (1,35 \cdot \Psi_к + K),$$

где $W_{кр}$ – момент сопротивления вала кручению; $\Psi_к$ – относительное сужение сечения образца при разрушении; $K = \dfrac{4}{3} \cdot \dfrac{1-\alpha^2}{1-\alpha^4}$ – коэффициент формы сечения; $\alpha = \dfrac{d}{D}$ – отношение внутреннего диаметра к наружному.

Коэффициент запаса по несущей способности:

$$K_B = \frac{M_{разр}}{M_{кр}}.$$

Коэффициент запаса прочности по пределу выносливости без учета концентрации напряжений оценивается для деформаций изгиба и кручения.

При изгибе: $K_\sigma = \dfrac{\sigma_{-1}}{\sigma_V / \beta_n \xi_\sigma}$, при кручении: $K_\tau = \dfrac{\tau_{-1} - \psi_\tau \cdot \tau_m}{\tau_V / \beta_n \xi_\tau}$,

где σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости материала при изгибе и кручении; $\tau_m \cdot \psi_\tau$ – среднее напряжение цикла при кручении и коэффициент влияния среднего напряжения цикла ($\psi_\tau = 0.15$); $\sigma_V = \pm\dfrac{M_{изг}}{W_И}, \tau_V = \pm\dfrac{M_{кр}}{W_{кр}}$ – переменные напряжения при изгибе и кручении;

β_n – коэффициент влияния шероховатости поверхности; ξ_σ, ξ_τ – коэффициенты, учитывающие масштабный фактор; $W_И, W_{кр}$ – моменты сопротивления при изгибе и кручении.

Ответственный характер назначения валов как детали, отнесенной к разряду основных, определяющих надежность двигателя, покажем на примере вала турбины НД ТРДД НК-56 (см. рис. 4.36).

Вал длиной 2454 *мм* имеет диаметр наружный $Ø130_{-0,05}$ (по посадочным поверхностям) и внутренний $Ø102,95^{+0,05}$. Внешние обводы конструкции вала определяются структурными связями с другими элементами ротора (диски, валы других каскадов, опоры, стяжное устройство), а конфигурация внутренней полости – прочностью вала.

Заготовку вала с отверстием получают методом горячего деформирования на штамповочном прессе. И получение заготовки, и механическая обработка – сложный и ответственный процесс.

Вал турбины НД находится в системе гибкого ротора. В трехвальном ТРДД НК-56 наружный диаметр вала НД определяется допускаемым радиальным зазором между валом СД и НД, который составляет 5...7 *мм*. Поэтому при максимальных прогибах вала НД может происходить задевание валов, разогрев и потери их несущей способности и разрушение.

Поучительным примером может служить разрушение вала турбины НД ТРДД НК-8, вызванного грубой шлифовкой при снятии металла в процессе балансировки ротора. Случай этот позволяет сделать два вывода: метод устранения дисбаланса снятием материала небезопасен, второе – любая операция на деталях группы А не может быть бесконтрольной.

Корпус турбины

Корпус турбины входит в силовую схему двигателя и нагружается внутренним давлением, изгибом, кручением, осевой силой с наложением температурного поля. Требования к корпусу из жаропрочного сплава по прочности, жесткости, герметичности и технологичности удается выполнить, используя заготовку, полученную прецизионным литьем по выплавляемым моделям.

Кроме обеспечения прочности важным условием подтверждения надёжности двигателя является исключение выхода фрагментов разрушения ротора за пределы его корпуса. Это означает, что в случае разрушения лопатки, диска или другого элемента ротора оторвавшиеся части не должны пробить корпус турбины. Разрешение этой важной задачи, обеспечивающей безопасность эксплуатации авиационного ГТД, происходит двумя путями:

- введение устройств, вызывающих торможение ротора турбины при разрушении вала, соединяющего ротор турбины и ротор компрессора;
- использование в конструкции статора турбины элементов, обеспечивающих непробиваемость корпуса при отрыве лопатки или части диска.

При нарушении связи ротора турбины и ротора компрессора происходит неуправляемое повышение частоты вращения ротора турбины, его раскрутка. Для снижения отрицательных последствий этой аварийной ситуации вводят в конструкцию двигателя систему мгновенного прекращения подачи топлива и автоматическое торможение ротора турбины, чтобы исключить достижение разрушающей частоты вращения.

