

Федеральное государственное казенное военное образовательное учреждение
высшего профессионального образования «Военный учебно-научный центр
Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора
Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина» (г. Воронеж) Министерства
обороны Российской Федерации

На правах рукописи



Абдельвахид Мохаммед Балла

**МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ КЛИМАТИЧЕСКИХ
УСЛОВИЙ И ЭРОЗИОННОГО ИЗНОСА
НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРДДФ**

Специальность 05.07.05
«Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки
летательных аппаратов»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук, доцент
Черкасов Александр Николаевич

Москва 2014

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. ОБОСНОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ И ЭРОЗИОННОГО ИЗНОСА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГТД.....	11
1.1 Особенности эксплуатации ГТД в сложных климатических условиях	11
1.2 Обзор опыта эксплуатации ГТД в условиях запыленной атмосферы.....	14
1.3 Обзор работ по исследованию влияния эрозионного износа на геометрические и газодинамические параметры компрессора	18
1.4 Обзор работ по исследованию влияния влажности атмосферного воздуха на характеристики компрессоров и параметры ГТД.....	27
1.5 Постановка задач исследования	30
ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭРОЗИОННОГО ИЗНОСА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ.....	33
2.1 Методика расчета характеристик осевых компрессоров.....	33
2.1.1 Численный метод моделирования трехмерного течения в осевых компрессорах	33
2.1.2 Верификация результатов расчета характеристик компрессоров	41
2.2 Исследование влияния радиального зазора на характеристики осевого компрессора	47
2.2.1 Влияние радиального зазора на характеристики ступени С-16.....	47
2.2.2 Влияние радиального зазора на характеристики КНД двигателя РД33.....	51
2.2.3 Влияние величины и формы радиального зазора на характеристики КВД двигателя РД33.....	53
2.3 Методика оценки влияния эрозионного износа на характеристики осевых компрессоров.....	56
2.3.1 Изменение геометрических параметров компрессора в результате эрозионного износа	57
2.3.1.1 Изменение геометрических параметров профилей лопаток.....	57

2.3.1.2	Изменение радиального зазора.....	60
2.3.1.3	Учет влияния эрозионного износа на геометрические параметры многоступенчатых осевых компрессоров.....	62
2.3.2	Исследование влияния эрозионного износа на характеристики ступени осевого компрессора	63
2.3.3	Исследование влияния эрозионного износа на характеристики КНД и КВД ТРДДФ	67
ГЛАВА 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ.....		82
3.1	Методика оценки влияния влажности воздуха на характеристики компрессора	82
3.1.1	Учет влияния влажности на свойства воздуха как рабочего тела в компрессоре	82
3.1.2	Учет влияния влажности воздуха на характеристики компрессора.....	86
3.2	Результаты численного исследования влияния влажности воздуха на характеристики КНД и КВД ТРДДФ	88
ГЛАВА 4. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВЫСОТНО-СКОРОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРДДФ		94
4.1	Общие положения	95
4.2	Определение характеристик газогенератора.....	97
4.2.1	Баланс расходов через КВД и ТВД	97
4.2.2	Баланс расходов через ТВД и ТНД	100
4.2.3	Баланс мощностей КВД и ТВД	102
4.2.4	Определение режима работы газогенератора и его параметров в конкретных условиях полёта	105
4.3	Определение параметров турбины.....	108
4.4	Определение режима турбокомпрессорного модуля	115
4.5	Определение параметров двигателя.....	125
4.5.1	Определение параметров двигателя на максимальном режиме	125
4.5.2	Определение параметров двигателя на режиме полного форсажа.....	126

ГЛАВА 5. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ЭРОЗИОННОГО ИЗНОСА И ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА НА ВСХ ДВИГАТЕЛЯ РД33-2С	130
5.1 Общие сведения о двигателе.....	130
5.2 Расчетные параметры и программа регулирования двигателя	131
5.3 Верификация результатов расчета ВСХ двигателя	134
5.4 Влияние эрозионного износа на ВСХ двигателя.....	136
5.5 Влияние влажности атмосферного воздуха на ВСХ двигателя	139
5.6 Совместное влияние эрозионного износа и влажности атмосферного воздуха на ВСХ двигателя.....	141
ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ	144
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	146
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	151
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	161
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	167

ВВЕДЕНИЕ

Одним из основных элементов летательного аппарата (ЛА), определяющих его надежность, безопасность полета и эффективность выполнения поставленных задач, является двигатель. Эксплуатация авиационных двигателей и обеспечение их требуемых ресурсов в сложных климатических условиях (запыленной атмосфере, повышенной влажности и т.д.) являются важными направлениями технической эксплуатации самолётов и вертолётот, и представляют интерес для производителей и организаций, эксплуатирующих авиационную технику в данных условиях.

В процессе эксплуатации на двигатель воздействуют некоторые факторы, изменяемые в зависимости от климатических условий и природных особенностей регионов, в которых эксплуатируются авиационные двигатели, такие как изменение атмосферных параметров (температура и влажность атмосферного воздуха), эрозионный износ элементов проточной части, попадание посторонних предметов, загрязнение проточной части и каналов системы охлаждения и т.д.

Попадание песка (частиц пыли) наносит серьезный ущерб двигателю, вызывая эрозионный износ рабочих лопаток (в первую очередь), лопаток направляющих аппаратов компрессора и других элементов проточной части двигателя. Связанные с этим проблемы могут варьироваться от аэродинамических изменений в межлопаточных каналах, чрезмерной вибрации из-за дисбаланса вращающихся компонентов, до механического разрушения лопаток компрессора, а также возможного теплового отказа компонентов турбины (блокирования отверстий охлаждения и т.д.). Такие проблемы в основном приводят к значительному ухудшению характеристик компрессора и турбины, снижению их производительности и надежности, что является причиной ухудшения параметров двигателя в целом и могут привести к его полному отказу.

Повышенная влажность атмосферного воздуха является одним из вредных факторов окружающей среды для техники. Влияние влажности на характеристики газотурбинного двигателя (ГТД) проявляется как следствие изменения

теплофизических свойств рабочего тела (воздуха и продуктов сгорания топлива в нём).

Данная диссертационная работа посвящена разработке методики оценки влияния эрозионного износа и влажности атмосферного воздуха (при заданной атмосферной температуре) на характеристики турбореактивного двухконтурного двигателя с форсажной камерой сгорания (ТРДДФ).

Актуальность темы исследования

Современные ТРДДФ характеризуются высокими значениями параметров рабочего процесса и большим диапазоном изменения этих параметров в процессе эксплуатации. Для ТРДДФ характерно значительное влияние эксплуатационных факторов на их характеристики, что отражается на эффективности силовых установок и авиационных комплексов в целом.

Эксплуатация ТРДДФ в сложных климатических условиях (запыленной атмосфере, повышенной влажности и т.д.) обуславливает необходимость разработки методик для определения технического состояния и характеристик элементов проточной части и оценки влияния экстремальных эксплуатационных факторов на параметры двигателя.

Длительная эксплуатация в условиях запыленной атмосферы сопровождается эрозионным износом элементов проточной части двигателя, и прежде всего лопаток компрессора, что приводит к значительному ухудшению состояния и характеристик компрессора, снижению запаса газодинамической устойчивости, и соответственно ухудшению параметров двигателя в целом.

Повышенная влажность воздуха при высоких значениях атмосферной температуры приводит к существенному изменению параметров двигателя.

Разработка новых (современных) методик оценки влияния различных эксплуатационных факторов на характеристики ТРДДФ, является актуальной научно-технической задачей.

В данной диссертационной работе предлагается комплексная методика количественной оценки влияния эрозионного износа и влажности атмосферного

воздуха на характеристики осевых компрессоров и ТРДДФ в целом. Результаты исследования могут быть использованы для обоснованного прогнозирования технического состояния и разработки рекомендаций по технической эксплуатации в условиях запыленной атмосферы и повышенной влажности воздуха.

Целью работы является разработка методики оценки влияния последствий эрозионного износа и влажности атмосферного воздуха на характеристики ТРДДФ с учетом изменения газодинамических характеристик осевого компрессора.

Для достижения поставленной цели, сформулированы **следующие задачи**:

1. Разработка методики оценки влияния последствий эрозионного износа лопаток компрессора и влажности воздуха на газодинамические характеристики осевых компрессоров ГТД.

2. Исследование влияния последствий эрозионного износа и влажности воздуха на характеристики осевых компрессоров.

3. Разработка методики оценки влияния последствий эрозионного износа и влажности атмосферного воздуха на высотно-скоростные характеристики ТРДДФ.

4. Исследование влияния последствий эрозионного износа и влажности атмосферного воздуха на высотно-скоростные характеристики ТРДДФ.

Объектом исследования являются характеристики осевых компрессоров и ТРДДФ РД33 с учетом особенностей эксплуатации в условиях запыленной атмосферы и повышенной влажности.

Методы исследования

При выполнении работы были использованы:

- методы расчета трехмерных течений в лопаточных машинах, основанные на решении уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу;

- методы математического моделирования рабочего процесса ТРДДФ с учетом особенностей программы управления.

Научная новизна:

1. Разработана методика учета влияния последствий эрозионного износа на геометрические параметры лопаток компрессора и его характеристики, позволяющая учитывать износ, как изолированных лопаточных венцов, так и многоступенчатых осевых компрессоров с учетом характерных изменений радиальных зазоров и геометрии профилей по высоте лопаток.

2. Разработана методика оценки влияния влажности воздуха на характеристики компрессора, обеспечивающая полный учет изменения физических свойств рабочего тела и повышение точности получаемых результатов.

3. Разработана программа расчета высотно-скоростных характеристик ТРДДФ, позволяющая проводить количественную оценку влияния последствий эрозионного износа и влажности воздуха на параметры двигателя с учетом особенности программы управления. При этом учитывается влияние влагосодержания на физические свойства рабочего тела (воздуха и продуктов сгорания топлива) в каждом характерном сечении газовой воздушного тракта двигателя. На основе аналитических соотношений проводится детальный анализ влияния влагосодержания на условия совместной работы всех элементов.

4. Результаты расчетных исследований влияния эрозионного износа и влажности воздуха на характеристики компрессора и ТРДДФ.

Теоретическая и практическая значимость результатов исследования:

- разработанная методика позволяет проводить расчет характеристик осевых компрессоров и ТРДДФ с учетом влияния последствий эрозионного износа лопаток компрессора и влажности атмосферного воздуха;

- разработанная методика обеспечивает возможность обоснованного прогнозирования технического состояния и разработки рекомендаций по

технической эксплуатации в условиях запыленной атмосферы и повышенной влажности воздуха.

Достоверность результатов исследования обеспечивается:

- использованием методов расчета трехмерных течений в лопаточных машинах, основанных на решении известных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, верифицированных по экспериментальным данным;
- применением известных и проверенных методов математического моделирования рабочего процесса ТРДДФ;
- верификацией результатов выполненных расчетов с данными, полученными экспериментально, и из технического описания исследуемого ТРДДФ.

Основные положения, выносимые на защиту

1. Методика оценки влияния последствий эрозионного износа и влажности атмосферного воздуха на характеристики осевых компрессоров ГТД.
2. Результаты расчетного исследования влияния последствий эрозионного износа и влажности воздуха на характеристики осевых компрессоров ТРДДФ РД33-2С.
3. Методика оценки влияния последствий эрозионного износа и влажности воздуха на высотно-скоростные характеристики ТРДДФ.
4. Результаты расчетного исследования влияния последствий эрозионного износа и влажности воздуха на высотно-скоростные характеристики ТРДДФ РД33-2С.

Апробация работы

Основные результаты работы обсуждались на научно-технических семинарах с ведущими специалистами ВУНЦ ВВС, МАИ, УГАТУ, СГАУ, НПО «Сатурн», докладывались и были представлены на *следующих* научно-технических конференциях:

- Всероссийской научно-практической конференции «Военно-воздушные силы - 100 лет на страже неба России: история, современное состояние и перспективы развития». Воронеж, май 2012;
- Международной молодежной научной конференции «XXXIX Гагаринские чтения». Москва, апрель 2013;
- Международном научно-техническом форуме, посвященном 100-летию ОАО «КУЗНЕЦОВ» и 70-летию СГАУ. Самара, сентябрь 2012;
- VII Международной научно-технической конференции «СИНТ'13». Воронеж, сентябрь 2013;
- Всероссийской научно-практической конференции «Академические Жуковские чтения». Воронеж, ноябрь 2013;
- Международной молодежной научной конференции «XL Гагаринские чтения». Москва, апрель 2014.

Результаты работы использованы в итоговом научно-техническом отчете о НИР «Вторичные течения в рабочих колесах осевых компрессоров» (шифр «Катунь»), и промежуточных отчетах о НИР «Исследование перспективных направлений совершенствования аэродинамической компоновки и модернизации силовых установок авиационных комплексов, и авиационных комплексов с БЛА в фактических условиях эксплуатации» (шифр «Инвариант»).

Публикации

По материалам диссертации опубликовано 12 научных работ, из которых 4 статьи в изданиях, рекомендованных ВАК.

ГЛАВА 1. ОБОСНОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ И ЭРОЗИОННОГО ИЗНОСА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГТД

1.1 Особенности эксплуатации ГТД в сложных климатических условиях

Климат (греч. Κλίμα - klimatos) – многолетний статистический режим погоды, характерный для данной местности в силу её географического положения, т.е. под климатом принято понимать усреднённое значение погоды за длительный промежуток времени (порядка нескольких десятилетий).

Двигатели на современных летательных аппаратах эксплуатируются в различных климатических условиях, характеризующихся климатом той или иной зоны земного шара. Существует следующая классификация основных климатических зон [1]:

- заполярная;
- умеренная;
- пустынь и степей;
- тропиков и субтропиков.

Эксплуатационные условия в зоне пустынь и степей (Средняя Азия, Ближний Восток, некоторые районы Африки) характеризуются высокой положительной температурой атмосферного воздуха, повышенной влажностью, подъемом песка и пыли в атмосферу до высоты 6000 м и т.д. [1, 2]. Ниже на рисунке 1.1 показано распределение концентрации пыли в этих районах. Как показывают данные, концентрация пыли может достигать более $1\text{г}/\text{м}^3$.

При эксплуатации ГТД в таких условиях одной из необратимых причин ухудшения параметров двигателя (с увеличением наработки) является эрозионный износ лопаток компрессора, т.е. изменение геометрических параметров их профилей (уменьшение хорды и толщины и т.д.) и ухудшение состояния их поверхности, а также увеличение радиальных зазоров. Это в основном приводит к ухудшению состояния компрессора и его характеристик, и соответственно ухудшению параметров двигателя в целом.

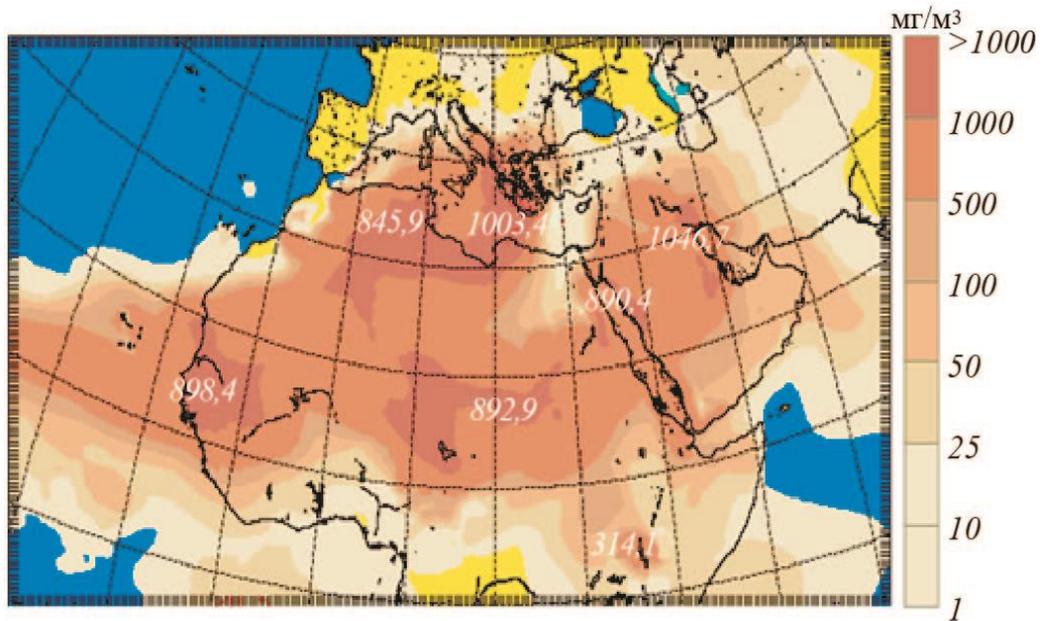


Рисунок 1.1 – Концентрация пыли в районах Ближнего востока и Севера Африки

Как известно, повышенная влажность атмосферного воздуха является одним из вредных факторов окружающей среды для техники, при этом меняются свойства рабочего тела, что приводит к ухудшению параметров компрессора и других элементов и изменению режима работы двигателя.

При отрицательных и малых значениях атмосферной температуры, даже при высокой относительной влажности влагосодержание составляет менее 0,005. Однако в условиях полета на малой высоте и при больших значениях атмосферной температуры и относительной влажности влагосодержание может достигать значений 0,04...0,08, и тогда влияние влажности воздуха на работу двигателя становится заметным.

В частности рассмотрим некоторые особенности климата Республики Судан. На рисунках 1.2 и 1.3 показаны диапазоны изменения и средние значения температуры и относительной влажности по месяцам года, зарегистрированные в Республике Судан, в период с 2007 г. по 2012 г. [3].

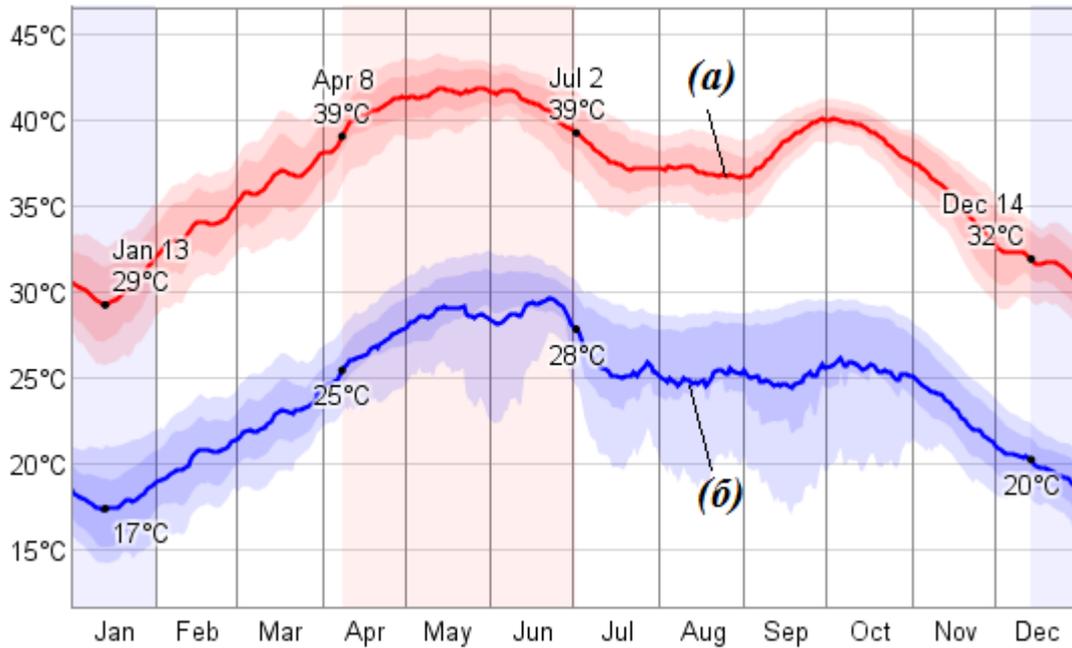


Рисунок 1.2 – Изменение температуры в Судане по месяцам; (а) – максимальная; (б) – минимальная

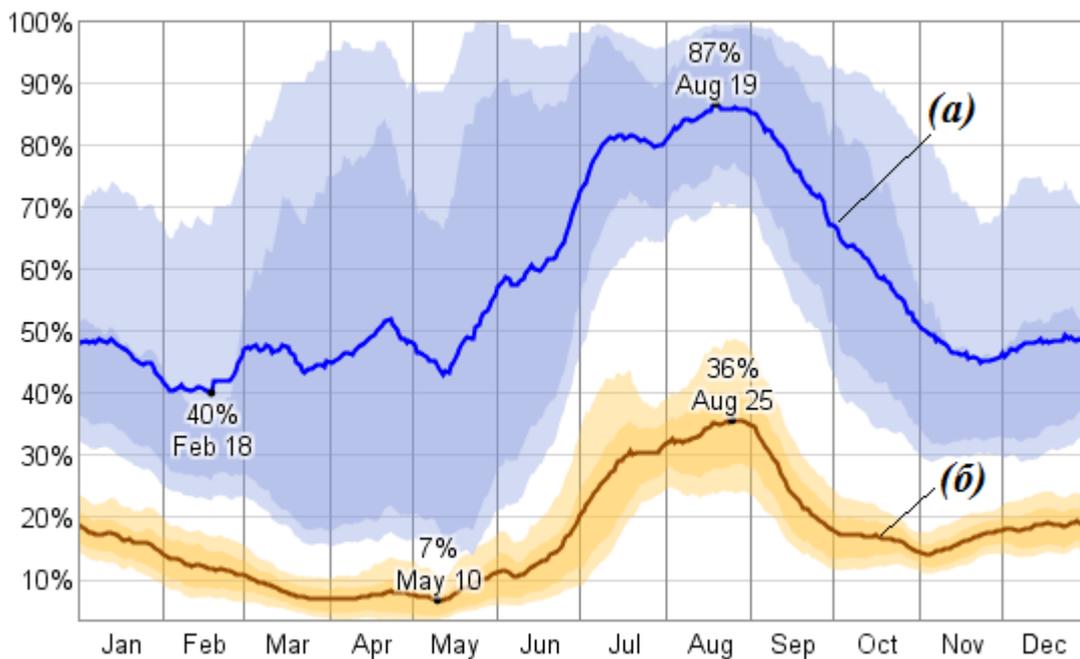


Рисунок 1.3 – Изменение относительной влажности в Судане по месяцам; (а) – максимальная; (б) – минимальная

На рисунке 1.4 показаны максимальные значения относительной влажности в некоторых городах Судана. Видно, что максимальные значения влажности достигаются в городе Порт-Судан, а также на границе с Республикой Южный Судан.



Рисунок 1.4 – Максимальные значения относительной влажности в некоторых городах Судана

При эксплуатации авиационной техники в таких условиях, в наибольшей степени влияет сочетание высокой температуры с высокой влажностью. Например, у Красного моря, в городе Порт-Судан, влагосодержание d летом и осенью может достигать 0,04 и более, что приводит к существенному изменению параметров двигателя.

1.2 Обзор опыта эксплуатации ГТД в условиях запыленной атмосферы

Опыт эксплуатации ГТД в условиях запыленной атмосферы показал, что при загрязнении воздушного потока посторонними частицами размером менее 0,4 мм происходит повреждение лопаток компрессора, которое определяется как эрозионный износ. Он является одним из наиболее распространенных видов эксплуатационных повреждений и зависит от концентрации твердых посторонних частиц в воздухе (может составлять 0,2...1,9 г/м³), особенностей конструкции элементов ГТД и места его расположения на ЛА и способствует [2]:

- повышению вероятности усталостного разрушения рабочих лопаток компрессора из-за усталостной прочности, изменения резонансных режимов;
- ухудшению экономичности двигателя из-за износа элементов конструкции газоздушного тракта;

- ухудшению газодинамических параметров двигателя;
- снижению запасов газодинамической устойчивости.

Скорость изнашивания прямо пропорциональная концентрации пыли до $1\text{г}/\text{м}^3$. При дальнейшем росте концентрации износ замедляется, по-видимому, из-за соударения абразивных частиц. Чем больше в пыли кварца, тем она опаснее. Содержание кварца падает с уменьшением размера частиц [4].

В работе [5] отмечено, что негативное воздействие пыли (песка) на работоспособность и надежность авиационных ГТД происходит как следствие попадания под действием ветра и накопления пыли (песка) во внутренних полостях неработающего ГТД при стоянке воздушного судна на открытой площадке, так и в результате работы ГТД в запыленной атмосфере вблизи поверхности земли.

Опыт эксплуатации ГТД и результаты стендовых пылевых испытаний (модельных и натуральных) показали, что воздействие пыли (песка) может приводить к следующим последствиям [5, 6,]:

- эрозионному износу лопаток компрессора;
- загрязнению транспортных магистралей и теплообменных поверхностей системы воздушного охлаждения деталей «горячей части»;
- загрязнению топливных форсунок и топливного коллектора (следствием чего являются прогары жаровой трубы и ухудшение температурного поля на выходе из камеры сгорания);
- образованию стекловидных отложений на сопловых лопатках турбины;
- проникновению пыли в полости подшипников и масляную систему.

Статистика показывает, что причины повреждений лопаток компрессора, приведших к досрочному съему двигателей ЛА, распределяются примерно так [7]:

- абразивный (эрозионный) износ лопаток компрессора: 30...35%;
- попадание посторонних предметов с взлётно-посадочной полосы (ВПП) и рулѐжных дорожек (РД): 25...30%;
- попадание птиц и льда в полете: 15...20%;

- ошибки в эксплуатации, допущенные личным составом: 15...30%.

Пыль приводит к преждевременному выходу из строя ГТД, при этом ресурс ограничивается эрозией рабочих лопаток компрессора, причем осевые компрессоры изнашиваются больше центробежных. Эродируют также покрытия колец, уменьшающих радиальный зазор над рабочими лопатками осевых компрессоров, и лабиринтные уплотнения [4].

Наибольшему износу подвергаются детали компрессора двигателя, особенно рабочие лопатки первой ступени (по всей высоте входной кромки и вогнутой стороны), а также лопатки последующих ступеней (по периферийной части из-за центрифугирования пыли на первых ступенях компрессора).

В работе [8] представлены результаты исследования причин ухудшения параметров и производительности двигателя JT9D в процессе эксплуатации. Исследование было основано на документах и данных, полученных из пяти авиакомпаний, двух производителей планера и компании Pratt & Whitney Aircraft (P & WA) за период с начала 1973 года по 31 декабря 1976 года. Предполагаемое распределение причин ухудшения характеристик двигателей (при ресурсе до 3500 летных часов) составляет 40% в связи с летными нагрузками, 40% из-за эрозии, 20% за счет тепловой деформации деталей.

В работе [9] было изложено, что при работе двигателя в условиях сильно запыленной атмосферы поступающая пыль оказывает эрозионное воздействие на лопатки компрессора и турбины, а также может осаждаться в виде твердого осадка на деталях горячей части двигателя. Характер влияния запыленного воздуха на работу двигателя зависит от физико-химической природы пыли, ее дисперсного состава и концентрации пыли в общем объеме воздуха, засасываемого компрессором двигателя. Пыль в размягченном виде может также откладываться на лопатках компрессора, изменяя геометрию лопатки и ее шероховатость, что приводит к уменьшению коэффициента полезного действия (КПД) и соответственно снижению степени повышения давления и производительности компрессора.

Эрозионный износ, в основном, искажает геометрические формы деталей

элементов проточной части, что влияет на их характеристики. В первую очередь уменьшается КПД компрессора и его напорность вследствие изменения формы профилей лопаток [10,11].

Как свидетельствует опыт эксплуатации ГТД, вероятность возникновения помпажа вследствие эрозии лопаток компрессора существует во всем диапазоне эксплуатационных частот вращения газогенератора. Это приводит к невозможности или нецелесообразности дальнейшей эксплуатации ГТД, и требует досрочного съема и ремонта для восстановления характеристик [12, 13].

В работе [9] на основе анализа работы вертолётных двигателей установлено, что влияние эрозионного износа проточной части компрессоров приводит к уменьшению запаса газодинамической устойчивости (ГДУ) компрессора и смещение напорных характеристик в сторону меньших расходов воздуха. При оценке влияния изменения радиального зазора вследствие эрозионного износа на основе исследований принимается, что при увеличении относительного радиального зазора в осевом компрессоре на 1%, его КПД снижается на 2%.

Опыт применения ГТД в Афганской войне (1979–1989 гг.) показал, что пыль истачивала компрессоры в первую очередь. Из-за эрозии изменялись профили лопаток, что приводило к нерасчетному обтеканию и даже помпажу компрессора. Например, двигатели ТВ2-117А не вырабатывали и половины назначенного ресурса, а при их переборке обнаруживалось, что высота рабочих лопаток последних ступеней вследствие эрозионного износа уменьшалась более чем на 50%. Также досрочно приходилось снимать с эксплуатации более половины ГТД ТВ3-117, из них 39% – по причине эрозии лопаток. Пылезащитные устройства (ПЗУ), устанавливаемые на Ми-24 и Ми-8Т, не нашли применения. Включение ПЗУ отбирало до 6% и без того недостающей мощности [14, 12].

Во время войны в Ираке (1990-1991гг.) в составе американских подразделений действовали армейские боевые вертолеты Боинг АН-64D «Апач Лонгбоу», Белл АН-1W «Супер Кобра», Белл ОН-58D «Кайова Уорриор» и многоцелевые вертолеты Белл УН-1 N, оснащенные вооружением [15]. Большой проблемой для вертолетов было попадание песка в двигатель, что приводило к

снижению степени боеготовности.

1.3 Обзор работ по исследованию влияния эрозионного износа на геометрические и газодинамические параметры компрессора

Первоначальные исследования по влиянию пылевой эрозии проводились в Германии в 1930 г. Эти исследования были основаны на теоретическом анализе влияния эрозии на различные материалы путем разработки ряда моделей для учета объема изношенного материала, деформационного и абразивного износа, движения частиц и т.д. Большой научный вклад по созданию различных моделей эрозионного износа последовательно внесли Finnie, Bitter, Neilson, Gilchrist, Tabakoff, Grant и др. [16, 17, 18 и др.].

Проблема эрозионного износа компрессоров являлась предметом исследования для многих зарубежных ученых, как Tabakoff, Hussein, Grant, Bahan и др. [19–25]. В Российской Федерации большой вклад в экспериментальные и расчетные исследования влияния эксплуатационных факторов на характеристики компрессоров и ГТД внесли ученые многих ВУЗов и организаций (ЦИАМ, УГАТУ, СГАУ, МАИ, ВВИА и др.) [2, 9, 26, 27 и др.].

Основной механизм изнашивания является сложной функцией физических свойств разрушаемого материала, материала частиц, их размеров, угла соударения и скорости. Этот механизм был исследован многими учеными, в результате чего установили экспериментальную корреляцию по уровню изнашивания материала как показателя параметров эрозии [28, 29 и др.].

Goodwin и др. [30] обнаружили, что уровень эрозии практически прямо пропорционален проценту кварца в пыли. Это объясняется тем, что кварц является одним из наиболее общих компонентов пыли. Они также показали, что степень эрозии при данной скорости удара возрастает с увеличением диаметра частиц пыли.

Размер частиц пыли является одним из важных факторов, определяющих уровень и характер эрозионного износа. Частицы с размером меньше чем 70 мкм классифицируются как пыль. Результаты ряда других исследований показали, что

уровень износа возрастает с увеличением размера частиц пыли [31, 32, 33, 34].

В работах [35, 36, 37] установлено, что эрозионный износ, в основном, проявляется в виде изменения геометрических параметров профилей лопаток компрессора, ухудшения состояния их поверхностей, а также приводит к увеличению радиальных зазоров. При этом увеличение радиального зазора оказывает наибольшее негативное влияние на характеристики компрессора.

Ранние исследования по компрессорам высокого давления [38, 39] и вентиляторам [40] при их работе в условиях запыленной атмосферы показали, что эрозионный износ лопаток рабочих колес происходит в основном в периферийной части (выше 50% высоты лопатки).

Ghenaiet и др. [40] обнаружили увеличение радиального зазора и уменьшение хорды лопаток осевого вентилятора после попадания песка. Они также заметили, что происходило снижение КПД вентилятора и степени повышения давления на 10% в связи с притуплением (blunting) передних кромок лопаток и эрозионным износом периферийной части лопаток со стороны корыта.

В работе [24] проводилось экспериментальное исследование по влиянию эрозии на состояние и изменение геометрических параметров лопаток каскада компрессора. Профили сечений лопатки, используемой в исследовании, были НАСА 65-ой серии, лопатки сделаны из алюминия 6061-T6. Эксперимент проводился с использованием определенного количества кварцевого песка со средним диаметром 165 микрон. Результаты исследования подтвердили, что повреждение лопаток в результате эрозионного износа проявляется в виде изнашивания и обрыва передних и задних кромок, и общего ухудшения состояния поверхностей лопаток. Кроме того, в результате износа происходит изменение поля потока в связи с изменением геометрии профиля и качества поверхностей.

Процесс эрозии лопаток зависит от ряда факторов: размера частичек пыли, материала лопатки и угла попадания частиц. При высокой запыленности (например, в вертолетных ГТД) наблюдается равномерный износ лопаток первых ступеней и усиленный износ периферийных участков лопаток последних ступеней. При умеренном среднем пылесодержании воздуха износ лопаток носит

локальный характер и зависит от особенностей течения, которые вызывают местное увеличение концентрации частиц и их скорости относительно лопаток. Износ лопаток компрессора приводит к изменению аэродинамического профиля и увеличению шероховатости поверхности лопатки. В результате уменьшаются КПД η_k^* , степень повышения давления π_k^* , расход воздуха G_v и запасы ГДУ отдельных ступеней и компрессора в целом [41].

Интенсивность эрозионного износа материала лопатки пропорциональна квадрату окружной скорости. Уровень эрозии в многоступенчатом компрессоре увеличивается от первой ступени к последней, основные эрозионные повреждения профиля лопатки происходят со стороны корыта у передней кромки [9].

Наибольшему эрозионному износу подвергаются входные и выходные кромки лопаток, а также поверхность корыта. Поверхность спинки лопаток изнашивается только вблизи входной кромки. В районе втулки эрозионный износ рабочих лопаток мал по сравнению с износом на их периферийной части. Эрозионный износ от ступени к ступени увеличивается, это происходит вследствие увеличения концентрации частиц, приходящихся на единицу поверхности пера рабочей лопатки компрессора и в результате уменьшения площади поверхности пера лопаток от ступени к ступени и сепарирования частиц под действием центробежных сил к периферии лопаток [2, 42].

Изменение размеров и профилей деталей проточной части компрессора приводит к уменьшению степени повышения давления воздуха в компрессоре, снижению КПД компрессора, падению тяги (мощности) двигателя, увеличению расхода топлива. А самое главное, эрозионный износ приводит к снижению запаса газодинамической устойчивости компрессора ΔK_y и помпажу [7].

Вопрос исследования эрозионного износа в многоступенчатых лопаточных машинах гораздо сложнее, чем на отдельных ступенях, так как при движении частиц по тракту двигателя происходит изменение их траектории движения от входа до выхода из двигателя. Кроме того, комплексное влияние динамики частиц

и концентрации пыли приводит к тому, что уровень эрозии элементов компрессора начинает существенно зависеть от места положения ступеней и особенностей конструкции [43, 44, 45].

В работе [46] проводилось экспериментальное исследование по влиянию пыли на элементы проточной части ТРДДФ (F100-PW-100) для определения уровня эрозионного износа и закономерности его изменения по проточной части. Наблюдение во время разборки показало серьезную эрозию компрессоров и отложение на топливных форсунках. На рисунках 1.5, 1.6 и 1.7 показаны примеры изнашивания лопаток компрессоров низкого и высокого давления после разборки двигателя.

По результатам данного исследования установлено, что основными элементами, которые больше подвергаются износу, являются рабочие лопатки компрессоров низкого (КНД) и высокого давления (КВД). Износ проявлялся в виде изменения геометрической формы лопаток рабочих колес (РК), и скорее всего уменьшения хорды и толщины профилей в периферийной части лопаток, а также увеличения радиальных зазоров и изменения их формы. При этом интенсивность износа возрастает от ступени к ступени.

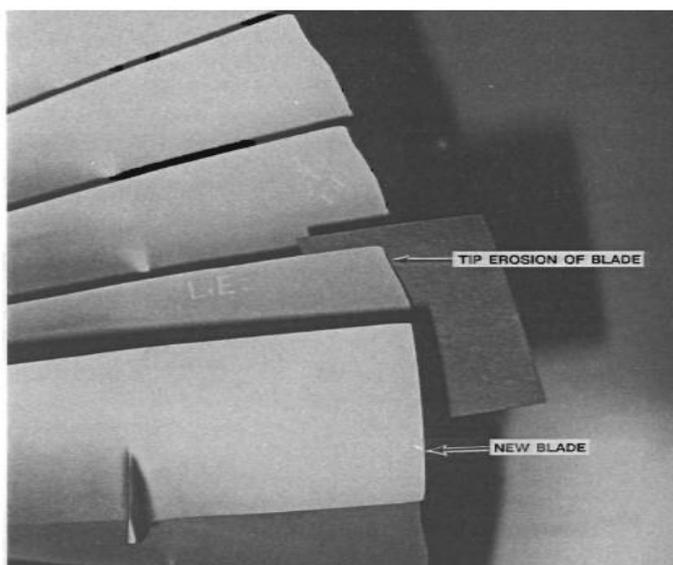


Рисунок 1.5 – Износ рабочих лопаток второй ступени КНД

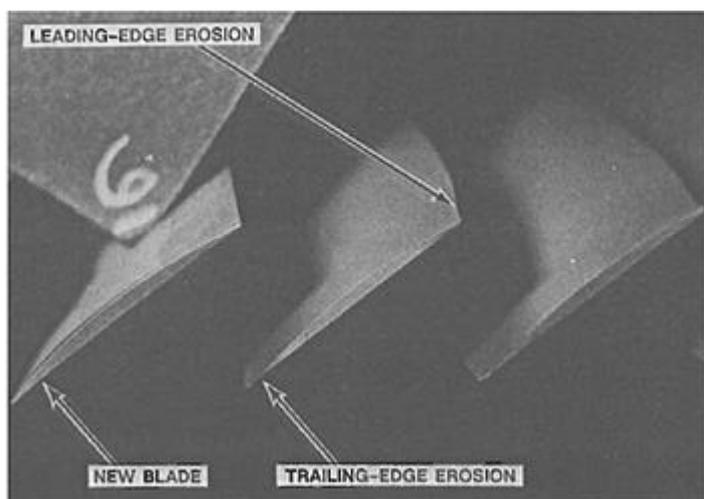


Рисунок 1.6 – Износ рабочих лопаток третьей ступени КВД

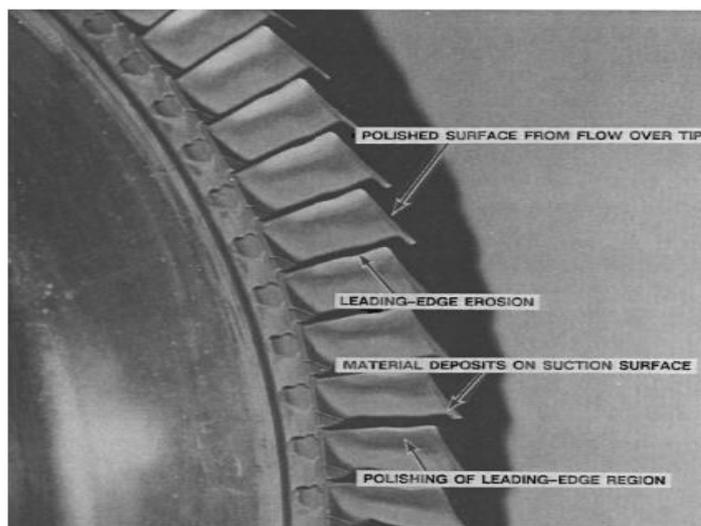


Рисунок 1.7 – Износ рабочих лопаток девятой ступени КВД

В работах [47, 27], используя известные данные генератора сжатого воздуха ГСВ-95, была построена (расчетным путем) нижняя граница пылевой зоны по высоте проточной части (рисунок 1.8) и было установлено, что по мере удаления частиц от входа нижняя граница зоны запыленности удаляется от втулки. Внутри этой зоны концентрация частиц неравномерна, она нарастает от нижней границы к периферии.

В работе [26] проводилось исследование по описанию картины предельного эрозионного износа деталей проточной части компрессора и явлений, происходящих в процессе эксплуатации газотурбинного двигателя в сильно запыленной атмосфере. На рисунке 1.9 показан пример эрозионного износа

ротора компрессора. Для получения геометрических размеров лопаток компрессора, достигшего предельного состояния использованы современные оптико-электронные средства измерения типа «ОПТЭЛ-КЛ». Также разработаны методики экспериментальных исследований с целью решения задач повышения эрозионной стойкости.

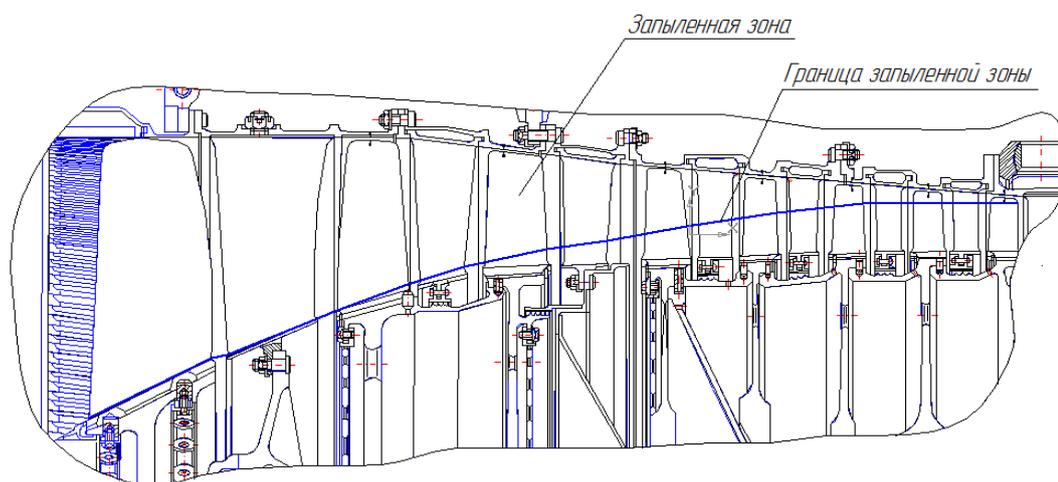


Рисунок 1.8 – Определение границы запыленной зоны в компрессоре ГСВ- 95 в проточной части



Рисунок 1.9 – Характер предельного износа рабочих лопаток ГСВ по ступеням 2 по 8 (наработка 128 часов)

Как видно из рисунка 1.9, эрозионный износ лопаток компрессора возрастает от ступени к ступени, что подтверждает полученные расчетным путём результаты [47].

В работе [8] на основании исследования влияния условий эксплуатации на элементы ТРДД (типа JT9D) установлено, что лопатки КНД и КВД подвергаются

износу, появляющемуся в виде изменения профилей лопаток в периферийной части, ухудшения их состояния (увеличивается шероховатость) и изменения радиальных зазоров. При этом уровень износа на лопатках КВД больше, чем на лопатках вентилятора и КНД. Кроме того установлено, что увеличение радиального зазора представляет наибольшую долю причины ухудшения характеристик каскадов компрессора.

В работе [48] проведено исследование влияния изменения конструктивно-технологических факторов деталей проточной части многоступенчатого компрессора на его характеристики. Выявлено существенное изменение характеристик при отклонении от исходного значения величины хорды, максимальной толщины профиля и конструктивных углов входа решетки в условиях эрозии. При этом наибольшее влияние оказывает на изменение напорности первых четырех ступеней с регулируемыми направляющими аппаратами (НА), а изменение КПД в целом менее значительно.

В работе [49] отмечено, что явление пылевой эрозии является результатом типичного двухфазного турбулентного течения и может рассматриваться как проблема мульти-физики, в которой происходит взаимодействие поля потока, траектории частиц и деформации поверхности. Вычислительными процедурами для прогнозирования уровня эрозии являются:

- расчет области турбулентного течения;
- расчет траектории частиц;
- изменение формы поверхности.

Для определения степени эрозии, в работе [49] была использована модель, предложенная Neilson и Gilchrist [17]. Эта модель рассматривает повреждение в результате удара частицы в виде двух отдельных механизмов, а именно деформационного износа, вызванного нормальной скоростью и абразивного износа, связанного с тангенциальной скоростью. Каждый, из которых имеет соответствующий компонент потери веса и, соответственно, суммарная потеря веса является суммой этих компонентов. Результаты исследования являются

большим научным вкладом при прогнозировании уровня эрозии, но сложность данного подхода заключается в необходимости проведения предварительного эксперимента для определения некоторых значений, необходимых для расчета.

В работах [50, 51, 52] указано, что уровень эрозионного износа, определяющийся как отношение массы изнашиваемого материала на единицу массы абразивных частиц, зависит от обмена кинетической энергии частиц и поверхности, может быть оценен с помощью зависимости, выявленной Grant, Tabakoff и др.:

$$\varepsilon = K_1 f(\beta_1)(V_{10}^2 - V_{20}^2) + f(V_{1N}), \quad (1.1)$$

где ε – параметр эрозии;

K_1 – константа материала;

β_1 – относительный угол течения на входе в лопатку ротора;

V_{10}, V_{20} – абсолютная тангенциальная скорость на входе и выходе из лопатки ротора;

V_{1N} – абсолютная нормальная скорость на входе в лопатку ротора.

Суммарный уровень износа на лопатке выражается как отношение потери массы лопатки на суммарную массу частиц, проходящих через каскад:

$$\varepsilon_0 = \frac{\Delta m_e}{Q}. \quad (1.2)$$

В результате данного подхода изменение геометрических параметров лопатки можно выражать таким образом [50]:

- эквивалентное среднее изменение хорды лопатки:

$$\Delta C_m(\%) = 100 \left[1 - \frac{\frac{1}{h} \int_0^h \Delta C dh}{C_{m_{in}}} \right]; \quad (1.3)$$

- изменение радиального зазора:

$$\Delta\tau(\%) = 100 \left[\frac{\frac{1}{A_t} \sum_n \tau_i \Delta A_i}{\tau_{in}} - 1 \right], \quad (1.4)$$

где ΔC_m – среднее изменение хорды;

h – высота лопатки;

C_{min} – исходная средняя хорда;

$\Delta\tau$ – изменение радиального зазора;

A_t – площадь конца лопатки;

τ_{in} – исходный радиальный зазор.

Данный подход применялся для исследования влияния износа на геометрические параметры ступени вентилятора, а также на её характеристики. Результаты расчета показали хорошую сходимость с экспериментальными данными. Недостаток данного подхода заключается в возможности применения его только для ступеней типичных вентиляторов, лопатки которых имеют маленькое удлинение с умеренным уровнем закрутки.

В работе [53] проводилось исследование влияния эрозионного износа на параметры вертолетных ГТД с пылезащитными устройствами. Установлено, что основными факторами, прежде всего влияющими на уровень износа, являются размер частиц пыли и скорости их соударения. При этом эрозионный износ, происходящий из-за пыли с определенным диапазоном размера частиц можно определить как:

$$\begin{aligned} E &= k M_1 \phi_1 V^\alpha + k M_2 \phi_2 V^\alpha + \dots + k M_n \phi_n V^\alpha \\ &= k V^\alpha \sum_{i=\phi_{\min}}^{\phi_{\max}} M_i \phi_i = k V^\alpha M \phi_{eff}, \end{aligned} \quad (1.5)$$

$$\text{и соответственно} \quad E_r = k V^\alpha \phi_{eff}, \quad (1.6)$$

где E – эрозионный износ;

E_r – уровень износа;

k – константа, зависящая от двигателя и износостойкости;

ϕ – диаметр частицы (мкм);

ϕ_{eff} – эффективный диаметр частицы (мкм);

V – скорость соударения;

M – общая масса частиц пыли (кг);

M_i – масса пыли в каждом i -ом диапазоне размера частиц (кг);

α – константа, зависящая от материала (в пределах 2,05...2,44) [54].

Результаты данного исследования позволяют прогнозировать уровень эрозионного износа. Сложность применения данного подхода заключается в точности определения констант, связанных с материалами деталей двигателя. Кроме того, существует ограничение его применения только для компрессоров вертолетных ГТД с ПЗУ.

1.4 Обзор работ по исследованию влияния влажности атмосферного воздуха на характеристики компрессоров и параметры ГТД

Работа газотурбинного двигателя характеризуется большими расходами рабочего тела (воздуха), который одновременно является и окружающей средой. Именно поэтому к его качеству предъявляются очень серьезные требования. Повышенная влажность атмосферного воздуха является одним из вредных факторов окружающей среды для техники, при этом меняется режим работы двигателя [41].

Влияние влажности на характеристики ГТД проявляется как следствие изменения теплофизических свойств воздуха и продуктов сгорания топлива в нём: их удельной теплоемкости c_p , энтальпии i , показателя адиабаты k и удельной газовой постоянной R , что может привести к существенному изменению характеристик компрессора и параметров двигателя в целом.

При отрицательных температурах наружного воздуха даже при высокой относительной влажности влагосодержание составляет менее 0,005, т.е. менее 5 г паров на 1 кг воздуха, и его влияние не существенно. Однако в условиях полета

на малой высоте в жаркий день при большой относительной влажности влагосодержание может достигать значений 0,05...0,08, и влияние влажности на работу компрессора становится заметным. Увеличение влажности воздуха ведет, прежде всего, к увеличению скорости звука во влажном воздухе и, следовательно, к снижению чисел Маха, с которыми обтекаются лопатки компрессора при заданном значении частоты вращения [55].

Наличие в атмосфере водяного пара, значительно отличающегося по своим свойствам от воздуха, приводит к весьма заметным изменениям параметров рабочего тела ГТД, что в первую очередь связано с существенным различием газовых постоянных пара и воздуха (соответственно $R = 0,461$ и $0,287$ кДж/(кг·К)). Поэтому с увеличением атмосферной влажности с одной стороны возрастает величина газовой постоянной воздуха R и вместе с ней теплоемкость $c_p = R + c_v$ и критическая скорость звука, равная [56]:

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT} \quad . \quad (1.7)$$

С другой стороны вместе с ней снижается плотность воздуха, т.е. уменьшается расход воздуха $G_b = \rho c F$, растет $P_{уд}$, т.к. возрастает скорость истечения выходящих газов:

$$c_c = \varphi_c \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_T^* \left(1 - \frac{1}{\pi_c^{0,25}}\right)} \quad . \quad (1.8)$$

Под влиянием влажности у ГТД могут быть следующие изменения [56]:

тяга двигателя $\Delta P_{дв} = - (0,3...0,5\%)$; удельный расход топлива $\Delta C_{уд} = + (2...2,6\%)$; часовой расход топлива $\Delta G_{т.ч} = + (1,8...2,7\%)$ на каждый процент изменения влажности.

С ростом влажности увеличивается газовая постоянная R и приведенная частота вращения снижается, что объясняется возрастанием скорости звука во влажном воздухе и снижением числа M потока воздуха, обтекающего лопатки компрессора. Таким образом, характеристики компрессора изменяются в сторону

смещения напорных ветвей к меньшим значениям π_k^* и $G_{в.пр}$ при практически неизменных границе газодинамической устойчивости и максимальных значениях КПД [57].

В работе [15] было установлено, что снижение тяги может достигать 2...3% при работе двигателя в условиях влажного климата и высокой температуры среды. Влияние влажности атмосферного воздуха на тягу двигателя реализуется через замещение части воздуха парами воды, что вызывает снижение плотности влажного воздуха по сравнению с сухим и приводит к уменьшению тяги турбореактивного двигателя (ТРД), которая пропорциональна массовому расходу воздуха через двигатель.

Влагосодержание d влияет на физические свойства воздуха: газовую постоянную R , плотность ρ_H , теплоемкость c_p и соответственно, показатель адиабаты k . Водяной пар имеет более высокую газовую постоянную, меньший показатель адиабаты k и примерно вдвое большую теплоемкость. При увеличении d от 0 до 0,05 газовая постоянная влажного воздуха возрастает на ~3%, а показатель адиабаты снижается на ~0,5%. Соответственно теплоемкость воздуха возрастает на 4%, а его плотность снижается на 3%. Практически в такой же степени изменяются свойства продуктов сгорания. Увеличение влажности воздуха d от 0 до 0,05 приводит к снижению тяги ГТД в среднем на 3...4% и увеличению удельного расхода топлива на 4...5% [10, 11].

Сравнив результаты работ [10, 11] и [56], необходимо отметить отсутствие единого подхода в оценке влияния влажности на характеристики ГТД, поскольку представленные данные по влиянию влажности на тягово-экономические характеристики отличаются в 1,5...2,5 раза. Это подтверждает необходимость разработки новых высокоточных методик расчета характеристик ГТД с учетом влияния влажности.

В работе [58] проводилось расчетное исследование по влиянию влажности воздуха на характеристику и запас устойчивости однокаскадного компрессора с умеренным значением π_k^* . Расчет проводился по методике, изложенной в работах

[59, 60]. При этом учитывалось, что при неизменных значениях приведенной скорости λ_u и при пренебрежении изменением показателя адиабаты k , окружная скорость и частота вращения изменяются пропорционально значению $\sqrt{\frac{R_{\text{влажный}}}{R_{\text{сухой}}}}$,

а при неизменном значении относительной плотности тока на входе в компрессор $q(\lambda_v)$ расход воздуха обратно пропорционален этой же величине. Результаты расчета показали, что при работе компрессора на влажном воздухе напорные кривые (при неизменных значениях приведенной частоты вращения $n_{\text{пр}}$) смещаются на меньшие значения π_k^* и $G_{\text{в.пр}}$, но положение границы устойчивой работы при этом остаётся практически неизменным. Максимальные значения КПД компрессора (при каждом $n_{\text{пр}}$) изменяются мало.

1.5 Постановка задач исследования

Проблеме учета влияния эрозионного износа и влажности воздуха на характеристики осевых компрессоров и ГТД, как видно из выше изложенного, уделено особое внимание.

Обзор ранее проведенных исследований свидетельствует о том, что:

- в настоящее время отсутствуют методики, позволяющие в полной мере учесть влияние эрозионного износа на геометрические параметры лопаточных венцов по всему тракту компрессора, а также на характеристики компрессора и ТРДДФ в целом;

- большинство работ по исследованию влияния влажности воздуха на характеристики компрессора основаны на классическом подходе, в котором это влияние рассматривается как изменение приведенной скорости вследствие изменения показателя адиабаты и газовой постоянной. При этом данный подход не обеспечивает полный учет изменения свойства рабочего тела по всему тракту компрессора в результате изменения влагосодержания;

- отсутствуют методики оценки совместного влияния эрозионного износа и

влажности воздуха на характеристики компрессора и ТРДДФ в целом.

Очевидна необходимость разработки новых (современных) частных методик учета влияния эрозионного износа и влажности воздуха на характеристики компрессора, а также комплексных методик оценки влияния этих факторов на характеристики ТРДДФ при эксплуатации в условиях запыленной атмосферы и влажного климата в заданный период наработки.

На рисунке 1.10 представлена структура разрабатываемой методики.



Рисунок 1.10 – Структура методики оценки влияния эрозионного износа и влажности воздуха на характеристики ТРДДФ

Структурные составляющие представленной методики одновременно являются частными задачами, решение которых позволяет достичь поставленной цели настоящего диссертационного исследования.

Выводы по главе 1

1. Рассмотрены особенности эксплуатации ГТД в сложных климатических условиях, в частности, климата Республики Судан.
2. Выполнен обзор опыта эксплуатации ГТД в условиях запыленной атмосферы и предыдущих работ по исследованию влияния эрозионного износа на геометрические и газодинамические параметры компрессора.
3. Проведен обзор работ по оценке влияния влажности атмосферного воздуха на характеристики компрессора и параметры ГТД в целом.
4. На основании анализа научно-технических публикаций установлено, что требуется разработка новых частных методик учета влияния эрозионного износа и влажности воздуха на характеристики компрессора, а также комплексных методик оценки влияния этих факторов на характеристики ТРДДФ при эксплуатации в условиях запыленной атмосферы и повышенной влажности воздуха в заданный период наработки.
5. Сформирована структура разрабатываемой методики. Структурные составляющие одновременно являются частными задачами, решение которых позволяет достичь поставленной цели настоящего диссертационного исследования.

ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭРОЗИОННОГО ИЗНОСА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

2.1 Методика расчета характеристик осевых компрессоров

В настоящее время наиболее универсальные методики расчета характеристик компрессоров базируются на решении фундаментальных уравнений газовой динамики: уравнения сохранения массы (неразрывности), уравнения сохранения импульса (Навье-Стокса), уравнения сохранения энергии. Данные методики реализованы в большом количестве научных и коммерческих программ по моделированию течений и расчету характеристик турбомашин (так называемые CFD-коды – Computational Fluid Dynamics или вычислительная гидродинамика). В России на данный момент практически используются два типа расчетных методов (в зависимости от их происхождения) – это методики, разработанные в государственных научных и образовательных организациях (ЦАГИ, ЦИАМ, МФТИ и др.), и коммерческие программные продукты, представленные зарубежными частными фирмами (ANSYS, Star-CD, NUMECA, FlowER, Fluent и др.).

С помощью указанных CFD-кодов можно осуществлять детальное моделирование течений во всей области межлопаточного канала и получать интегральные характеристики венцов и компрессоров, опираясь только на данные о геометрии объекта исследования и условиях его функционирования.

2.1.1 Численный метод моделирования трехмерного течения в осевых компрессорах

Главная идея, заложенная в получение характеристик осевого компрессора с использованием CFD методов, заключается в проведении вычислительного эксперимента (по аналогии с натурным). В таком вычислительном эксперименте

параметры потока (давление, температура, компоненты скорости и т.д.) определяются расчетным способом путем решения в узлах расчетной сетки трехмерных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу. Осевой компрессор или ступень разбивают на расчетные блоки (в которых строится расчетная сетка), как правило, по своей конфигурации, совпадающие с некоторым объемом пространства вокруг одного лопаточного венца. Это связано с тем, что таким образом проще организовать численную процедуру решения уравнений для чередующихся вращающихся и не вращающихся лопаточных венцов. В простейшем стационарном случае расчета течения в лопаточных машинах газодинамическое взаимодействие между такими блоками осуществляется в осредненной форме по шагу решеток лопаточных венцов (по параметрам потока).

Метод расчета течения на базе решения трехмерных уравнений Навье-Стокса осредненных по Рейнольдсу (Reynolds-averaged Navier–Stokes (RANS)), развитый в программном комплексе «NUMECA Fine/Turbo» базируется на методе конечных объемов со вторым порядком точности [61, 62].

Технологический процесс применения CFD-кода для расчета характеристик лопаточных венцов, ступеней и многоступенчатых осевых компрессоров включает следующие этапы работы:

- предварительная работа с исходными геометрическими данными;
- построение расчетной геометрической модели;
- построение расчетной сетки;
- настройка решателя + выполнение расчета;
- анализ результатов расчета.

Ниже на рисунке 2.1 представлены этапы технологического процесса расчета характеристик компрессоров ГТД с применением современных методов расчета трехмерного течения в турбомашинах (CFD-кода).

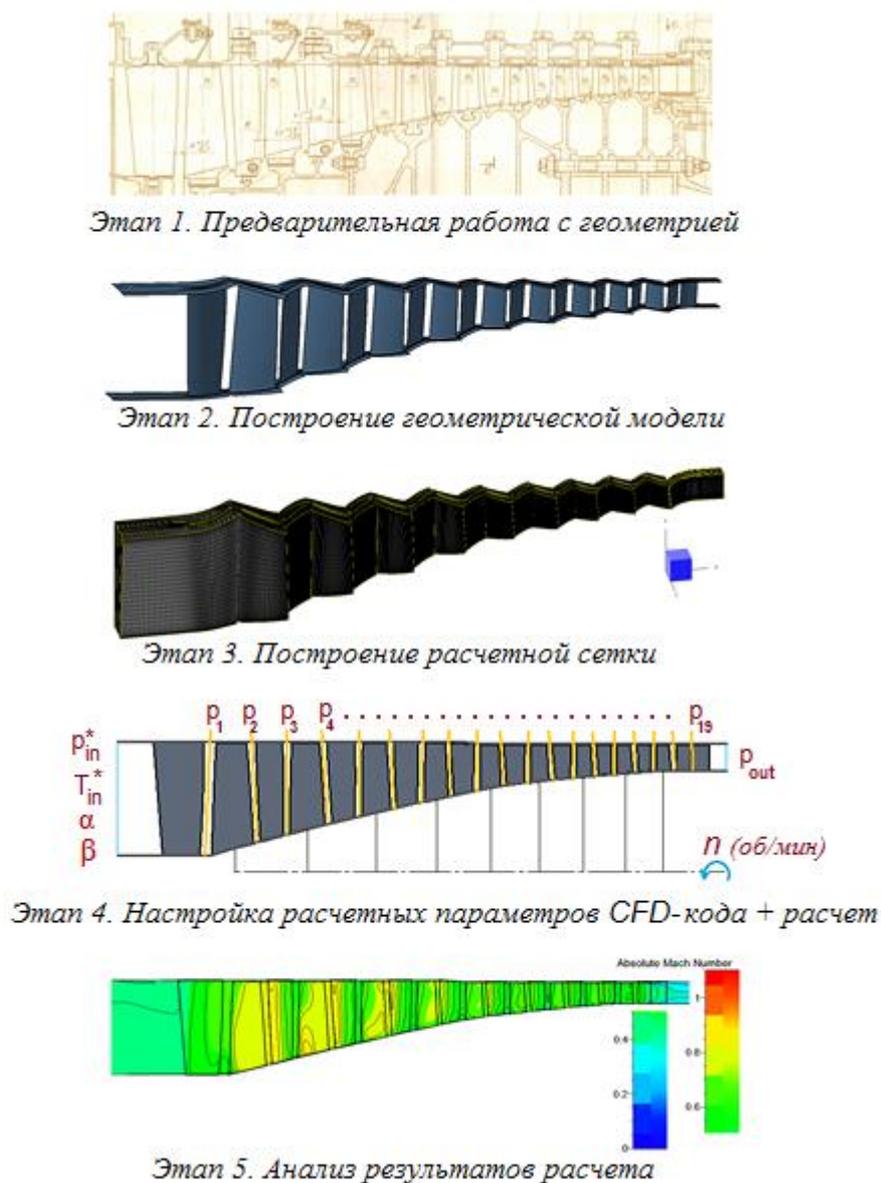


Рисунок 2.1 – Технологический процесс расчета характеристик компрессоров ГТД

А) Предварительная работа с исходными геометрическими данными.

В случае если исходная геометрия компрессора представлена в виде «бумажного» чертежа деталей, требуется её предварительная обработка. Эта процедура заключается в описании поверхности лопаточных венцов в виде задания координат (XYZ – декартова система) линий, образующих поверхность спинки и корыта всех лопаточных венцов компрессора. При этом также задаются координаты (ZR – цилиндрическая система) границы проточной части (втулка, корпус).

Б) Построение расчетной геометрической модели.

Этап построения расчетной геометрической модели заключается в представлении геометрии компрессора в формате удобном для автоматического построения расчетной сетки. Расчетная геометрическая модель, как правило, является существенно упрощенным вариантом реального компрессора. Необходимость увеличения сложности расчетной геометрической модели (может лишить возможности автоматического построения расчетной сетки) определяется содержанием этапа проектирования или задачами, которые ставит перед собой расчетчик.

В данной методике построение геометрических моделей осуществляется путём создания текстовых файлов «*.geomturbo» для лопаточных венцов компрессора.

Создание файлов типа «*.geomturbo» требует определенного порядка, начиная с постановки всех координат сечений отдельных лопаток и границ проточной части (втулка, периферия – Hub, Shroud) в определенной структуре и последовательности. Порядок создания файлов «*.geomturbo» представлен в руководстве пользователя модуля «AutoGrid» [63]. Ниже на рисунке 2.2 представлена структура файла «*.geomturbo».

После первоначального создания файла лопатки (например, в виде текстового файла с разделителями табуляции) требуется изменение его расширения на «*.geomturbo» и тогда, его загрузка возможна с помощью модуля «AutoGrid 4 и 5».

Данный подход представления исходной геометрии через создание файлов «*.geomturbo» является простым и точным способом для построения геометрических моделей лопаток компрессоров, что обеспечивает высокую точность моделирования. В отличие от подходов представления исходной геометрии с помощью САД программ, данный подход обеспечивает возможность изменения геометрических параметров, например, для учета уровня эрозионного износа на лопатках компрессора и т.п.

```

GEOMETRY TURBO VERSION 3.7 ← заголовок файла
hub ← ключевое слово (втулка)
ZR ← система координат
27 ← количество точек
-70 77.2
-65 77.3
.
.
.
193 137.04
shroud ← ключевое слово (корпус)
ZR ← система координат
43 ← количество точек
-70 200
-65 200
.
.
.
193 200
suction ← ключевое слово (спинка)
SECTIONAL ← по сечениям
11 ← количество сечений
#section 1 ← сечение № 1
XYZ ← система координат
56 ← количество точек
86.7356853737771 -9.13061168638856 -0.175614099520466
86.7357383988517 -9.15428682304661 -0.173793788458526
.
.
86.7517253858536 -5.11225330620885 49.2002000356273
#section 2 ← данные сечения № 2
XYZ
56
91.0550003057445 -10.0434780850317 0.22055939486192
.
.
.
91.055000297312 -10.2327629769844 0.348353922947505
pressure ← ключевое слово (корыто)
SECTIONAL ← по сечениям
11 ← количество сечений
#section 1 ← данные сечения № 1
XYZ
59
86.7356853737771 -9.13061168638856 -0.175614099520466
86.7355800775125 -9.09186731036306 -0.171130298711785
.
.
86.7353733248337 -9.03163381179895 -0.147824452725487

```

Рисунок 2.2 – Структура файла «*.geomturbo»

На рисунке 2.3 Представлена геометрическая модель лопаточных венцов многоступенчатого осевого компрессора, построенная с помощью данной методики.

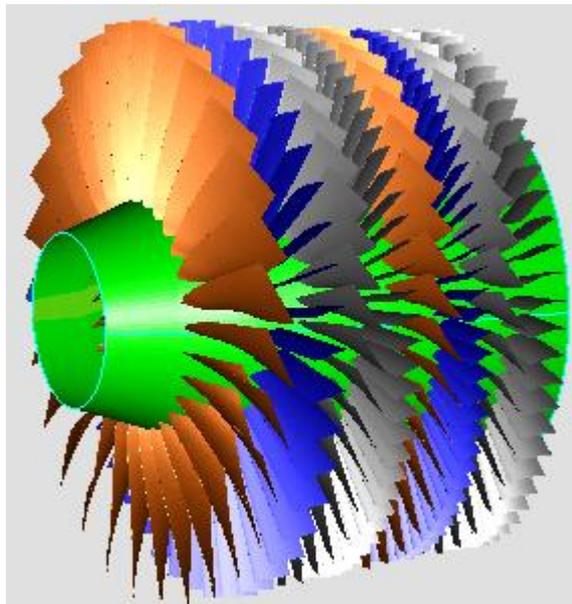


Рисунок 2.3 – Геометрическая модель многоступенчатого осевого компрессора

В) Построение расчетной сетки.

Это один из ключевых этапов, на котором определяется топология расчетной сетки, количество узлов, величина первой ячейки, качество сетки и т.д. Все перечисленные параметры сильно взаимосвязаны с особенностями «решателя» и выбранной моделью турбулентности. При построении сеток немаловажной является абсолютная размерность расчетной сетки (количество узлов), так как она (при неизменных настройках «решателя») определяет требуемое количество оперативной памяти компьютера и соответственно, уровень вычислительной мощности ЭВМ и скорость получения результата.

Построение расчетной сетки (области) для исследования течения в турбомашине в данной работе осуществляется в модуле «*AutoGrid*». Он предназначен для создания качественных расчетных сеток для турбомашин всех основных типов. Его особенностью является возможность построения расчетной сетки для многовенцовых турбомашин (многоступенчатых компрессоров, турбин и т.д.) в рамках одного проекта, а также высокий уровень качества создаваемых сеток при минимальном участии пользователя [64].

В данной работе при построении расчетной сетки исследуемых компрессоров, были использованы два типа топологии сетки – «НО» и «4НО» типа. На рисунках 2.4 и 2.5 показаны примеры распределения ячеек на блоке РК на втулочном и периферийном сечениях при использовании данных топологии сетки.

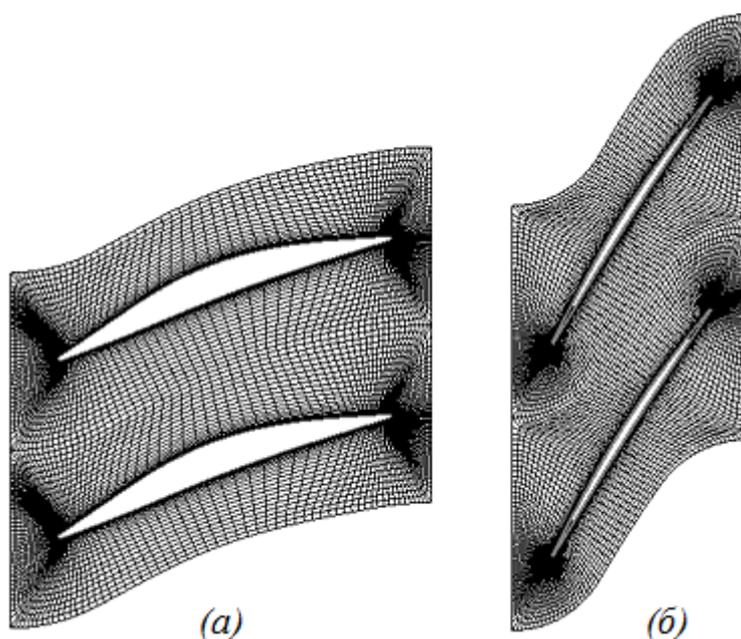


Рисунок 2.4 – Распределения ячеек на блоке РК с топологией «НО»: (а) – на втулочном сечении; (б) – на периферийном сечении

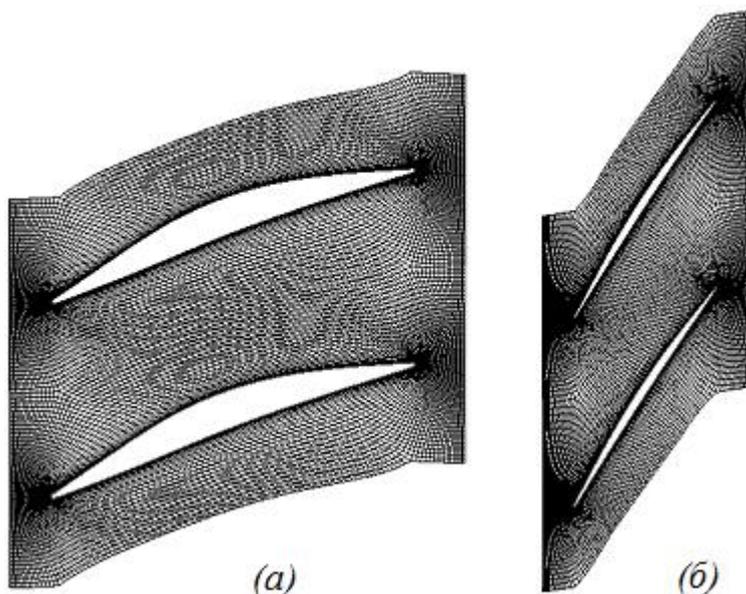


Рисунок 2.5 – Распределения ячеек на блоке РК с топологией «4НО»: (а) – на втулочном сечении; (б) – на периферийном сечении

Г) Настройка решателя + выполнение расчета.

CFD-код или «решатель» - обычно под этим понятием подразумевают законченный численный алгоритм, реализованный в программном коде до исполняемого модуля и предназначенный для решения уравнений Навье-Стокса в форме осреднений по Рейнольдсу с замыкающим уравнением модели турбулентности.

От точности описания турбулентных явлений зависит адекватное определение отрыва пограничного слоя, потерь кинетической энергии в потоке, теплообмена и т.д. В расчетных исследованиях, проведенных в данной работе, использовалась дифференциальная однопараметрическая модель турбулентности Спаларта-Аллмараса (Spalart-Allmaras). При использовании данной модели нужно задать значение турбулентной кинематической вязкости ν_T на входе в расчетную область.

Турбулентная вязкость представляется как [61]:

$$\nu_T = \tilde{\nu} f_{v1}, \quad (2.1)$$

где $\tilde{\nu}$ является турбулентной действующей (рабочей, функциональной) переменной и f_{v1} – функция, определяемая как:

$$f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + c_{v1}^3}, \quad (2.2)$$

где χ – соотношение между турбулентной функциональной переменной \tilde{v} и молекулярной вязкостью ν ,

$$\chi = \frac{\tilde{v}}{\nu}. \quad (2.3)$$

Турбулентная действующая функциональная переменная удовлетворяет условиям уравнения переноса:

$$\frac{\partial \tilde{v}}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla \tilde{v} = \frac{1}{\sigma} \left\{ \nabla \cdot [(\nu + \tilde{\nu}) \nabla \tilde{v}] + c_{b2} (\nabla \tilde{v})^2 \right\} + Q, \quad (2.4)$$

где \vec{V} – вектор скорости;

Q – исходный член;

σ, c_{b2} – константы.

Способ определения исходного члена и константы подробно изложен в руководстве пользователя [61].

Основными достоинствами данной модели турбулентности являются высокая устойчивость и скорость сходимости при численном интегрировании различными вычислительными методами, а также приемлемая точность моделирования явлений отрыва, ламинарно-турбулентного перехода.

Настройка для расчета течения подразумевает выбор рабочего тела (воздух), модели турбулентности, численной схемы, способа взаимодействия (ротатор-статор), постановку начальных и граничных условий расчета и т.д.

Расчет характеристик компрессора (при неизменной геометрии по режимам работы) осуществляется путем изменения граничных условий на выходе и на стенках компрессора. При неизменной частоте вращения, изменяя (увеличивая с заданным шагом до «развала» задачи) статическое давление на выходе компрессора, получаем напорную ветку. Получение характеристики, т.е. набора напорных веток, осуществляется изменением граничных условий (частоты вращения) на вращающихся стенках (блоках) компрессора. Скорость проведения

расчета зависит от задачи исследования и располагаемых вычислительных ресурсов и может варьироваться от нескольких десятков минут до нескольких суток и более.

Д) Анализ результатов расчета.

Завершающим этапом математического моделирования течений является обработка и визуализация результатов расчета. Качественная реализация данного этапа позволяет на основе анализа картины течения и рассчитанных интегральных характеристик сделать выводы о достижении цели исследования или о необходимости корректировки отдельных этапов численного моделирования.

Анализ результатов расчета осуществляется путем:

- интегральных параметров;
- эюр изменения параметров по сечениям;
- векторов скоростей и т.п.;
- картины течения распределения параметров в различных плоскостях и т.д.

2.1.2 Верификация результатов расчета характеристик компрессоров

С помощью данной методики проводилась серия расчетов характеристик отдельных лопаточных венцов, ступеней и многоступенчатых компрессоров современных двигателей. В качестве примера представляем результаты расчетов характеристик ступени осевого компрессора (С-16) и компрессора низкого давления двигателя РД33.

Расчет характеристик ступени и компрессора был проведен при следующих условиях:

- рабочее тело – идеальный газ (воздух);
- течение – стационарное;
- модель течения – уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу;
- модель турбулентности – Spalart-Allmaras;
- граничные условия на входе – равномерные поля полного давления и полной температуры, соответствующие стандартным атмосферным условиям;

- граничное условие на выходе – задаваемое осреднённое статическое давление;

- общее количество узлов расчетной сетки – С-16: $1,3 \cdot 10^6$; КНД: $7,4 \cdot 10^6$.

А) Расчет характеристик ступени осевого компрессора (С-16)

Ступень С-16 является осевой высоконагруженной компрессорной ступенью. Ниже на рисунках 2.6 и 2.7 показаны геометрическая модель проточной части ступени и её расчетная сетка, а в таблице 2.1 приведены её основные проектные данные и некоторые геометрические параметры.



Рисунок 2.6 – Геометрическая модель проточной части ступени С-16

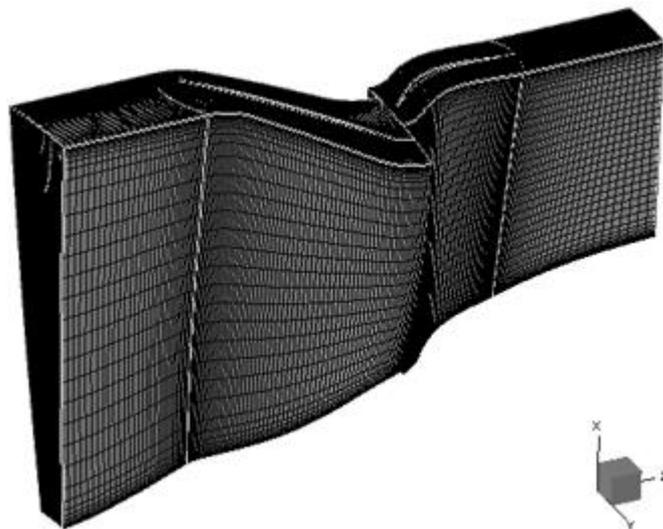
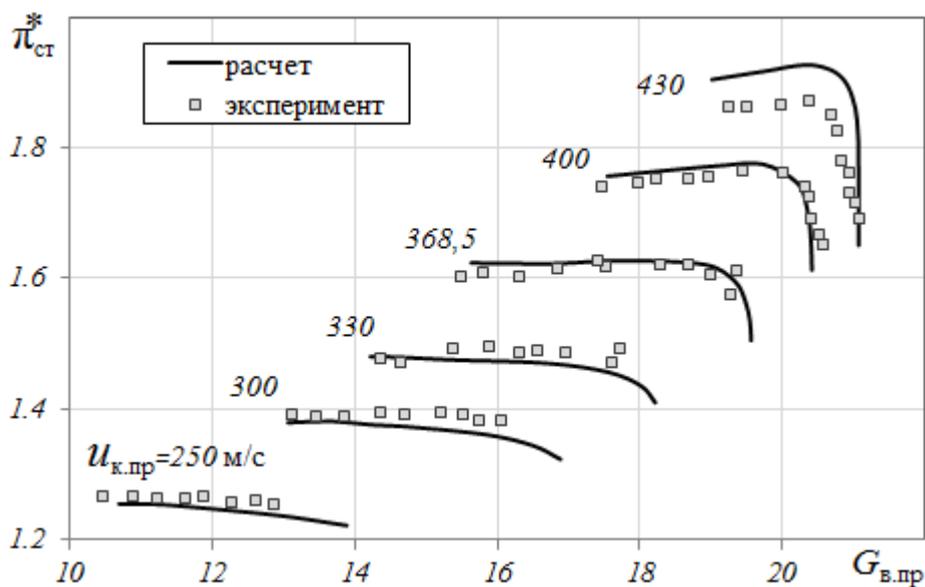
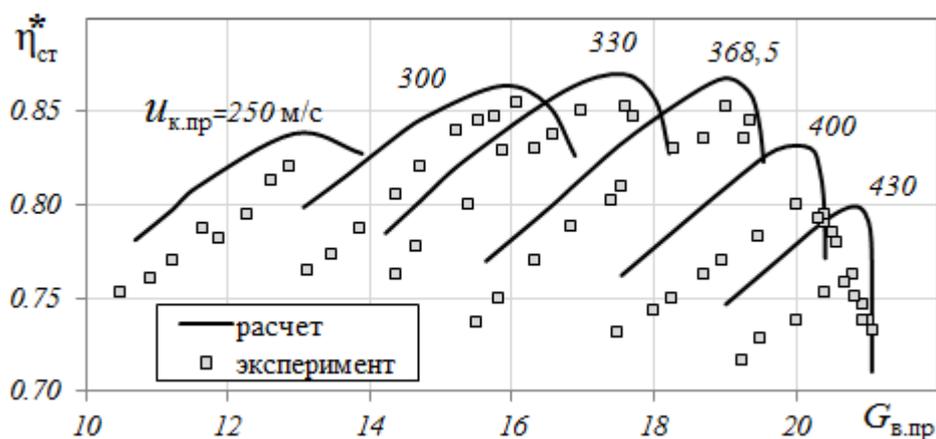


Рисунок 2.7 – Расчетная сетка ступени С-16

Таблица 2.1 – Основные данные ступени С-16

Количество лопаток	37 (РК) , 60 (НА)
Частота вращения (n)	20530 об/мин
Относительный диаметр втулки на входе	0,46
Относительный диаметр втулки на выходе	0,64
Хорда на среднем радиусе рабочего колеса	56,4 мм
Высота лопатки рабочего колеса (средняя)	97,5 мм
Расход воздуха	21,1 кг/с
Окружная скорость конца лопатки	430 м/с
Степень повышения давления в ступени ($\pi_{ст}^*$)	1,88

Для оценки адекватности расчета характеристик осевых ступеней по представленной методике был проведен расчет характеристики ступени С-16 с радиальным зазором 0,3 мм. Результаты расчета, представлены на рисунках 2.8 и 2.9 в сравнении с экспериментальными данными.

Рисунок 2.8 – Сравнение $\pi_{ст}^*$ с экспериментальными даннымиРисунок 2.9 – Сравнение $\eta_{ст}^*$ с экспериментальными данными

Как видно, результаты расчета в качественном отношении хорошо согласуются с результатами эксперимента: характер протекания напорных кривых и кривых зависимости КПД ступени от приведенной окружной скорости и расхода воздуха, их расположение по $G_{в.пр}$ практически совпадают. Однако экспериментальные значения КПД ступени оказались заметно ниже расчетных, что возможно, связано с погрешностями эксперимента, так как полученные в расчете значения КПД вполне достижимы для ступени с такой нагруженностью и таким значением $u_{к.пр}$. Во всяком случае, результаты расчета характеристик данной ступени, полученные с помощью программы NUMECA Fine/Turbo, можно считать достоверными (со средней погрешностью 1,5...3%).

Б) Расчет характеристики компрессора низкого давления двигателя РД33

Данный компрессор является осевым, нерегулируемым, четырёхступенчатым. Ниже на рисунках 2.10 и 2.11 соответственно, показаны геометрическая модель проточной части компрессора и его расчетная сетка, а в таблице 2.2 приведены некоторые его основные расчетные данные.

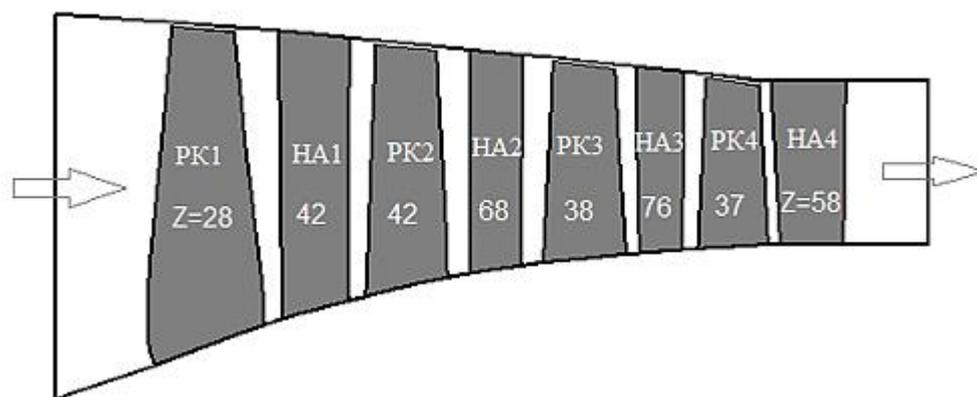


Рисунок 2.10 – Геометрическая модель проточной части КНД

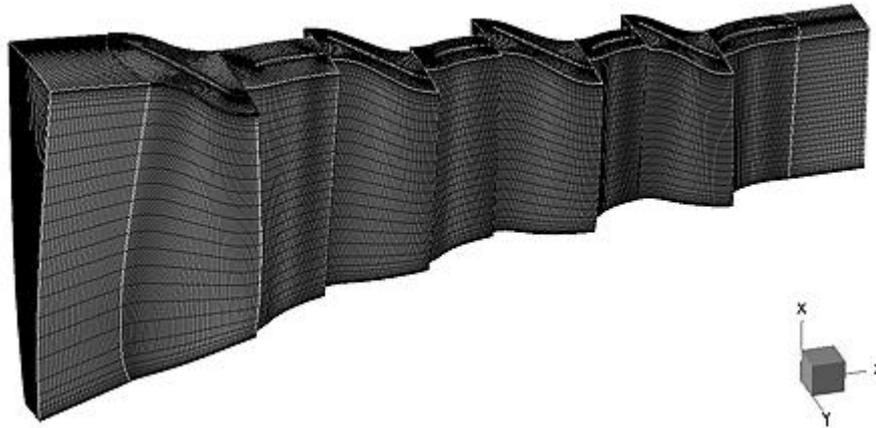


Рисунок 2.11 – Расчетная сетка КНД

Таблица 2.2 – Основные данные КНД

Степень повышения давления π_k^*	3,12
Расход воздуха $G_{в.пр}$	76,5 кг/с
Коэффициент полезного действия η_k^*	0,82
Относительный диаметр втулки I ступени	0,435
Относительный диаметр втулки IV ступени	0,667
Частота вращения ($n_{пр} = 100\%$)	11000 об/мин
Окружная скорость конца рабочей лопатки I ступени	425 м/с

Для оценки адекватности расчетов характеристик многоступенчатых осевых компрессоров по данной методике был проведен расчет характеристики компрессора низкого давления двигателя РД33 при радиальном зазоре 0,5 мм. Результаты расчета, представлены на рисунках 2.12 и 2.13 в сравнении с экспериментальными данными.

Приведенные результаты расчета показывают, что наблюдается качественная сходимость характеристики компрессора с экспериментальными данными во всем диапазоне приведенных частот вращения со средней погрешностью 1...2,5%.

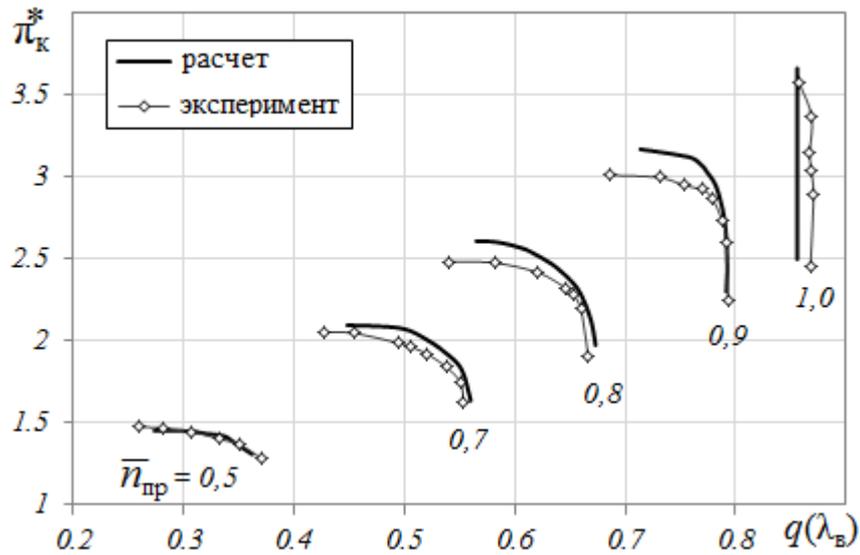


Рисунок 2.12 – Сравнение напорных кривых компрессора с экспериментальными данными

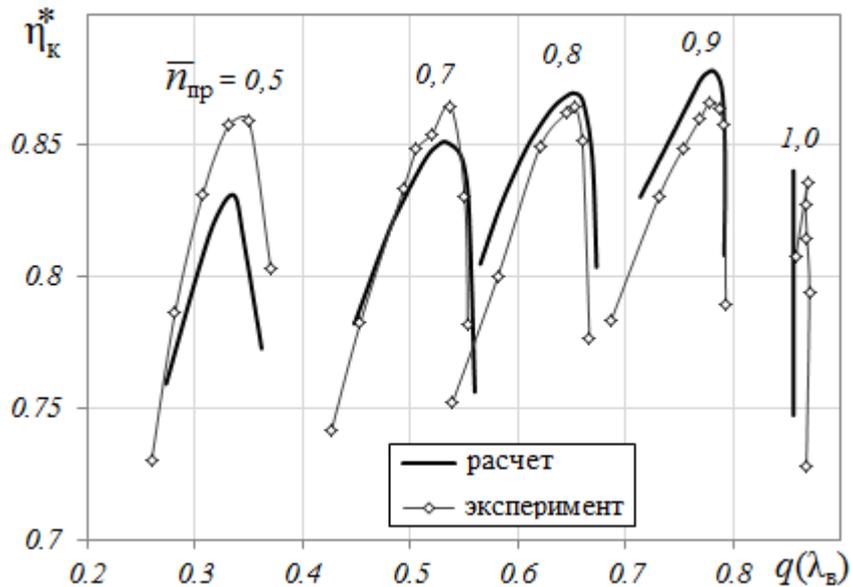


Рисунок 2.13 – Сравнение КПД компрессора с экспериментальными данными

Таким образом, результаты расчетов характеристик ступени С-16 и КНД двигателя РД33 свидетельствуют о том, что полученные с помощью данной методики результаты расчетов характеристик компрессоров можно считать достоверными, а сама методика применима для расчета характеристик любых осевых компрессоров.