Торможение происходит в момент, когда «свободный» ротор турбины под действием газовых сил уходит назад и рабочие лопатки интенсивно внедряются в статорные лопатки. Для выполнения этого условия обязательной является установка ротора турбины на роликовые подшипники.

Для удержания частей разрушившегося ротора в корпусе (чтобы не повредить системы двигателя и самолёта) используют, как и в компрессоре, кольцевую защиту, начиная с увеличения толщины стенок, размещения фланцев корпуса в плоскости вращения дисков и заканчивая введением защитных устройств в виде набора труб (ТВД М601), пластин (ТРДД LF507) и колец толщиной 8-10 *мм* (ТРДДФ НК-25).

§4.5. Особенности конструкции свободной турбины

В конструкции турбовального двигателя, устанавливаемого на вертолет (рис. 4.80), отбор полезной мощности производится с помощью турбины, которая не имеет структурной (жесткой) связи с турбокомпрессором и потому называется свободной турбиной.

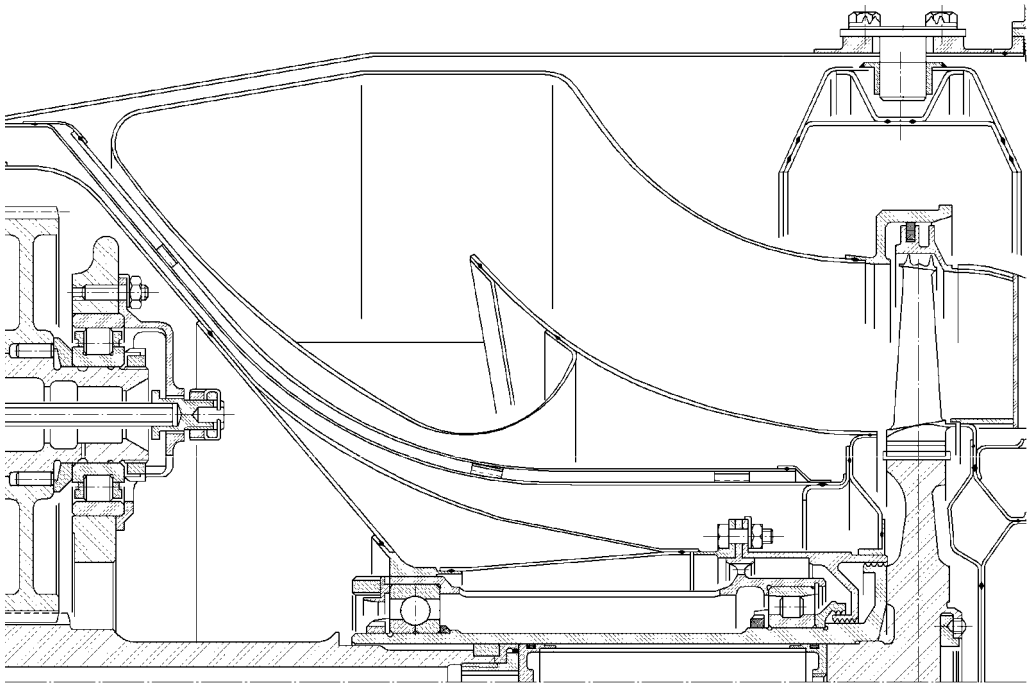


Рис. 4.80 Свободная турбина ТВД М601

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

При проектировании турбины, связанной с отбором мощности для потребителя, стремятся получить высокий КПД – 0,92…0,93. Реализация этого требования связана с использованием современных методов газодинамического проектирования (расчет трехмерных течений, объемное моделирование лопаток) и применения рабочих лопаток с бандажными полками.

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

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

В ТРДД с вращением вентиляторных ступеней турбины через редуктор (рис. 4.80) осевая сила должна уравновеситься реакцией элементов силовой схемы самой свободной турбины, на редуктор передается только крутящий момент шлицевых соединений валов.

На рис. 4.81 показана свободная турбина ТВаД Т700. В данном случае установкой спаренного радиально-упорного подшипника.