2.2 Исследование влияния радиального зазора на характеристики осевого компрессора

Как было установлено в первой главе, увеличение радиального зазора является одним из основных последствий эрозионного износа. Поэтому в данной работе проводилось исследование влияния радиального зазора на характеристики изолированной ступени осевого компрессора (С-16), КНД и КВД двигателя РДЗЗ-2С [65, 66, 67, 68].

2.2.1 Влияние радиального зазора на характеристики ступени С-16

Для оценки влияния значения радиального зазора на характеристики осевых ступеней в данной работе проводились расчеты характеристик высоконагруженной ступени осевого компрессора (С-16) при радиальных зазорах $\Delta r = 0; 0,3; 0,6$ и $0,9$ мм. Результаты расчетов представлены ниже на рисунках 2.14 и 2.15.

Как видно, увеличение радиального зазора приводит к снижению $\pi_{ст}^*$ и $\eta_{ст}^*$, однако это снижение непропорционально величине зазора. При малом зазоре (0,3 мм) значения $\pi_{ст}^*$ и $\eta_{ст}^*$ остаются почти такими же, как и при отсутствии зазора, и только при дальнейшем его увеличении их значения существенно снижаются, что, в общем, соответствует имеющимся экспериментальным данным [69 и др.].

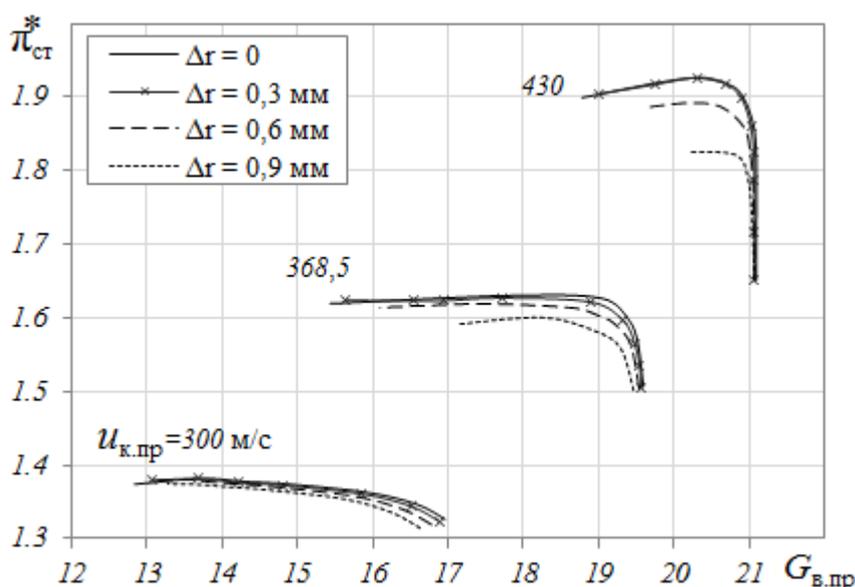


Рисунок 2.14 – Влияние радиального зазора на $\pi_{ст}^*$

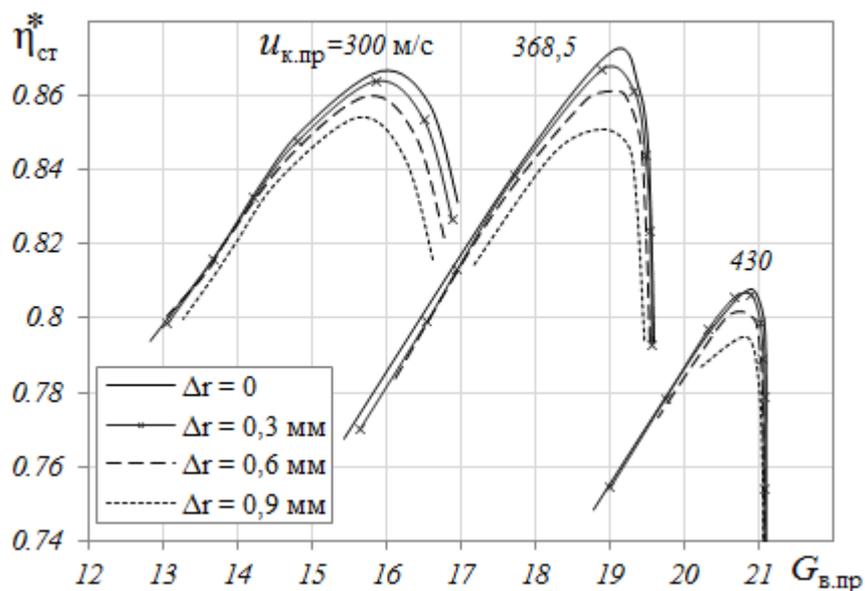


Рисунок 2.15 – Влияние радиального зазора на $\eta_{ст}^*$

Увеличение относительного радиального зазора ($\bar{\Delta r} = \frac{\Delta r}{h}$) на 0,9% приводит к уменьшению $\eta_{ст}^*$ на 1,7...2%, что примерно соответствует результатам других источников [70, 71 и др.].

Для анализа изменения характера течения воздуха в ступени при увеличении радиального зазора, на рисунках 2.16 и 2.17 представлены картины течения воздуха в точках максимального КПД и точках границы устойчивой работы (ГУР) при $u_{к.пр} = 368,5$ м/с.

На режиме работы ступени ближе к максимальному КПД, течение в лопаточном венце происходит с минимальными потерями, особенно при отсутствии зазора, но наличие даже небольшого зазора формирует концевой вихрь, приводящий к дополнительным потерям. Дальнейшее увеличение зазора сопровождается ростом размера вихря, и соответственно потерь в нем (рисунок 2.16).

При работе ступени ближе к ГУР (при дросселировании ступени), отсутствие радиального зазора приводит к возникновению большой отрывной зоны на спинке лопатки. Наличие небольшого зазора ($\Delta r = 0,3$ мм) обеспечивает

нормальное перетекание воздуха через зазор и соответственно ликвидируется отрывная зона, однако возникает вихревое течение у торцов лопаток РК. Дальнейшее увеличение радиального зазора приводит к увеличению размера вихря, что проявляется в виде низкоскоростной зоны в межлопаточных каналах (рисунок 2.17, б).

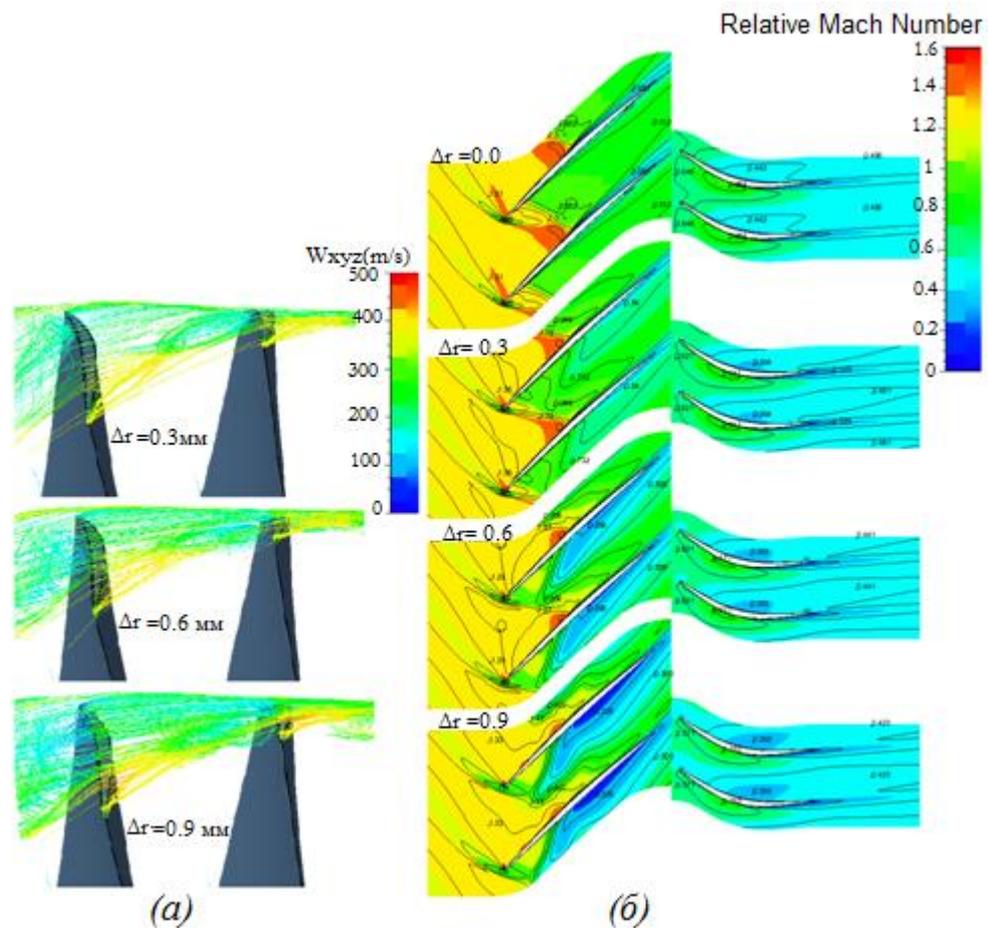


Рисунок 2.16 – Влияние радиального зазора на характер течения: (а) – образование вихрей у торцов лопаток РК; (б) – распределение чисел Маха в плоскости решеток на 98% высоты лопаток в точках макс. $\eta_{\text{ст}}^*$ при $u_{\text{к.пр}} = 368,5 \text{ м/с}$

При отсутствии радиального зазора (или при малом зазоре) на спинке НА также возникает отрывная зона, сопровождающаяся дополнительными потерями. С увеличением зазора отрыв на спинке лопаток НА уменьшается в результате уменьшения углов выхода потока из РК.

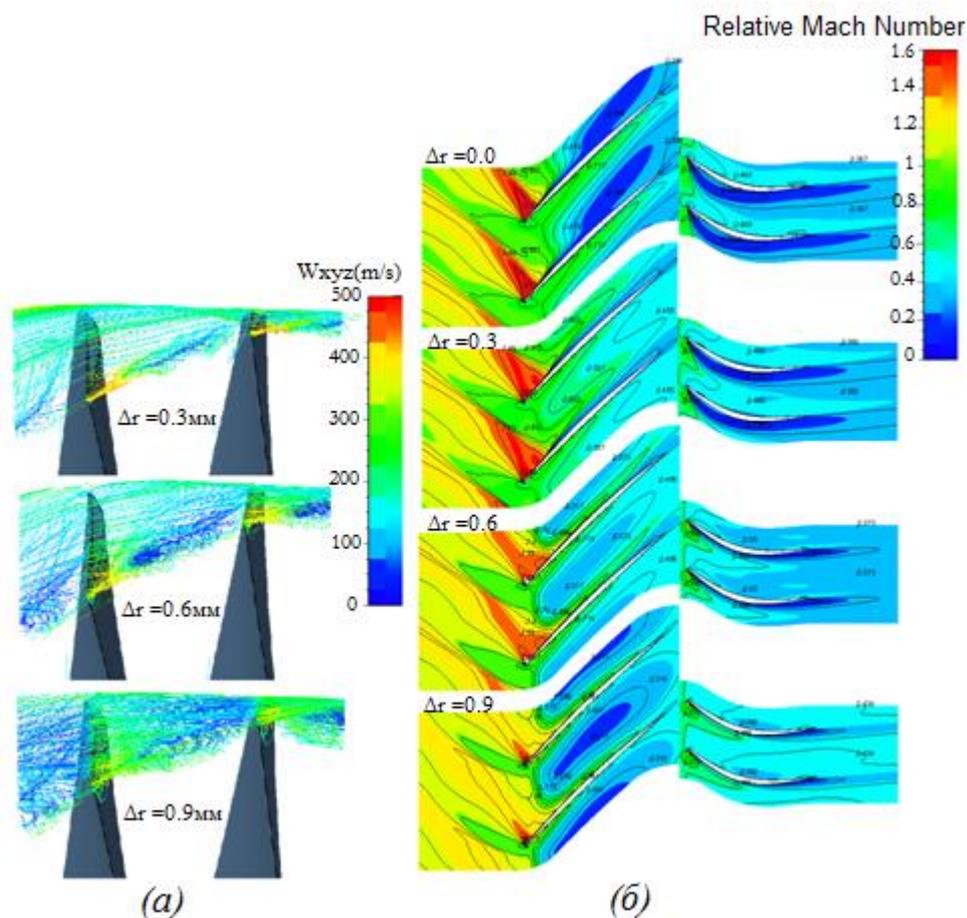


Рисунок 2.17 – Влияние радиального зазора на характер течения (а) – образование вихрей у торцов лопаток РК; (б) – распределение чисел Маха в плоскости решеток на 96% высоты лопаток в точках ГУР при $u_{к.пр} = 368,5$ м/с

Для оценки влияния радиального зазора на границу устойчивой работы ступени проанализируем зависимость значений коэффициента расхода на границе

устойчивости $\bar{c}_{a \min} = \frac{c_{1a \min}}{u_k}$ от $u_{к.пр}$ при различных значениях радиального зазора.

На рисунке 2.18 показано полученное расчетом влияние величины радиального зазора (Δr) на зависимость $\bar{c}_{a \min}$ от $u_{к.пр}$ для ступени С-16.

Как видно, увеличение радиального зазора ведет к существенному увеличению $\bar{c}_{a \min}$ по всему диапазону $u_{к.пр}$, т.е. к уменьшению диапазона устойчивой работы ступени (по \bar{c}_a), но при этом отрицательное влияние увеличения зазора становится всё меньше по мере снижения $u_{к.пр}$.

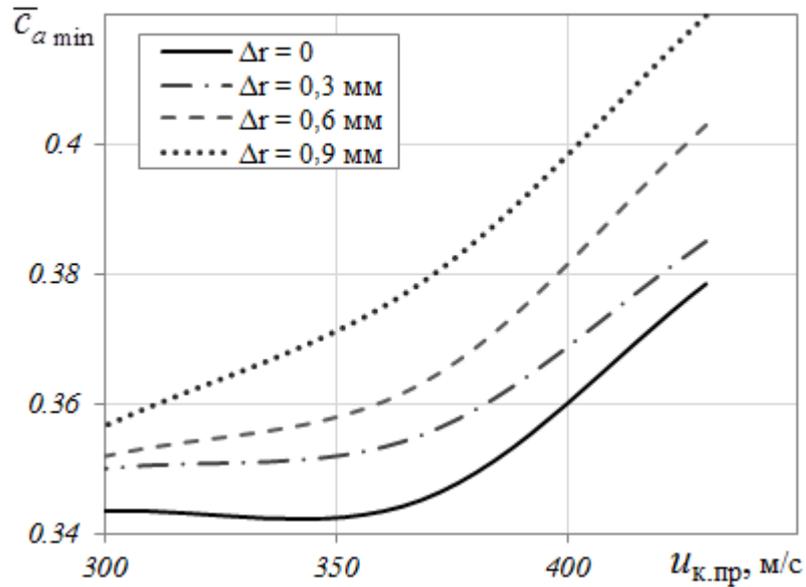


Рисунок 2.18 – Влияние радиального зазора на $\bar{c}_{a \min}$ при различных значениях $u_{к.пр}$

2.2.2 Влияние радиального зазора на характеристики КНД двигателя РД33

Для исследования влияния изменения радиального зазора на характеристики КНД двигателя РД33, были проведены расчеты при различных значениях радиального зазора $\Delta r = 0,5; 1,0$ и $1,5$ мм, для РК всех ступеней. Результаты расчетов представлены на рисунках 2.19 и 2.20.

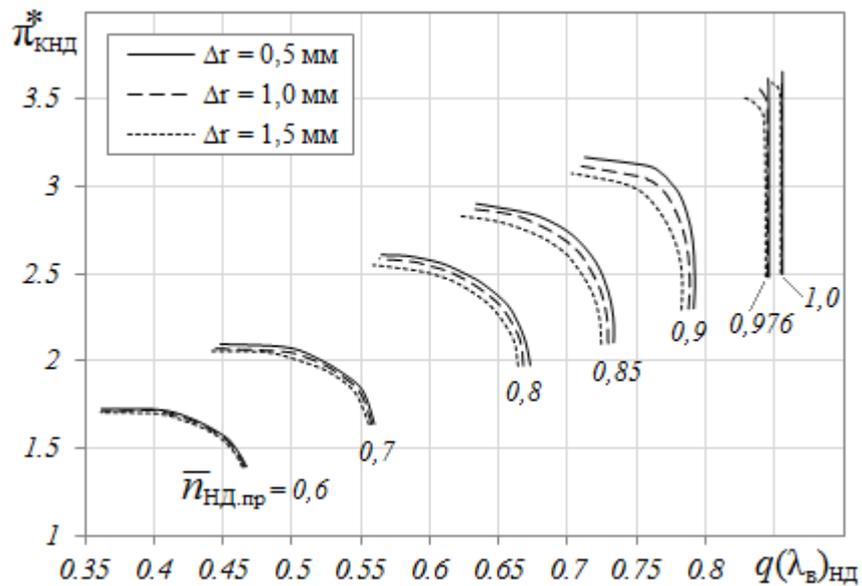


Рисунок 2.19 – Влияние радиального зазора на положение напорных кривых КНД

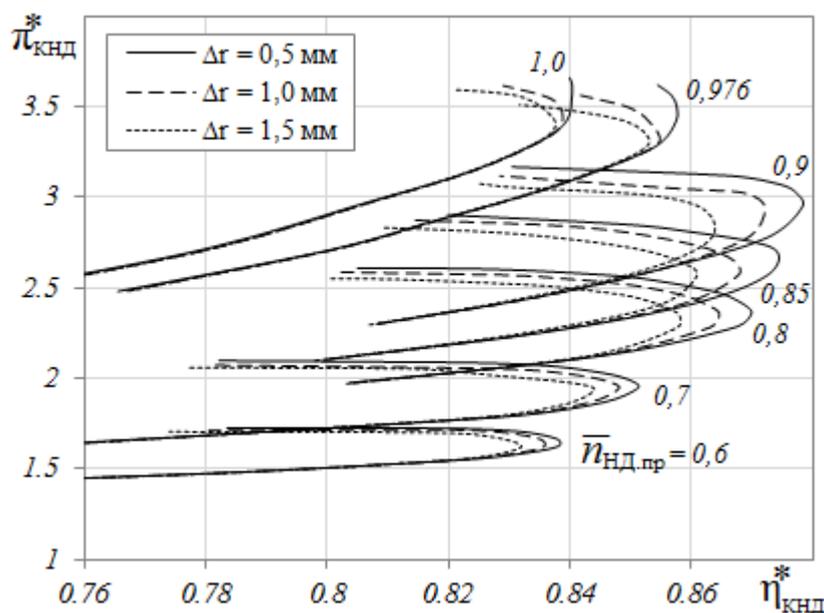


Рисунок 2.20 – Влияние радиального зазора на зависимость $\pi_{кнд}^*$ от $\eta_{кнд}^*$

Как видно из представленных графиков, увеличение радиального зазора оказывает негативное влияние на $\pi_{к}^*$ и $\eta_{к}^*$ компрессора. Этот факт был установлен также в ряде других работ [37, 72, 73 и др.]. Со снижением $\bar{n}_{пр}$ негативное влияние зазора на характеристики компрессора постепенно уменьшается.

Результаты также показали, что увеличение зазора приводит к перемещению границы устойчивой работы КНД в сторону уменьшения запаса газодинамической устойчивости ΔK_y .

На рисунке 2.21 (в качестве примера) показан характер течения в межлопаточных каналах КНД вблизи радиального зазора (на 97% высоты лопаток). Видно, что с увеличением зазора увеличиваются зоны, указывающие на положение вихрей, и соответственно увеличиваются потери на вихреобразование и дополнительные концевые потери, приводящие в первую очередь к снижению КПД компрессора.

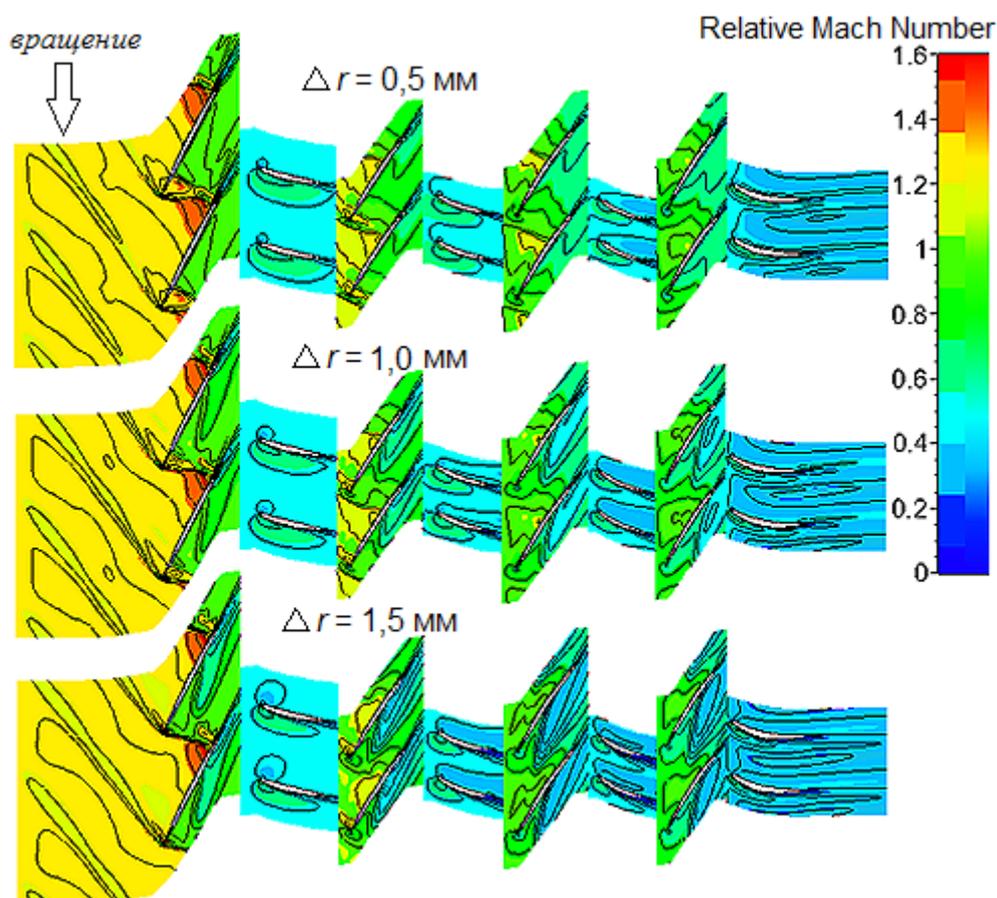


Рисунок 2.21 – Распределение относительного числа Маха в межлопаточных каналах КНД на 97% от высоты лопаток в точках максимального $\eta_{\text{КНД}}^*$ при $\bar{n}_{\text{нд.пр}} = 0,9$

2.2.3 Влияние величины и формы радиального зазора на характеристики КВД двигателя РДЗЗ

Для оценки влияния величины и формы радиального зазора на характеристики осевых компрессоров были проведены расчеты характеристик КВД двигателя РДЗЗ при двух величинах зазора (0,3 и 0,5 мм) для РК всех ступеней компрессора (рисунок 2.22,а и 2.22,б), а также при таком же изменении величины зазора и изменении его формы в соответствии с рисунком 2.22,в.

В таблице 2.3 показаны принятые в расчетах величины радиального зазора у передних и задних кромок РК ступеней компрессора. При этом в средней части лопаток РК всех ступеней было принято значение зазора 0,5 мм.

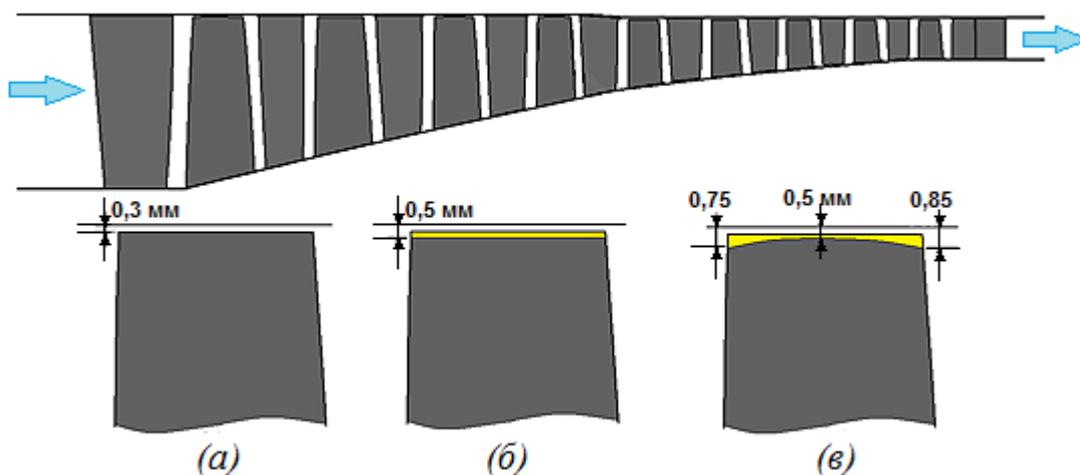


Рисунок 2.22 – Форма проточной части КВД и примеры исследуемых значений радиального зазора: (а) – зазор 0,3 мм; (б) – зазор 0,5 мм; (в) – увеличенный зазор 4-го РК с изменённой формой

Таблица 2.3 – Значения радиальных зазоров у кромок лопаток РК

№ ступени	1	2	3	4	5	6	7	8	9
зазор у передней кромки (мм)	0,67	0,55	0,74	0,75	0,59	0,73	0,7	0,64	0,67
зазор у задней кромки (мм)	0,82	0,55	0,73	0,85	0,63	0,84	0,71	0,64	0,7

На рисунках 2.23 и 2.24 представлены результаты расчетов при двух величинах радиального зазора (0,3 и 0,5 мм) и зазоре, форма которого соответствует рисунку 2.22,в. (резкое снижение π_k^* и $q(\lambda_v)$ при переходе от $\bar{n}_{пр} = 0,85$ к $\bar{n}_{пр} = 0,80$ связано с прикрытием ВНА и НА в двух первых ступенях).

Результаты показали, что увеличение зазора приводит к уменьшению максимальных значений π_k^* при всех значениях $\bar{n}_{пр}$, но со снижением $\bar{n}_{пр}$ данный эффект постепенно уменьшается.

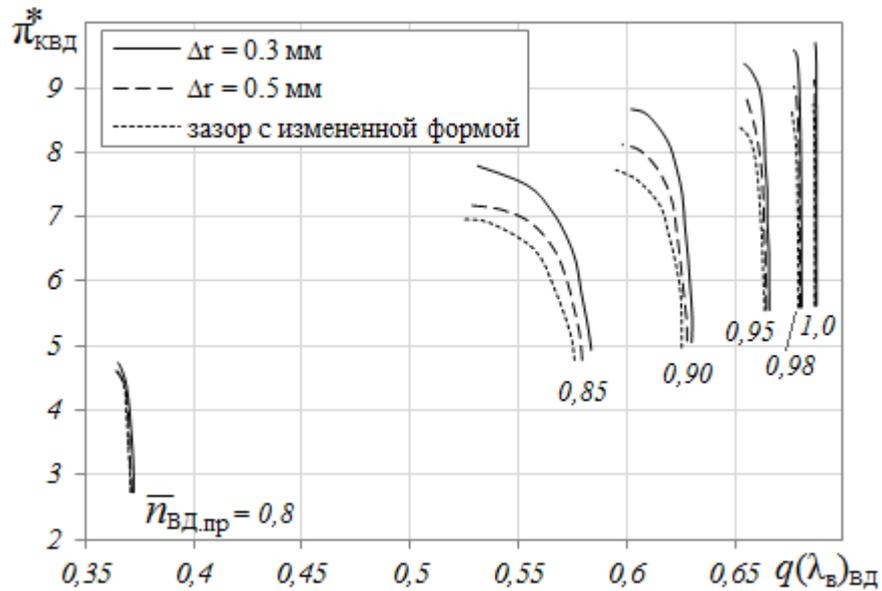


Рисунок 2.23 – Влияние радиального зазора на положение напорных кривых КВД

Изменение зазора привело также к уменьшению $q(\lambda_{в})$ и максимальных значений $\eta_{к}^*$, но это влияние остановится более существенным при работе компрессора ближе к диапазону наиболее высоких значений КПД (при $\bar{n}_{пр} = 0,85 - 0,95$).

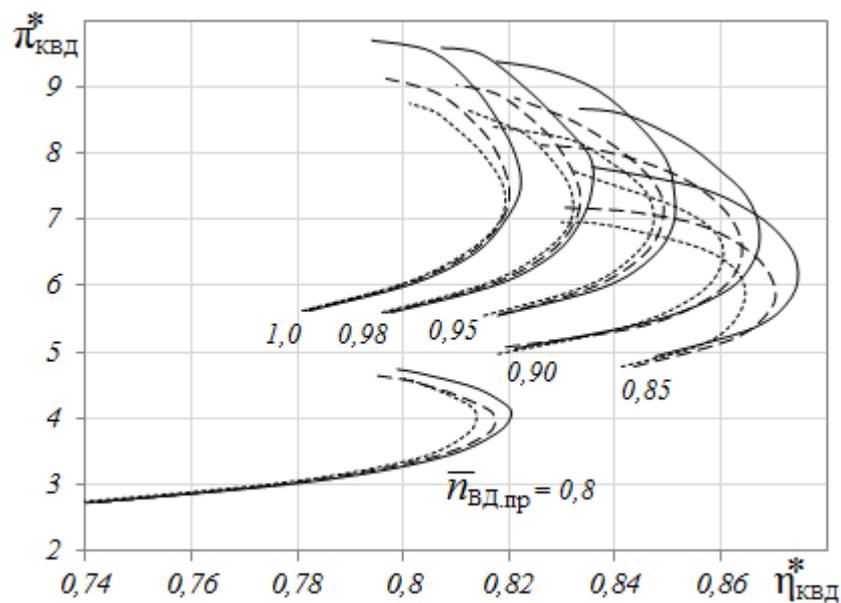


Рисунок 2.24 – Влияние радиального зазора на зависимость $\pi_{КВД}^*$ от $\eta_{КВД}^*$

На рисунке 2.25 показано изменение характера течения в межлопаточных каналах КВД (на 90% от высоты лопаток) в результате изменения радиального зазора, в точках со значением $\pi_{к}^* \approx 8,4$ при $\bar{n}_{пр} = 0,95$.

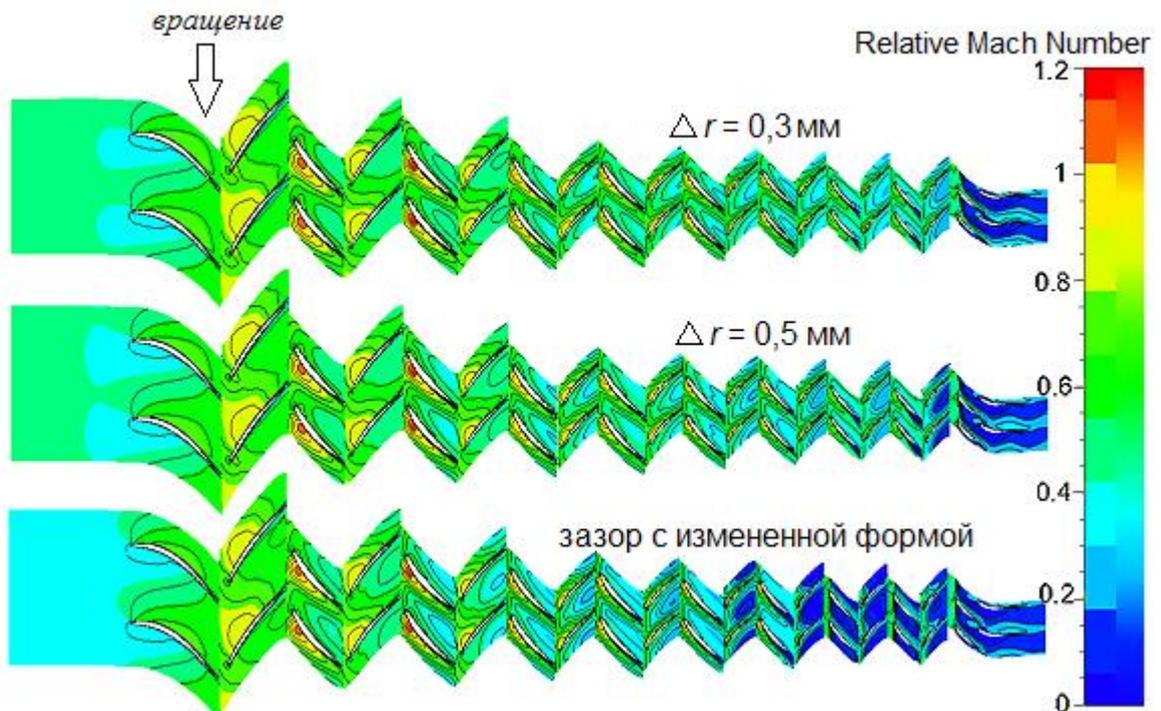


Рисунок 2.25 – Изменение характера течения в межлопаточных каналах КВД в результате изменения радиального зазора

Картины течения показывают также, что изменение зазора приводит к возникновению отрывных зон в последних ступенях и увеличению их размеров.

2.3 Методика оценки влияния эрозионного износа на характеристики осевых компрессоров

Опыт эксплуатации показал, что уровень и характер эрозионного износа зависит от многих факторов, в числе которых наиболее значимыми являются:

- материал лопаток;
- особенности геометрической формы лопатки и её положение в компрессоре;
- концентрация и состав пыли.

В данной методике учет влияния эрозионного износа на характеристики осевых компрессоров рассматривался как следствие изменения величины и формы радиального зазора, и геометрических параметров профилей лопаток в периферийной части.

Исходными данными при применении разработанной методики являются результаты измерения геометрических параметров проточной части компрессора на текущее время наработки.

2.3.1 Изменение геометрических параметров компрессора в результате эрозионного износа

2.3.1.1 Изменение геометрических параметров профилей лопаток

В работе предложен новый подход для моделирования характера изменения геометрических параметров профилей лопаток в результате эрозионного износа. Для реализации вычислительного эксперимента проводилась дискретизация сечений поверхности лопатки и разделение точек на спинке (С) и корыте (К) условно на 4 множества: C_1 , K_1 – множества точек спинки и корыта с абсциссой, имеющей отрицательное значение; C_2 , K_2 – множества точек спинки и корыта с абсциссой, имеющей положительное значение. Точка начала координат совпадает с центром тяжести сечения лопатки. Схема дискретизации представлена на рисунке 2.26.

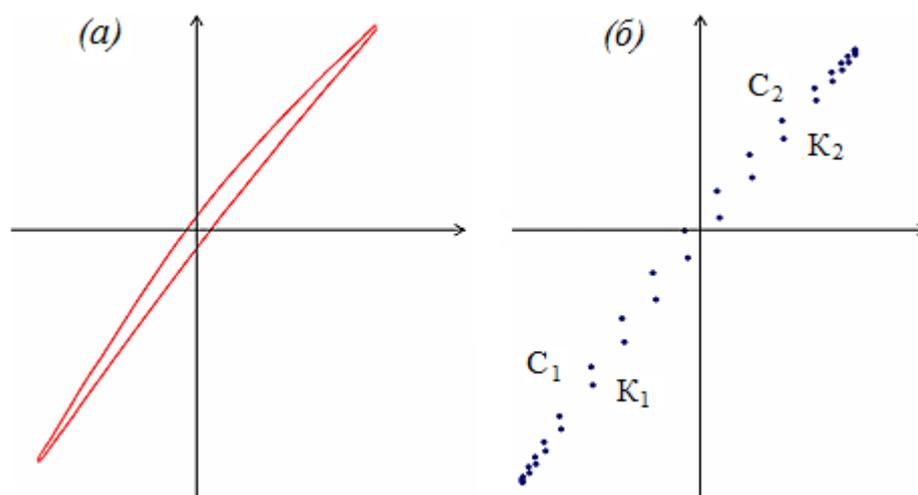


Рисунок 2.26 – Схема сечения лопатки

(а) – дискретизируемая схема; (б) – схема множеством точек

Перемещение каждой i -той точки поверхности лопатки при её износе происходит по нормали к её поверхности. Вертикальная составляющая этого

перемещения, например, на участке C_2 равна $\Delta_i \cos \beta_i$, где β – угол наклона поверхности лопатки в данной точке к оси x .

Основными формулами для перемещения (пересчета) координат каждого множества точек профиля рабочей лопатки при эрозионном износе являются:

$$C_1: \left. \begin{aligned} y_{\text{эп}i} &= y_{i-1} + \Delta_{i-1} \cos \beta_i, \\ x_{\text{эп}i} &= x_{i-1} - S_i(y_{\text{эп}i} - y_{i-1}); \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

$$C_2: \left. \begin{aligned} y_{\text{эп}i} &= y_i - \Delta_i \cos \beta_i, \\ x_{\text{эп}i} &= x_i + S_i(y_i - y_{\text{эп}i}); \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

$$K_1: \left. \begin{aligned} y_{\text{эп}i} &= y_{i-1} - \Delta_{i-1} \cos \beta_i, \\ x_{\text{эп}i} &= x_{i-1} - S_i(y_{\text{эп}i} - y_{i-1}); \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

$$K_2: \left. \begin{aligned} y_{\text{эп}i} &= y_i + \Delta_i \cos \beta_i, \\ x_{\text{эп}i} &= x_i + S_i(y_i - y_{\text{эп}i}), \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

$$\text{где} \left. \begin{aligned} S_i &= \left(\frac{y_i - y_{i-1}}{x_i - x_{i-1}} \right); \\ \beta_i &= \arctg(S_i); \\ \Delta_i &= d_j x_i \pm \delta t ; \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

x_i, y_i – координаты i -той точки на поверхности сечения лопатки (начиная с центра в направлении кромок);

$x_{\text{эп}i}, y_{\text{эп}i}$ – координаты точки на поверхности сечения лопатки с эрозионным износом (пример их определения для участка C_2 показан на рисунке 2.27);

δt – вертикальное уменьшение толщины профиля в центре (для C_1, K_1 имеет знак (-), а для C_2, K_2 знак (+));

$d_j, j = 1 \dots 4$ – варьируемые коэффициенты, определяемые формой износа на лопатке для каждой части профиля (C_1, C_2, K_1, K_2) в зависимости от его положения по радиусу (обратно пропорциональны расстоянию до периферии).

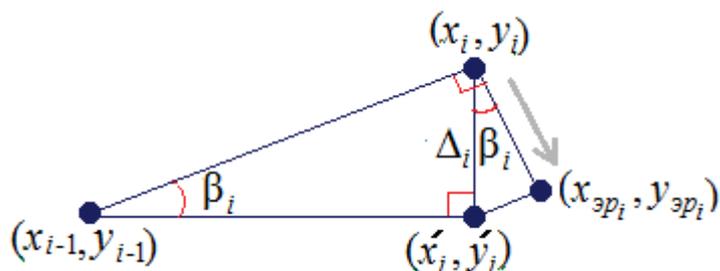


Рисунок 2.27 – Пример перемещения точки на поверхности профиля при износе на участке C_2

Множества точек, образующих линии спинки и корыта пересекаются после перемещения под острым углом на передней и задней кромках. Затем происходит определение радиусов и координат центров скругления следующим образом:

- координаты центра скругления:

$$x_{ц} = \frac{x_{n_c} + x_{m_k}}{2}; \quad y_{ц} = \frac{y_{n_c} + y_{m_k}}{2}; \quad (2.10)$$

- радиус скругления:

$$r = \frac{\sqrt{(x_{n_c} - x_{m_k})^2 + (y_{n_c} - y_{m_k})^2}}{2}, \quad (2.11)$$

где x_{n_c}, y_{n_c} – координаты последней точки на поверхности спинки до пересечения;

x_{m_k}, y_{m_k} – координаты последней точки на поверхности корыта до пересечения.

После соединения поверхностей спинки и корыта с передней и задней кромками требуется удаление лишних точек (за пределами пересечения) и, в итоге, образуется изношенный профиль. Процедура проводится для всех профилей периферийной части лопатки, в результате чего определяется геометрическая форма лопатки после износа. На рисунке 2.28 представлен пример изменения профиля на периферийной части лопатки РК после эрозионного износа.

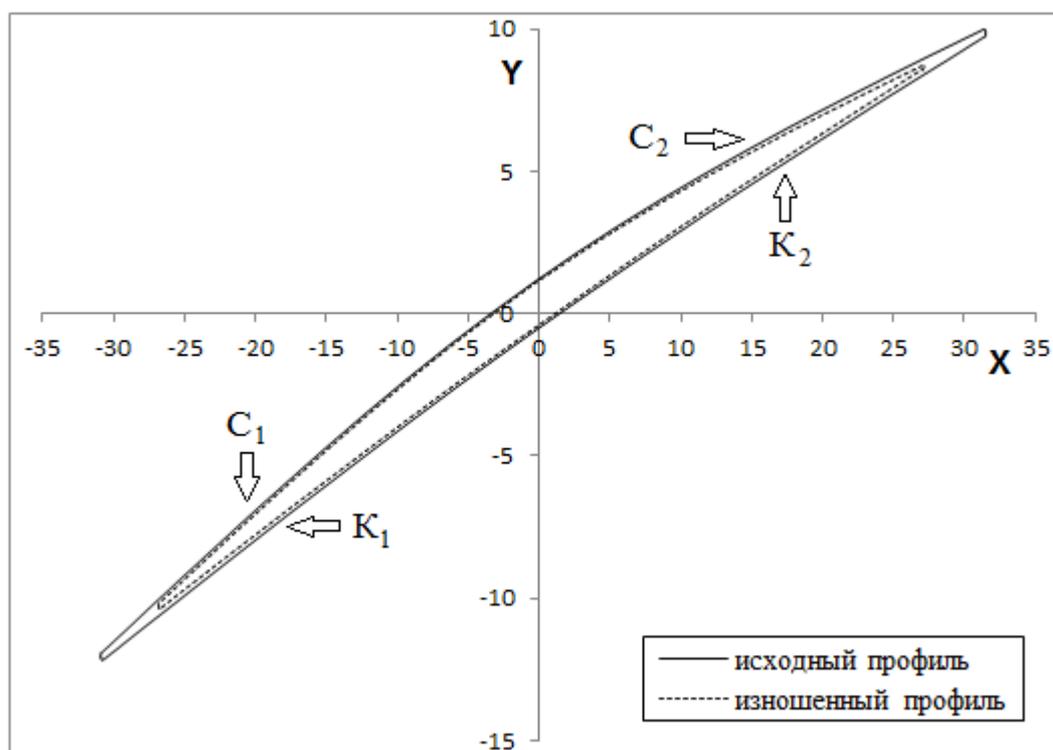


Рисунок 2.28 – Пример изменения сечения профиля на периферийной части лопатки РК

Предлагаемый подход удобен и точен для моделирования характера изменения геометрических параметров профилей лопаток в результате эрозионного износа.

2.3.1.2 Изменение радиального зазора

В зависимости от вышеуказанных факторов изменяются величина радиального зазора, и форма периферийной части лопаток. Анализ ранее проведенных исследований [8, 46 и др.] показал, что уровень износа вблизи передних и задних кромок лопатки больше чем в середине хорды лопатки. Для изменения радиального зазора (и его формы) в программном комплексе NUMECA Fine/Turbo в модуле «Autogrid» существует опция изменения радиального зазора. Координаты измененного зазора описываются в отдельном файле, что обеспечивает моделирование произвольного характера изменения зазора.

На рисунке 2.29 показана периферийная часть лопатки РК с измененным радиальным зазором после эрозионного износа. Как видно, радиальный зазор

меняется в разной степени вдоль хорды, т.е. самый минимальный зазор Δr_2 имеется на середине хорды, а на передней и задней кромках $\Delta r_1 \neq \Delta r_3$.

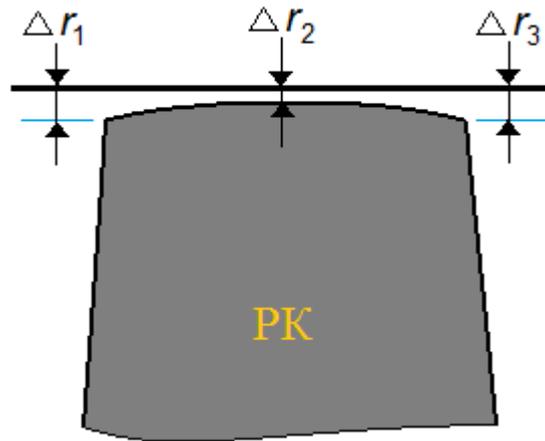


Рисунок 2.29 – Геометрическая модель лопатки РК с изменённым радиальным зазором после износа

Для полного учета влияния эрозионного износа на геометрические параметры лопаток РК проводится объединение основных последствий износа (изменение профилей сечений лопатки и радиального зазора), как показано на рисунке 2.30.

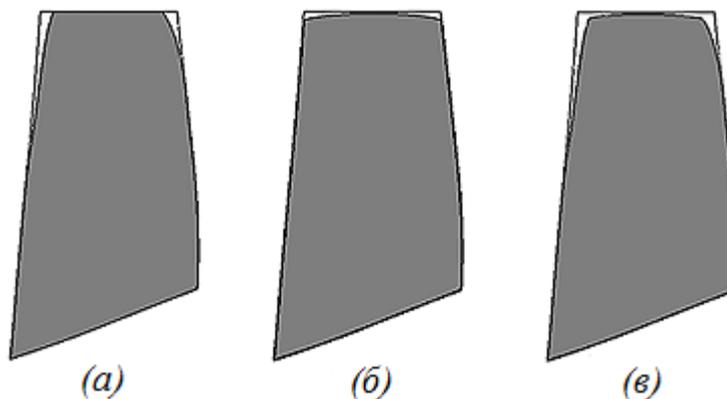


Рисунок 2.30 – Геометрическая модель лопатки РК с деформацией периферийной части:
 (а) – изменение хорды и толщины; (б) – изменение только радиального зазора;
 (в) – общее изменение в результате эрозионного износа

Данный подход точен и удобен для моделирования любой формы износа лопаточных венцов, а также дает возможность исследования отдельного влияния каждого из последствий эрозионного износа на характеристики компрессора (например, исследование влияния радиального зазора без учета изменения геометрических параметров профилей лопаток и наоборот).

2.3.1.3 Учет влияния эрозионного износа на геометрические параметры многоступенчатых осевых компрессоров

На основании выше указанного подхода была разработана программа (на языке Fortran-90) для учета эрозионного износа лопаточных венцов многоступенчатых осевых компрессоров ГТД. Программа работает с файлами (текстовый формат) геометрии, определяет геометрические параметры профилей лопаток РК и НА в зависимости от информации об уровне износа по лопаточным венцам, задаваемой пользователем через файл с исходными данными, описывающими уровень износа каждого лопаточного венца.

В результате программа формирует файлы геометрических моделей компрессора и отдельных лопаток (с расширением «*.geomturbo») с учетом эрозионного износа. На рисунках 2.31 и 2.32 представлены результаты работы программы, демонстрирующие изменение геометрических параметров лопаточных венцов КНД и КВД двигателя РД33-2С.

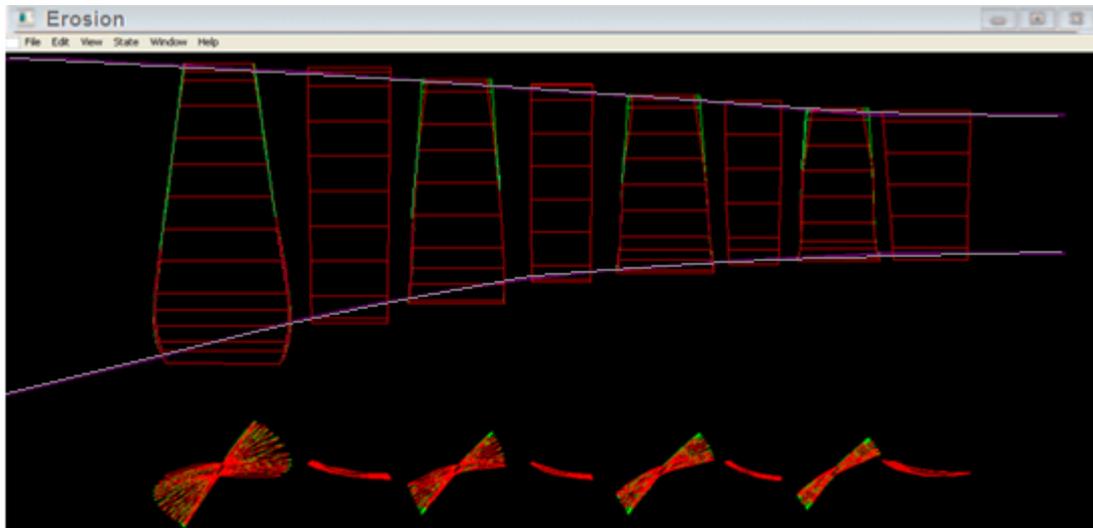


Рисунок 2.31 – Пример изменения геометрических параметров лопаток КНД

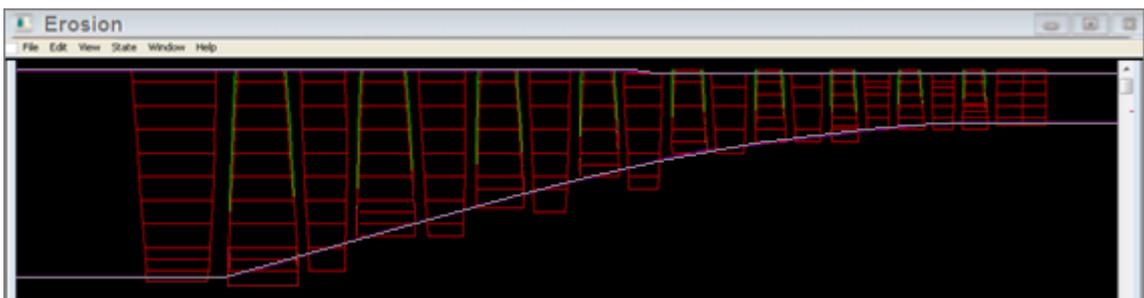


Рисунок 2.32 – Пример изменения геометрических параметров лопаток КВД

На рисунке 2.33 схематично показана методика оценки влияния эрозионного износа на характеристики компрессора с применением программы изменения геометрических параметров компрессора и программного комплекса NUMECA Fine/Turbo.

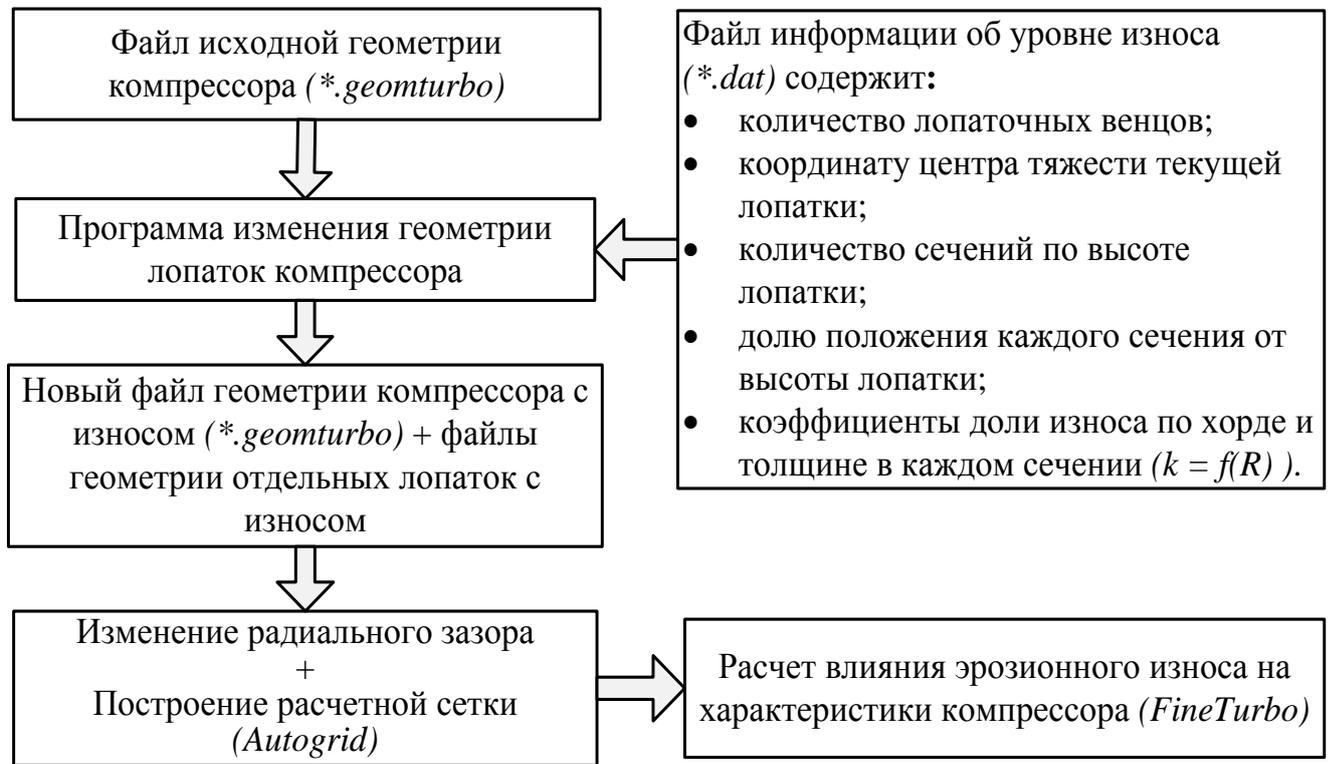


Рисунок 2.33 – Методика оценки влияния эрозионного износа на характеристики осевого компрессора

2.3.2 Исследование влияния эрозионного износа на характеристики ступени осевого компрессора

Для исследования влияния эрозионного износа (и его отдельных последствий) на характеристики ступени компрессора проводилось изменение формы лопатки РК ступени С-16 в результате эрозионного износа с помощью разработанной методики. Ниже на рисунке 2.34 показана геометрическая модель РК ступени С-16 с учетом характера износа в сравнении с износом реальной аналогичной лопатки.

При данном характере износа хорда в периферийной части уменьшилась на 10...15%, а радиальный зазор увеличился на 1,3% от высоты лопатки РК (на передней и задней кромках) и на 0,3% в средней части хорды.

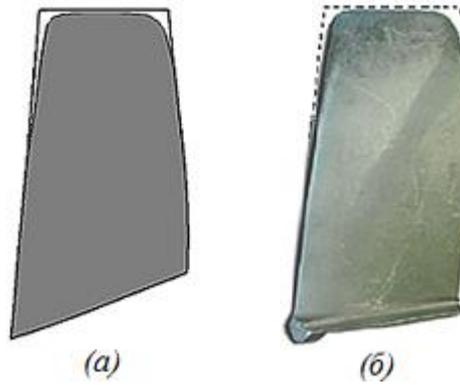


Рисунок 2.34 – Пример характера износа на лопатке РК: (а) – Геометрическая модель РК ступени С-16 с учетом износа; (б) – износ реальной аналогичной лопатки

С помощью методики расчета характеристик осевых компрессоров, излагаемой в начале данного раздела, проводилась серия расчетов характеристик данной ступени при исходном состоянии и при влиянии эрозионного износа и его отдельных последствий на геометрические параметры лопаток РК [74]. Результаты расчетов представлены на рисунках 2.35 и 2.36.

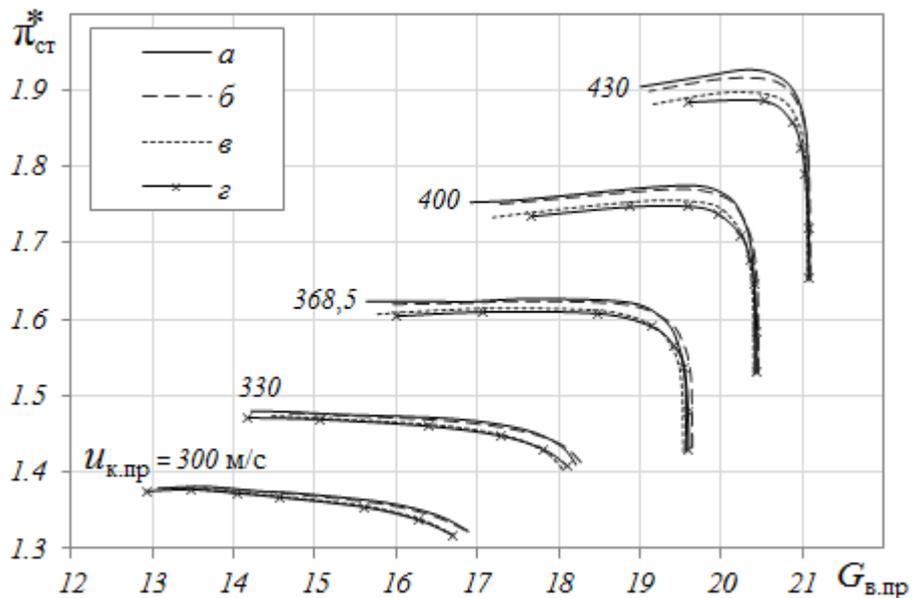


Рисунок 2.35 – Влияние эрозионного износа и его отдельных последствий на напорные кривые ступени: (а) – исходное состояние; (б) – уменьшение хорды и толщины; (в) – увеличение радиального зазора; (г) – суммарное влияние износа

Как видно из рисунка 2.35 все последствия эрозионного износа приводят к снижению максимальных значений $\pi_{ст}^*$, а также к уменьшению диапазона устойчивой работы ступени, особенно при больших значениях $U_{к.пр}$. Со снижением

$u_{к.пр}$ влияние последствий эрозионного износа на максимальные значения $\eta_{ст}^*$ уменьшается и постепенно исчезает при значениях $u_{к.пр}$, меньших 300 м/с.

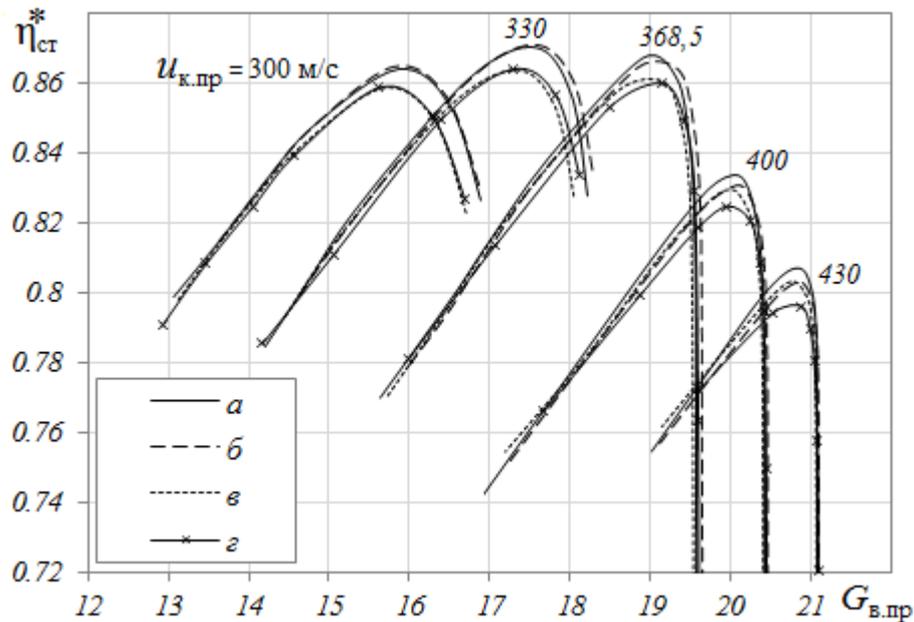


Рисунок 2.36 – Влияние эрозионного износа и его отдельных последствий на $\eta_{ст}^*$:
 (а) – исходное состояние; (б) – уменьшение хорды и толщины; (в) – увеличение радиального зазора; (г) – суммарное влияние износа

Расчеты также показали, что максимальные значения приведенного расхода воздуха немного увеличиваются при уменьшении хорды и толщины профилей лопаток РК (без изменения зазора) за счет увеличения площади поперечного сечения межлопаточного канала.

Из рисунка 2.36 видно, что все последствия эрозионного износа приводят к уменьшению максимальных значений $\eta_{ст}^*$ во всем исследованном диапазоне $u_{к.пр}$. Однако, при пониженных значениях приведенной окружной скорости лопаток РК, меньших $u_{к.пр} \approx 330$ м/с, изменение геометрических параметров профилей лопаток РК (уменьшение хорды, толщины и т.д.) привело к небольшому увеличению максимальных значений КПД трансзвуковой ступени.

На рисунке 2.37 показано распределение местных значений π^* и η^* по радиусу за РК при $u_{к.пр} = 368,5$ м/с и максимальных значениях $\eta_{ст}^*$.

Видно, что последствия эрозионного износа отрицательно влияют на местные значения π^* и η^* именно в периферийной части РК. Однако в районе среднего радиуса проточной части ступени изменение структуры течения при суммарном влиянии эрозионного износа (и при отдельном увеличении радиального зазора) привело даже к некоторому увеличению местных значений η^* .

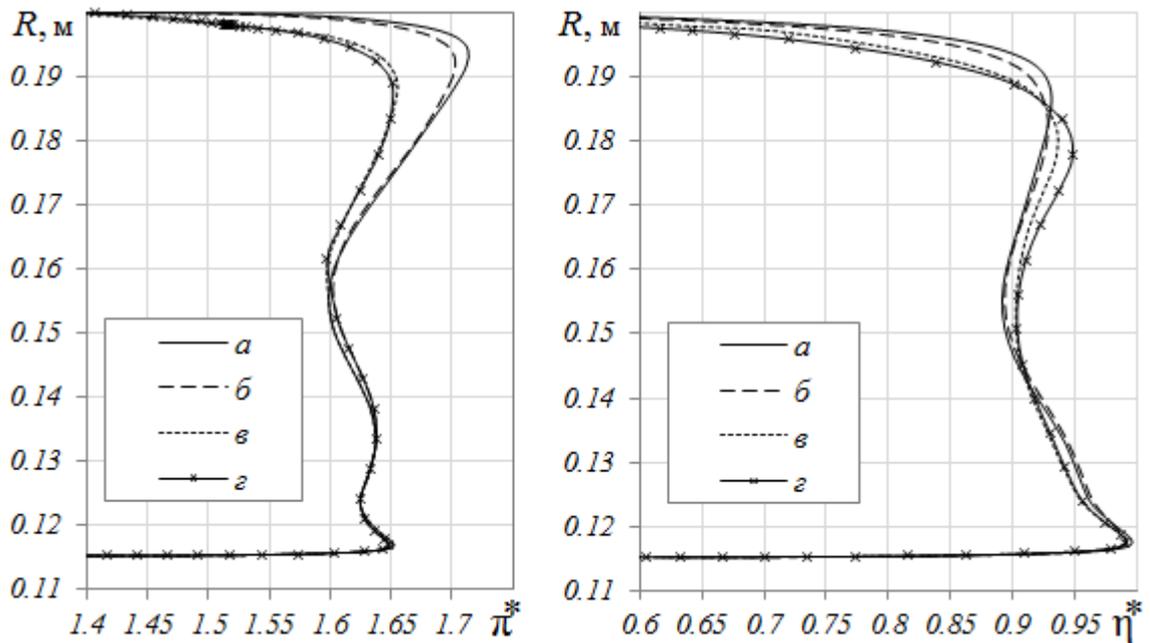


Рисунок 2.37 – Изменение π^* и η^* по радиусу за РК: (а) – исходное состояние; (б) – уменьшение хорды и толщины; (в) – увеличение радиального зазора; (г) – суммарное влияние износа

На рисунке 2.38 показано распределение относительного числа Маха в межлопаточных каналах на 97 % высоты лопаток при $u_{к.пр} = 368,5$ м/с и максимальных значениях $\eta_{ст}^*$.

Как показано на рисунке 2.38, при исходном состоянии лопаток в точках, близких к максимальному значению КПД, течение в лопаточном венце происходит с минимальными потерями.

При изменении только параметров профилей (уменьшении хорды и толщины) течение в лопаточном венце РК почти не отличается от течения при исходном состоянии, но из-за небольшого увеличения расхода за РК в зоне корыта лопаток НА увеличивается размер отрывной зоны, что может привести к небольшому уменьшению максимального КПД.

В результате увеличения радиального зазора образуется концевой вихрь, приводящий к дополнительным потерям и соответственно уменьшению КПД ступени. В данном случае характер течения в лопаточном венце ближе к характеру течения при учете суммарного влияния эрозионного износа.

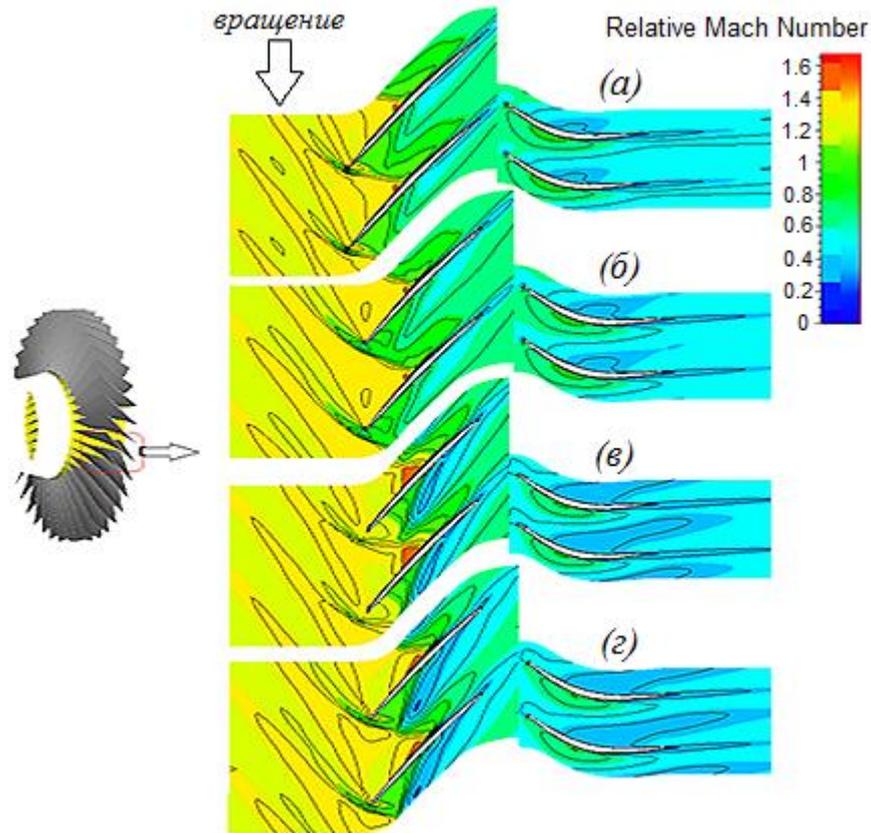


Рисунок 2.38 – Распределение относительного числа Маха в межлопаточных каналах на 97 % высоты лопаток в точка максимума $\eta_{ст}^*$ при $u_{к.пр} = 368,5$ м/с: (а) – исходное состояние; (б) – уменьшение хорды и толщины; (в) – увеличение радиального зазора; (г) – суммарное влияние износа

2.3.3 Исследование влияния эрозионного износа на характеристики КНД и КВД ТРДДФ

С помощью разработанной методики учета влияния эрозионного износа на характеристики осевых компрессоров были проведены расчеты характеристик КНД и КВД двигателя РД33-2С при их исходном состоянии и с учетом эрозионного износа лопаток РК всех ступеней.

В данной работе закономерность изменения эрозионного износа лопаток РК по ступеням КНД и КВД была задана на основании результатов работы [46], так как двигатель F100-PW-100 по конструкции и параметрам рабочего процесса

сопоставим с двигателем РД33 (эрозионный износ лопаток НА в двигателе F100-PW практически не наблюдался).

В таблицах 2.4 и 2.5 представлены принятые в расчетах значения относительного уменьшения хорды (Δb) в периферийной части лопаток РК и величины радиального зазора у передней (Δr_1) и задней (Δr_2) кромок по ступеням КНД и КВД. При этом в средней части лопаток РК всех ступеней КНД было принято значение зазора 1 мм, а для КВД 0,6 мм. Исходное значение радиального зазора было принято равным 0,5 мм для КНД и КВД. На рисунках 2.39 и 2.40 показаны геометрические модели проточной части КНД и КВД с учетом эрозионного износа лопаток РК по их лопаточным венцам.

Таблица 2.4 – Изменение хорды и радиальных зазоров у кромок лопаток РК КНД

№ ступени	1	2	3	4
$\Delta b, \%$	5,3	6,8	8,3	9,7
$\Delta r_1, \text{мм}$	1,81	1,84	2,1	2,23
$\Delta r_2, \text{мм}$	1,92	2,0	2,18	2,41

Таблица 2.5 – Изменение хорды и радиальных зазоров у кромок лопаток РК КВД

№ ступени	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\Delta b, \%$	4,3	4,9	5,4	6,1	6,7	7,4	8,3	9,5	11,1
$\Delta r_1, \text{мм}$	0,79	0,69	1,07	1,09	0,75	1,04	0,84	0,73	0,79
$\Delta r_2, \text{мм}$	1,04	0,68	1,04	1,28	0,78	1,4	0,86	0,73	0,84

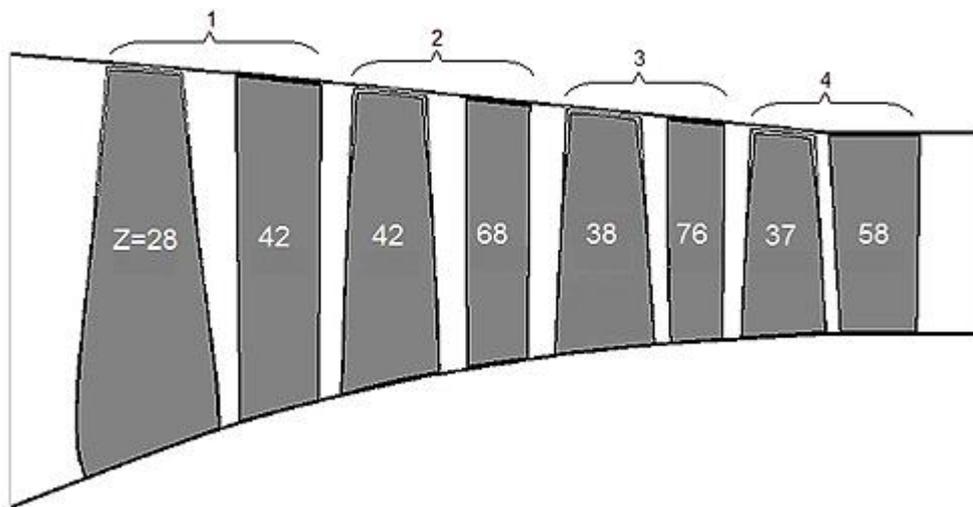


Рисунок 2.39 – Геометрическая модель КНД двигателя РД33 с предполагаемым характером эрозионного износа

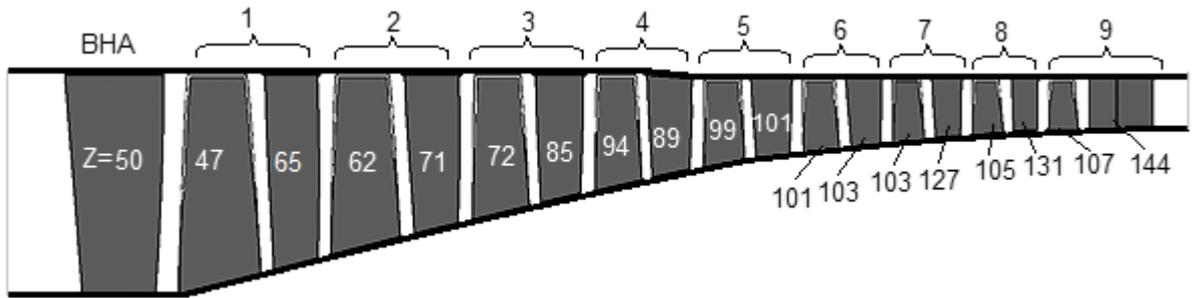


Рисунок 2.40 – Геометрическая модель КВД двигателя РД33 с предполагаемым характером эрозионного износа

На рисунке 2.41 (в качестве примера) показана трехмерная геометрическая модель лопатки РК 9-ой ступени КВД двигателя РД33-2С с учетом износа в сравнении с реальным характером износа лопаток РК 9-ой ступени КВД двигателя F100-PW-100.

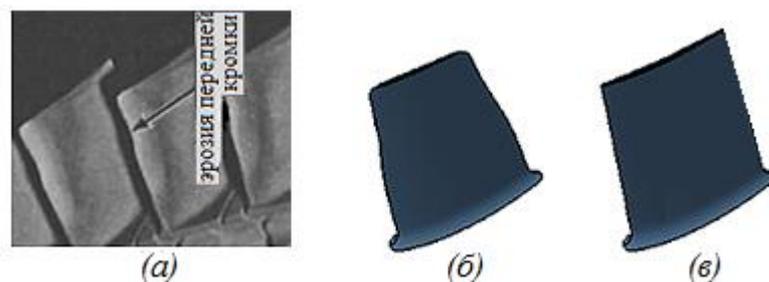


Рисунок 2.41– Визуальное сравнение типичного характера износа: (а) – износ лопаток РК 9-ой ступени КВД F100-PW; (б) – геометрическая модель изношенной лопатки РК 9-ой ступени КВД РД33; (в) – геометрическая модель исходной лопатки РК

Результаты расчетов представлены на рисунках 2.42–2.45 в виде зависимости степени повышения давления каскадов компрессора π_k^* от относительной плотности тока на входе в них $q(\lambda_v)$ и их КПД η_k^* при различных значениях относительной приведенной частоты вращения $\bar{n}_{пр}$ [75].

Из представленных на рисунках 2.42 и 2.44 результатов расчетов следует, что влияние эрозионного износа проявляется в снижении значений π_k^* и $q(\lambda_v)$ каскадов компрессора (напорные кривые смещаются влево и вниз), а также приводит к смещению положения границы устойчивости их работы.

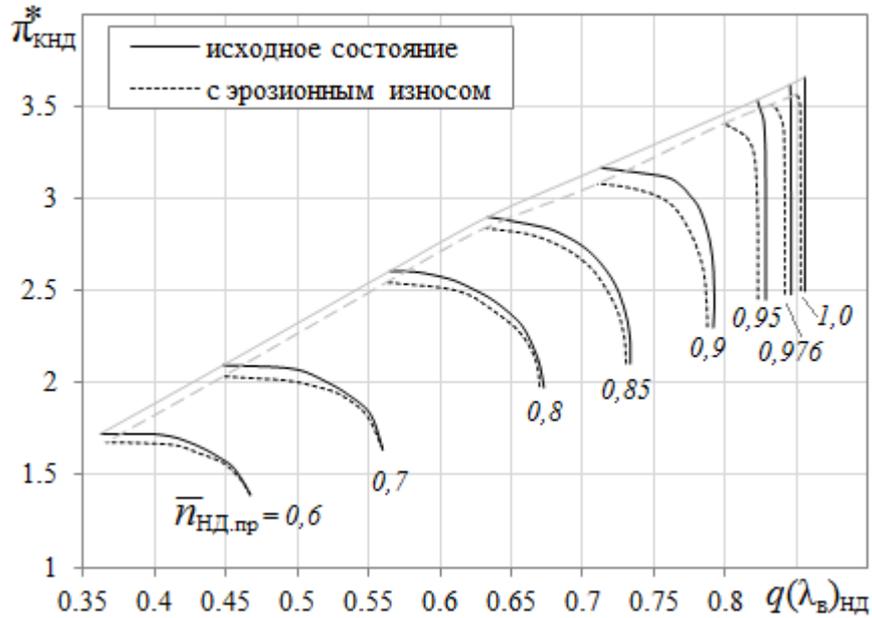


Рисунок 2.42 – Влияние эрозионного износа на положение напорных кривых КНД

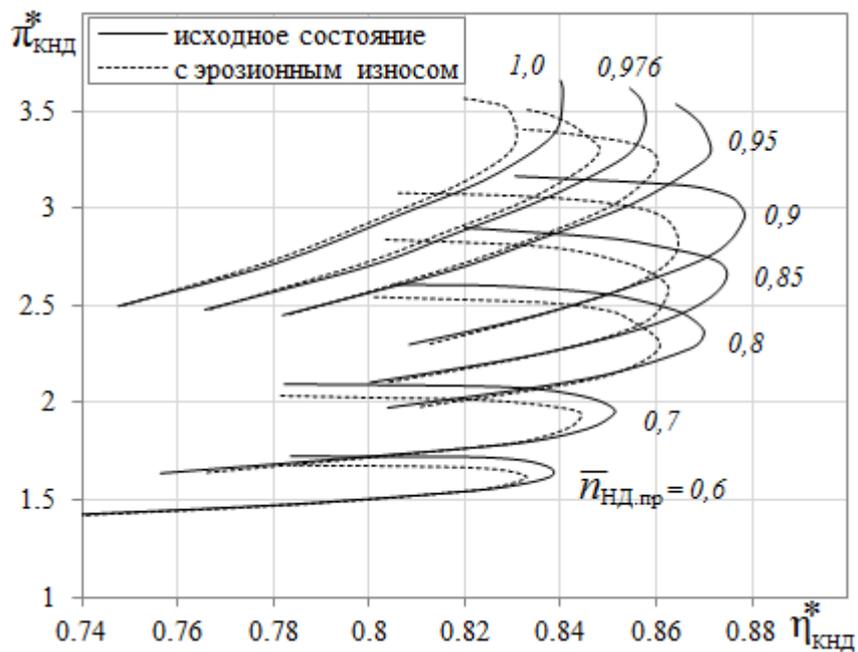


Рисунок 2.43 – Влияние эрозионного износа на зависимость $\pi^*_{кнд}$ от $\eta^*_{кнд}$

Результаты расчетов также свидетельствуют (рисунок 2.43), что из-за эрозионного износа существенно уменьшается максимальное значение $\eta^*_{кнд}$ во всем диапазоне $\bar{n}_{нд,пр}$, что связано с увеличением радиального зазора (и изменением его формы). Это объясняется тем, что при обтекании периферийных сечений лопаток РК КНД наблюдается взаимодействие скачков

уплотнения с вихревым течением, образующемся вследствие увеличения радиального зазора. Такое взаимодействие приводит к росту потерь на вихреобразование и соответственно к снижению $\eta_{\text{КВД}}^*$.

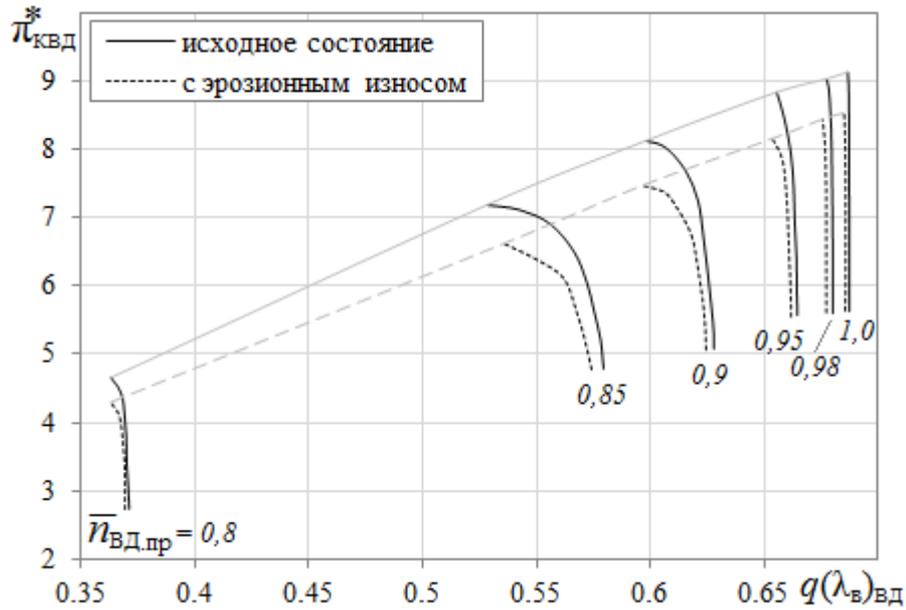


Рисунок 2.44 – Влияние эрозионного износа на положение напорных кривых КВД

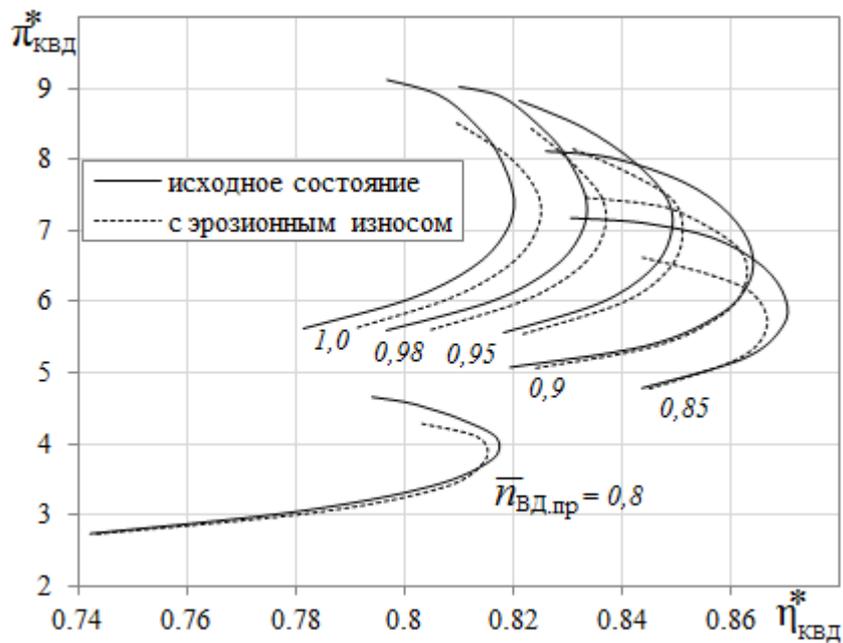


Рисунок 2.45 – Влияние эрозионного износа на зависимость $\pi_{\text{КВД}}^*$ от $\eta_{\text{КВД}}^*$

Эрозионный износ рабочих лопаток КВД при значениях $\bar{n}_{\text{ВД,пр}}$, близких к расчетному режиму, приводит к некоторому увеличению $\eta_{\text{КВД}}^*$ и только, начиная с

$\bar{n}_{ВД.пр} \leq 0,9$, отмечается снижение $\eta_{КВД}^*$ (рисунок 2.45). Это можно объяснить тем, что при изнашивании рабочих лопаток КВД происходит уменьшение толщины профилей, и соответственно уменьшение профильных потерь, улучшается их обтекание и несколько возрастает $\eta_{КВД}^*$ в области высоких значений $\bar{n}_{ВД.пр}$. При значениях $\bar{n}_{ВД.пр} \leq 0,9$ в результате увеличения углов атаки и обтекания потоком острых передних кромок возникает более ранний срыв на спинках лопаток РК и $\eta_{КВД}^*$ уменьшается. Необходимо отметить, что данный результат получен без учета изменения шероховатости поверхности в результате эрозионного износа, которая, как известно, приводит к увеличению силы трения и профильных потерь. Оценка данного фактора является предметом дальнейших расчетных исследований.

Особенностью данной методики также является возможность оценки влияния отдельных последствий эрозионного износа на характеристики компрессора. Ниже на рисунках 2.46–2.49 представлено изменение максимальных значений π_k^* и η_k^* ($\pi_{k,max}^*$ и $\eta_{k,max}^*$) при влиянии эрозионного износа, а также при отдельном влиянии увеличения радиального зазора (и изменении его формы) и изменении геометрических параметров профилей лопаток РК КНД и КВД.

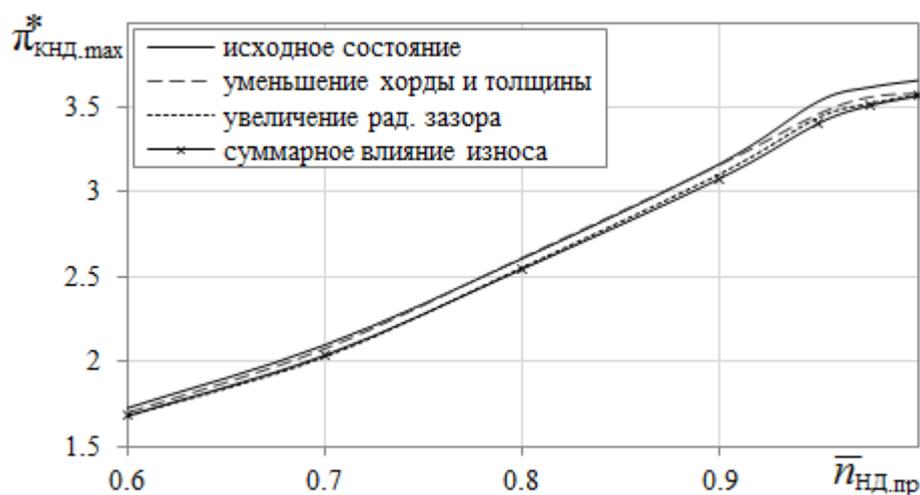


Рисунок 2.46 – Изменение максимальных значений $\pi_{КНД}^*$ при влиянии эрозионного износа и его отдельных последствий

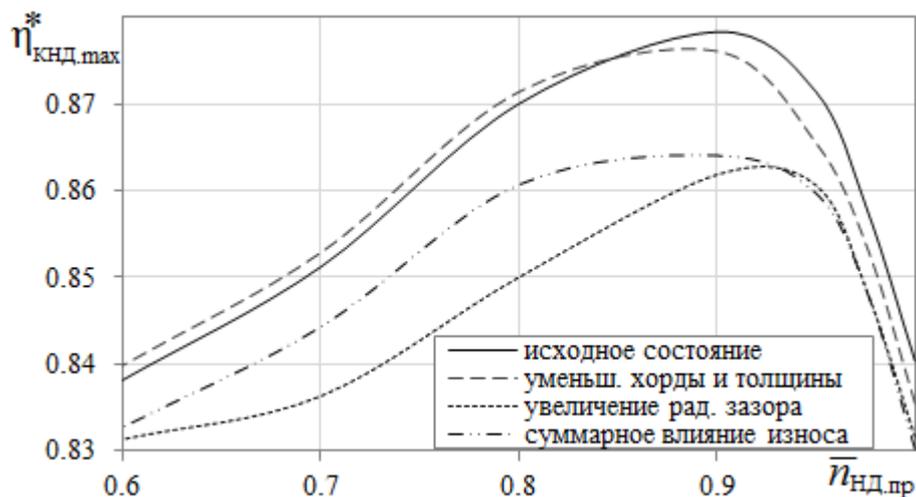


Рисунок 2.47 – Изменение максимальных значений $\eta_{\text{КНД}}^*$ при влиянии эрозионного износа и его отдельных последствий

Как видно из представленных результатов (рисунки 2.46, 2.48), эрозионный износ (и его отдельные последствия) приводит к уменьшению максимальных значений $\pi_{\text{к}}^*$ каскадов компрессора (снижению их напорности). Это влияние в большей степени проявляется для КВД.

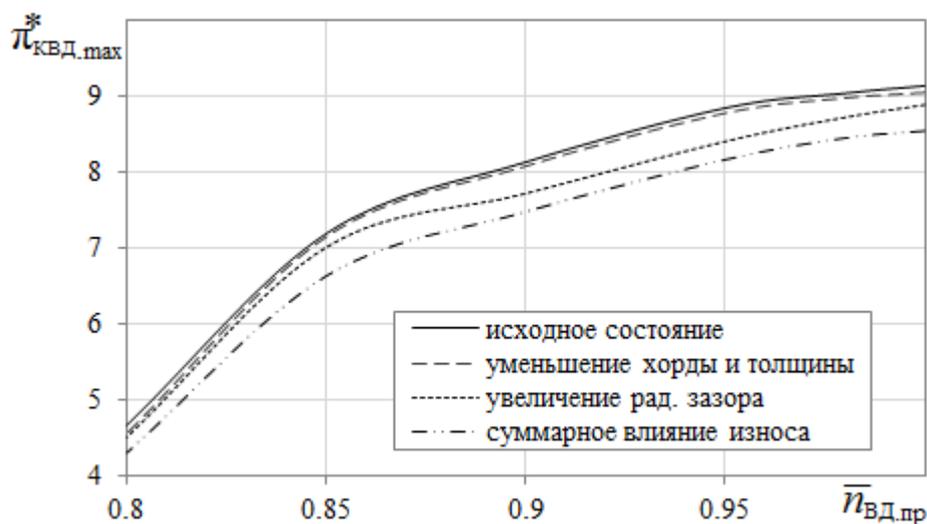


Рисунок 2.48 – Изменение максимальных значений $\pi_{\text{КВД}}^*$ при влиянии эрозионного износа и его отдельных последствий

Результаты расчетов также показали (рисунок 2.47), что при отдельном влиянии уменьшения хорды и толщины профилей РК КНД (при $\bar{n}_{\text{НД,пр}} \geq 0,85$) уменьшаются максимальные значения $\eta_{\text{КНД}}^*$, но при $\bar{n}_{\text{НД,пр}} < 0,85$ (в данном случае) улучшается обтекание на лопатках РК и соответственно происходит

некоторое увеличение $\eta_{\text{КНД,max}}^*$. При отдельном увеличении радиального зазора и суммарном влиянии эрозионного износа происходит уменьшение значений $\eta_{\text{КНД,max}}^*$ во всем диапазоне $\bar{n}_{\text{ВД,пр}}$.