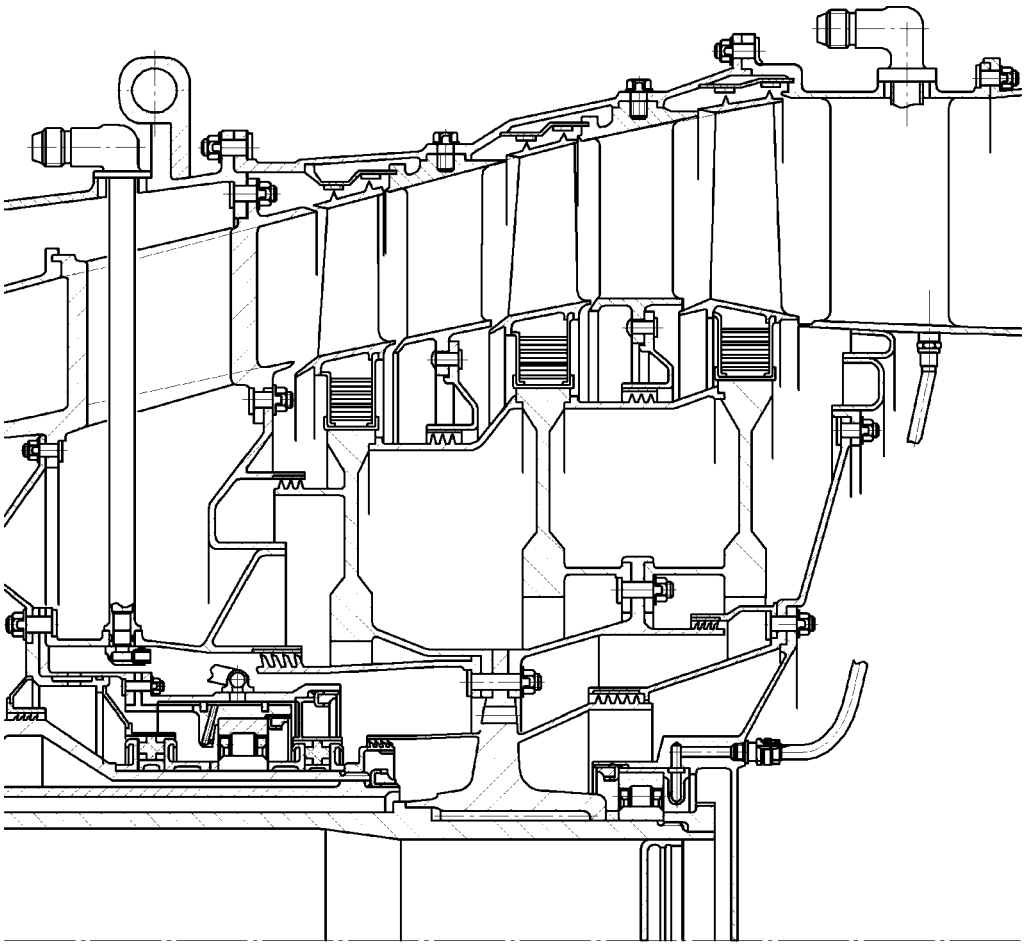


Рис. 4.81 Свободная турбина ТВаД Т700

В свободной турбине НК-14СТ (рис. 4.82) осевая сила снижается с помощью разгрузочной полости с тыльной стороны диска последней ступени турбины НД, радиально-упорный подшипник размещен в средней опоре, связь вала редуктора и турбины обеспечивается шлицами.

Особый интерес представляет решение этой проблемы в газотурбинных установках наземного применения (привод нагнетателей или электрогенератора), полученных конвертированием авиационных ГТД.

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

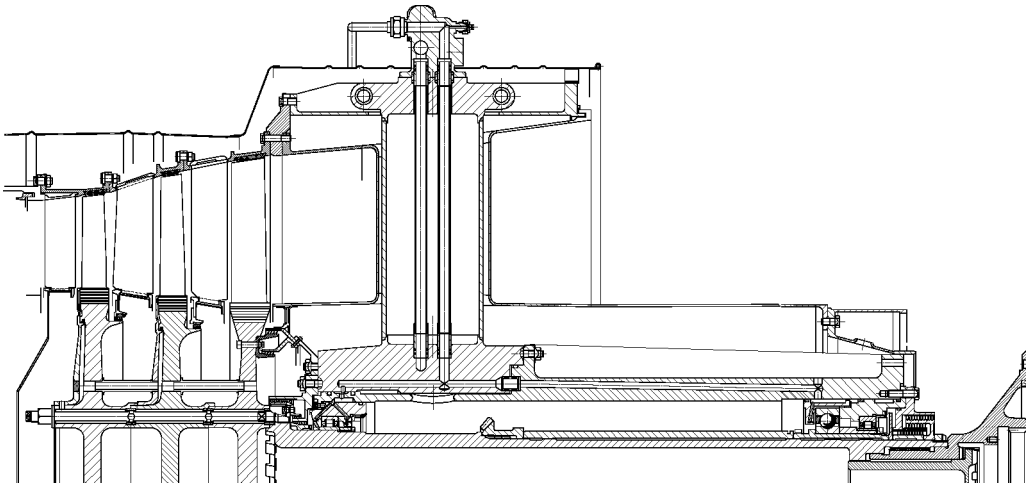


Рис. 4.82 Турбина привода НК-14 СТ

Шариковый подшипник часто устанавливается в паре с роликовым, когда стремятся разграничить функции, обеспечив нагружение шарикового подшипника только осевой силой. Разгрузочная полость, как и в случае с ТВаД, организуется за ротором турбины.

Силовая турбина может выполняться отдельным модулем, имея только газодинамическую связь с газогенератором, тогда исключается передача от нее осевой силы, монтажных и термических нагрузок на силовой корпус основного двигателя, т.к. они воспринимаются подвеской (рамой). Однако как показывает опыт эксплуатации двигателя-привода НК-16СТ мощностью *16 МВт*, полученного конвертированием авиационного ТРДД НК-8-2У, возникают трудности с исключением изнашивания элементов телескопического стыка корпуса свободной турбины и корпуса газогенератора.

Двигатель – привод, работая на природном газе, должен иметь ресурс, в 5…7 раз превышающий ресурс авиационного ГТД. Надежность газотурбинного привода должна обеспечивать круглосуточную безостановочную работу без постоянного присутствия человека с межрегламентными наработками в 1000…1500 часов.

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

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

- 3000 *об/мин* на приводе электрогенератора, чтобы выдержать стандартную частоту переменного тока 50 Гц;
- 4500..5000 *об/мин* для привода насосов и нагнетателей.

Однако есть проекты, где частота вращения выше указанной.

При конвертировании авиационных ГТД в газотурбинный привод примерно 70...75% основных узлов и деталей базового двигателя удается сохранить. Для сохранения надежности таких деталей проводится оценка остаточного ресурса и принимаются меры по увеличению ресурса с учетом изменившихся условий эксплуатации.

Разработаны процессы восстановления прочностных свойств материала (длительная, усталостная прочность и др.) деталей, отработавших ресурс в авиации:

- для дисков из сплавов ЭИ-437Б, ЭИ648ВД, для лопаток из ЖС6У используется термовакуумная обработка, восстанавливаются покрытия (алитирование, ТЗП), что позволяет увеличить длительную прочность и малоцикловую долговечность;
- повторные упрочения методами поверхностного пластического деформирования (см. §3.5);
- использование специальных покрытий для защиты деталей от коррозии и эрозии.

Контрольные вопросы

1. Каковы функции бандажной полки в рабочей лопатке турбины? Чем диктуется зигзагообразная и четырехгранная форма полок? Почему при явных выгодах на первых ступенях в ряде современных турбин она отсутствует?

2. Рассмотрите изменение радиальных зазоров в турбине по режимам работы двигателя и поясните причины, лимитирующие величину назначаемых монтажных зазоров. Какова роль бандажной полки в уменьшении радиальных зазоров и схема взаимодействия гребешков лабиринта с сотовыми вставками?
   Покажите конструкцию охлаждаемой рабочей лопатки первой ступени без бандажной полки с эффективным запиранием радиального зазора кольцевым вихрем. Каков принцип действия такого уплотнения?

3. Принадлежностью современных турбин является система управления радиальными зазорами по режимам работы двигателя. Покажите выгоды от такого усложнения конструкции, три метода управления и объясните причины действия пассивной схемы.
   Каким образом удается уменьшить массу «массивного кольца» в конструкции пассивного управления радиальными зазорами современных ТРДД?

4. Из-за различия силовых и температурных деформаций элементов ротора возможна его разбалансировка. Поясните природу и конструктивные меры по исключению этого явления. Существуют ли способы соединения элементов ротора, которые позволяют избежать разбалансировки?

5. У елочного хвостовика, используемого в рабочих лопатках, есть преимущества и недостатки. Покажите их и поясните, какими изменениями в геометрии хвостовика добиваются демпфирования колебаний лопаток.