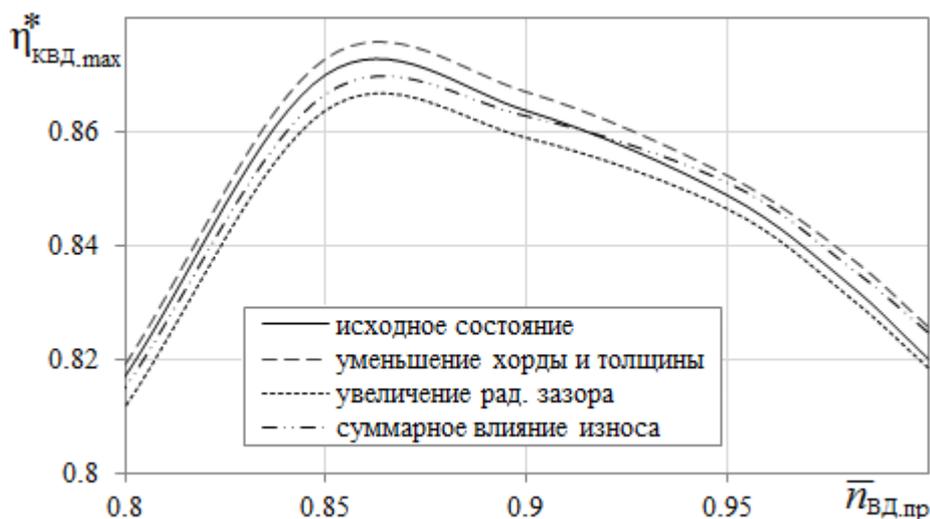


Рисунок 2.49 – Изменение максимальных значений $\eta_{\text{КВД}}^*$ при влиянии эрозионного износа и его отдельных последствий

Уменьшение хорды и толщины лопаток РК КВД приводит к некоторому увеличению значений $\eta_{\text{КВД,max}}^*$ во всем диапазоне $\bar{n}_{\text{ВД,пр}}$ (рисунок 2.49).

Увеличение радиального зазора приводит к снижению $\eta_{\text{КВД,max}}^*$ во всем диапазоне $\bar{n}_{\text{ВД,пр}}$. При суммарном влиянии износа (при значениях $\bar{n}_{\text{ВД,пр}} \leq 0,92$), происходит уменьшение $\eta_{\text{КВД,max}}^*$, и только начиная с $\bar{n}_{\text{ВД,пр}} > 0,92$ отмечается возрастание $\eta_{\text{КВД,max}}^*$.

Как показали результаты, главным источником снижения $\eta_{\text{КНД,max}}^*$ является увеличение радиального зазора, что установлено также в других работах [8, 37 и др.].

На рисунках 2.50 и 2.51 показано изменение абсолютного числа Маха по ступеням КНД и КВД (при $\bar{n}_{\text{пр}} = 0,9$) на их рабочих режимах, при исходном состоянии и после влияния эрозионного износа.

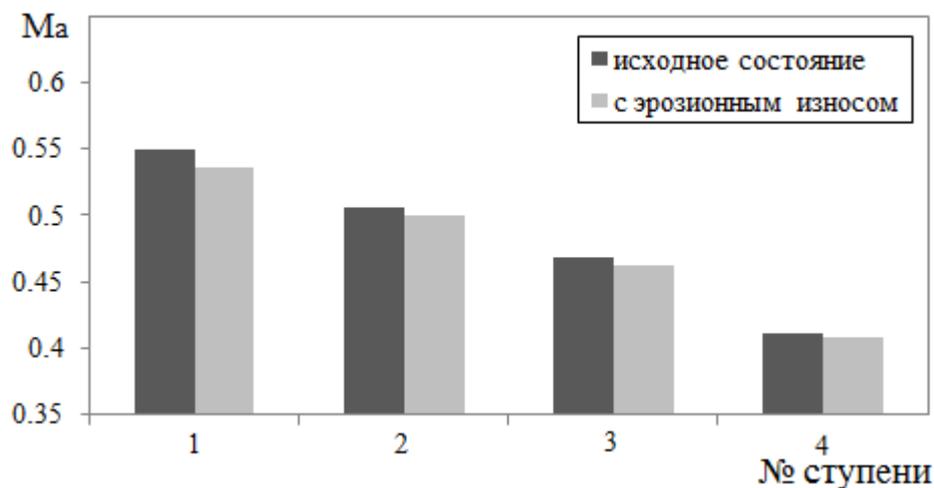


Рисунок 2.50 – Влияние эрозионного износа на абсолютное число Маха в ступенях КНД

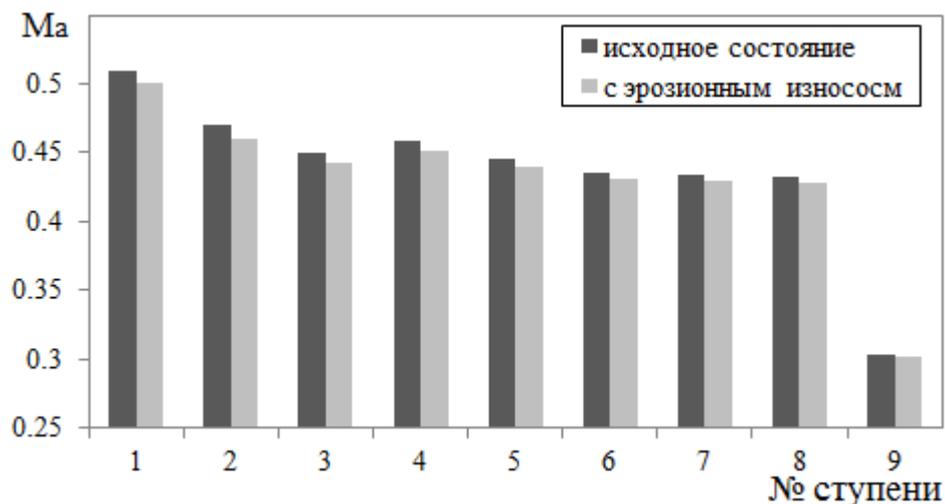


Рисунок 2.51 – Влияние эрозионного износа на абсолютное число Маха в ступенях КВД

Как видно из рисунков 2.50 и 2.51, абсолютное число Маха постепенно уменьшается при движении вдоль проточной части КНД и КВД, но при влиянии эрозионного износа снижение числа Маха по ступеням компрессоров происходит в большей степени.

На рисунке 2.52 показано распределение местных значений абсолютного числа Маха (M_a) по высоте проточной части за первой ступенью КНД и КВД (при $\bar{n}_{np} = 0.9$) на их рабочих режимах. Как видно, в результате влияния эрозионного износа снижаются местные значения M_a по высоте проточной части компрессоров.

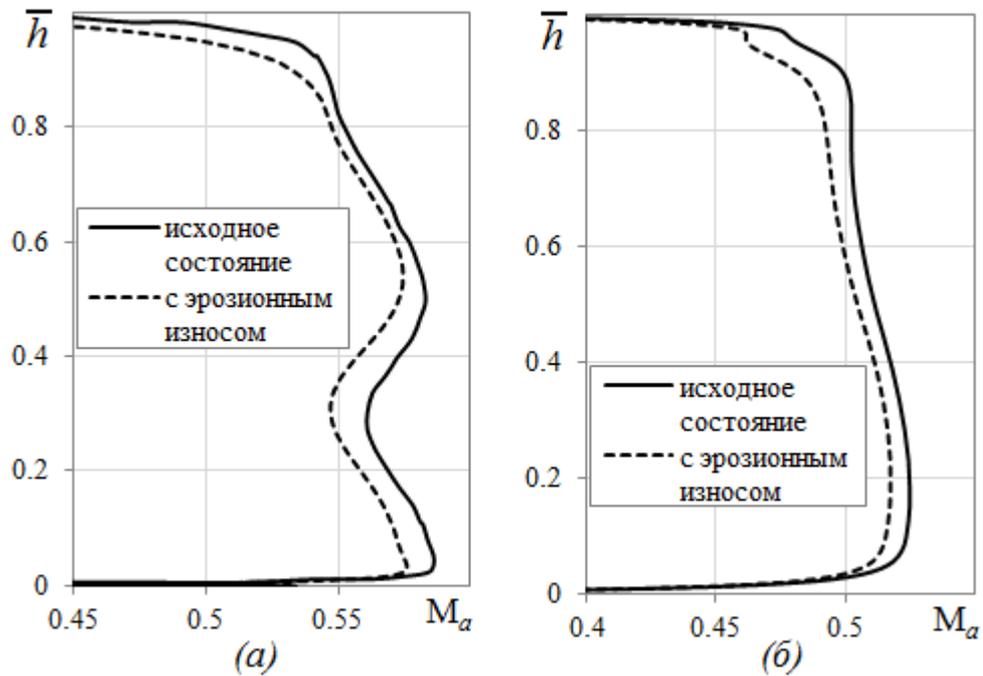


Рисунок 2.52 – Распределение абсолютного числа Маха по высоте проточной части за первой ступенью: (а) – для КНД; (б) – для КВД

На рисунке 2.53 показано распределение абсолютного числа Маха в межлопаточных каналах КНД на 50% от высоты лопаток при $\bar{n}_{\text{КНД,пр}} = 0,9$ (на рабочей точке).

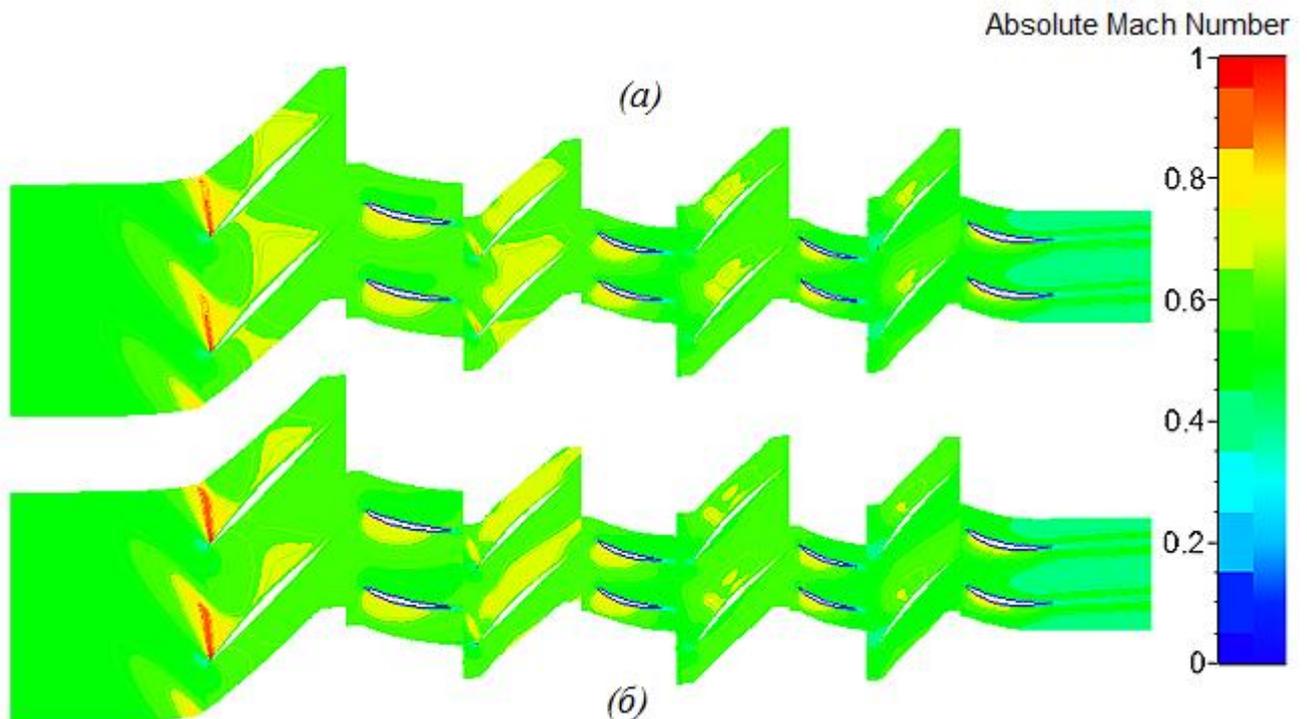


Рисунок 2.53 – Распределение абсолютного числа Маха в межлопаточных каналах КНД на 50% от высоты лопаток при $\bar{n}_{\text{КНД,пр}} = 0,9$: (а) – исходное состояние, (б) – с эрозийным износом

Как видно из рисунка 2.53, при влиянии эрозионного износа происходит некоторое снижение местных значений абсолютного числа Маха во всех ступенях компрессора.

На рисунке 2.54 показано распределение абсолютной скорости по проточной части КНД при его исходном состоянии и влиянии эрозионного износа (в точках максимального КПД при $\bar{n}_{\text{КНД.пр}} = 0,9$). В результате эрозионного износа увеличивается радиальный зазор, что приводит к образованию вихревого течения в периферийной части лопаток, являющегося источником дополнительных потерь, приводящих прежде всего к снижению КПД компрессора.

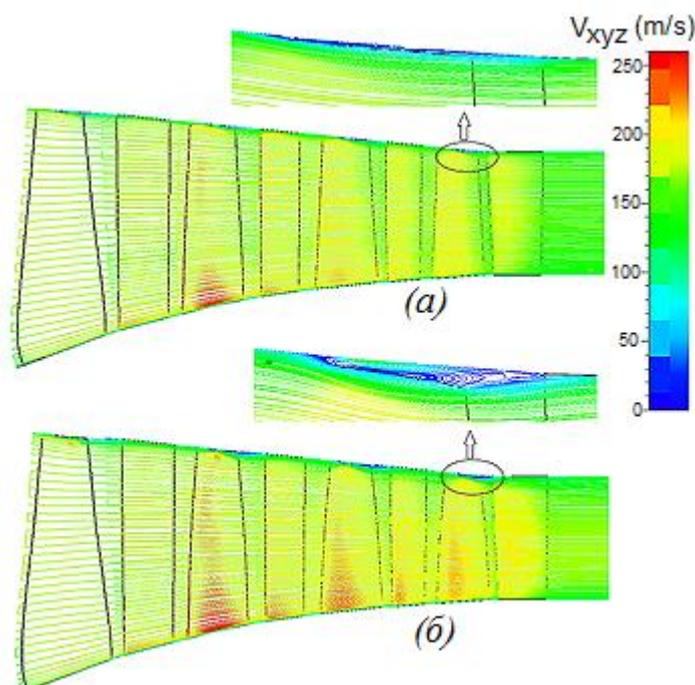


Рисунок 2.54 – Распределение абсолютной скорости по проточной части КНД, в точках максимального η_k^* при $\bar{n}_{\text{КНД.пр}} = 0,9$: (а) – исходное состояние; (б) – с эрозионным износом

На рисунке 2.55 показан характер распределения относительного числа Маха в межлопаточных каналах в периферийной части КНД (на 97% от высоты лопаток). Видно, что в результате износа возникают зоны (в межлопаточных каналах РК), указывающие на положение вихрей, и соответственно увеличиваются потери на вихреобразование и дополнительные концевые потери, приводящие к ухудшению параметров компрессора.

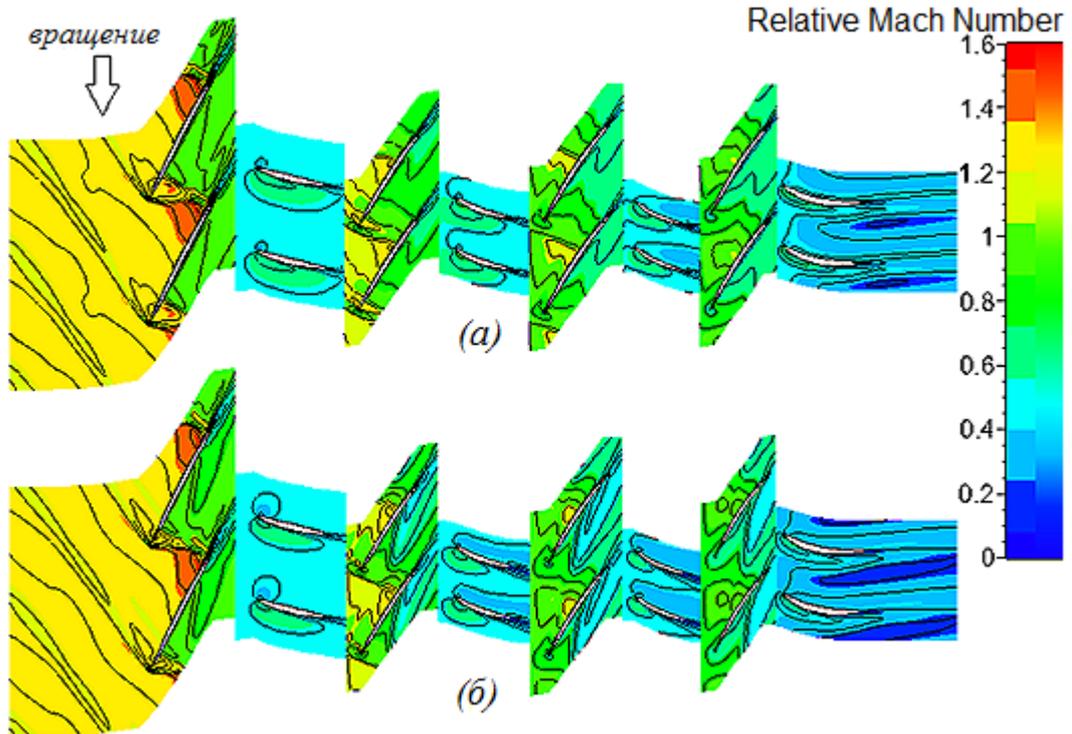


Рисунок 2.55 – Распределение относительного числа Маха в межлопаточных каналах КНД, на 97% от высоты лопаток, в точках максимального $\eta_{\text{КНД}}^*$ при $\bar{n}_{\text{КНД.пр}} = 0,9$:
 (а) – исходное состояние; (б) – с эрозионным износом

На рисунке 2.56 показано распределение векторов относительной скорости в межлопаточном канале РК второй ступени КНД.

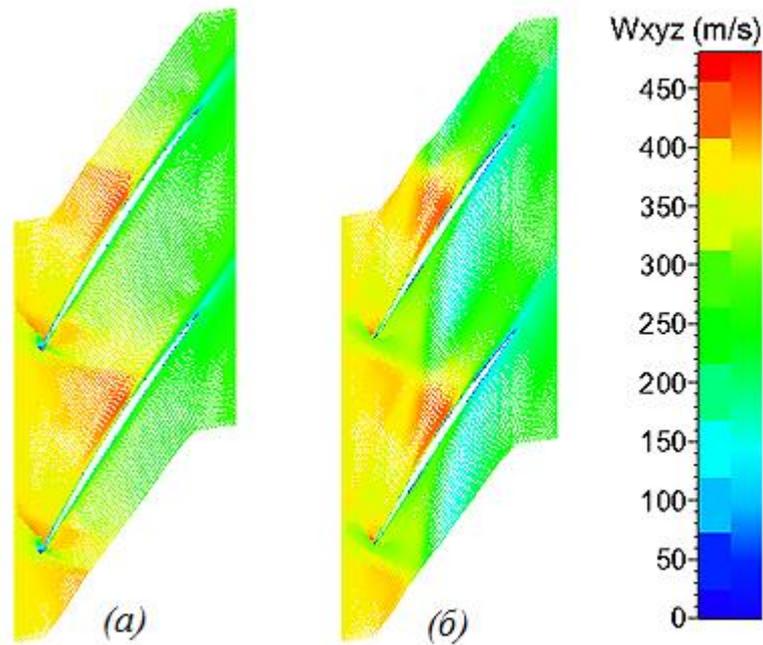


Рисунок 2.56 – Распределение векторов относительной скорости в межлопаточном канале РК второй ступени КНД: (а) – исходное состояние; (б) – с эрозионным износом

Как видно, при эрозионном износе (в результате увеличения радиального зазора) образуется вихрь, который взаимодействует со скачком уплотнения, что приводит к дополнительным потерям. Такой характер взаимодействия наблюдался в других работах [76, 77].

На рисунке 2.57 показано распределение абсолютной скорости по проточной части КВД при его исходном состоянии и влиянии эрозионного износа в точках с значением $\pi_{\text{КВД}}^* \approx 8,0$ (вблизи границы устойчивости) при $\bar{n}_{\text{ВД,пр}} = 0,98$. В результате эрозионного износа развивается срыв потока в периферийной части последних ступеней, что постепенно приводит к потере устойчивости компрессора при его дальнейшем дросселировании.

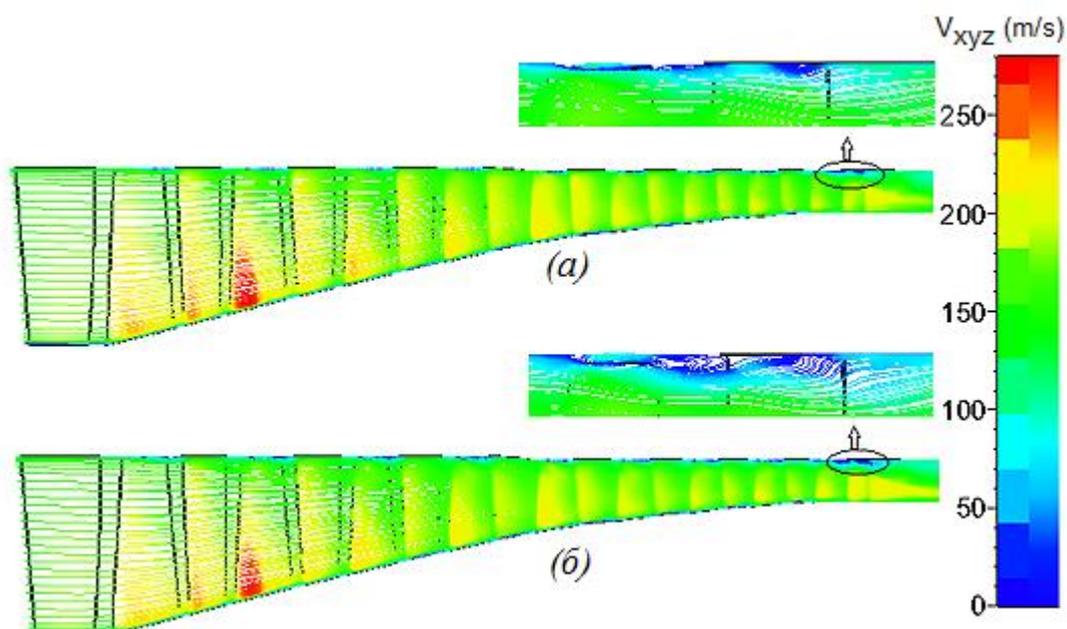


Рисунок 2.57 – Распределение абсолютной скорости по проточной части КВД при $\pi_{\text{КВД}}^* \approx 8,0$ и $\bar{n}_{\text{ВД,пр}} = 0,98$: (а) – исходное состояние; (б) – с эрозионным износом

На рисунках 2.58 и 2.59 показано изменение характера течения в межлопаточных каналах периферийной части КВД (на 90% от высоты лопаток) в результате влияния эрозионного износа при $\pi_{\text{КВД}}^* \approx 8,0$ (вблизи границы устойчивости) и $\bar{n}_{\text{ВД,пр}} = 0,98$. Картины течения показывают, что влияние износа приводит к возникновению отрывных зон в последних ступенях и увеличению их размеров.

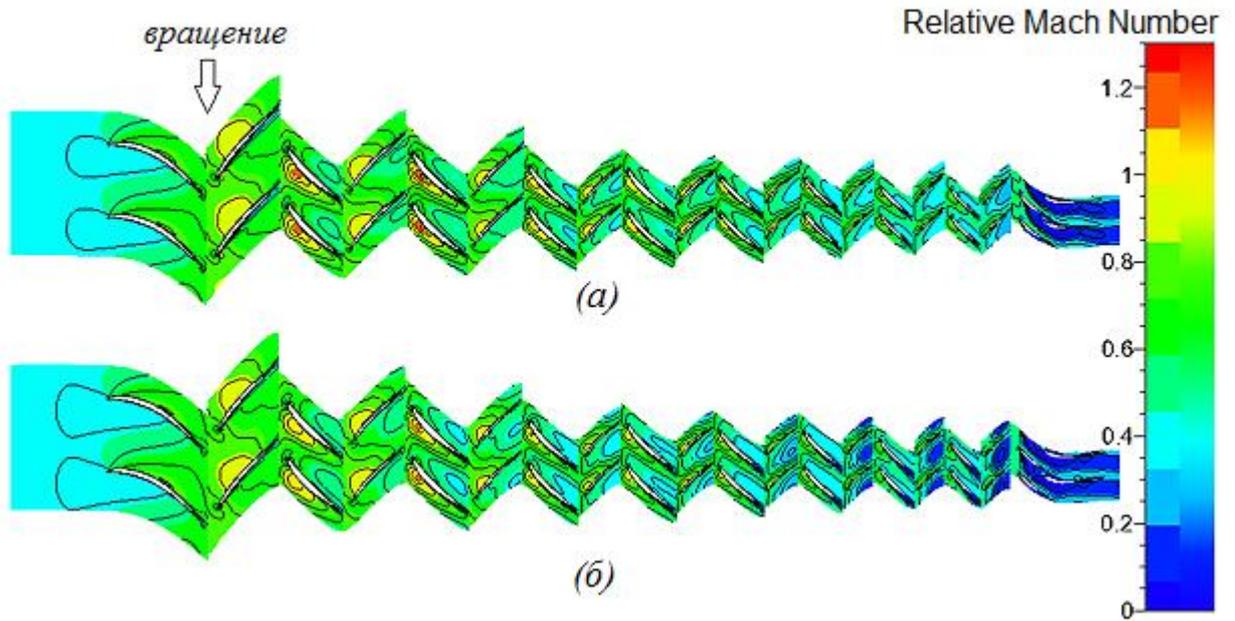


Рисунок 2.58 – Распределение относительного числа Маха в межлопаточных каналах КВД на 90% от высоты лопаток при $\pi_{\text{КВД}}^* \approx 8,0$ и $\bar{n}_{\text{ВД,пр}} = 0,98$: (a) – исходное состояние; (б) – с эрозийным износом

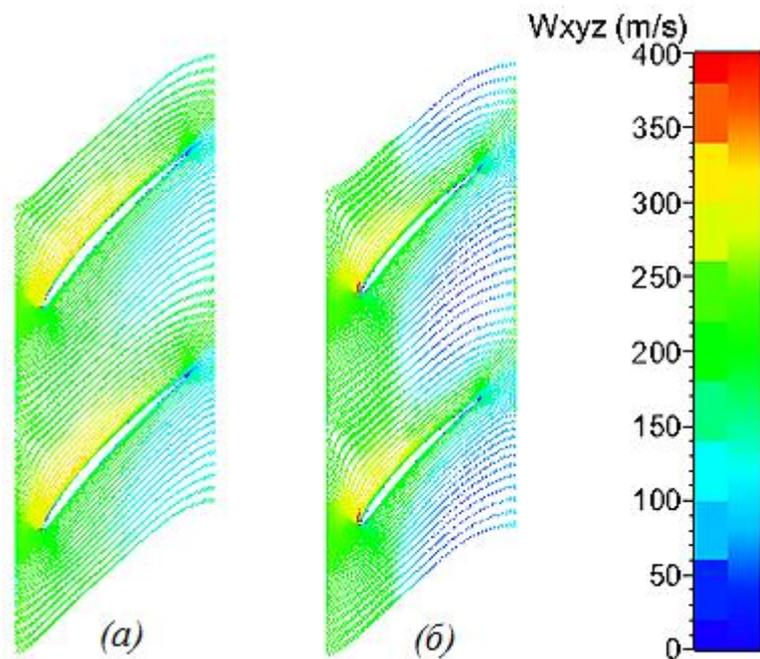


Рисунок 2.59 – Распределение векторов относительной скорости в межлопаточном канале РК 9-ой ступени КВД: (a) – исходное состояние, (б) – с эрозийным износом

Выводы по главе 2

1. Изложены основные этапы технологического процесса расчета характеристик осевых компрессоров с помощью методов моделирования трехмерного течения в лопаточных машинах.
2. Выполнена верификация результатов расчета характеристик осевых компрессоров. Представлены результаты исследования влияния радиального зазора на характеристики ступени осевого компрессора, КНД и КВД ТРДДФ.
3. Представлена методика учета влияния эрозионного износа на геометрические параметры многоступенчатых осевых компрессоров, а также на их характеристики.
4. Представлены результаты расчетного исследования влияния эрозионного износа на характеристики ступени С-16, КНД и КВД двигателя РД33-2С. Результаты подтверждают, что:
 - в результате эрозионного износа уменьшаются значения π_k^* и приведенного расхода воздуха $G_{в.пр}$ (т.е. снижается напорность компрессора), а также смещается граница устойчивой работы компрессора в сторону уменьшения запаса ГДУ (ΔK_y);
 - эрозионный износ приводит к уменьшению максимальных значений η^* ступени С-16 и КНД во всем диапазоне их частот вращения, а для КВД в результате износа при высоких значениях $\bar{n}_{вд.пр}$ происходит некоторое увеличение максимальных значений $\eta_{КВД}^*$ (если не учитывать изменение шероховатости поверхности лопаток).
5. Главным последствием эрозионного износа, приводящим к ухудшению газодинамических параметров компрессора, является увеличение радиального зазора (и изменение его формы).

ГЛАВА 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

3.1 Методика оценки влияния влажности воздуха на характеристики компрессора

Данная методика заключается в полном учете изменения физических свойств рабочего тела по тракту компрессора путем применения современных методов расчета трехмерного течения в компрессоре (CFD-код), что отражается на точности полученных результатов. При этом требуется предварительный учет изменения свойств рабочего тела при конкретных значениях относительной влажности и температуры.

3.1.1 Учет влияния влажности на свойства воздуха как рабочего тела в компрессоре

Влажность воздуха φ , о которой сообщают метеослужбы, это относительная влажность, равная отношению парциального давления водяных паров в атмосфере $p_{\text{пар}}$ к давлению насыщенных водяных паров $p_{\text{п.нас}}$ при данной температуре атмосферы, т.е.:

$$\varphi = p_{\text{пар}} / p_{\text{п.нас}} \cdot \quad (3.1)$$

Зависимость $p_{\text{п.нас}}$ от температуры можно определить, например, по таблице П7, помещенной в учебнике [78].

Влагосодержание d – это безразмерная величина, равная массе водяного пара в таком количестве влажного воздуха, в котором находится 1 кг сухого воздуха, например, величина $d = 0,1$ означает, что на каждый кг сухого воздуха во влажном воздухе приходится 100 г паров воды.

Сумма парциальных давлений смеси газов, как известно, равна давлению данной смеси в целом, т.е. (для влажного атмосферного воздуха) давлению атмосферы p_H . Следовательно, если парциальное давление водяного пара в

атмосферном воздухе равно $p_{\text{пар}} = \varphi p_{\text{п.нас}}$, то парциальное давление сухого воздуха в атмосфере равно:

$$p_{\text{возд}} = p_H - \varphi p_{\text{п.нас}} \quad (3.2)$$

Воздух в рабочем процессе авиационного ГТД может рассматриваться как идеальный газ, подчиняющийся уравнению состояния:

$$p\nu = RT \quad \text{или} \quad \rho = \frac{p}{RT}, \quad (3.3)$$

где для сухого воздуха газовая постоянная равна $R_{\text{возд}} = 287,05 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$. Входящий в

состав влажного воздуха водяной пар подчиняется этому же уравнению

состояния, но его газовая постоянная равна $R_{\text{H}_2\text{O}} = 461,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Соответственно плотность сухого воздуха в атмосфере равна:

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{p_H - \varphi p_{\text{нас}}}{R_{\text{возд}} T_H}, \quad (3.4)$$

а плотность паров воды:

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\varphi p_{\text{нас}}}{R_{\text{H}_2\text{O}} T_H}. \quad (3.5)$$

Тогда значение влагосодержания будет равно:

$$d = \frac{\varphi p_{\text{нас}}}{p_H - \varphi p_{\text{нас}}} \frac{R_{\text{возд}}}{R_{\text{H}_2\text{O}}} = 0,622 \frac{\varphi p_{\text{нас}}}{p_H - \varphi p_{\text{нас}}}. \quad (3.6)$$

Зависимость влагосодержания d от относительной влажности φ при разных значениях температуры t_H приведена на рисунке 3.1. Как видно, влагосодержание повышается с увеличением не только φ , но и t_H .

Значение влагосодержания воздуха в дальнейшем (при его движении по газоздушному тракту компрессора и двигателя в целом) не изменяется, но оно

влияет на значения газовой постоянной и теплоемкости рабочего тела (влажного воздуха и продуктов сгорания топлива в нём), что должно учитываться в последующих расчетах.

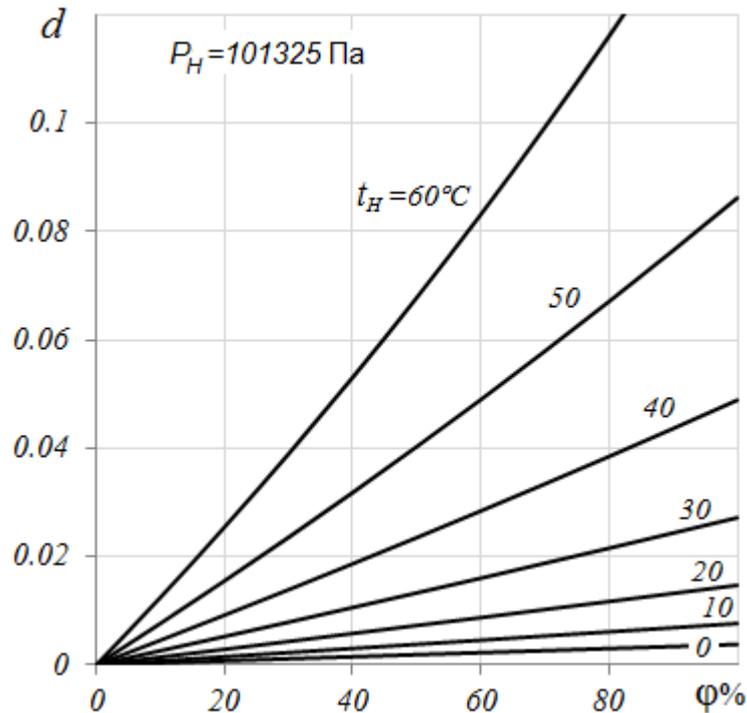


Рисунок 3.1 – Зависимость влагосодержания d от относительной влажности ϕ при различных значениях температуры t_H

Если d – влагосодержание атмосферного воздуха, то, следовательно, в нём на 1 кг сухого воздуха приходится d кг водяного пара. Массовые доли водяного пара $g_{\text{H}_2\text{O}}$ и сухого воздуха $g_{\text{возд}}$ в нём соответственно, равны:

$$\left. \begin{aligned} g_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{d}{1+d} ; \\ g_{\text{возд}} &= \frac{1}{1+d} . \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

Тогда удельная теплоемкость влажного воздуха $c_{p \text{ см}}$ будет равна:

$$c_{p \text{ см}} = c_{p \text{ возд}} g_{\text{возд}} + c_{p \text{ H}_2\text{O}} g_{\text{H}_2\text{O}} , \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} . \quad (3.8)$$

Как известно [79], газовая постоянная равна:

$$R = \frac{8314}{\mu}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad (3.9)$$

где μ – молярная масса (масса одного моля) данного газа.

Масса одного моля смеси газов (каким является влажный воздух) равна:

$$\mu_{\text{см}} = 1 / \sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i}, \quad (3.10)$$

где g_i и μ_i – массовая доля и молярная масса i -того газа, а n – общее количество различных газов в данной смеси.

Отсюда следует, что газовая постоянная смеси идеальных газов равна:

$$R_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n R_i g_i, \quad (3.11)$$

и соответственно для влажного воздуха:

$$R_{\text{см}} = 287,05 g_{\text{возд}} + 461,5 g_{\text{H}_2\text{O}}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad (3.12)$$

и

$$k_{\text{см}} = \frac{c_{p \text{ см}}}{c_{p \text{ см}} - R_{\text{см}}}. \quad (3.13)$$

Зависимости газовой постоянной $R_{\text{см}}$ и удельной теплоемкости $c_{p \text{ см}}$ от влагосодержания d при $T = 288 \text{ К}$, полученные с учетом приведенных выше соотношений и табличных значений $c_{p \text{ возд}}$ и $c_{p \text{ H}_2\text{O}}$ [78, 80], показаны на рисунке 3.2, а на рисунке 3.3 показана зависимость показателя адиабаты $k_{\text{см}}$ и удельной теплоемкости $c_{p \text{ см}}$ от температуры T^* при различных значениях влагосодержания.

Как видно из рисунков 3.2 и 3.3, с повышением влагосодержания d увеличиваются значения теплоемкости $c_{p \text{ см}}$ и газовой постоянной $R_{\text{см}}$, а показатель адиабаты $k_{\text{см}}$ снижается.

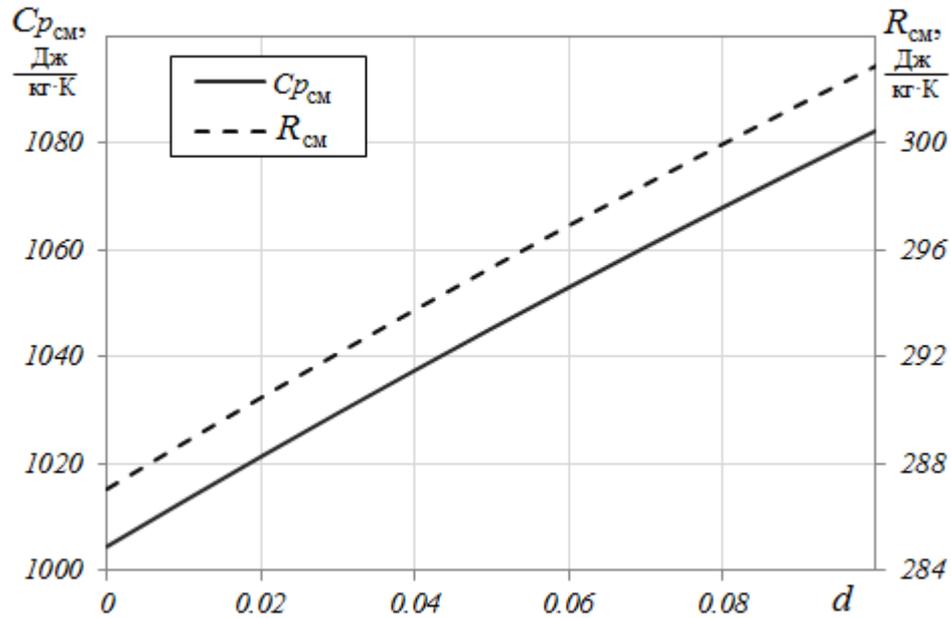


Рисунок 3.2 – Зависимость теплоемкости $c_{p\text{см}}$ и газовой постоянной $R_{\text{см}}$ от влагосодержания d при $T = 288\text{ К}$

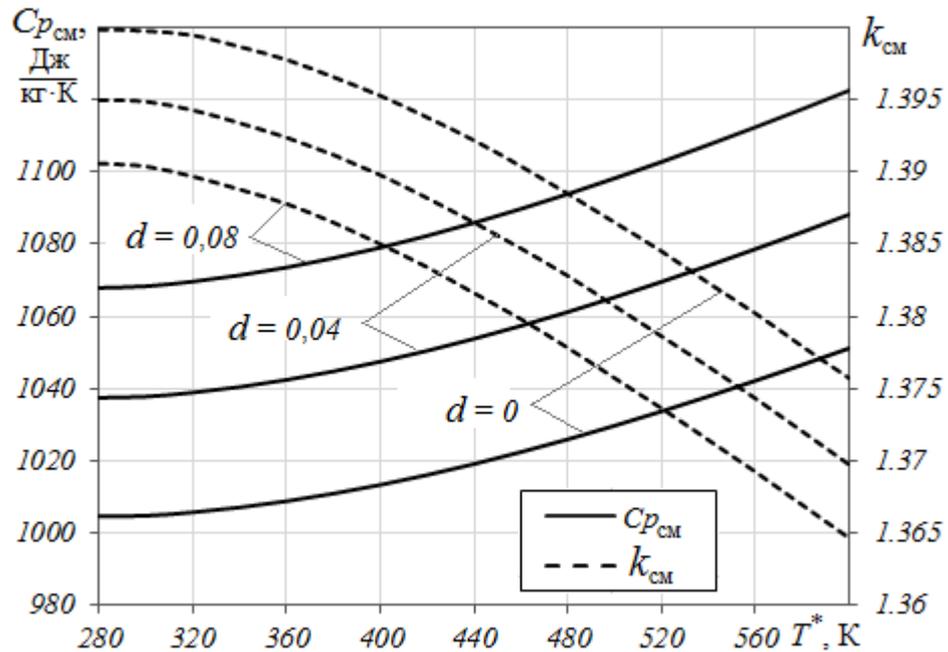


Рисунок 3.3 – Зависимость теплоемкости $c_{p\text{см}}$ и показателя адиабаты $k_{\text{см}}$ от температуры T^* и влагосодержания d

3.1.2 Учет влияния влажности воздуха на характеристики компрессора

Одним из критериев подобия течения воздуха в компрессоре, как известно, является число Маха, с которым обтекаются периферийные части рабочих лопаток его первой ступени. Эквивалентным ему является число Лямбда

(приведенная скорость) λ_u , которое (при $k = \text{const}$ и $R = \text{const}$) пропорционально приведенной частоте вращения $n_{\text{пр}}$. Значения λ_u и $n_{\text{пр}}$ определяются следующим образом:

$$\lambda_u = \frac{u_k}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_B^*}}, \quad (3.14)$$

$$n_{\text{пр}} = n \sqrt{\frac{288}{T_B^*}}, \quad (3.15)$$

где u_k – окружная скорость лопаток рабочего колеса первой ступени;

T_B^* – температура воздуха на входе в компрессор;

n – физическая частота вращения.

В ряде работ, связанных с исследованием влияния влажности на характеристики компрессоров ГТД [56, 57, 58, 81], оно рассматривается только как следствие снижения значения λ_u при данном значении $n_{\text{пр}}$ в результате изменения k и R . Однако характер течения воздуха в компрессоре зависит не только от λ_u , но и от показателя адиабаты k , влияющего на связь между изменением давления и изменением плотности воздуха при его течении через компрессор. Следовательно, показатель адиабаты также является параметром подобия этого течения.

Для исследования влияния влажности воздуха на характеристики осевых компрессоров ГТД в данной работе использован программный комплекс NUMECA Fine/Turbo [61], позволяющий определить характеристики компрессора с учетом особенности его геометрии. В этом программном комплексе расчет может проводиться для различных рабочих тел с заданными пользователем их свойствами, в том числе и для атмосферного воздуха с заданным влагосодержанием.

3.2 Результаты численного исследования влияния влажности воздуха на характеристики КНД и КВД ТРДДФ

Исследование влияния влажности воздуха на характеристики компрессора целесообразно проводить при $n_{\text{пр}} = \text{const}$, так как программа регулирования авиационного двигателя на основных режимах его работы обычно поддерживает заданное значение частоты вращения того или иного ротора двигателя в зависимости от $T_{\text{в}}^*$, т.е. обеспечивает закон управления $n_{\text{пр}} = f(T_{\text{в}}^*)$.

Для количественной оценки влияния влажности атмосферного воздуха на характеристики осевых компрессоров в работе были проведены расчеты характеристик КНД и КВД двигателя РД33-2С с помощью программного комплекса NUMECA Fine/Turbo при двух значениях влагосодержания $d = 0$ и $d = 0,04$. Результаты расчетов представлены на рисунках 3.4, 3.5, 3.6 и 3.7 в виде зависимостей $\pi_{\text{к}}^*$ и $\eta_{\text{к}}^*$ от относительной плотности тока на входе в компрессор $q(\lambda_{\text{в}})$.

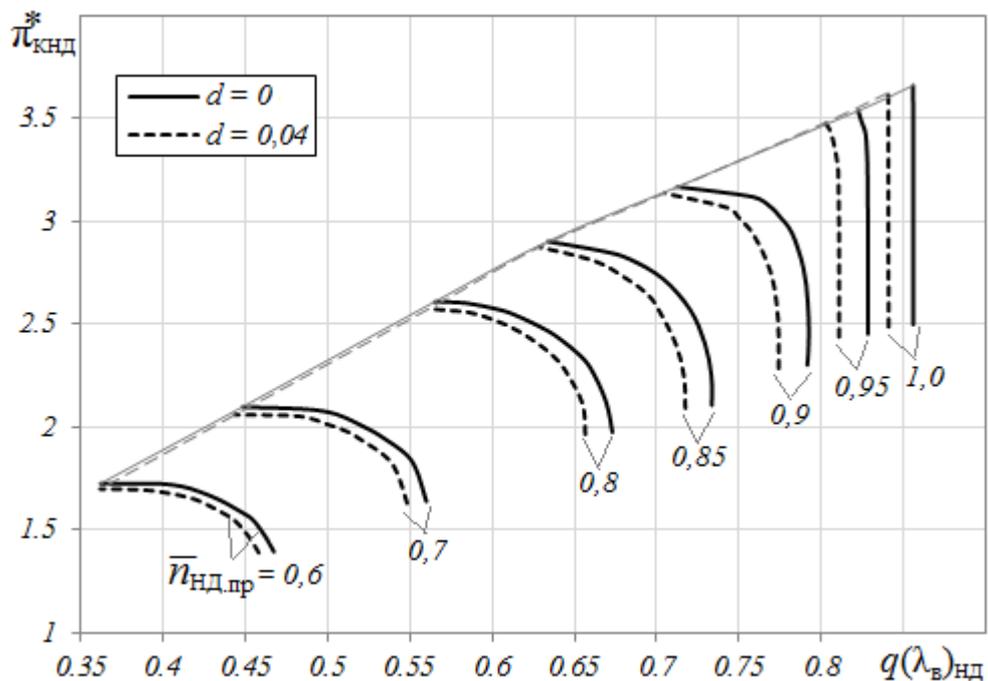


Рисунок 3.4 – Влияние влагосодержания d на положение напорных кривых КНД

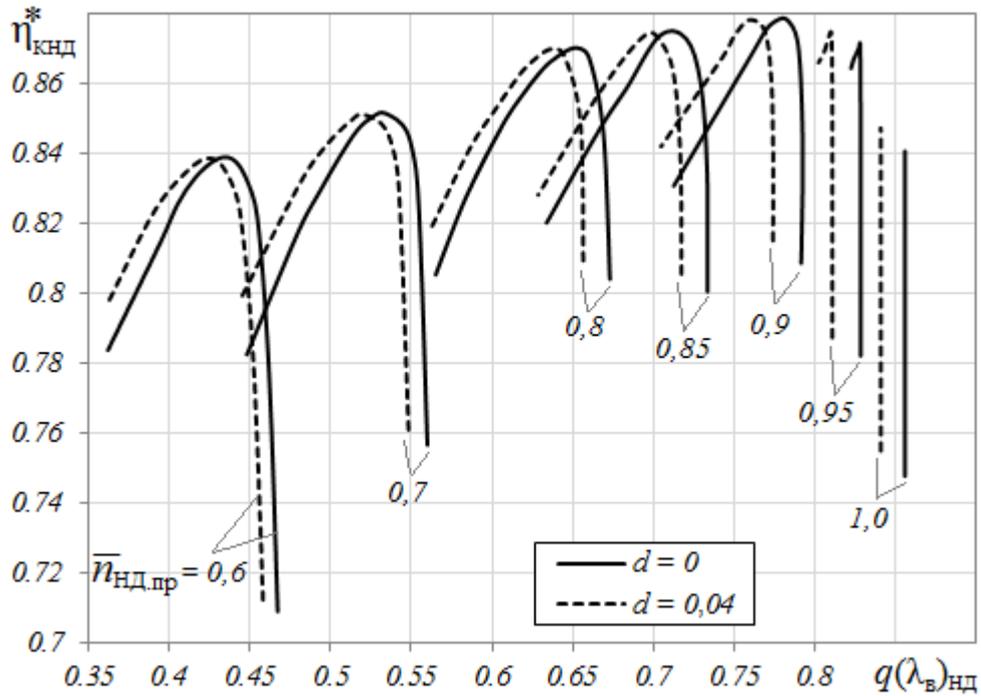


Рисунок 3.5 – Влияние влагосодержания d на $\eta_{кнд}^*$

Как видно из представленных результатов (рисунки 3.4 и 3.6), при увеличении влагосодержания воздуха напорные кривые обоих компрессоров смещаются в сторону уменьшения $q(\lambda_v)$ и π_k^* вдоль границы устойчивой работы компрессора, а положение границы устойчивости при этом остается практически неизменным, что и установлено в отмеченных выше работах [56, 57, 58 и др.].

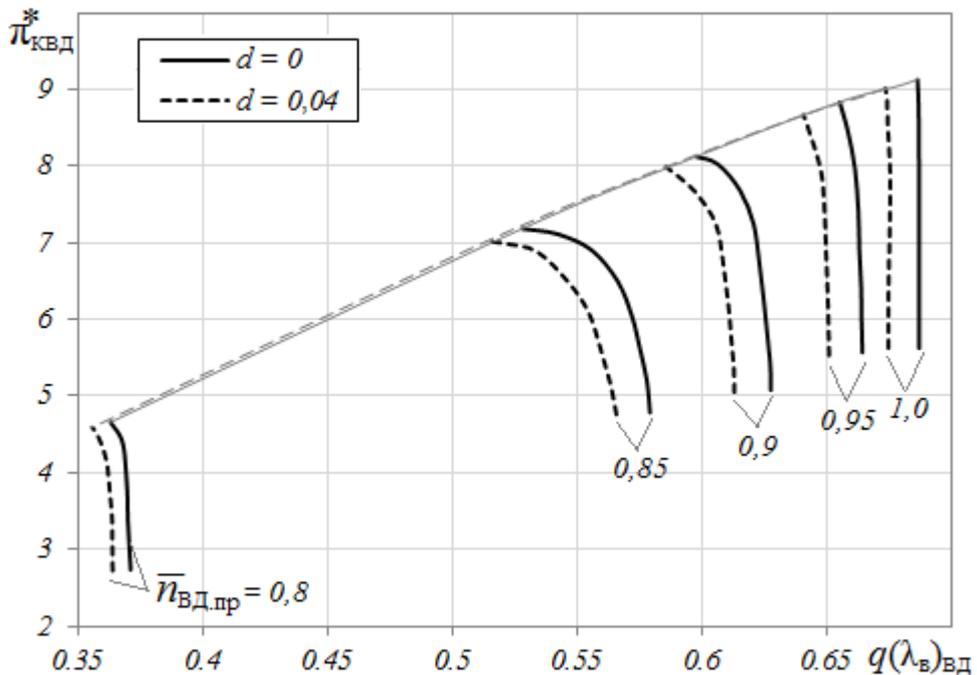


Рисунок 3.6 – Влияние влагосодержания d на положение напорных кривых КВД

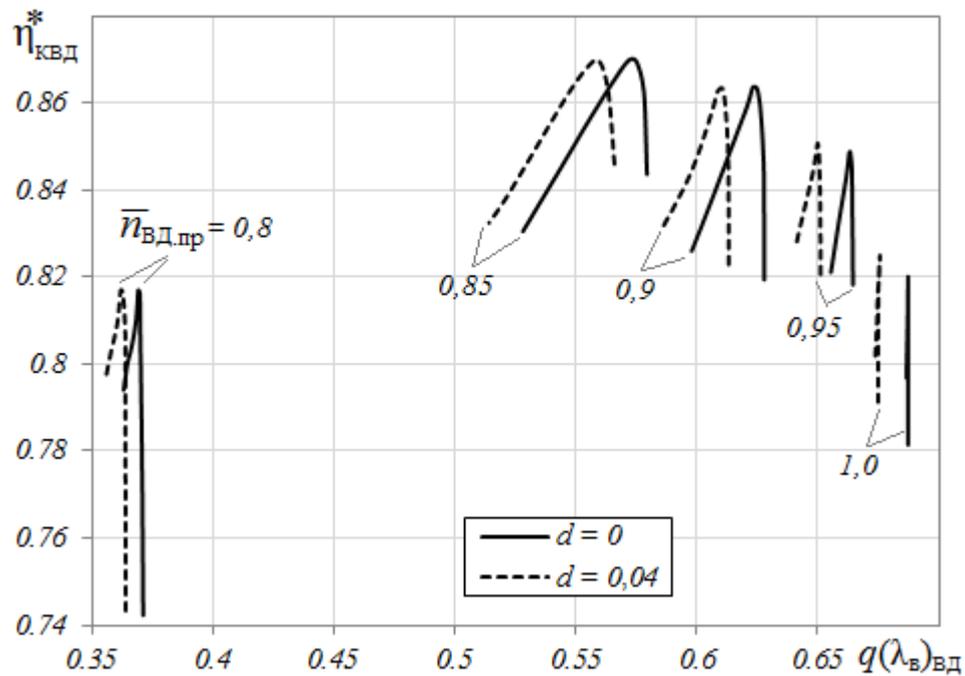


Рисунок 3.7 – Влияние влагосодержания d на $\eta_{\text{КВД}}^*$

Максимальные значения $\eta_{\text{КВД}}^*$ и $\eta_{\text{КВД}}^*$ при значениях $\bar{n}_{\text{пр}}$, близких к расчетному режиму, несколько возрастают с увеличением d (вследствие снижения чисел Маха в набегающем на лопатки рабочих колес и направляющих аппаратов потоке), а при пониженных значениях $\bar{n}_{\text{пр}}$ практически остаются неизменными.

Изменение $\eta_{\text{к.мах}}^*$ при увеличении d существенно меньше (в процентном отношении), чем смещение напорных кривых, а уменьшение значений $q(\lambda_{\text{в}})$, соответствующих $\eta_{\text{к.мах}}^*$, практически таково же, как и уменьшение $q(\lambda_{\text{в}})$ на напорных кривых.

Таким образом, в результате снижения значений $\lambda_{\text{и}}$ (при данных значениях $n_{\text{пр}}$) степени повышения давления и расходы воздуха в каскадах компрессора снижаются (при увеличении влагосодержания воздуха), а значения их КПД изменяются незначительно.

На рисунках 3.8 и 3.9 представлено сравнение изменения положения напорных ветвей и кривых зависимости $\eta_{\text{к}}^*$ КВД от $\pi_{\text{к}}^*$ для двух значений $\bar{n}_{\text{пр}}$ при увеличении влагосодержания воздуха от $d=0$ до $d=0,04$, как вызванного

только уменьшением λ_u при $\bar{n}_{пр} = \text{const}$ (без учета влияния других факторов) [56, 57, 58 и др.], так и обусловленного изменением всех свойств рабочего тела (воздуха) при увеличении d (предлагаемая методика).

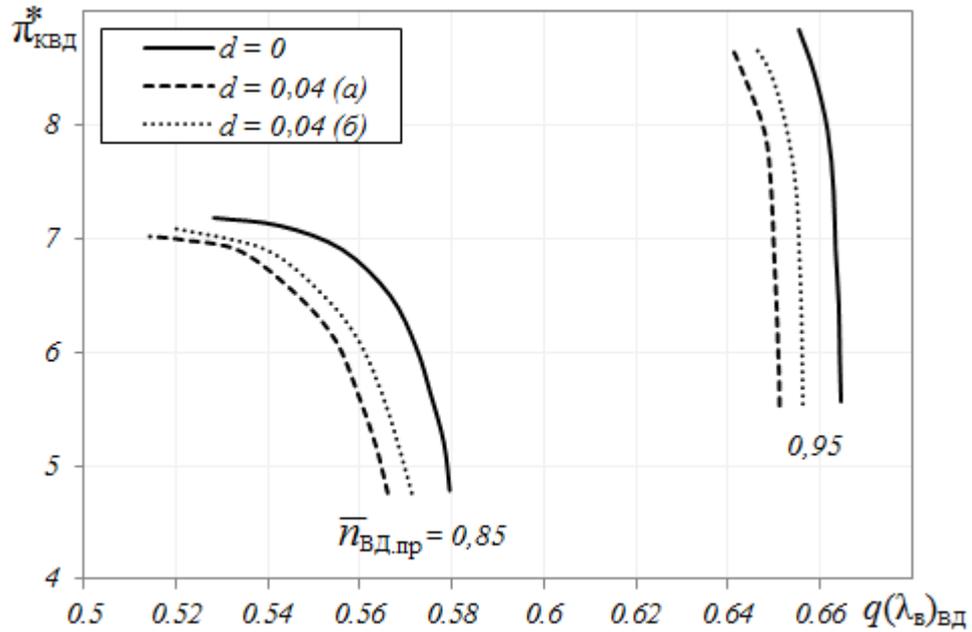


Рисунок 3.8 – Влияние влагосодержания d на положение напорных кривых компрессора: (а) – при полном учете изменения всех свойств воздуха; (б) – при учете только уменьшения λ_u

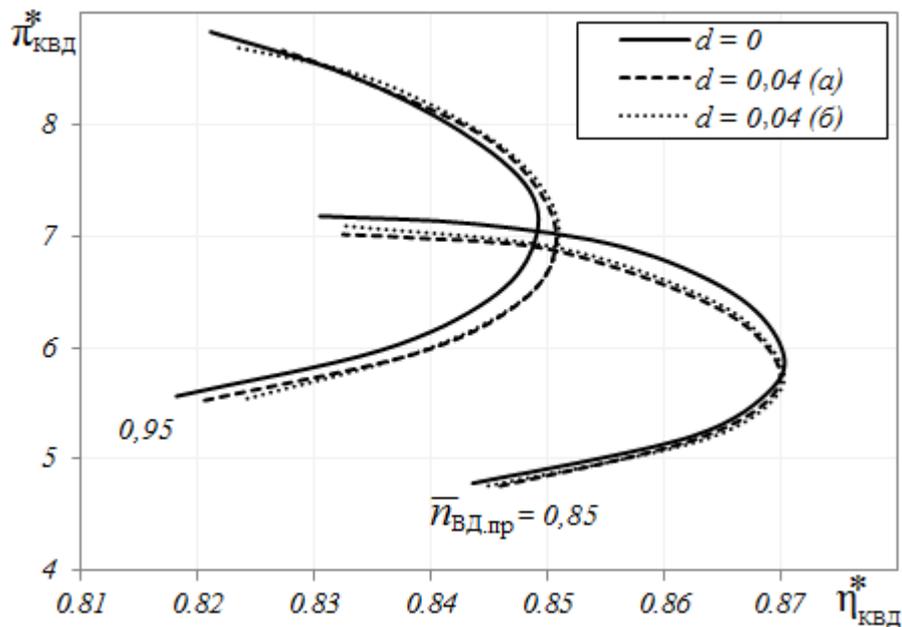


Рисунок 3.9 – Влияние влагосодержания d на зависимость $\pi_{квд}^*$ от $\eta_{квд}^*$: (а) – при полном учете изменения всех свойств воздуха; (б) – при учете только уменьшения λ_u

Изменение КПД компрессора при данных значениях π_k^* и $\bar{n}_{пр}$, обусловленное изменением, как только λ_u , так и всех свойств рабочего тела (воздуха), практически одинаково (рисунок 3.9).

Как видно из рисунка 3.8, смещение напорных кривых, обусловленное только снижением λ_u , составляет в данном случае примерно 60...80% смещения, обусловленного и другими факторами (и прежде всего изменением показателя адиабаты, как критерия подобия).

Следовательно, исследование влияния влагосодержания атмосферного воздуха на характеристики компрессоров авиационных ГТД необходимо проводить с учетом не только снижения $\bar{\lambda}_u$ (при $\bar{n}_{пр} = \text{const}$), но и изменения всех свойств воздуха как рабочего тела.

Выводы по главе 3

1. Изложены теоретические и методические основы учета влияния влажности на свойства воздуха как рабочего тела в компрессоре, а также на характеристики компрессора.

2. Представлены результаты расчета влияния влажности воздуха на характеристики КНД и КВД ТРДДФ. Результаты показали следующее:

- при увеличении влагосодержания от $d = 0$ до $d = 0,04$, напорные кривые каскадов компрессора смещаются в сторону уменьшения $q(\lambda_b)$ на 2...3% и π_k^* на 1...2,5% вдоль границы устойчивой работы компрессора, а положение границы устойчивости при этом остаётся неизменным;

- максимальные значения η_k^* КНД и КВД при значениях $\bar{n}_{пр}$, близких к расчетному режиму, несколько возрастают с увеличением d , а при пониженных значениях $\bar{n}_{пр}$ практически остаются неизменными.

3. Исходя из результатов сравнения предлагаемой методики с предыдущими подходами, следует что:

- смещение напорных кривых, обусловленное только снижением λ_u , составляет в данном случае примерно 60...80% смещения, обусловленного и другими факторами (и прежде всего изменением показателя адиабаты, как критерия подобия);

- исследование влияния влагосодержания атмосферного воздуха на характеристики компрессоров авиационных ГТД необходимо проводить с учетом не только снижения $\bar{\lambda}_u$ (при $\bar{n}_{пр} = \text{const}$), но и изменения других свойств воздуха как рабочего тела.

ГЛАВА 4. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВЫСОТНО-СКОРОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРДДФ

Расчетные методы, основанные на математическом моделировании, являются эффективным инструментом, используемым при создании, доводке и эксплуатации авиационного двигателя, причем по мере усложнения конструкции двигателей и повышения параметров рабочего процесса роль этих методов непрерывно возрастает [82].

В настоящее время имеется значительное количество математических моделей (ММ), отличающихся друг от друга целями моделирования, диапазоном исследуемых режимов, уровнем детализации, системой принятых допущений и т.д. При исследовании авиационных ГТД наиболее широкое распространение получили функциональные ММ [83, 84, 85, 86, 87, 88, 89, 90, 91 и др.], базирующиеся на алгоритмическом представлении процессов, протекающих в основных функциональных элементах двигателя. В самом общем случае такая ММ ГТД представляет собой систему нелинейных алгебраических и дифференциальных уравнений, описывающих работу отдельных элементов и их согласование в системе двигателя. Для решения данной системы уравнений требуется привлечение численных методов.

Аналитическое моделирование может осуществляться на различных уровнях детализации проточной части двигателя. В работе [92] предложена классификация, в соответствии с которой рассматриваются несколько различных уровней сложности в зависимости от способа моделирования процессов в отдельных функциональных элементах ГТД.

В настоящее время наиболее распространенной является реализация на ЭВМ ММ первого уровня сложности [57, 83, 87, 90, 93, 94 и др.]. В этом случае ГТД представляется как объект, состоящий из отдельных элементов (компрессор, турбина и т.д.), которые рассматриваются на уровне входа-выхода. Для первого уровня моделирования характеристики отдельных элементов либо определяются в процессе экспериментальных исследований, либо рассчитываются по ММ

отдельных элементов. Первый уровень математического моделирования позволяет достичь достаточно высокой точности моделирования и дает возможность решать широкий круг задач по выбору оптимальных термодинамических параметров и программ управления авиационных ГТД для заданных характеристик функциональных элементов.

Основной задачей математической модели двигателя является расчет эксплуатационных характеристик двигателя, т.е. определение тяги и удельного расхода топлива в заданных условиях полета (H и M_H) на заданном установившемся режиме его работы.

4.1 Общие положения

Основу методики составляет разработанная программа расчета высотно-скоростных характеристик (ВСХ) ТРДДФ для определения эксплуатационных характеристик двигателя, при заданных значениях влагосодержания воздуха в диапазоне $d = 0 \dots 0,1$. При этом расчет проводится с помощью рассчитанных характеристик КНД и КВД при таких же значениях d (см. главу 3). Соответствующая программа написана на языке Fortran-90.

Всё изложенное в данном разделе составлено применительно к ТРДДФ РД33-2С, но методику можно применить к любому ТРДДФ с учетом особенностей его программы управления.

В начале должны быть заданы расчётные параметры двигателя в исходном состоянии (без эрозионного износа) при его работе в САУ:

$\bar{n}_{\text{НД.р}}, q(\lambda_{\text{к}})_{\text{НД.р}}, T_{\text{вВД.р}}^*, \pi_{\text{КВД.р}}^*, \eta_{\text{КВД.р}}^*, \bar{n}_{\text{ВД.р}}, q(\lambda_{\text{в}})_{\text{ВД.р}}, T_{\text{г}}^*, \eta_{\text{г}}, \sigma_{\text{кс}}, \pi_{\text{ТВД.р}}^*, \eta_{\text{ТВД.р}}^*, T_{\text{ТВД.р}}^*, T_{\text{ОНД.р}}^*, \pi_{\text{ТНД.р}}^*, \eta_{\text{ТНД.р}}^*, \lambda_{\text{и.р}}, a_{\text{кр.р}}, \lambda_{\text{т.р}}, \alpha_{\text{т.р}}, R_{\text{г.р}}, k_{\text{г.р}}, F_{\text{I}}, F_{\text{II}}, T_{\text{Iр}}^*, T_{\text{ТНД.р}}^*, \sigma_{\text{II}}, \sigma_{\text{см}}, \varphi_{\text{с}}, m_{\text{р}}, F_{\text{в.ВД}}, T_{\text{ф}}^*, \eta_{\text{г.}\Sigma}, \sigma_{\text{ф.к.}\Sigma}, \sigma_{\text{затурб.диф}}, \sigma_{\text{ф.к.гидр}}, g_{\text{охл}}, g_{\text{охл.ТВД}}, g_{\text{охл.ТНД}}, a$
также $p_{\text{к.пред}}^*$.

Так как повышенное влагосодержание атмосферного воздуха обычно наблюдается на малых высотах и при температурах атмосферного воздуха,

существенно превышающих стандартную, то расчет каждой ветви ВСХ проводится для заданной высоты полёта H (и соответственно при стандартном для данной высоты значении давления p_H) и температуры T_H , которая может существенно отличаться от стандартной для данной высоты. При этом задаются также диапазон чисел Маха полёта M_H и значение влагосодержание воздуха d .

По этим исходным данным, прежде всего, определяются полное давление и температура набегающего потока воздуха, равные:

$$T_H^* = T_H \left(1 + \frac{k-1}{2} M_H^2 \right), \quad (4.1)$$

$$p_H^* = p_H \left(1 + \frac{k-1}{2} M_H^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (4.2)$$

Для сухого воздуха $k = 1,4$, а для влажного воздуха (при $d = 0,1$) $k = 1,3885$.

Тогда, например, при $M_H = 1$ для сухого воздуха $\frac{T_H^*}{T_H} = 1,2$ и $\frac{p_H^*}{p_H} = 1,89293$, а для

влажного $\frac{T_H^*}{T_H} = 1,1943$ и $\frac{p_H^*}{p_H} = 1,88605$, т.е. при том же значении M_H во влажном

воздухе полное давление и температура на входе в воздухозаборник окажутся примерно на 0,5% меньше, чем в сухом воздухе.

Лётчик получает информацию о числе Маха полёта по махметру, принцип действия которого, основан на измерении отношения полного и статического давлений воздуха в набегающем на самолет потоке. Поэтому фактическое число Маха во влажном воздухе оказывается несколько большим, чем показывает махметр, в результате чего разница полных давлений и температур на входе в воздухозаборник при влажном и сухом воздухе окажется ещё меньше.

Кроме того, полёт с числом Маха, равным единице, на уровне моря, где возможно высокое влагосодержание воздуха, маловероятен, а реальные значения влагосодержания значительно меньше 0,1. (В данной работе используется $d = 0,04$, применительно к условиям Республики Судан).

Поэтому при определении p_H^* и T_H^* в процессе расчёта ВСХ можно не учитывать влияние влажности воздуха.

Далее необходимо при данных значениях p_H, T_H и M_H определить значения T_B^* и p_B^* . Как известно, $T_B^* = T_H^*$, а $p_B^* = \sigma_{\text{вх}} p_H^*$, где значения $\sigma_{\text{вх}} = f(M_H)$ определяются по технической документации данного самолёта. Базируясь на результатах сравнения расчетных характеристик с приведенными в описании двигателя РД33-2С, в данном случае (для этого двигателя) принято $\sigma_{\text{вх}} = 1$ при $M_H \leq 1$, а при $M_H > 1$ $\sigma_{\text{вх}}$ плавно снижается до $\sigma_{\text{вх}} = 0,9$ при $M_H = 2$.

4.2 Определение характеристик газогенератора

Все используемые ниже в тексте и формулах данного подраздела (пункта) обозначения T_B^*, π_K^*, η_K^* и $q(\lambda_B)$ относятся к компрессору высокого давления (КВД), а $T_T^*, T_{T'}^*, \pi_T^*$ и η_T^* – к турбине газогенератора (турбина высокого давления – ТВД).

4.2.1 Баланс расходов через КВД и ТВД

Уравнение баланса расходов воздуха и газа в газогенераторе (ГГ) может быть записано так:

$$G_T = G_B (1 - g_{\text{отб}} - g_{\text{охл}}) (1 + g_T). \quad (4.3)$$

Обозначим для краткости:

$$(1 - g_{\text{отб}} - g_{\text{охл}}) (1 + g_T) = a, \quad (4.4)$$

и будем считать эту величину постоянной. Основанием для этого является то, что, например, у двигателя РД33-2С на максимальном и форсажных режимах при увеличении T_B^* от 230 К до 460 К величина $(1 + g_T)$ изменяется менее, чем на 1%, а изменение $g_{\text{охл}}$ вряд ли более значительно.

Тогда:

$$m_{\Gamma} \frac{p_{\Gamma}^* \sigma_{c.a}}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}} q(\lambda_{c.a}) F_{c.a} = a m_{\text{B}} \frac{p_{\text{B}}^*}{\sqrt{T_{\text{B}}^*}} q(\lambda_{\text{B}}) F_{\text{B}} , \quad (4.5)$$

откуда:

$$\frac{p_{\Gamma}^* / p_{\text{B}}^*}{q(\lambda_{\text{B}})} = \frac{a m_{\text{B}} F_{\text{B}}}{m_{\Gamma} \sigma_{c.a} q(\lambda_{c.a}) F_{c.a}}$$

или

$$\frac{\pi_{\text{к}}^*}{q(\lambda_{\text{B}})} = A \sqrt{\frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\text{B}}^*}} , \quad (4.6)$$

где

$$A = \frac{a m_{\text{B}} F_{\text{B}}}{m_{\Gamma} q(\lambda_{c.a}) \sigma_{c.a} \sigma_{\text{к.с}} F_{c.a}} . \quad (4.7)$$

Двигатель РД33-2С регулируется так, что $\pi_{\text{ТНД}}^* \geq \pi_{\text{ТНД,р}}^*$, а на расчетном режиме перепад давлений в сопловом аппарате турбины низкого давления (ТНД) несколько выше критического. И тогда $q(\lambda_{c.a.\text{ТВД}}) = \text{const}$ и соответственно (при $\sigma_{\text{к.с}} = \text{const}$):

$$A = \text{const} \frac{m_{\text{B}}}{m_{\Gamma}} \quad (4.8)$$

тогда:

$$\frac{\pi_{\text{к}}^*}{q(\lambda_{\text{B}})} = \text{const} \frac{m_{\text{B}}}{m_{\Gamma}} \sqrt{\frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\text{B}}^*}} . \quad (4.9)$$

Расчеты показывают, что отношение $\frac{m_{\text{B}}}{m_{\Gamma}}$ весьма слабо зависит, как от $\frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\text{B}}^*}$,

так и влагосодержания воздуха (см. приложение 1, пункты 1 и 2).

При изменении T_{B}^* от 230 до 460 К отношение $\frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\text{B}}^*}$ согласно программе регулирования данного двигателя сперва несколько возрастает (примерно от 5,0 до 5,3) при заметном увеличении g_{Γ} (от $\approx 0,015$ до $\approx 0,023$), а при $T_{\text{B}}^* > 288$ К плавно снижается до $\approx 3,5$ (при почти неизменном значении $g_{\Gamma} \approx 0,023$).

Соответственно отношение $\frac{m_{\text{B}}}{m_{\Gamma}}$ изменяется при отсутствии влажности (по

отношению к его значению на расчетном режиме) и таком широком диапазоне изменения T_B^* всего на 0,5%.

В условиях, когда влагосодержание воздуха может заметно сказаться на характеристике двигателя (от взлёта до полёта с максимально возможной скоростью на уровне моря при $t_H = 30...40$ °С) температура T_B^* может изменяться в значительно меньшей степени – примерно от 300 до 400 К. Следовательно, значение $\frac{m_B}{m_T}$ при работе двигателя в этих условиях полёта на сухом воздухе (как обычно принимается в теории ГТД) будет практически неизменным.

Рассмотрим далее влияние влажности. Пусть (для примера) газогенератор имеет: $T_B^* = 500$ К, $T_T^* = 1500$ К и $g_T = 0,025$. Тогда на сухом воздухе при $k = 1,3865$ и $R = 287,05 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$:

$$m_B = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = 0,0402797. \quad (4.10)$$

Значения газовой постоянной R_T и показателя адиабаты k_T для продуктов сгорания, поступающих в турбину, при отсутствии влажности равны: $R_T = 287,66 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ и $k_T = 1,293326$ и тогда $m_T = 0,039273$, что соответствует (при работе ГГ на сухом воздухе) $\frac{m_T}{m_B} = 0,97509$.

При $T_B^* = 500$ К и влагосодержании $d = 0,1$ (т.е. при влажном воздухе) на входе в ГГ: $R_{\text{вл.возд}} = 302,91 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ и $k_{\text{вл.возд}} = 1,3735$, чему соответствует $m_B = 0,039083$.

На входе в турбину $R_T = 303,11 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ и $k_T = 1,2795$, чему соответствует $m_T = 0,038111$. Тогда при работе на влажном воздухе $\frac{m_T}{m_B} = 0,97514$.

Разница (по сравнению с сухим воздухом) всего 0,005%. Значит можно считать:

$$\frac{\pi_k^*}{q(\lambda_B)} = A \sqrt{\frac{T_\Gamma^*}{T_B^*}}, \quad (4.11)$$

где константа A не зависит от температуры T_B^* и влагосодержания воздуха.

4.2.2 Баланс расходов через ТВД и ТНД

Баланс расходов газа через ТВД и ТНД определяется выражением:

$$m_{\Gamma.1} \frac{p_\Gamma^*}{\sqrt{T_\Gamma^*}} \sigma_{c.a.1} F_{c.a.1} q(\lambda_{c.a.1}) \left(1 + \frac{G_{охл.ТВД}}{G_{\Gamma.ТВД}} \right) = m_{\Gamma.2} \frac{p_{0\text{ТНД}}^*}{\sqrt{T_{0\text{ТНД}}^*}} \sigma_{c.a.2} F_{c.a.2} q(\lambda_{c.a.2}) \quad (4.12)$$

Двигатель РД33-2С регулируется так, что $\pi_{\text{ТНД}}^* \geq \pi_{\text{ТНД.р}}^*$, а на расчетном режиме перепад давлений в сопловых аппаратах ТВД и ТНД выше критических, тогда при этом в ТВД и ТНД $\lambda_{c.a.} = \text{const}$. Следовательно:

$$\sigma_{c.a.\text{ТНД}} F_{c.a.\text{ТНД}} q(\lambda_{c.a.\text{ТНД}}) = \text{const}, \quad (4.13)$$

$$\sigma_{c.a.\text{ТВД}} F_{c.a.\text{ТВД}} q(\lambda_{c.a.\text{ТВД}}) = \text{const}. \quad (4.14)$$

Значение $\left(1 + \frac{G_{охл.ТВД}}{G_{\Gamma.ТВД}} \right)$ изменяется незначительно. Соответственно уравнение

баланса расходов газа через ТВД и ТНД может быть записано как:

$$m_{\Gamma.1} \frac{p_\Gamma^*}{\sqrt{T_\Gamma^*}} = \text{const} \cdot m_{\Gamma.2} \frac{p_{0\text{ТНД}}^*}{\sqrt{T_{0\text{ТНД}}^*}}. \quad (4.15)$$

Как показывают расчеты, отношение $\frac{m_{\Gamma.2}}{m_{\Gamma.1}}$ в широком диапазоне режимов работы двигателя (при изменении полной температуры на входе в него от 230 до 460 К и изменении влагосодержания от $d=0$ до $d=0,1$) изменяется всего на 0,1%, т.е. практически остаётся постоянным. И тогда из формулы (4.15) следует, что:

$$\frac{p_{\Gamma}^*}{p_{0 \text{ ГНД}}^*} \sqrt{\frac{T_{0 \text{ ГНД}}^*}{T_{\Gamma}^*}} = \text{const.} \quad (4.16)$$

Учитывая, что $p_{0 \text{ ГНД}}^* = p_{\Gamma \text{ ТВД}}^*$ и $T_{0 \text{ ГНД}}^*$ близка к $T_{\Gamma \text{ ТВД}}^*$, $T_{0 \text{ ГНД}}^*$ практически пропорциональна $T_{\Gamma \text{ ТВД}}^*$, из формулы (4.16) следует, что независимо от температуры и состава продуктов сгорания в газогенераторе

$$\pi_{\Gamma}^* \sqrt{\frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\Gamma}^*}} = \text{const.} \quad (4.17)$$

Расчеты показывают (см. приложение 1, пункты 3 и 4), что при изменении полной температуры на входе в двигатель от 230 до 460 К (и соответственно при изменении T_{Γ}^* примерно от 1200 до 1600 К) и изменении влагосодержания от

$d = 0$ до $d = 0,1$ значение $\sqrt{\frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\Gamma}^*}}$ при $\eta_{\Gamma}^* = \text{const}$ можно считать однозначной функцией π_{Γ}^* (с погрешностью менее 1%). И тогда в турбине газогенератора (как и при $k = \text{const}$ и $d = 0$) $\pi_{\Gamma}^* = \text{const}$.

КПД турбины при данных значениях k и R зависит от параметра $n/\sqrt{T_0^*}$ и от π_{Γ}^* . Параметр $n_{\text{ТВД}}/\sqrt{T_{\Gamma}^*}$ на максимальном и форсажных режимах в соответствии с программой регулирования данного двигателя может измениться (уменьшиться) по сравнению с его расчетным значением всего на 3%. При увеличении влажности до $d = 0,1$ и неизменном $n_{\text{ТВД}}/\sqrt{T_{\Gamma}^*}$, параметр λ_u :

$$\lambda_u = \frac{u}{\sqrt{2 \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} R T_{\Gamma}^*}}, \quad (4.18)$$

от которого фактически зависит $\eta_{\text{ТВД}}^*$, увеличивается на 2%. На расчетном режиме значение λ_u было близко к оптимальному, где $\frac{d \eta_{\text{ТВД}}^*}{d \lambda_u} = 0$. Поэтому

можно считать, что при $\pi_{\text{ТВД}}^* = \text{const}$ и столь небольшом изменении λ_u КПД ТВД практически остаётся неизменным. Следовательно, при расчете ВСХ данного двигателя можно считать, что независимо от $T_{\text{в}}^*$ и d :

$$\pi_{\text{ТВД}}^* = \text{const}. \quad (4.19)$$

4.2.3 Баланс мощностей КВД и ТВД

Как известно:
$$N_{\text{к}} = N_{\text{т}} \eta_{\text{м}} \quad (4.20)$$

или с учетом того, что
$$N_{\text{к}} = G_{\text{в}} L_{\text{к}}; \quad N_{\text{т}} = G_{\text{т}} L_{\text{т}} \quad (4.21)$$

и
$$G_{\text{т}} = G_{\text{вI}} (1 - g_{\text{охл}}) (1 + g_{\text{т}}), \quad (4.22)$$

имеем
$$L_{\text{КВД}} = a L_{\text{ТВД}}, \quad (4.23)$$

где величину
$$a = (1 - g_{\text{охл}}) (1 + g_{\text{т}}) \eta_{\text{м}} \quad (4.24)$$

можно считать постоянной.

Работа КВД равна:

$$L_{\text{КВД}} = c_p T_{\text{в}}^* \frac{e_{\text{к}}^* - 1}{\eta_{\text{к}}}, \quad (4.25)$$

где $e_{\text{к}}^* = \left(\pi_{\text{к}}^*\right)^{\frac{k-1}{k}}$, причем значения c_p и k здесь таковы же, каковы были приняты

при расчете характеристик КВД. Характеристики КВД при работе на сухом воздухе должны рассчитываться при $c_p = 1004.7 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, что при $R = 287.05 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

соответствует $k = 1,4$, или при $c_p = 1004.5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, что соответствует $k = 1,4001$.

При влагосодержании $d = 0,1$ расчет характеристик КВД должен быть проведен

при $k = 1,3886$, $R = 302.91 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, т.е. при $c_p = 1082.4 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$. Если же учесть, что

2,5% $G_{\text{вI}}$ отбирается на охлаждение ТНД из-за 5-ой ступени КВД, то в балансе мощностей нужно принять:

$$L_{\text{КВД}} = k_{\text{отб}} \cdot c_p T_{\text{вВД}}^* \frac{e_{\text{к}}^* - 1}{\eta_{\text{к}}}, \quad (4.26)$$

где $k_{\text{отб}}$ – коэффициент, учитывающий расход и место отбора воздуха из КВД. В данном случае $k_{\text{отб}} = 0,99$.

Работа ТВД равна:

$$L_{\text{ТВД}} = c_{p\Gamma} T_{\Gamma}^* \left(1 - \frac{1}{e_{\Gamma}^*} \right) \eta_{\Gamma}^*, \quad (4.27)$$

где значения $c_{p\Gamma}$ и k_{Γ} должны определяться здесь с учетом их зависимости от T_{Γ}^* и d . Расчеты показали (см. приложение 1, пункт 5), что в диапазоне T_{Γ}^* от 1200 до 1600 К при значениях $d = 0 \dots 0,1$ с погрешностью, не превышающей 0,05%, при $\pi_{\Gamma}^* = \text{const} \approx 3$ и $\eta_{\Gamma}^* = \text{const}$ можно считать:

$$L_{\text{ТВД}} = \text{const} \cdot T_{\Gamma}^* (1 + 0,64d - 0,6d^2), \quad (4.28)$$

где значение константы определяется по параметрам ТВД на расчетном режиме (при сухом воздухе).

Тогда из условия баланса мощностей:

$$0,99 \cdot c_p T_{\text{в}}^* \frac{e_{\text{к}}^* - 1}{\eta_{\text{к}}} = a \cdot \text{const} \cdot T_{\Gamma}^* (1 + 0,64d - 0,6d^2), \quad (4.29)$$

следует, что:

$$\frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\text{в}}^*} = B \frac{c_p}{1 + 0,64d - 0,6d^2} \frac{e_{\text{к}}^* - 1}{\eta_{\text{к}}}, \quad (4.30)$$

где B константа. И тогда из формулы (4.11) получим:

$$\frac{\pi_{\text{к}}^*}{q(\lambda_{\text{в}})} = C_0 \sqrt{\frac{c_p}{c_{p\text{расч}}}} \frac{1}{\sqrt{1 + 0,64d - 0,6d^2}} \sqrt{\frac{e_{\text{к}}^* - 1}{\eta_{\text{к}}^*}}, \quad (4.31)$$

где $c_{p\text{расч}}$ – теплоемкость на входе в КВД на расчетном режиме (т.е. при сухом воздухе);

c_p – теплоемкость на входе в КВД при влажном воздухе;

константа C_0 – определяется по соответствующим параметрам на расчетном режиме.

Уравнение (4.31) является уравнением рабочей линии на характеристике компрессора, учитывающее зависимость теплоемкости рабочего тела от температуры и влагосодержания атмосферного воздуха. Проведение расчета ВСХ двигателя с учетом изменения теплоемкости рабочего тела во всех сечениях его газоздушного тракта является очень громоздкой задачей, так как, например, характеристика газогенератора приобретает в этом случае вид:

$$\left. \begin{aligned} \pi_{\Gamma\Gamma}^* &= f(\bar{n}_{\text{ВД.пр}}, d, T_{\text{ВД}}^*); \\ \tau_{\Gamma\Gamma}^* &= f(\bar{n}_{\text{ВД.пр}}, d, T_{\text{ВД}}^*); \\ \Delta_{\Gamma\Gamma}^* &= f(\bar{n}_{\text{ВД.пр}}, d, T_{\text{ВД}}^*). \end{aligned} \right\} \quad (4.32)$$

Поэтому при оценке влияния влажности на ВСХ двигателя, учитывая, что заметное повышенное влагосодержание воздуха на входе в двигатель может наблюдаться реально (на взлёте или в полёте у моря) только в узком диапазоне значений $T_{\text{в}}^*$ (300...400 К), расчет характеристики газогенератора проводится с учетом изменения свойств рабочего тела только вследствие изменения его влагосодержания (полагая, что значения теплоемкости сухого воздуха и «сухих» продуктов сгорания во всех сечениях его проточной части такие же, как и на расчетном режиме). Расчеты показывают (см. приложение 1, пункт 6), что увеличение теплоемкости влажного воздуха (по сравнению с её значением для сухого воздуха при той же температуре) может быть (с погрешностью порядка 0,1%) аппроксимировано формулой:

$$\frac{c_{p \text{ влаж}}}{c_{p \text{ сух}}} = 1 + 0,9d - 0,8d^2. \quad (4.33)$$

Тогда уравнение (4.31) может быть записано также как:

$$\frac{\pi_{\text{к}}^*}{q(\lambda_{\text{в}})} = C_0 \sqrt{1 + 0,25d - 0,2d^2} \sqrt{\frac{e_{\text{к}}^* - 1}{\eta_{\text{к}}^*}} \quad (4.34)$$

или

$$\frac{\pi_{\text{к}}^*}{q(\lambda_{\text{в}})} \sqrt{\frac{\eta_{\text{к}}^*}{e_{\text{к}}^* - 1}} = C_0 \sqrt{1 + 0,25d - 0,2d^2}. \quad (4.35)$$

4.2.4 Определение режима работы газогенератора и его параметров в конкретных условиях полёта

1. Процесс определения параметров газогенератора начинается с расчета характеристик КВД (при заданном влагосодержании).

Для ряда из полученных при расчете характеристик КВД напорных кривых и кривых КПД при разных значениях $\bar{n}_{ВД.пр}$ необходимо каждую из них, полученную при её расчете в табличной форме, интерполировать функциями:

$$\left. \begin{aligned} \pi_k^* &= f(\psi_k, \bar{n}_{ВД.пр}); \\ \eta_k^* &= f(\psi_k, \bar{n}_{ВД.пр}), \end{aligned} \right\} \quad (4.36)$$

где $\psi_k = \frac{\pi_k^*}{q(\lambda_B)}$, причем значения $q(\lambda_B)$ определяются по площади F_B и значению m_B , вычисленному при значениях k и R , соответствующих данному d , и значению $T_{ВД}^*$ в условиях расчета характеристик КВД.

При этом, поскольку на максимальном и форсажном режимах (для данного двигателя) значение $\bar{n}_{ВД.пр}$ во всем возможном диапазоне температур T_B^* изменяется всего лишь в пределах примерно от 0,85 до 1,0, можно ограничиться диапазоном $\bar{n}_{ВД.пр}$ от 0,8 до 1,0 (включая 0,98 – это значение $\bar{n}_{ВД.пр}$ на расчетном режиме). Эта процедура реализуется в соответствующих подпрограммах-функциях.

2. Для определения параметров газогенератора в различных условиях полёта и при различном влагосодержании воздуха организуется подпрограмма (Subroutine) определения его параметров в каждом конкретном условиях полёта, точнее при каждом конкретном значении $\bar{n}_{ВД.пр}$ и при данном влагосодержании воздуха.

Для этого сначала вычисляется значение константы C_0 в уравнении (4.35), которое, как уже отмечалось, определяется по параметрам ГГ на расчетном режиме, т.е.:

$$C_0 = \frac{\pi_{к.р}^*}{q(\lambda_{в})_p} \sqrt{\frac{\eta_{к.р}^*}{e_{к.р}^* - 1}}, \quad (4.37)$$

и соответственно вычисляется величина:

$$C_{0d} = C_0 \sqrt{1 + 0,25d - 0,2d^2}. \quad (4.38)$$

Определяется также значение $\psi_{к} = \frac{\pi_{к}^*}{q(\lambda_{в})}$ на расчетном режиме, т.е.:

$$\psi_{к.р} = \frac{\pi_{к.р}^*}{q(\lambda_{в})_p}. \quad (4.39)$$

Дальнейший расчет в данной подпрограмме ведётся для конкретного значения $\bar{n}_{ВД.пр}$, соответствующего данным условиям полёта.

Задавшись в первом приближении значением $\psi_{к}$, равным:

$$\psi_{к} = \psi_{к.р} \sqrt{\frac{\bar{n}_{ВД.пр}}{\bar{n}_{ВД.пр.р}}}, \quad (4.40)$$

где $\bar{n}_{ВД.пр}$ определяется по интерполированным функциям значений $\pi_{к}^*$, $\eta_{к}^*$;

$\bar{n}_{ВД.пр.р} = 0,98$ для данного двигателя.

Вычисляются $e_{к}^* = (\pi_{к}^*)^{\frac{k-1}{k}}$ (где значение k определяется для данного значения d), $q(\lambda_{в}) = \frac{\pi_{к}^*}{\psi_{к}}$ и находится соответственно значение величины:

$$C_1 = \frac{\pi_{к}^*}{q(\lambda_{в})} \sqrt{\frac{\eta_{к}^*}{e_{к}^* - 1}}. \quad (4.41)$$

Если значение C_1 отличается от C_{0d} на величину, превышающую 0,0001 (т.е. $\approx 0,01\%$), то принимается:

$$\psi_{к.нов} = \psi_{к} \left[1 + \left(\frac{C_{0d}}{C_1} - 1 \right) \right], \quad (4.42)$$

где $\psi_{к.нов}$ – новое значение $\psi_{к}$. Расчет повторяется снова до сходимости.