6. При монтаже рабочей лопатки в пазы диска обязательна операция проверки качки лопатки. Поясните причины появления такого контроля, как он формулируется в чертеже рабочего колеса и как обеспечивается качка при наличии бандажных связей в лопатках.

7. При охлаждении лопаток турбины используется метод «лобового натекания» охладителя на охлаждаемую поверхность. Покажите причины высокой эффективности охлаждения лопатки с дефлектором, влияние зазора между дефлектором и лопаткой. Как обеспечить заданную величину этого зазора?
   Одним из конструкторских приемов увеличения глубины охлаждения рабочей лопатки θ является использование вихревой матрицы. Что такое перекрещивающиеся каналы?
   Какова причина увеличения коэффициента теплоотдачи от лопатки к охладителю?

8. На лопатки турбин наносят покрытие двух типов – защитное и «тепловой барьер». Покажите их функциональное различие, химсостав и технологию нанесения. Почему покрытия «тепловой барьер» делают двухслойными или многослойными?
   При наличии теплозащитных покрытий «термический барьер» имеются технологические трудности. Какова причина этих затруднений?

9. Один из приемов повышения эффективности конвективного охлаждения лопаток турбины – увеличение площади внутренних каналов. Покажите физическую основу метода и конструктивные решения. Есть ли предел увеличения этой площади при фиксированной площади пера лопатки, обтекаемой газом?

10. В конструкции статора современных турбин реализуется принцип двойной стенки. Покажите достоинства этого решения и компенсацию разности тепловых деформаций внутренней и наружной стенки на участках: сопловых аппаратов и рабочих колец.

11. Каков механизм теплозащиты лопаток при пленочном охлаждении, его преимущества и недостатки, диаметр и число отверстий перфорации и влияние ее на прочность лопатки.

    При охлаждении первого соплового аппарата выделяется от 4 до 7% охлаждающего воздуха на перфорацию, т.е. на создание защитной пленки. Этот переход не учитывается при оценке потерь воздуха на охлаждение. Почему?

12. Организуя пленочное охлаждение лопатки турбины, важно решить две задачи: заградительная пелена должна покрывать всю поверхность охлаждаемого участка и она не должна размываться. Покажите схему размещения отверстий перфорации по поверхности и в стенки лопатки, минимальный диаметр и технологию их получения?

    В конструкции охлаждаемых лопаток используется конвективное и пленочное охлаждение. Эффект охлаждения которого из них выше при одинаковом расходе охладителя?

13. Рабочее колесо турбины с вращающимся дефлектором позволяет уменьшить радиальные зазоры в лабиринтных уплотнениях, связанных с диском. Покажите причины изменения радиальных зазоров в лабиринтах, связанных с диском, и возможности их стабилизации при размещении на дефлекторе (метод теплового согласования).

14. В случае разрушения вала, соединяющего ротор компрессора и турбины, создается аварийная ситуация – неограниченно возрастает частота вращения ротора турбины. Покажите последствия разрушения, требования ИКАО по исключению раскрутки ротора турбины и одну конструктивную схему исключения раскрутки.

15. В конструкции современных авиационных ГТД часто предусматривают возможность частичного уменьшения расхода воздуха на охлаждение турбины. Покажите эффект от частичного отключения охлаждения. На каком режиме это делается? Изобразите одну из схем такого отключения.

16. С какой целью подвод охлаждающего воздухи к рабочему колесу турбины делают с закруткой в неподвижной лопаточной решетке по типу соплового аппарата? Покажите треугольник скоростей воздуха при натекании на колесо и изменение температуры охладителя от решетки до рабочей лопатки.

    В ряде случаев в ТРДД для повышения хладоресурса охладителя используются теплообменники, устанавливаемые во втором контуре. Каков положительный эффект и на каких ТРДД применяются?

17. Для интенсификации отбора тепла от тела лопатки турбины используют полуребра, штырьки и лунки. Покажите механизм увеличения теплосъема. Как влияют эти элементы на прочность лопатки и какова технология изготовления лопатки в этих случаях?

18. Чем вызвано увеличение ступицы диска 1 и 2 ступени турбины современных высокотемпературных ГТД и в этой связи необходимость прогрева диска? Покажите одну из схем прогрева и целесообразность ее использования.

Одна из задач при проектировании двухступенчатой турбины ВД определить конструктивные формы трактовых колец. Каковы формы трактовых колец при росте окружных скоростей?