В результате определяется значение ψ_k в рабочей точке на характеристике КВД при данных значениях $\bar{n}_{ВД,пр}$ и d , и соответственно значения π_k^* , η_k^* и $q(\lambda_B)$. Далее определяются параметры газогенератора:

$$a) \quad \pi_{ГГ}^* = \frac{P_{тВД}^*}{P_B^*} = \frac{\pi_k^* \sigma_{к.с.}}{\pi_{тВД,р}^*}; \quad (4.43)$$

б) так как согласно (4.11) A – константа, независящая от влагосодержания воздуха, то:

$$\Delta_{ГГ}^* = \frac{T_{Г}^*}{T_B^*} = \Delta_{ГГ,р}^* \left[\frac{\pi_k^*/q(\lambda_B)}{\pi_{к,р}^*/q(\lambda_B)_р} \right]^2; \quad (4.44)$$

в) расчеты показывают (см. приложение 1, пункт 4), что при $\pi_{тВД}^* = \text{const}$ и $\eta_{тВД}^* = \text{const}$ отношение $T_{Г}^*/T_{тВД}^*$ с возрастанием влагосодержания воздуха несколько снижается (пропорционально $1 - 0.08d$); тогда:

$$\tau_{ГГ}^* = \frac{T_{тВД}^*}{T_B^*} = \tau_{ГГ,р}^* \frac{\Delta_{ГГ}^*}{\Delta_{ГГ,р}^*} (1 - 0,08d). \quad (4.45)$$

Кроме того, по найденному значению ψ_k и π_k^* в рабочей точке на данной напорной кривой КВД определяются также $q(\lambda_B) = \frac{\pi_k^*}{\psi_k}$, $\tau_k^* = 1 + \frac{e_k^* - 1}{\eta_k^*}$, где

значение $e_k^* = (\pi_k^*)^{\frac{k-1}{k}}$, причем k определено с учетом влагосодержания воздуха при

$T^* = 288$ К, а также запас устойчивости КВД ΔK_y , для чего используется

подпрограмма-функция, интерполирующая значения $\psi_{к.г.у} = \frac{\pi_{к.г.у}^*}{q(\lambda_B)_{г.у}}$ (значения ψ_k

на границе устойчивой работы) в зависимости от $\bar{n}_{ВД,пр}$, т.е. $\psi_{к.г.у} = f(\bar{n}_{ВД,пр})$.

з) Таким образом, определяются значения $\pi_{\Gamma\Gamma}^*$, $\tau_{\Gamma\Gamma}^*$, $\Delta_{\Gamma\Gamma}^*$, $q(\lambda_{\text{в}})_{\text{ВД}}$ и ΔK_y при данных значениях $\bar{n}_{\text{ВД,пр}}$ и d , а также значение $\tau_{\text{к}}^*$ без учета влияния на эту величину зависимости теплоемкости воздуха от температуры.

4.3 Определение параметров турбины

В данном пункте излагается алгоритм расчета параметров одноступенчатых турбин (ТВД или ТНД) на нерасчетных режимах, так как в данной работе исследуемый двигатель имеет одноступенчатые турбины.

Как известно, характеристика турбины представляется в виде зависимости КПД турбины $\eta_{\text{т}}^*$ и параметра расхода $G_z = G\sqrt{T_0^*}/p_0^*$ (где T_0^* и p_0^* – температура и давление газа на входе в турбину) от степени понижения давления в турбине $\pi_{\text{т}}^*$ и параметра $\frac{n}{\sqrt{T_0^*}}$ или числа λ_u , равного:

$$\lambda_u = \frac{u_{\text{т}}}{\sqrt{\frac{2k_{\text{т}}}{k_{\text{т}}+1} R_{\text{т}} T_0^*}}, \quad (4.46)$$

где $u_{\text{т}}$ – окружная скорость рабочих лопаток на их среднем радиусе (при данных значениях газовой постоянной $R_{\text{т}}$ и показателя адиабаты $k_{\text{т}}$).

В данной работе расчет характеристик одноступенчатой турбины ведется по приближенной методике [60], основанной на обобщении значительного числа экспериментальных данных. Расчет ведется в следующем порядке:

1. Исходными данными для определения значений $\eta_{\text{т}}^*$ и G_z при нерасчетных значениях $\pi_{\text{т}}^*$ и λ_u являются:
 - значения $\pi_{\text{т}}^*$, $\eta_{\text{т}}^*$, G_z , λ_u (на среднем радиусе) и T_0^* на расчетном режиме (они обозначаются как $\pi_{\text{т,р}}^*$, $\eta_{\text{т,р}}^*$, $G_{z,\text{р}}$, $\lambda_{u,\text{р}}$ и $T_{0,\text{р}}^*$), а также значения $R_{\text{т,р}}$ и $k_{\text{т,р}}$, значение числа λ и угла выхода потока газа из турбины, т.е. $\lambda_{\text{т,р}}$ и $\alpha_{\text{т,р}}$.

- значения ряда из этих параметров на рассматриваемом режиме, т.е. π_T^* , λ_u , T_0^* , R_T и k_T ;
- в теории газовых турбин и при расчете их характеристик используется также параметр $y^* = \frac{u_T}{c_{ад}^*}$ (аналог $\frac{u}{c_1}$), где $c_{ад}^*$ равно:

$$c_{ад}^* = \sqrt{2 \frac{k_T}{k_T - 1} R_T T_0^* \left(1 - \frac{1}{e_T^*}\right)}, \quad (4.47)$$

где $e_T^* = \left(\pi_T^*\right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}}$; связь между λ_u и y^* следующая:

$$y^* = \lambda_u \sqrt{\frac{k_T - 1}{k_T + 1} \frac{e_T^*}{(e_T^* - 1)}}; \quad (4.48)$$

- соответственно для расчетного режима определяется значение $y_p^* = \frac{u_{т.р}}{c_{ад.р}^*}$, где $c_{ад.р}^*$ равно:

$$c_{ад.р}^* = \sqrt{2 \frac{k_{г.р}}{k_{г.р} - 1} R_{г.р} T_{0р}^* \left(1 - \frac{1}{e_{т.р}^*}\right)}, \quad (4.49)$$

а $e_{т.р}^* = \left(\pi_{т.р}^*\right)^{\frac{k_{г.р} - 1}{k_{г.р}}}$, или:

$$y_p^* = \lambda_{u.p} \sqrt{\frac{k_{г.р} - 1}{k_{г.р} + 1} \frac{e_{т.р}^*}{(e_{т.р}^* - 1)}}. \quad (4.50)$$

2. Для расчетного режима дополнительно определяется:

- $y_{опт.р}^* = a \cdot y_p^*$, где $a = 1,1$;
- находится также максимальное значение КПД турбины при $\lambda_u = \lambda_{u.p}$ и $\pi_T^* = \pi_{т.р}^*$, равное:

$$\eta_{\text{т.мах.р}}^* = \eta_{\text{т.р}}^* \left[1 + 0,8333(a-1)^2 \right] = 1,007\eta_{\text{т.р}}^*. \quad (4.51)$$

3. Далее для данного рассматриваемого (нерасчетного) режима вычисляется значение $\eta_{\text{т}}^*$ при данных значениях λ_u и $\pi_{\text{т}}^*$:

- сначала в процессе расчета характеристик двигателя определяются значения температуры газа перед турбиной T_0^* и относительного расхода топлива $g_{\text{т}}$, по этим значениям могут быть определены значения газовой постоянной $R_{\text{т}}$ и показателя адиабаты $k_{\text{т}}$ для продуктов сгорания, поступающих в турбину (при данном значении влагосодержания d);
- далее определяются значения $\bar{\lambda}_u$ и y^* на данном нерасчетном режиме, и вычисляется оптимальное значение y^* при данном $\bar{\lambda}_u \neq \bar{\lambda}_{u,\text{р}}$:

$$y_{\text{опт}}^* = y_{\text{опт.р}}^* [0,91 + 0,72(\bar{\lambda}_u - 0,5)^3], \quad (4.52)$$

если $\bar{\lambda}_u < 0,5$, то $\frac{y_{\text{опт}}^*}{y_{\text{опт.р}}^*} = 0,91$;

- затем определяется максимальное (т.е. соответствующее этому $y_{\text{опт}}^*$) значение КПД турбины при данном $\bar{\lambda}_u \neq \bar{\lambda}_{u,\text{р}}$:

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{\eta}_{\text{т.мах}}^* = \frac{\eta_{\text{т.мах}}^*}{\eta_{\text{т.мах.р}}^*} = 1 + 0,03(\bar{\lambda}_u - 1), \text{ если } \bar{\lambda}_u > 1; \\ \bar{\eta}_{\text{т.мах}}^* = 1 - \left[0,1 + 0,18 \left(\pi_{\text{т.р}}^{*0,4} - 1,44 \right) \right] (1 - \bar{\lambda}_u), \text{ если } \bar{\lambda}_u < 1; \\ \bar{\eta}_{\text{т.мах}}^* = \left(\bar{\eta}_{\text{т.мах}}^* \right)_{\bar{\lambda}=0,5}, \text{ если } \bar{\lambda}_u < 0,5; \end{array} \right. \quad (4.53)$$

$$\eta_{\text{т.мах}}^* = \bar{\eta}_{\text{т.мах}}^* \cdot \eta_{\text{т.мах.р}}^*; \quad (4.54)$$

- определяется КПД турбины при данном $\bar{\lambda}_u \neq \bar{\lambda}_{u,p}$ и данном $\pi_T^* \neq \pi_{T,p}^*$; для этого сначала вычисляется значение y^* при данных $\bar{\lambda}_u \neq \bar{\lambda}_{u,p}$ и $\pi_T^* \neq \pi_{T,p}^*$,

затем определяется $\bar{y}^* = \frac{y^*}{y_{\text{опт}}^*}$ и вычисляются:

$$\begin{cases} \bar{\eta}_T^* = \frac{\eta_T^*}{\eta_{T,\text{max}}^*} = 1 - (\bar{y}^* - 1)^2, \text{ если } \bar{y}^* < 1; \\ \bar{\eta}_T^* = 1 - 0,55(\bar{y}^* - 1)^2, \text{ если } \bar{y}^* > 1; \end{cases} \quad (4.55)$$

$$\eta_T^* = \eta_{T,\text{max}}^* \bar{\eta}_T^* \quad (4.56)$$

4. Значение параметра расхода G_z при данных λ_u и π_T^* определяется так:

- определяется критическое значение $\pi_{T,\text{кр}}^*$, т.е. такое, при превышении которого G_z уже не изменяется:

$$\text{при } \lambda_u = \lambda_{u,p}: \quad \pi_{T,\text{кр},p}^* = 1,91;$$

при $\lambda_u \neq \lambda_{u,p}$:

$$\pi_{T,\text{кр}}^* = 1,91 - 0,38(4 - \pi_{T,p}^*)(1 - \bar{\lambda}_u); \quad (4.57)$$

- вычисляется величина:

$$x_0 = \frac{\pi_T^* - 1}{\pi_{T,\text{кр}}^* - 1}; \quad (4.58)$$

- определяется значение:

$$x = x_0 \left[1 - \left(\frac{\pi_{T,\text{кр},p}^* - 1}{\pi_{T,\text{кр}}^* - 1} - 1 \right) (1 - x_0) \right]; \quad (4.59)$$

- определяется значение $\bar{G}_z = \frac{G_z}{G_{z,p}}$ (без учета изменения состояния продуктов сгорания):

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{G}_z = 1, \quad \text{если } x \geq 1; \\ \bar{G}_z = \sqrt[4]{1 - (1-x)^2}, \quad \text{если } x = 0,3 \dots 1,0; \\ \bar{G}_z = 1,26\sqrt[3]{x}, \quad \text{если } x = 0,1 \dots 0,3; \\ \bar{G}_z = 1,85\sqrt{x}, \quad \text{если } x < 0,1; \end{array} \right. \quad (4.60)$$

- уточняется значение параметра расхода при изменении состояния (состава и температуры) продуктов сгорания:

$$G_z = G_{z.p} \bar{G}_z \frac{m_r}{m_{r.p}}, \quad (4.61)$$

где

$$m_r = \sqrt{\frac{k_r}{R_r} \left(\frac{2}{k_r + 1} \right)^{\frac{k_r + 1}{k_r - 1}}}. \quad (4.62)$$

5. Определяется значение угла выхода потока газа из турбины α_T (на среднем радиусе) при данных λ_u и π_T^* . Для этого:

- определяется значение параметра y^* , при котором (при $\lambda_u = \lambda_{u.p}$) значение угла α_T было бы равно 90° :

$$y_{90p}^* = 70 \cdot y_p^* / (\alpha_{T.p} - 20^\circ); \quad (4.63)$$

- при данном $\bar{\lambda} = \lambda_u / \lambda_{u.p}$ определяется значение $\bar{y}_{90}^* = y_{90}^* / y_{90p}^*$, равное:

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{y}_{90}^* = 0,95 + 0,2(\bar{\lambda}_u - 0,5)^2, \quad \text{если } \bar{\lambda}_u > 0,5; \\ \bar{y}_{90}^* = 0,95, \quad \text{если } \bar{\lambda}_u \leq 0,5; \end{array} \right. \quad (4.64)$$

- соответственно при данном $\bar{\lambda}_u$: $y_{90}^* = \bar{y}_{90}^* \cdot y_{90p}^*$;
- при данных π_T^* и λ_u находится текущее значение параметра $y^* = \frac{u_T}{C_{ад}^*}$,

вычисляется значение $\frac{y^*}{y_{90}^*}$ и соответственно:

$$\alpha_T = 90^\circ + 70^\circ \left(\frac{y^*}{y_{90}^*} - 1 \right), \quad (4.65)$$

но, если $\frac{y^*}{y_{90}^*} > 1,6$, то:

$$\alpha_T = 138^\circ + 76,8^\circ \left(0,625 - \frac{y_{90}^*}{y^*} \right). \quad (4.66)$$

6. Определяются значение параметра $q(\lambda_T)$ и соответственно значение числа λ_T на выходе из турбины (определенного по скорости c_2 на среднем радиусе), а также возможность реализации данного значения π_T^* . Для этого:

- значение $q(\lambda_T)$ определяется из уравнения расхода:

$$G_T = m_T \frac{p_T^*}{\sqrt{T_T^*}} F_T q(\lambda_T) \sin \alpha_T, \quad (4.67)$$

тогда:

$$G_z = G_T \frac{\sqrt{T_T^*}}{p_T^*} = m_T F_T q(\lambda_T) \frac{p_T^*}{p_T^*} \sqrt{\frac{T_T^*}{T_T^*}} \sin \alpha_T = m_T F_T q(\lambda_T) \frac{\sqrt{\tau_T^*}}{\pi_T^*} \sin \alpha_T, \quad (4.68)$$

отсюда:
$$q(\lambda_T) = q(\lambda_{T,p}) \frac{G_z}{G_{z,p}} \frac{m_{T,p}}{m} \frac{\pi_T^*}{\pi_{T,p}^*} \sqrt{\frac{\tau_{T,p}^*}{\tau_T^*}} \frac{\sin \alpha_{T,p}}{\sin \alpha_T}, \quad (4.69)$$

где $q(\lambda_{T,p})$ определяется по $\lambda_{T,p}$ при данном k ;

- если при данном значении π_T^* определенное таким образом значение $q(\lambda_T)$ оказывается превышающим единицу, то, следовательно, это значение π_T^* не может быть реализовано (максимально возможное значение π_T^* в первом приближении соответствует $q(\lambda_T) = 1$), и поэтому значение π_T^* надо уменьшить (в первом приближении) пропорционально $1/q(\lambda_T)$;
- если же $q(\lambda_T) \leq 1$, то по значению $q(\lambda_T)$ определяется соответствующее ему (при данном k_T) значение λ_T (при том, что $\lambda_T \leq 1$).

7) Оценивается уровень потерь, связанных с закруткой потока газа за турбиной. Для этого:

- определяется число λ_T , соответствующее осевой составляющей вектора скорости c_2 на выходе из рабочего колеса турбины:

$$\lambda_{T.a} = \lambda_T \sin \alpha_T; \quad (4.70)$$

- определяется значение степени понижения давления в турбине от полного давления на входе p_0^* до статического p_T на выходе (с учетом того, что $p_T = p_T^* \cdot \Pi(\lambda_T)$, где газодинамическая функция $\Pi(\lambda)$ определена при данном значении показателя адиабаты k):

$$\pi_T = \pi_T^* / \Pi(\lambda_T); \quad (4.71)$$

- в предположении, что окружная составляющая вектора скорости c_2 полностью гасится за турбиной (из-за вязкостного трения и др.) без повышения давления, определяется полное давление газа за турбиной с учетом потерь на закрутку потока:

$$p_T'^* = p_T / \Pi(\lambda_{T.a}), \quad (4.72)$$

и соответственно степень понижения полного давления в турбине с учетом этих потерь:

$$\pi_T'^* = \frac{p_T'}{p_T'^*} = \pi_T^* \frac{\Pi(\lambda_{T.a})}{\Pi(\lambda_T)}; \quad (4.73)$$

- так как КПД турбины равен:

$$\eta_T^* = \frac{L_T}{L_{ад.Т}^*} = \frac{L_T}{\frac{k_r}{k_r - 1} R_T T_T^* \left(1 - \frac{1}{e_T^*}\right)}, \quad (4.74)$$

где $e_T^* = \left(\pi_T^*\right)^{\frac{k_r - 1}{k_r}}$, то соответственно КПД турбины с учетом потерь на закрутку потока за ней будет равен:

$$\eta_T'^* = \eta_T^* \cdot \left(1 - \frac{1}{e_T^*}\right) / \left(1 - \frac{1}{e_T'^*}\right), \quad (4.75)$$

где $e'_T = (\pi'_T)^{\frac{k_T-1}{k_T}}$;

- но, если за данной турбиной расположена другая турбина с таким же направлением вращения её рабочего колеса (например, ТНД), то необходимо учесть следующее:

а) если $\alpha_T > \alpha_{T,p}$, то угол поворота потока в сопловом аппарате (СА) следующей ступени турбины уменьшается, в результате чего, как показывают продувки сопловых решеток профилей, потери в них в широком диапазоне отрицательных углов атаки практически не изменяются, т.е. потери на закрутку потока за РК рассматриваемой турбины можно считать отсутствующими;

б) если $\alpha_T < \alpha_{T,p}$, то поворот потока в СА следующей ступени растёт, поэтому потери в нём возрастают и в первом приближении это возрастание можно принять равным описанным выше потерям на закрутку потока за РК рассматриваемой турбины (ступени).

4.4 Определение режима турбокомпрессорного модуля

1. В начале проведения расчета высотно-скоростных характеристик двигателя была определена полная температура и полное давление воздуха на входе в двигатель T_B^* и p_B^* .

Используя программу регулирования двигателя РД33-2С, определяем значения $\bar{n}_{ВД} = f(T_B^*)$ и $\pi_T^* = f(T_B^*)$, а также (в первом приближении) значения $\bar{n}_{НД} = f(T_B^*)$ по графику, имеющемуся в его описании. При этом учитывается, что указанные в программе регулирования значения $\pi_T^* = f(T_B^*)$ определяются отношением $p_K/p_{ТНД}$ (соответствующие датчики стоят за КВД и за ТНД). Для определения действительного значения π_T^* надо значения $\pi_T^* = f(T_B^*)$ умножить

на такой коэффициент, чтобы при $T_v^* = 288 \text{ К}$ π_T^* было равно произведению значений $\pi_{\text{ТВД}}^*$ и $\pi_{\text{ТНД}}^*$, полученных при расчете параметров двигателя на расчетном режиме.

Далее, учитывая, что $\pi_{\text{ТВД}}^* = \text{const} = \pi_{\text{ТВД,р}}^*$, находится:

$$\pi_{\text{ТНД}}^* = \frac{\pi_T^*}{\pi_{\text{ТВД,р}}^*}. \quad (4.76)$$

2. По найденному (в первом приближении) значению $\bar{n}_{\text{НД}}$ и соответственно

$\bar{n}_{\text{НД,пр}} = \bar{n}_{\text{НД}} \sqrt{\frac{288}{T_v^*}}$ нужно (по приближенной рабочей кривой КНД) определить $\pi_{\text{КНД}}^*$, $\eta_{\text{КНД}}^*$ и соответственно $\tau_{\text{КНД}}^*$ (при значении k , соответствующем принятому при расчете характеристике КНД, т.е. с учетом влагосодержания d).

3. Далее в первом приближении определяется:

$$T_{\text{в.ВД}}^* = T_v^* \cdot \tau_{\text{КНД}}^*. \quad (4.77)$$

Затем определяются:

$$T_{\text{ср}}^* = (T_v^* + T_{\text{в.ВД}}^*) / 2, \quad (4.78)$$

и

$$T_{\text{в.ВД}}^* = T_v^* + (T_{\text{в.ВД}}^* - T_v^*) \frac{c_{p1}}{c_{p,\text{ср}}}, \quad (4.79)$$

где c_{p1} – значение теплоёмкости атмосферного воздуха, принятое при расчёте характеристики КНД, а значение $c_{p,\text{ср}}$ определяется с помощью подпрограммы-функции $c_{p,d} = f(T^*, d)$ при $T^* = T_{\text{ср}}^*$.

3а. После этого находится:

$$p_{\text{в.ВД}}^* = p_v^* \cdot \pi_{\text{КНД}}^*, \quad (4.80)$$

и определяется значение приведенной частоты вращения КВД:

$$\bar{n}_{\text{ВД,пр}} = \bar{n}_{\text{ВД}} \sqrt{\frac{T_{\text{в.ВД,р}}^*}{T_{\text{в.ВД}}^*}}, \quad (4.81)$$

где $T_{в.ВД}^* = T_{к.НД}^*$, и по характеристике газогенератора определяются:

$$\left. \begin{aligned} \pi_{ГГ}^* &= f(\bar{n}_{ВД.пр}, d); \\ \tau_{ГГ}^* &= f(\bar{n}_{ВД.пр}, d); \\ \Delta_{ГГ}^* &= f(\bar{n}_{ВД.пр}, d); \\ \tau_{КВД}^* &= f(\bar{n}_{ВД.пр}, d); \\ q(\lambda_{в.ВД}) &= f(\bar{n}_{ВД.пр}, d). \end{aligned} \right\} \quad (4.82)$$

Соответственно находятся:

$$\left. \begin{aligned} T_{к}^* &= T_{в.ВД}^* \cdot \tau_{КВД}^*; \\ T_{Г}^* &= T_{в.ВД}^* \cdot \Delta_{ГГ}^*; \\ p_{т.ВД}^* &= p_{в.ВД}^* \cdot \pi_{ГГ}^*; \\ T_{т.ВД}^* &= T_{в.ВД}^* \cdot \tau_{ГГ}^*. \end{aligned} \right\} \quad (4.83)$$

Отношение $T_{0\text{ НД}}^*$ к $T_{т.ВД}^*$ в широком диапазоне режимов практически таково же, как и на расчетном режиме. Следовательно:

$$T_{0\text{ НД}}^* = T_{т.ВД}^* \left(\frac{T_{0\text{ НД}}^*}{T_{т.ВД.р}^*} \right). \quad (4.84)$$

4. Определяется относительный расход топлива в основной камере сгорания.

Доля сухого воздуха во влажном воздухе, поступающем в камеру сгорания, и доля водяных паров там же соответственно равны:

$$\left. \begin{aligned} g_{\text{возд}} &= \frac{1}{1+d}; \\ g_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{d}{1+d}. \end{aligned} \right\} \quad (4.85)$$

Для увеличения температуры 1 кг сухого воздуха (и образованного из него газа) от $T_{к}^*$ до температуры перед турбиной $T_{Г}^*$ требуется расход топлива:

$$g_{т1} = \frac{c_{п} (T_{г}^* - T_{к}^*)}{\eta_{г} H_{u}}, \quad (4.86)$$

где
$$c_{п} = 0,883 + 2,09 \cdot 10^{-4} (T_{г}^* + 0,46T_{к}^*), \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (4.87)$$

Для увеличения температуры 1 кг водяного пара от $T_{к}^*$ до $T_{г}^*$ требуется расход топлива:

$$g_{т2} = \frac{(c_{p\text{H}_2\text{O}})_{\text{cp}} (T_{г}^* - T_{к}^*)}{\eta_{г} H_{u}}, \quad (4.88)$$

где $(c_{p\text{H}_2\text{O}})_{\text{cp}}$ – средняя теплоемкость водяного пара в диапазоне температур от $T_{к}^*$ до $T_{г}^*$, которая с достаточной точностью может быть принята равной его теплоемкости при средней температуре, равной:

$$T_{\text{cp}}^* = (T_{к}^* + T_{г}^*)/2. \quad (4.89)$$

Тогда для увеличения температуры 1 кг влажного воздуха от $T_{к}^*$ до $T_{г}^*$ потребуется расход топлива:

$$g_{т} = \frac{[g_{\text{возд}} c_{п} + g_{\text{H}_2\text{O}} (c_{p\text{H}_2\text{O}})_{\text{cp}}] (T_{г}^* - T_{к}^*)}{\eta_{г} H_{u}}. \quad (4.90)$$

Далее определяется значение параметра $\frac{n}{\sqrt{T_{г}^*}}$ для ТНД. Для этого сначала

определяется:
$$n = n_0 \cdot \bar{n}_{\text{НД}}, \quad (4.91)$$

где n_0 – расчетная частота вращения ротора низкого давления, равная для РД33-2С 11000 об/мин. При этом $T_{г}^* = T_{0\text{НД}}^*$ и тогда:

$$\frac{n}{\sqrt{T_{г}^*}} = \frac{n_0 \cdot \bar{n}_{\text{НД}}}{\sqrt{T_{0\text{НД}}^*}}. \quad (4.92)$$

Кроме того, для обращения к подпрограмме (Subroutine) расчета характеристики ТНД необходимо определить параметры (газовую постоянную и

показатель адиабаты) рабочего тела на входе в неё с помощью подпрограмм-функций $R_g = f(d, g_T)$ и $k_g = f(T_g^*, d, g_T)$ (описание этих и других подпрограмм-функций – см. приложение 2) при введении в неё значений $T_{0\text{НД}}^*$, $g_{\text{т.сух}}$ и d . При этом надо учесть, что на входе в ТВД значение $g_{\text{т.сух}}$ было равно $g_T(1+d)$, а на входе в ТНД стало несколько меньше вследствие поступления воздуха, охлаждающего ТВД, т.е.:

$$g_{\text{т.сух}} = g_T(1+d) \frac{1 - g_{\text{охл}}}{1 - g_{\text{охл}} + g_{\text{охл.ТВД}}}. \quad (4.93)$$

Теперь нужно обратиться к подпрограмме расчета характеристики ТНД с найденными значениями $\frac{n}{\sqrt{T_\Gamma^*}}$, $\pi_{\text{ТНД}}^*$, k и R и определить таким путем значение $\eta_{\text{ТНД}}^*$ без учета и с учетом потерь на закрутку потока газа на выходе из неё.

5. Определяются работа и мощность ТНД, расход и параметры газа за ней, а также параметры потока газа на входе в камеру смешения.

Работа ТНД равна:

$$L_{\text{ТНД}} = c_{p\Gamma.\text{НД}} T_{0\text{ТНД}}^* \left(1 - \frac{1}{e_{\text{ТНД}}^*}\right) \eta_{\text{ТНД}}^*, \quad (4.94)$$

где значения $c_{p\Gamma.\text{НД}}$ и $\left(1 - \frac{1}{e_{\text{ТНД}}^*}\right)$ определяются по значениям k и R на входе в

ТНД. Расход воздуха через внутренний контур равен:

$$G_{\text{вI}} = G_{\text{вIр}} \frac{m_{\text{в}}}{m_{\text{в.р}}} \frac{p_{\text{в.ВД}}^*}{p_{\text{в.ВД.р}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{в.ВД.р}}^*}{T_{\text{в.ВД}}^*} \frac{q(\lambda_{\text{в.ВД}})}{q(\lambda_{\text{в.ВД.р}})}}, \quad (4.95)$$

где $m_{\text{в}}$ определяется по значению показателя адиабаты воздуха, соответствующей температуре $T_{\text{в.ВД}}^*$ и его влагосодержанию d путем обращения к подпрограмме-функции $m_{\text{в}} = f(T^*, d)$.

Расход газа через ТНД равен:

$$G_{\Gamma} = G_{\text{ВЛ}} (1 - g_{\text{охл}}) (1 + g_{\text{T}}) + G_{\text{ВЛ}} g_{\text{охл.ТВД}}. \quad (4.96)$$

Расход газа за ТНД равен:

$$G_{\Gamma\Gamma} = G_{\Gamma} + g_{\text{охл.ТНД}} G_{\text{ВЛ}}. \quad (4.97)$$

Давление газа за ТНД равно:

$$p_{\text{Т.НД}}^* = p_{\text{Т.ВД}}^* / \pi_{\text{ТНД}}^*. \quad (4.98)$$

Давление на входе в камеру смешения равно:

$$p_{\Gamma}^* = (p_{\text{Т.ВД}}^* / \pi_{\text{ТНД}}^*) \sigma_{\text{зат.диф}}. \quad (4.99)$$

Для определения $T_{\text{Т.НД}}^*$ сначала находится (в первом приближении):

$$T_{\text{Т.НД1}}^* = T_{0\text{НД}}^* - \frac{L_{\text{ТНД}}}{c_{p\Gamma\text{НД}}}, \quad (4.100)$$

затем:

$$T_{\text{ср}}^* = (T_{0\text{НД}}^* + T_{\text{Т.НД1}}^*) / 2, \quad (4.101)$$

и соответствующее этой температуре значение $c_{p\Gamma\text{ср}}$, и тогда:

$$T_{\text{Т.НД}}^* = T_{0\text{НД}}^* - \frac{L_{\text{ТНД}}}{c_{p\Gamma\text{ср}}}. \quad (4.102)$$

Температура газа на входе в камеру смешения меньше $T_{\text{Т.НД}}^*$ вследствие подмешивания охлаждающего ТНД воздуха. Поэтому (как и за ТВД):

$$T_{\Gamma}^* = T_{\text{Т.НД}}^* \left(\frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\text{Т.НД,р}}^*} \right). \quad (4.103)$$

Относительная плотность тока газа на входе в камеру смешения равна:

$$q(\lambda_{\Gamma}) = G_{\Gamma} \frac{\sqrt{T_{\Gamma}^*}}{m_{\Gamma} p_{\Gamma}^* F_{\Gamma}}, \quad (4.104)$$

где значение m_{Γ} определяется при данных T_{Γ}^* , d и $g_{\text{Т.сух}}$ путем обращения к подпрограмме-функции $m_g = f(T_g^*, d, g_{\text{T}})$.

Соответственно вычисляется значение $\lambda_I = f[q(\lambda_I)]$ при тех же значениях T_I^* , d и $g_{т.сyx}$. Для этого используются подпрограммы-функции $k_g = f(T_g^*, d, g_{т})$ и $\lambda = f(q(\lambda), k)$. Затем вычисляются:

$\Pi(\lambda_I) = f(\lambda_I, k_g)$, и:

$$p_I = p_I^* \cdot \Pi(\lambda_I). \quad (4.105)$$

Отношение $p_I/p_{в.ВД}^*$ равно:

$$\frac{p_I}{p_{в.ВД}^*} = \frac{\pi_{гг}^*}{\pi_{гнд}^*} \Pi(\lambda_I) \sigma_{зат.диф}. \quad (4.106)$$

Отношение $p_{II}/p_{в.ВД}^*$ равно:

$$\frac{p_{II}}{p_{в.ВД}^*} = \sigma_{II} \Pi(\lambda_{II}). \quad (4.107)$$

При этом $\frac{p_{II}}{p_{в.ВД}^*} = \frac{p_I}{p_{в.ВД}^*}$ (так как $p_{II} = p_I$). Следовательно:

$$\Pi(\lambda_{II}) = \frac{\pi_{гг}^*}{\pi_{гнд}^*} \frac{\Pi(\lambda_I) \sigma_{зат.диф}}{\sigma_{II}}, \quad (4.108)$$

где значение σ_{II} может быть принято постоянным.

Расходы воздуха через внутренний и наружный контуры равны:

$$G_{вI} = m_{в} \frac{p_{в.ВД}^*}{\sqrt{T_{в.ВД}^*}} F_{в.ВД} q(\lambda_{в.ВД}), \quad (4.109)$$

$$G_{вII} = m_{в} \frac{p_{II}^*}{\sqrt{T_{II}^*}} F_{II} q(\lambda_{II}) = m_{в} \frac{p_{в.ВД}^* \sigma_{II}}{\sqrt{T_{в.ВД}^*}} F_{II} q(\lambda_{II}). \quad (4.110)$$

Следовательно, степень двухконтурности двигателя равна:

$$m = m_p \frac{q(\lambda_{II})}{q(\lambda_{II})_p} \frac{q(\lambda_{в.ВД})}{q(\lambda_{в.ВД})_p}. \quad (4.111)$$

В то же время баланс расходов воздуха через КНД и КВД может быть записан как:

$$m_B \frac{P_{\text{к.КНД}}^*}{\sqrt{T_{\text{к.КНД}}^*}} F_{\text{к.КНД}} \cdot q(\lambda_{\text{к.КНД}}) = (1+m) m_B \frac{P_{\text{в.ВД}}^*}{\sqrt{T_{\text{в.ВД}}^*}} F_{\text{в.ВД}} \cdot q(\lambda_{\text{в.ВД}}), \quad (4.112)$$

откуда:
$$q(\lambda_{\text{к.КНД}}) = q(\lambda_{\text{к.КНД}})_p \frac{(1+m)}{(1+m_p)} \frac{q(\lambda_{\text{в.ВД}})}{q(\lambda_{\text{в.ВД}})_p}. \quad (4.113)$$

Из баланса мощностей КНД и ТНД следует:

$$G_{\text{вI}} (1+m) L_{\text{КНД}} = G_{\text{вI}} \left[(1-g_{\text{охл}})(1+g_{\text{т}}) + g_{\text{охл.ТВД}} \right] L_{\text{ТНД}} \eta_{\text{м}}, \quad (4.114)$$

откуда:
$$L_{\text{КНД}} = L_{\text{ТНД}} \frac{\left[(1-g_{\text{охл}})(1+g_{\text{т}}) + g_{\text{охл.ТВД}} \right] \eta_{\text{м}}}{1+m}, \quad (4.115)$$

и соответственно:

$$T_{\text{в.ВД}}^* = T_{\text{в}}^* + L_{\text{КНД}}/c_p \quad (4.116)$$

$$\tau_{\text{КНД}}^* = T_{\text{в.ВД}}^*/T_{\text{в}}^* \quad (4.117)$$

(при значениях c_p и k , соответствующих принятым значениям влагосодержания d при расчете характеристики КНД).

Затем определяются:

$$T_{\text{ср}}^* = (T_{\text{в}}^* + T_{\text{в.ВД}}^*)/2, \quad (4.118)$$

$$T_{\text{в.ВД}}^* = T_{\text{в}}^* + (T_{\text{в.ВД}}^* - T_{\text{в}}^*) \frac{c_{p1}}{c_{p.\text{ср}}}, \quad (4.119)$$

где c_{p1} – значение теплоёмкости атмосферного воздуха, принятое при расчёте характеристики КНД, а значение $c_{p.\text{ср}}$ определяется с помощью подпрограммы-функции $c_{pd} = f(T^*, d)$ при $T^* = T_{\text{ср}}^*$.

Таким путем находится полная температура на входе в КВД во втором приближении. Далее, возвращаясь к пункту (3а), следует повторять расчеты до достижения сходимости их результатов.

В результате всех этих расчетов для данного значения $T_{\text{в}}^*$ становятся известными (для максимального и форсажных режимов) значения степени

двухконтурности m , $q(\lambda_{\text{к.НД}})$ и $\tau_{\text{кНД}}^* = \frac{T_{\text{в.ВД}}^*}{T_{\text{в}}^*}$. Две последние величины позволяют определить режим работы КНД. (Обозначим их $q(\lambda_{\text{к.НД0}})$ и $\tau_{\text{кНД0}}^*$).

Для этого его характеристика должна быть представлена в виде:

$$\left. \begin{aligned} \tau_{\text{кНД}}^* &= f\left(q(\lambda_{\text{к.НД}}), \bar{n}_{\text{НД.пр}}\right); \\ \pi_{\text{кНД}}^* &= f\left(q(\lambda_{\text{к.НД}}), \bar{n}_{\text{НД.пр}}\right); \\ \psi_{\text{кНД}} &= f\left(\pi_{\text{кНД}}^*, \bar{n}_{\text{НД.пр}}\right), \end{aligned} \right\} \quad (4.120)$$

где

$$\psi_{\text{кНД}} = \frac{\pi_{\text{кНД}}^*}{q(\lambda_{\text{в}})_{\text{НД}}}, \quad (4.121)$$

и

$$q(\lambda_{\text{к.НД}}) = q(\lambda_{\text{в.НД}}) \frac{F_{\text{в}}}{F_{\text{к}}} \frac{\sqrt{\tau_{\text{к}}^*}}{\pi_{\text{к}}^*}. \quad (4.122)$$

Поэтому необходимо для каждой её точки при данном $\bar{n}_{\text{НД.пр}}$ вычислить $\psi_{\text{кНД}}$, $\tau_{\text{кНД}}^*$ и $q(\lambda_{\text{к.НД}})$, а затем провести интерполяции этих функций двух переменных.

Определив значение $\psi_{\text{кНД}}$ по $\pi_{\text{кНД}}^*$ и $q(\lambda_{\text{в.НД}})$, найденным в первом приближении (в начале расчёта), и приняв сначала такое же значение $\bar{n}_{\text{НД.пр}}$, находим значение $q(\lambda_{\text{к.НД}})$. Если оно отличается от $q(\lambda_{\text{к.НД0}})$ более, чем на 0,0001, значение $\psi_{\text{кНД}}$ изменяется как:

$$\psi_{\text{кНД}} = \psi_{\text{кНД}} \left(1 + \frac{q(\lambda_{\text{к.НД}}) - q(\lambda_{\text{к.НД0}})}{q(\lambda_{\text{к.НД0}})} \right), \quad (4.123)$$

и снова находим значение $q(\lambda_{\text{к.НД}})$, и так до сходимости.

Значение $\tau_{\text{кНД}}^*$ при данных $\bar{n}_{\text{НД.пр}}$ и $\psi_{\text{к}}$ может ещё не соответствовать $\tau_{\text{кНД0}}^*$. Если отличие превышает 0,0001, то значение $\bar{n}_{\text{НД.пр}}$ изменяется как:

$$\bar{n}_{\text{НД.пр}} = \bar{n}_{\text{НД.пр}} \sqrt{\frac{\tau_{\text{КНД}0}^* - 1}{\tau_{\text{КНД}}^* - 1}}, \quad (4.124)$$

и процедура повторяется до сходимости.

После уточнения параметров КНД также определяется его запас газодинамической устойчивости ΔK_y , для чего нужна отдельная подпрограмма-функция, интерполирующая значения $\psi_{\text{к.г.у}}$ в зависимости от $\bar{n}_{\text{НД.пр}}$, т.е.

$\psi_{\text{к.г.у}} = f(\bar{n}_{\text{НД.пр}})$. При этом ΔK_y определяется так:

$$\Delta K_y = [(\psi_{\text{к.г.у}}/\psi_{\text{КНД}}) - 1] \cdot 100\%. \quad (4.125)$$

В результате всех этих процедур и операций становятся известными:

$p_I^*, T_I^*, p_{II}^*, T_{II}^*, G_I, G_{\text{вI}}$, а также m и следовательно $G_{\text{вII}} = mG_{\text{вI}}$.

Далее определяются полное давление и полная температура газа на выходе из камеры смешения:

$$p_{\text{см}}^* = \frac{p_I^* F_I + p_{II}^* F_{II}}{F_I + F_{II}} \sigma_{\text{см}}, \quad (4.126)$$

$$T_{\text{см}}^* = \frac{G_I c_{p_{\Gamma I}} T_I^* + G_{II} c_{p_{\Gamma B}} T_{II}^*}{(G_I + G_{II}) c_{p_{\text{см}}}}, \quad (4.127)$$

где значение $c_{p_{\Gamma I}}$ определяется при $T = T_I^*$ и найденном ранее значении $g_{\text{т.сух}}$ с помощью подпрограммы-функции $c_{p_g} = f(T_g^*, d, g_{\text{т}})$, значение $c_{p_{\Gamma B}}$ — по функции $c_p = f(T^*)$ при $T = T_I^* = T_{II}^*$, а значение $c_{p_{\text{см}}}$ — по функции $c_{p_g} = f(T_g^*, d, g_{\text{т}})$ при значении $g_{\text{т.сух}}$, равном:

$$g_{\text{т.сух}2} = \frac{g_{\text{т}}(1 - g_{\text{охл}})}{1 + m}(1 + d), \quad (4.128)$$

и значении $T_{\text{см}}^*$, вычисленном (в первом приближении) при $c_{p_{\text{см}}}$ равном:

$$c_{p_{см}} = \frac{c_{p_{г1}} + m c_{p_{в}}}{1 + m}. \quad (4.129)$$

Вычисление нужно повторить, определив $c_{p_{см}}$ как $c_{p_{см}} = f(T_{см}^*, g_{т.сух2}, d)$ с помощью подпрограммы-функции $c_{p_g} = f(T_g^*, d, g_t)$.

4.5 Определение параметров двигателя

4.5.1 Определение параметров двигателя на максимальном режиме

Давление газа перед соплом равно:

$$p_c^* = p_{см}^* \sigma_{гидр}, \quad (4.130)$$

а температура $T_c^* = T_{см}^*$. Степень расширения газа в сопле равна:

$$\pi_c = p_c^* / p_H. \quad (4.131)$$

Скорость истечения в первом приближении равна:

$$c_c = \varphi_c \sqrt{2c_{p_{г}} T_c^* \left(1 - \frac{1}{e_c}\right)}, \quad (4.132)$$

где $e_c = (\pi_c)^{\frac{k_{г}-1}{k_{г}}}$, а значения $c_{p_{г}}$ и $k_{г}$ определены при $T^* = T_c^*$ и $g_{т.сух} = g_{т.сух2}$.

Температура газа в выходном сечении сопла равна при этом:

$$T_c = T_c^* - \frac{c_c^2}{2c_{p_{г}}}. \quad (4.133)$$

Определив $T_{ср} = (T_c^* + T_c)/2$, с помощью подпрограммы-функции $c_{p_g} = f(T_g^*, d, g_t)$ находим $c_{p_{ср}} = f(T_{ср}, d, g_{т.сух2})$ и затем:

$$c_c = \varphi_c \sqrt{2c_{p_{ср}} T_c^* \left(1 - \frac{1}{e_c}\right)}, \quad (4.134)$$

где $e_c = (\pi_c)^{\frac{k_{г}-1}{k_{г}}}$, а значение $k_{г}$ определено по подпрограмме-функции

$k_g = f(T_g^*, d, g_t)$ при $T = T_{ср}$ и $g_t = g_{т.сух2}$.

Расход газа через сопло равен сумме уже известных расходов воздуха через КНД и топлива в основной камере сгорания, что позволяет определить тягу двигателя P (кН) и удельный расход топлива $C_{уд}$ (кг/(Н·ч)) на максимальном режиме таким образом:

$$P = G_T \cdot c_c - G_B \cdot V, \quad (4.135)$$

где
$$V = M_H \cdot \sqrt{kRT_H}, \quad (4.136)$$

при этом значение $k=1,4$, а значение R определяется при данном значении влагосодержания d .

Удельный расход топлива $C_{уд}$ (кг/(Н·ч)) равен:

$$C_{уд} = G_T \cdot 3600/P. \quad (4.137)$$

4.5.2 Определение параметров двигателя на режиме полного форсажа

- По программе регулирования $(G_{т.ф}/p_k^*) = f(T_B^*)$ определяется $G_{т.ф}$ (кг/с) и соответственно:

$$G_{т\Sigma} = G_{т.ф} + G_T \text{ и } g_{т\Sigma} = \frac{G_{т\Sigma}}{G_B}. \quad (4.138)$$

- Так как
$$g_{т\Sigma} = \frac{[g_{возд} c_{п\Sigma} + g_{H_2O} (c_{pH_2O})_{cp}]}{\eta_{г\Sigma} H_u} (T_\phi^* - T_B^*), \quad (4.139)$$

то, задавшись в первом приближении $c_{п\Sigma} = c_{п\Sigma.p}$ и $(c_{pH_2O})_{cp}$ на форсажном режиме также равным его расчетному значению, находим соответственно:

$$T_\phi^* = T_B^* + \frac{g_{т\Sigma} \cdot \eta_{г\Sigma} H_u}{g_{возд} c_{п\Sigma} + g_{H_2O} (c_{pH_2O})_{cp}}. \quad (4.140)$$

Обозначим его $T_{\phi 1}^*$.