19. При проектировании современных авиационных турбин стремятся к реализации «чистых» дисков в турбине ВД. Покажите мотивы применения и конструктивное исполнение «чистых» дисков. Каковы недостатки такого решения?
20. В охлаждаемых рабочих лопатках, как и в неохлаждаемых, через хвостовик елочного типа продувается охлаждающий воздух. Поясните необходимость такого дополнительного охлаждения лопатки, конструктивную реализацию, подвод и отвод охладителя.

Заключение

За более чем полвека стремительного развития газотурбинных двигателей создано большое число двигателей разных типов и назначений.

Каждый авиационный ВРД аккумулирует в себе идеи, научные открытия и технические решения своего времени. Это наследие нужно бережно хранить и строить на этом обучение новых поколений конструкторов, не вдаваясь в технические подробности, а основываясь на принципах проектирования, показывать наиболее ценные решения, которые имеют долговременное применение и воздействие на выбор, делаемый конструктором.

Создание отечественного турбореактивного двигателестроения, рождение конструкторских школ – яркая страница в советской и отечественной истории. Сделано это усилиями и талантом выдающихся конструкторов, ученых и организаторов производства. Имена их должны знать молодые люди, связавшие свою судьбу с авиацией.

Первый опыт использования системного анализа в изложении материала показывает, что он находит понимание у студентов, им импонирует рассказ, когда «все разложено по полочкам». Системный подход ломает догму изучаемого материала на «теорию» и «конструкцию» – понимание функциональных и структурных связей ценно в единстве, что позволяет добиваться высокого знания предмета.

Обучение проектированию основывается на знании фундаментальных и многих технических дисциплин. Это особенно зримо проявляется при системном анализе конструкции газотурбинного двигателя и в процессе проектного поиска предпочтительного варианта с оценкой его научно-технического уровня.

Именно при проектировании достигается понимание и уяснение студентом изучаемых дисциплин, высокий обучающий эффект.

Многолетний опыт преподавания курса «Конструкция и проектирование авиационных ГТД» помог автору сделать отбор материала, но вечное стремление пишущих «не упустить самое важное» не позволило свести объем учебника к минимуму.

Предметный указатель

А

Аэродинамика компрессора 173
Аэродинамика 1-ой ступени 177
Аэродинамическое проектирование 178
Антивибрационная полка 208
Автоколебания лопаток 209
Аэродинамический дисбаланс 215
Аппараты направляющие 255
Алмазное выглаживание 277

Б

Баланс тепловой при обледенении 145
Балансировка динамическая 225
Барабанные проставки 234
Blisk, bling 247
Бандажные связи (полка) 336
Балансировочные грузы 343
Безотказность двигателя 45

В

Вес двигателя удельный 42
Взаимосвязь самолета и двигателя 66
Валы 103
Выбор подшипников 109
Вибрация двигателя 96
Входные устройства:
    дозвуковые 83
    сверхзвуковые 136
Высоконагруженная ступень компрессора 175
Вращающийся срыв 192
Виброупрочнение 276
Воздействие на источник возбуждения 277
Вторичные течения в рабочем колесе 289
Вихревая матрица 317
Вихрь воздушный 160
Втулочный присоединенный объем 94
Виброголтовка 276
Виброшлифование 277

Г

Гироскопический момент 93
Горла площадь 139
Глубина охлаждения турбин 308
Газовая коррозия 311, 380

Д

Декомпозиция 181
Докритический режим 143
Двухконтурности степень 200
Дисбаланс аэродинамический 215
Динамическая балансировка 225
Диски компрессора 227
    турбины 344
Демпфирование колебаний
    лопаток 281
    ротора 101
Диффузор лопаточный 306
Долговечность (двигателя) 45

Е

ETOPS, стандарт 47

Ж

Жаропрочность 308
Жаростойкость 310
Жизненный цикл 31
Жесткость вала 97
    корпуса 121
    опор 99

З

Задел 24
Замысел 29
Зуд (высокочастотного колебания) 140
Защита от обледенения 145
Заглушение шума 150
Звукопоглощающая конструкция (ЗПК) 151
Защита от попадания посторонних предметов 159
Защитные покрытия 310
Закрутка воздуха 323

И

Источник шума 54
Интенсивность шума 51
Инерционные силы 81

К

Конструкторские школы 12
Концепция двигателя 33
Конструкция опорная 33

Критерий качества 40
Крыло 73
Конструктивно-силовая схема
ГТД 33, 80, 90
Крутящие моменты от газовых сил 89
Критическая частота ротора 97
Корпусы двигателей 118
Компрессор осевой 171
центробежный 285
Корпус компрессора
неразъемный 251
с поперечным разъемом 251
с продольным разъемом 252
с двойной стенкой 252
Клапан перепуска воздуха 260
Конструкционная прочность 269
Композитный материал 270
Кристаллическая решетка 309
Концевые устройства 337
Качка лопатки 338, 341, 356, 382
Касание валов 104
Крепление ТРДДФ 132
Компенсации нагружения пера лопатки 274
Коэффициент компенсации 274
Коэффициент полезного действия компрессора 174
Компрессоры 171
Кок вращающийся 214
Класс шероховатости 240
Коэффициент эксплуатационной перегрузки 92
Каскад компрессора 192

Л

Либляйна фактор диффузорности 178
Лопатка рабочая 237
«Ласточкин хвост», хвостовик 242
Лопаточный диффузор 287
Лунки 316
Лобовое натекание 316
Лабиринтные уплотнения 334

М

Модель турбулентности 180
Материалы элементов
компрессора 270
турбины 381
Моделирование применения 36
Модульность (двигателя) 95
Микрошарики 276

Н

Надежность двигателя 45
Надроторные устройства 267
Непробиваемость корпуса 207
Носок ротора
передний 234
задний 235
Навесные ступени 233
Направляющие аппараты 255
Неравномерность температурного поля 303
Надежность (двигателя) 45
Научно-технический уровень 29

О

Объект 25
Оптимизация по массе 30
Оптимизация по затратам 31
Опорная конструкция 33
Оперение 74
Опора упругая 99
Общая вибрация 106
Обледенение 143, 200
Осецентробежный компрессор 172
Объем присоединенный втулочный 194
Отборы воздуха от компрессора 202, 268
Окно перепуска 261
Опоры ротора турбины, размещение 304
Охлаждение лопаток 313
Охлаждение
конвективное 310
конвективно-пленочное 314
Оребрение каналов 316
Охлаждение кромок лопатки 319, 320
Охлаждение дисков 326
Околодисковые полости 338
Оболочка длинная 342
Оребрение стенок лопатки 316

П

Поколения авиационных ГТД 10
Принятие решения 37
Полость разгрузочная 86
Подшипники 107,108
Профиль полета 100
Подвеска двигателя на самолете 121
Поверхность сжатия 139
Прочность ЗПК 154
Пропульсивный КПД вентилятора 175
Присоединенный объем 194
Противообледительная система 142, 200

Полка антивибрационная 208
Прочность – конструкционная 269
статическая 272
Предел выносливости 274
Поверхностно-пластическое формирование (ППД) 275
Покрытия лопаток турбины 310
Подкручивающая решетка 322
Перекрыша 339
Параметрический синтез 28
Пылезащитные устройства 162
Перепуск воздуха 188

Р

Рабочая документация 27
Разгрузочная полость 86
Раскрутка ротора 105
Резонатор 151
Расход воздуха 171
Ротор барабанного типа 218
дискового типа 220
смешанного типа 220
Регулируемый направляющий аппарат (РНА) 258
Разношагица 279
Решетка кристаллическая 309
Решетка подкручивающая 322
Ремонтопригодность 45
Ресурс назначенный 45
эксплуатационный 46
гарантийный 46
Размещение двигателя
в хвостовой части 76
на крыле 78
Роторы одновальные 112
двухвальные 113
трехвальные 116
Роторы жесткие 94
гибкие 94

С

Степень повышения давления 9,171
Системный подход 25
Сертификат 23
Существенные связи 26
Стандарт ETOPS 47
Силовая система самолета 71
Сила подъемная 71
Сила аэродинамического сопротивления 72
Силовая установка 75
Сила газовая 81
Сила осевая суммарная 85
Силы инерционные 81, 91
Соединения роторов 98,232
Соосность опор 106
Сверхзвуковое входное устройство 136
Скачки прямы, косые 136
Сверхкритический режим 143
Скорость соударения 164
Срыв вращающийся 192
Степень двухконтурности 204
Снижение шума 150, 213
Сепарация твердых частиц 216
Статор компрессора 248
Статор турбины 366
Соединение дисков болтами 230
радиальными штифтами 334
торцевыми шлицами 232
сваркой 233
Снижение температуры охладителя 320
Связи труктурные 26, 184
функциональные 26
Структурный синтез 28
Силовая система ротора 96
корпуса 106
Силовая система двигателя 80

Т

Температура газов перед турбиной 307
Технические предложения 26
Техническое задание 27
Технический проект 27
Техническое предложение 27
Технологичность двигателя 49
Технология ЗПК 152
Турбулентности модель 180
Твердые частицы 217
Точности класс рабочих лопаток 239
Термобарьерное покрытие 311
Теплообменник 320

У

Удельный расход топлива 9, 42
Удельный вес двигателя 9, 42
Уровень шума 50
Устройство входное дозвуковое 83
Удар птицы 164, 216
Управление радиальными зазорами 174,194,265,267
Управление регулируемыми направляющими аппаратами 265
Устройства концевые 337

Ф

Фюзеляж 74
Фактор диффузорности Либляйна 178
Функциональные связи 26
Фронт решетки профилей 221
Фиксаторы лопаток 247
Фланцевые соединения 253
Фреттинг-коррозия 277
Форма проточной части
компрессора 186
турбины 307
Функции РК компрессора 186
НА компрессора 186
СА турбины306
РК турбины 307

Х

Характеристики геометрические ЗПК 155
Хвостовики лопаток
«ласточкин хвост» 242
елочный 353
шарнирный 245

Ц

Цикл создания двигателя 22
Центр масс двигателя 121
Центробежная ступень 285

Ч

Частота критическая ротора 97
Частотная отстройка 98, 280

Ш

Школы конструкторские 10
Шума уровень 50
Шума источники 54
Шума направленность 58
Шасси 75
Штифты (соединение штифтами)
радиальные 232
Шероховатость 240
Шарнирное соединение 245
Штырьки (охлаждение лопаток) 316

Э

Элемент (в системном подходе
проектированию) 25
Этапы разработки проекта 26
Эмиссия вредных веществ 59
Эрозия 162
Эмиссия, нормирование 61
Эксплуатация двигателя по техническому
состоянию 46

Список литературы

1. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов [Текст]: учеб. пособие / Г.С. Жирицкий, В.И. Локай, М.К. Максутова [и др.]. – М.: Машиностроение, 1971. – 620 с.
2. Аронов, Б.М. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин [Текст] / Б.М. Аронов, М.И. Жуковский, В.А. Журавлёв. – М.: Машиностроение, 1975. – 192 с.
3. 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.
4. Копелев, С.З. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей [Текст] / С.З. Копелев, С.В. Гуров. – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.
5. Юдаев, Б.Н. Теплопередача [Текст]: учеб. / Б.Н. Юдаев. М.: Высшая школа, 1981. – 319 с.
6. 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.
7. Мамаев, Б.И. Методы газодинамического проектирования и совершенствование элементов проточной части турбин авиационных высокотемпературных двигателей [Текст]: автореф. дис. / Самар. гос. аэрокосм. ун-т. – Самара, 1995. – 38 с.
8. Авиационные правила [Текст]. Ч. 33 (АП-33). Нормы лётной годности двигателей воздушных судов. – Межгосударственный авиационный комитет, 1994. – 46 с.
10. Ануров, Ю.М. Оценка работоспособности теплозащитных покрытий деталей ГТД [Текст]. учеб. пособие / Ю.М. Ануров, Д.Г. Федорченко; Самар. гос. аэрокосм. ун-т. – Самара, 1994. – 51 с.
11. Ануров, Ю.М. Основы обеспечения прочностной надёжности авиационных двигателей и силовых установок [Текст] / Ю.М. Ануров, Д.Г. Федорченко. – СПб.: СПб – ГПУ, 2004. – 390 с.
12. Конструкция и проектирование ВРД. Изучение и анализ конструкции: учеб. пособие. / Самар. гос. аэрокосм. ун-т. – Самара, 2002. – 303 с.
13. Кулагин, В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.
14. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачёв [и др.]. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 527 с.
15. Гаврилов, И.Г. Проектирование осевых турбин [Текст]: учеб. пособие / И.Г. Гаврилов, Н.И. Старцев; КуАИ. – Куйбышев, 1984. – 84 с.
16. 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 ПЕРВАЯ.* ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГТД.
КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ. КОМПРЕССОРЫ. ТУРБИНЫ**

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