- По формуле:

$$c_{п\Sigma} = 0,883 + 2,09 \cdot 10^{-4} (T_{\phi 1}^* + 0,46T_B^*) \quad (4.141)$$

находим (при $T_{\phi}^* = T_{\phi 1}^*$) более точное значение условной теплоемкости $c_{п\Sigma}$ [а также по подпрограмме-функции $c_{p_2} = f(T^*)$ и более точное значение

$$\left(c_{p_{H_2O}}\right)_{cp} = f\left(\frac{T_{\phi}^* + T_{B}^*}{2}\right),$$

после чего (по формуле (4.140) находим и более точное значение T_{ϕ}^* . Обозначим его $T_{\phi 2}^*$.

- Снова по формуле (4.141) находим более точное значение условной теплоемкости $c_{п\Sigma}$ [а также и более точное значение $\left(c_{p_{H_2O}}\right)_{cp} = f\left(\frac{T_{\phi}^* + T_{B}^*}{2}\right)$], но уже при $T_{\phi}^* = (T_{\phi 1}^* + T_{\phi 2}^*)/2$.

- Продолжаем эти итерации до тех пор, пока разница между $T_{\phi i}^*$ и $T_{\phi i+1}^*$ станет менее 1 К, т.е.:

$$\left|T_{\phi i+1}^* - T_{\phi i}^*\right| \leq 1 \text{ К}. \quad (4.142)$$

Обычно достаточно двух-трех итераций. Таким путём определяется температура перед соплом T_{ϕ}^* .

Давление газа перед соплом равно:

$$p_{c.\phi}^* = p_{cm}^* \sigma_{\phi.k\Sigma}, \quad (4.143)$$

а степень расширения газа в сопле $\pi_{c.\phi} = p_{c.\phi}^* / p_H$.

Расход газа через сопло (кг/с) равен:

$$G_{г.\phi} = G_B + G_{т\Sigma}. \quad (4.144)$$

Скорость истечения газа, тяга и удельный расход топлива на форсажном режиме определяется так же, как и на максимальном, но при соответственно более высоких значениях T_g^* и при:

$$g_{т.сух} = g_{т\Sigma} (1 + d), \quad (4.145)$$

и также с использованием итераций.

На рисунке 4.1 представлена блок-схема программы расчета ВСХ ТРДДФ.

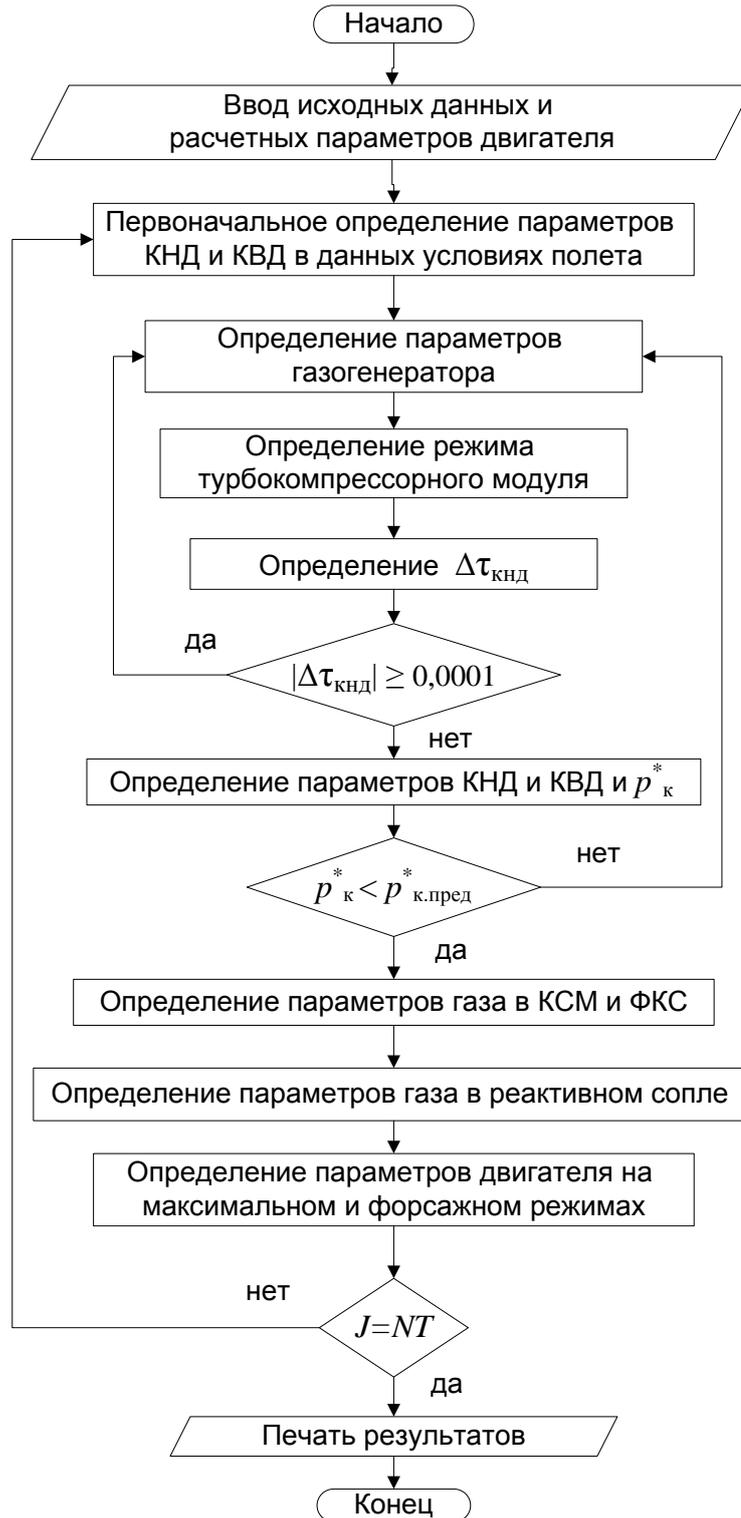


Рисунок 4.1 – Блок-схема программы расчета ВСХ ТРДДФ

Расчет ВСХ двигателя с компрессором, подверженным эрозионному износу проводится по такой же методике. Данная методика также позволяет учитывать совместное влияние эрозионного износа и влажности воздуха на ВСХ ТРДДФ.

Выводы по главе 4

1. Изложены основы разработанной методики расчета ВСХ ТРДДФ (на примере двигателя РД33-2С) для определения эксплуатационных характеристик двигателя при заданных значениях влагосодержания воздуха в диапазоне $d = 0 \dots 0,1$.
2. Особенностью данной методики является использование рассчитанных с помощью CFD-кода характеристик каскадов компрессора при их исходном состоянии и после влияния эрозионного износа, а также при их работе в сухом и влажном воздухе. Это позволило с одной стороны учитывать влияние эрозионного износа и влажности воздуха на характеристики компрессора, а с другой, сократить алгоритм математической модели двигателя. Кроме того, в методике учитывается влияние влагосодержания атмосферного воздуха на физические свойства рабочего тела (воздуха и продуктов сгорания топлива) в каждом характерном сечении газоздушного тракта двигателя.
3. Разработанная программа расчета ВСХ ТРДДФ позволяет определить параметры двигателя на максимальном и форсажном режимах с учетом влияния на двигатель различных эксплуатационных факторов.

ГЛАВА 5. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ЭРОЗИОННОГО ИЗНОСА И ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА НА ВСХ ДВИГАТЕЛЯ РД33-2С

5.1 Общие сведения о двигателе

Двигатель РД33-2С – это двухвальный, двухконтурный турбореактивный двигатель с форсажной камерой сгорания с малой степенью двухконтурности, со смешением потоков контуров за турбиной и с регулируемым сверхзвуковым реактивным соплом. Схема двигателя с характерными сечениями газозадушного тракта приведена на рисунке 5.1.

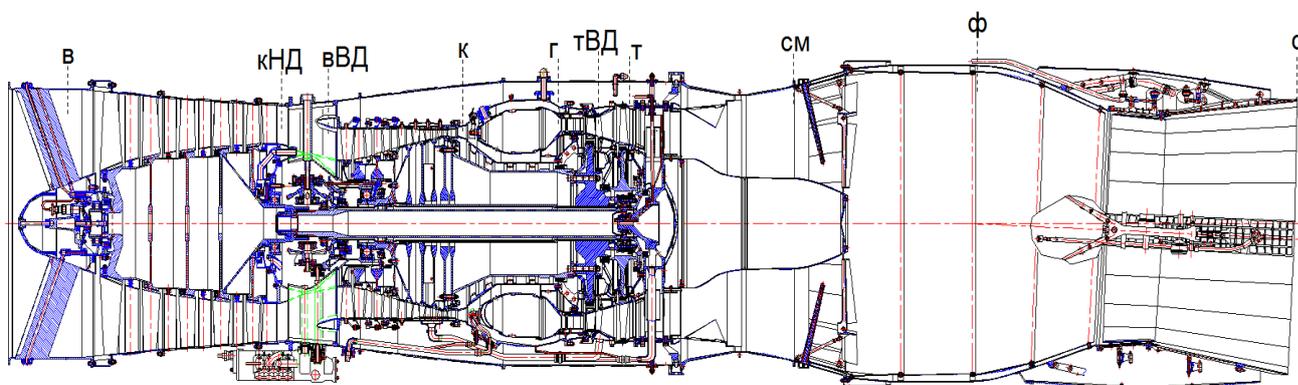


Рисунок 5.1 – Схема двигателя РД33-2С

Компрессор двигателя – двухкаскадный с низконапорным четырехступенчатым компрессором низкого давления (КНД) и регулируемым высоконапорным девятиступенчатым компрессором высокого давления (КВД).

Камера сгорания двигателя – кольцевая, с большим числом завихрителей и двадцатью четырьмя форсунками.

Турбина двигателя – осевая, двухвальная и состоит из одноступенчатых, турбин высокого и низкого давления (ТВД и ТНД).

Для обеспечения надежной работы турбины при высоких значениях температуры предусматривается её охлаждение. Сопловой аппарат ТВД охлаждается воздухом, отбираемым из-за последней ступени компрессора, а

рабочие лопатки и диски ТВД и ТНД, а также сопловой аппарат ТНД охлаждаются воздухом, отбираемым из-за пятой ступени КВД.

Горячие газы за турбиной низкого давления смешиваются в камере смешения с помощью смесителя с воздухом, поступающим из второго контура. За камерой смешения располагается общая для обоих контуров форсажная камера сгорания. Из форсажной камеры газ поступает в реактивное сопло, выполненное в форме регулируемого сопла Лаваля.

5.2 Расчетные параметры и программа регулирования двигателя

На основании анализа расчетных параметров и коэффициентов потерь в элементах двигателя на расчетном режиме, указанных в описании двигателя (изданном в ВВИА) [95], а также результатов расчета характеристик каскадов компрессора с помощью программного комплекса NUMECA Fine/Turbo, в данной работе были приняты параметры двигателя на расчетном режиме при САУ, представленные в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Расчетные параметры двигателя РД33-2С

Параметр	Значение	Параметр	Значение
H , м	0	λ_I	0,245
M_H	0	α	1,11
T_H , К	288	η_M	0,99
p_H , Па	101300	$\bar{n}_{\text{НД}}$	0,976
$\sigma_{\text{вх}}$	1	$q(\lambda_{\text{к}})_{\text{НД}}$	0,64
$g_{\text{отб}}$	0	$T_{\text{вВД}}^*$, К	422,4
$g_{\text{охл}}$	0,08	$\bar{n}_{\text{ВД}}$	0,98
$g_{\text{охл.ТВД}}$	0,055	$q(\lambda_{\text{в}})_{\text{ВД}}$	0,681
$g_{\text{охл.ТНД}}$	0,025	$T_{\text{ОНД}}^*$, К	1185,1
$G_{\text{в}}$, кг/с	76,5	$\lambda_{\text{и.р}}$	0,542
$G_{\text{вI}}$, кг/с	51,45	$a_{\text{кр}}$	621,9
$\pi_{\text{КНД}}^*$	3,12	$\lambda_{\text{т.р}}$	0,45
$\eta_{\text{КНД}}^*$	0,82	$\alpha_{\text{т.р}}$	85

Параметр	Значение	Параметр	Значение
$\pi_{\text{КВД}}^*$	7	$R_{\text{г.р}}, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	287,6
$\eta_{\text{КВД}}^*$	0,8336	$k_{\text{г.р}}$	1,312
m	0,487	$F_{\text{I}}, \text{м}^2$	0,374
$T_{\text{г}}^*, \text{К}$	1530	$F_{\text{II}}, \text{м}^2$	0,0763
$\eta_{\text{г}}$	0,98	$T_{\text{I}}^*, \text{К}$	1007,6
$\sigma_{\text{к.с}}$	0,945	$T_{\text{ТНД}}^*, \text{К}$	1015,8
$H_{\text{У}}, \text{кДж}/\text{кг}$	43000	$p_{\text{к.пред}}^*, \text{Па}$	$35,5 \cdot 10^5$
$\pi_{\text{ТВД}}^*$	3,399	$\sigma_{\text{см}}$	0,95
$\eta_{\text{ТВД}}^*$	0,86	$T_{\text{Ф}}^*, \text{К}$	2000
$\pi_{\text{ТНД}}^*$	2,051	$\eta_{\text{г.}\Sigma}$	0,88
$\eta_{\text{ТНД}}^*$	0,9	$\sigma_{\text{Ф.К}}$	0,96
σ_{II}	0,98	$\sigma_{\text{Ф.К.гидр.}}$	0,98
$\sigma_{\text{заг.диф.}}$	0,99	$\varphi_{\text{с}}$	0,987

В условиях эксплуатации на самолете двигатель работает на различных режимах, каждый из которых определяется, с одной стороны, положением рычага управления двигателем (РУД), а с другой – условиями полета (числом M и высотой H). В данной работе исследование влияния эрозионного износа и влажности воздуха на характеристики двигателя проводилось только для максимального режима и режима полного форсажа.

На этих режимах программой регулирования двигателя предусмотрено:

а) регулирование частоты вращения ротора высокого давления в зависимости от $T_{\text{в}}^*$ (за счет изменения подачи топлива в камеру сгорания); при этом в области $T_{\text{в}}^* < 288 \text{ К}$ приведенная частота вращения поддерживаются практически неизменной;

б) регулирование степени понижения давления в турбине в зависимости от $T_{\text{в}}^*$ (за счет изменения критического сечения сопла двигателя); при этом в области $T_{\text{в}}^* < 288 \text{ К}$ $\pi_{\text{т}}^* = \text{const}$;

в) регулирование подачи топлива в форсажную камеру сгорания по закону

$$\frac{G_{т.ф}}{p_k^*} = f(T_B^*).$$

Кроме того, программой предусмотрено ограничение давления за компрессором значением $p_{к.макс}^* = 3,55$ МПа.

Ниже в табличной форме приведены соответствующие значения $n_{ВД}$, π_T^* и

$\frac{G_{т.ф}}{p_k^*}$ при различных значениях T_B^* , в диапазонах между которыми значения $n_{ВД}$,

π_T^* и $\frac{G_{т.ф}}{p_k^*}$ изменяются по линейному закону (кроме изменения π_T^* при

$T_B^* > 346$ К). Эти значения несколько подправлены (по сравнению с указанными на графиках в описании двигателя [95]) в соответствии с полученными при определении параметров двигателя на расчетном режиме.

Программа регулирования двигателя РД33-2С

- Изменение $n_{ВД}$ в зависимости от T_B^* .

T_B^* , К	213	288	335	480
$n_{ВД}$, %	86,0	98,0	101,7	100

- Изменение π_T^* в зависимости от T_B^* .

T_B^* , К	≤ 288	320	335	346	360	400	440
π_T^*	7,06	7,17	7,21	7,4	7,44	7,52	7,57

- Изменение $G_{т.ф}/p_k^*$ в зависимости от T_B^* .

T_B^* , К	230	288	335	460
$(G_{т.ф}/p_k^*) \cdot 10^3, \frac{\text{кг}}{\text{Па} \cdot \text{ч}}$	7,82	6,00	6,008	7,82

5.3 Верификация результатов расчета ВСХ двигателя

С помощью разработанной методики расчета ВСХ ТРДДФ при принятой программе регулирования был проведен расчет ВСХ двигателя РД33-2С при работе в условиях сухого воздуха и отсутствии эрозионного износа. На рисунках 5.2–5.5 приведены результаты расчета в сравнении с данными, указанными в техническом описании двигателя.

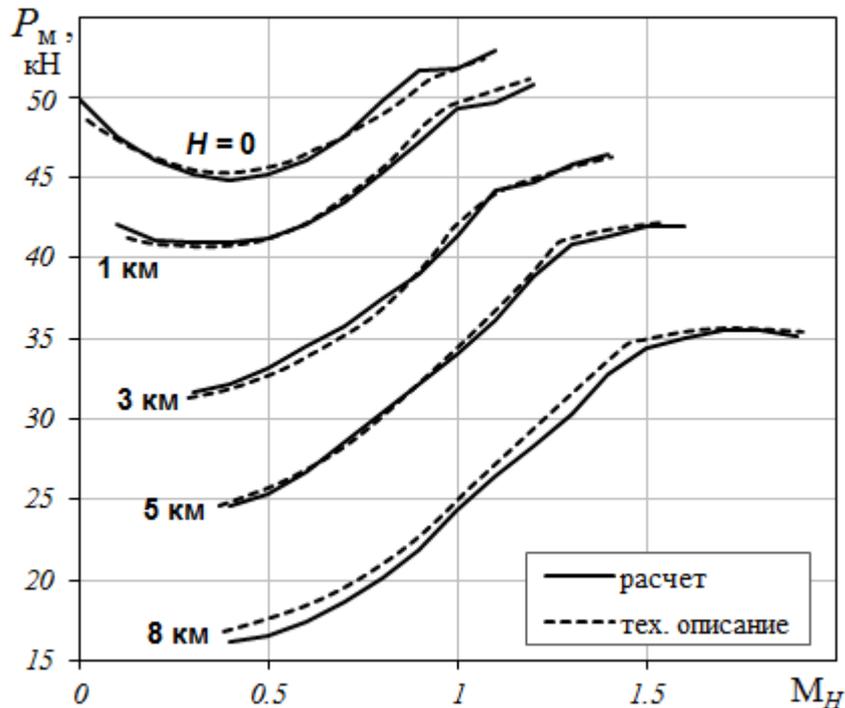


Рисунок 5.2 – Зависимость тяги двигателя от числа M_H для различных высот полета H (режим «Максимал»)

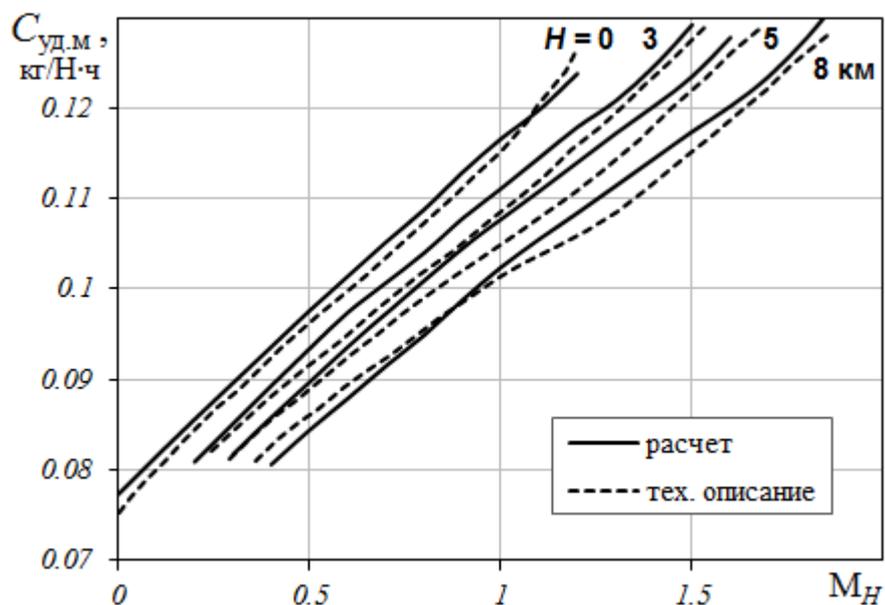


Рисунок 5.3 – Зависимость удельного расхода топлива от числа M_H для различных высот полета H (режим «Максимал»)

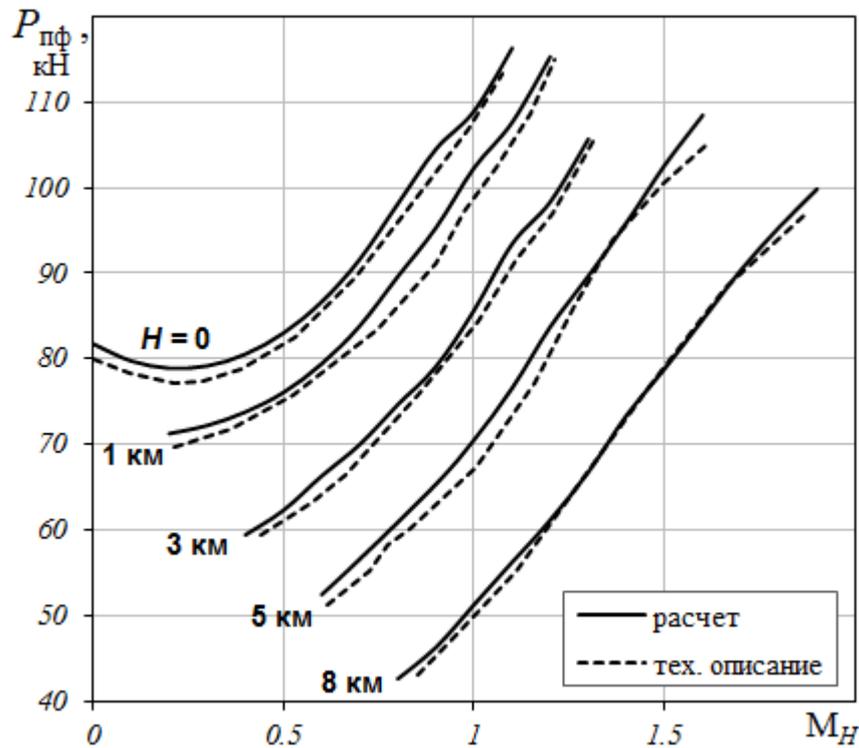


Рисунок 5.4 – Зависимость тяги двигателя от числа M_H для различных высот полета H (режим «Полный форсаж»)

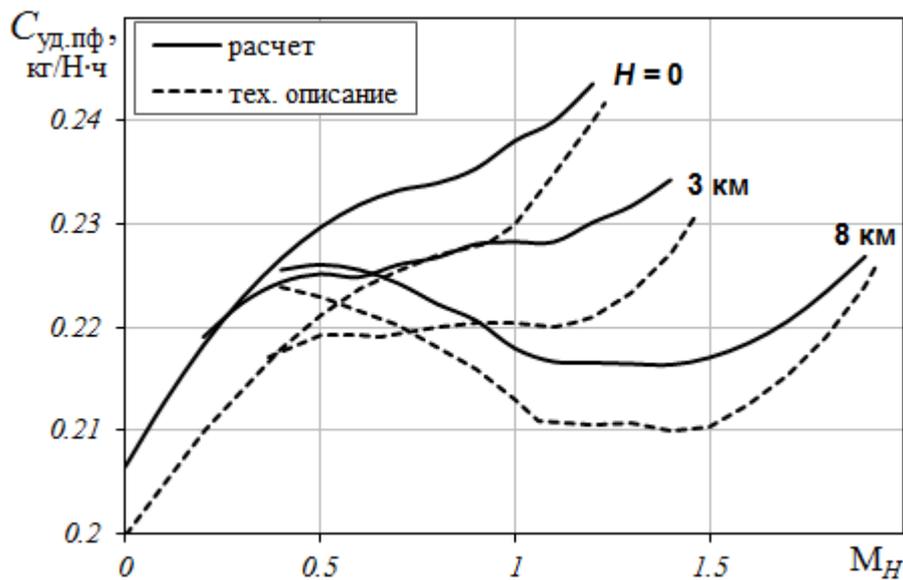


Рисунок 5.5 – Зависимость удельного расхода топлива от числа M_H для различных высот полета H (режим «Полный форсаж»)

Как видно из представленных выше графиков, результаты расчета хорошо согласуются с характеристиками двигателя, приведенными в его описании, во всем диапазоне чисел Маха M_H и высот полета H (на максимальном и форсажном режимах) со средней погрешностью менее 2,5%. Однако на режиме полного

форсажа значения удельного расхода топлива заметно выше, чем данные из описания двигателя примерно на 3...4% (в пределах допустимой погрешности) по всему диапазону чисел Маха полета, что обусловлено отсутствием точных значений суммарного коэффициента полноты сгорания для данного режима в описании двигателя [95]. Таким образом, полученные далее в работе результаты исследования влияния эрозионного износа и влажности воздуха на характеристики данного двигателя можно считать достоверными.

5.4 Влияние эрозионного износа на ВСХ двигателя

А. Влияние эрозионного износа на характеристики двигателя

На основании полученных результатов расчета влияния эрозионного износа на характеристики каскадов компрессора двигателя РД33-2С (см. главу 2) и с помощью разработанной методики расчета ВСХ ТРДДФ, проводилось исследование влияние эрозионного износа на характеристики двигателя. Результаты расчета представлены на рисунках 5.6–5.9.

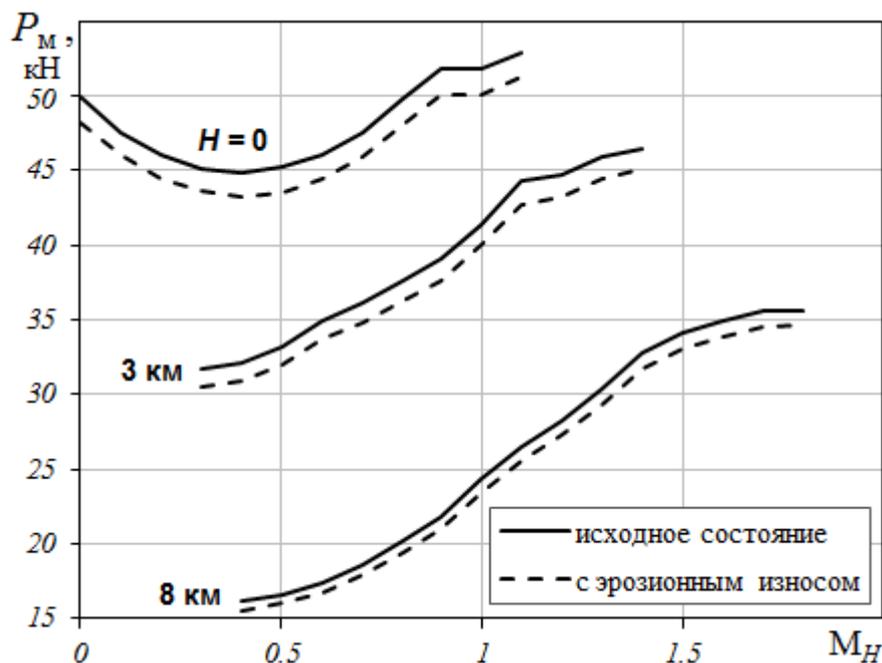


Рисунок 5.6 – Влияние эрозионного износа на тягу двигателя (режим «Максимал»)

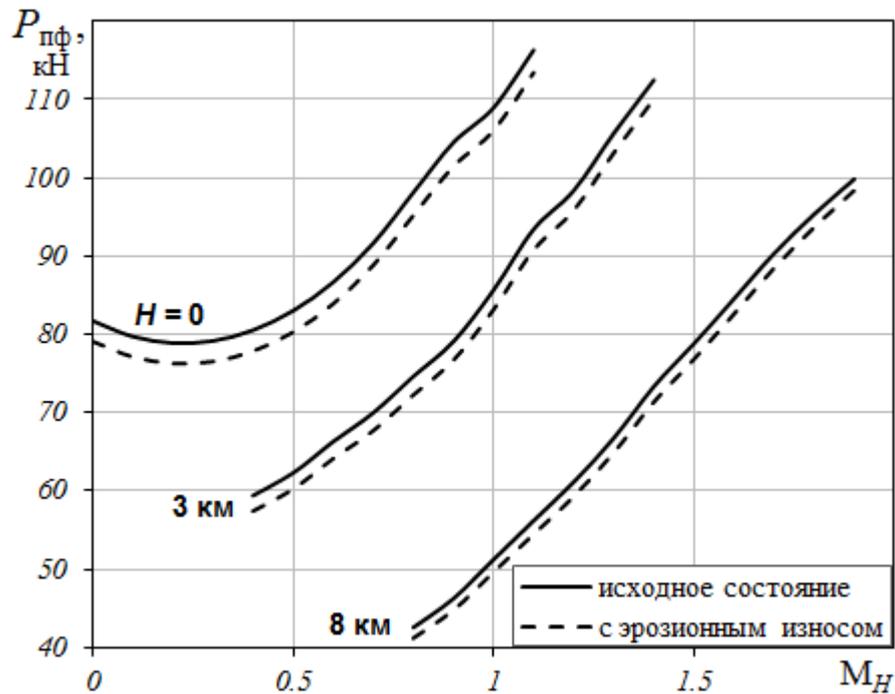


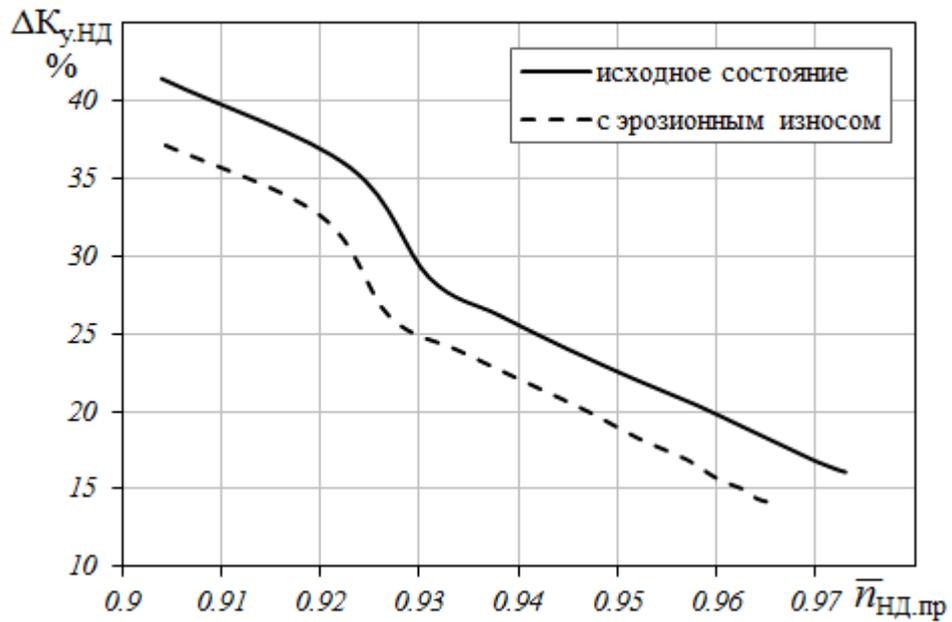
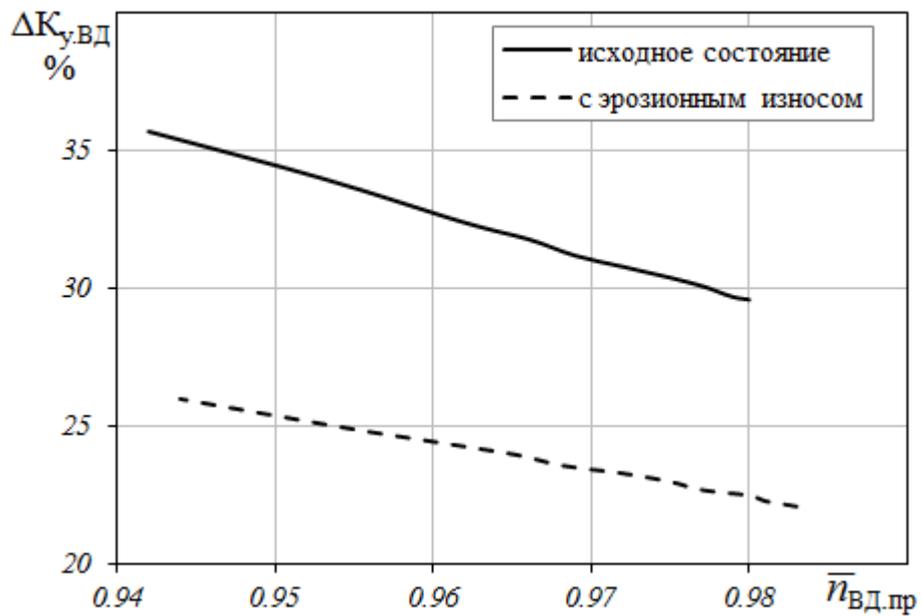
Рисунок 5.7 – Влияние эрозионного износа на тягу двигателя (режим «Полный форсаж»)

Как показали результаты расчета, эрозионный износ приводит к снижению тяги двигателя во всем диапазоне чисел M_H и высот полета H , но наибольшее влияние наблюдается на малых высотах полета. При этом снижение тяги (в данном случае) может достигать 4% на режиме «Максимал» и 3,5% на режиме «Полный форсаж».

При работе двигателя на максимальном режиме влияние эрозионного износа на удельный расход топлива несущественно, а на режиме полного форсажа (особенно при полете на малых высотах) удельный расход топлива возрастает примерно на 0,5%.

Б) Влияние эрозионного износа на запасы газодинамической устойчивости каскадов компрессора

Во второй главе было установлено, что в результате эрозионного износа граница устойчивой работы смещается в сторону уменьшения запаса газодинамической устойчивости ΔK_y . В количественном соотношении на рисунках 5.8 и 5.9 представлены результаты влияния эрозионного износа на ΔK_y каскадов компрессора.

Рисунок 5.8 – Влияние эрозионного износа на $\Delta K_{\text{у}}$ КНДРисунок 5.9 – Влияние эрозионного износа на $\Delta K_{\text{у}}$ КВД

Как видно из представленных результатов, эрозионный износ приводит к существенному снижению $\Delta K_{\text{у}}$ каскадов компрессора, в данном случае $\Delta K_{\text{у}}$ КНД снижается на 4...5%, а $\Delta K_{\text{у}}$ КВД – на 7...9%. Эрозионного износ в большей степени влияет на $\Delta K_{\text{у}}$ высоконапорного компрессора, чем на $\Delta K_{\text{у}}$ низконапорного компрессора.

5.5 Влияние влажности атмосферного воздуха на ВСХ двигателя

Применительно к условиям Республики Судан в третьей главе проводилось исследование влияния влажности воздуха на характеристики каскадов компрессора при значениях влагосодержания $d = 0$ и $0,04$. Для оценки влияния влажности воздуха на характеристики двигателя, с помощью разработанной методики проводился расчет ВСХ двигателя также при значениях влагосодержания $d = 0$ и $0,04$. Так как с увеличением высоты снижается влагосодержание, исследование проводилось на малой высоте ($H = 0$ и $H = 3$ км) и при соответствующих значениях атмосферной температуры ($T_H = 320$ К и 300 К) применительно к условиям Судана. Результаты расчета представлены ниже на рисунках 5.10 – 5.13.

Результаты расчета влияния влагосодержания на характеристики двигателя свидетельствуют о том, что при увеличении влагосодержания существенно снижается тяга двигателя и увеличивается удельный расход топлива. В данном случае при увеличении влагосодержания от $d = 0$ до $d = 0,04$ снижается тяга двигателя на $6...7\%$, и увеличивается удельный расход топлива в среднем на $3...5\%$.

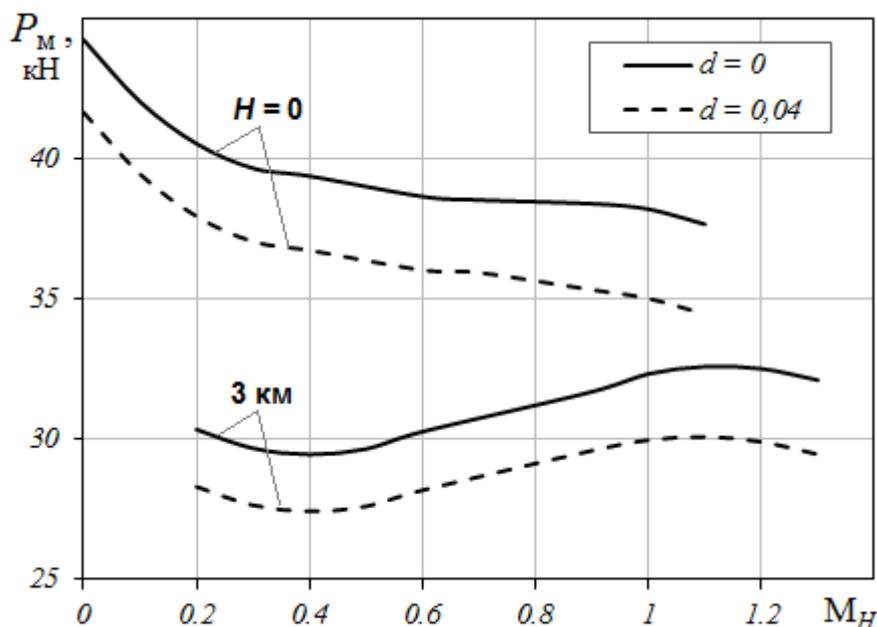


Рисунок 5.10 – Влияние влагосодержания на тягу двигателя (режим «Максимал»)

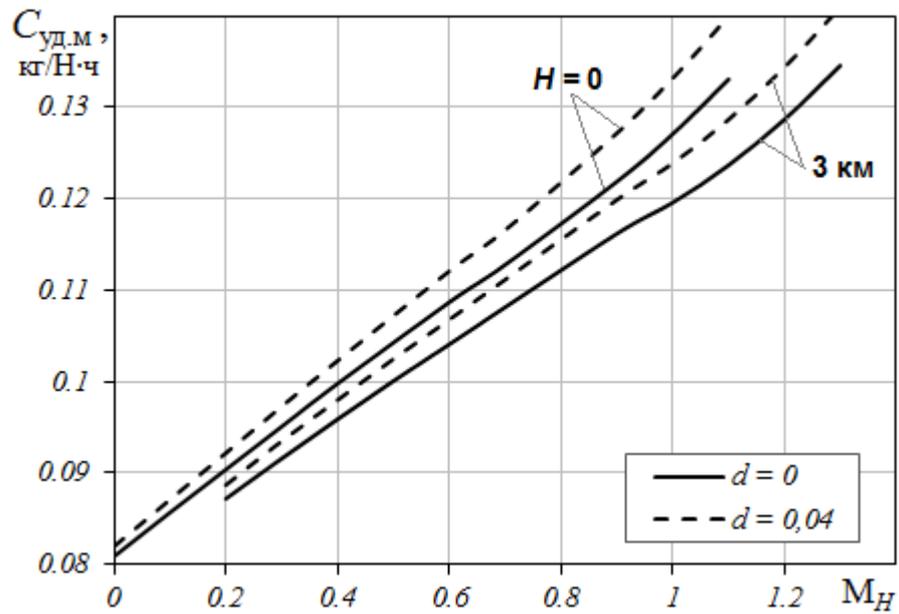


Рисунок 5.11 – Влияние влагосодержания на удельный расхода топлива (режим «Максимал»)

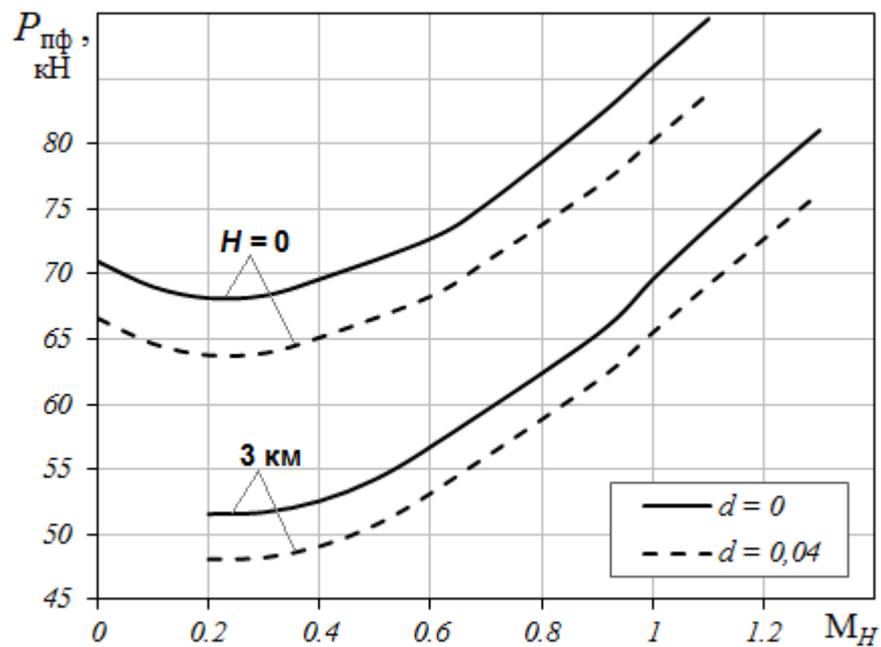


Рисунок 5.12 – Влияние влагосодержания на тягу двигателя (режим «Полный форсаж»)

Изменение запасов газодинамической устойчивости каскадов компрессора при увеличении влагосодержания несущественно.

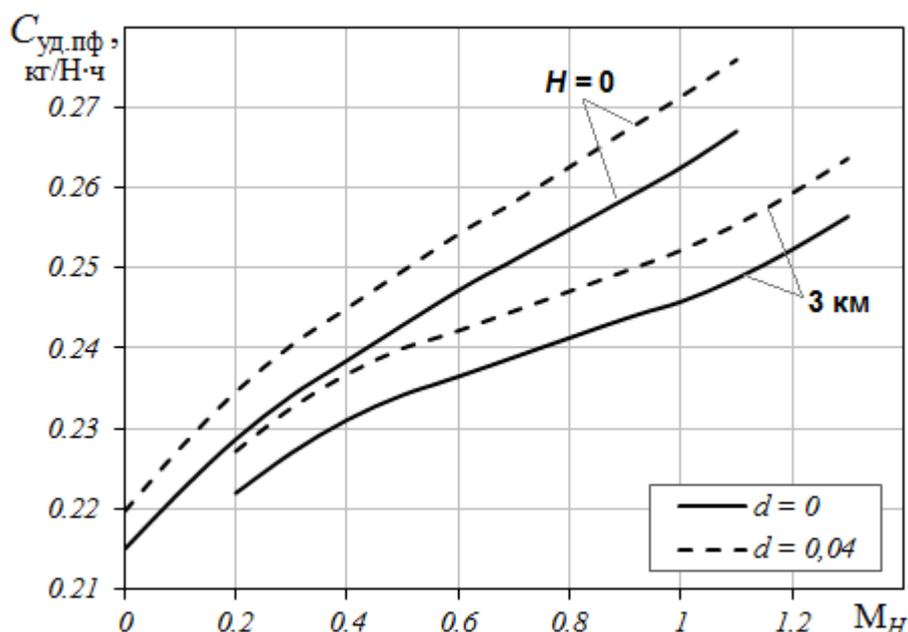


Рисунок 5.13 – Влияние влагосодержания на удельный расхода топлива (режим «Полный форсаж»)

5.6 Совместное влияние эрозионного износа и влажности атмосферного воздуха на ВСХ двигателя

Как было отмечено в первой главе, эксплуатационные условия в регионах Средней Азии, Ближнего Востока, некоторых районов Африки характеризуются высокой положительной температурой атмосферного воздуха, повышенной влажностью, подъемом песка и пыли в атмосферу и т.д.

Для оценки совместного влияния эрозионного износа и влажности воздуха на характеристики ТРДДФ, с помощью разработанной методики проводился расчет ВСХ двигателя РД33-2С при принятом в предыдущих расчетах характере эрозионного износа и значениях влагосодержания $d = 0; 0,04$. Исследование также проводилось на малой высоте ($H = 0$ и $H = 3$ км) и при соответствующих значениях атмосферной температуры ($T_H = 320$ К и 300 К) применительно к условиям Республики Судан.

Результаты расчета показали, что в данном случае, при эрозионном износе и полете в условиях влажного воздуха, ВСХ двигателя качественно носят такой же характер протекания, как представленный на рисунках 5.10–5.13, в количественном выражении тяга двигателя снижается на 8...10%, и

увеличивается удельный расход топлива в среднем на 3...5%. При этом уменьшаются запасы газодинамической устойчивости каскадов компрессора как показано ниже на рисунках 5.14 и 5.15.

Как видно из представленных ниже рисунков, совместное влияние эрозионного износа и влажности воздуха приводит к существенному снижению ΔK_u каскадов компрессора, но это снижение происходит в разной степени.

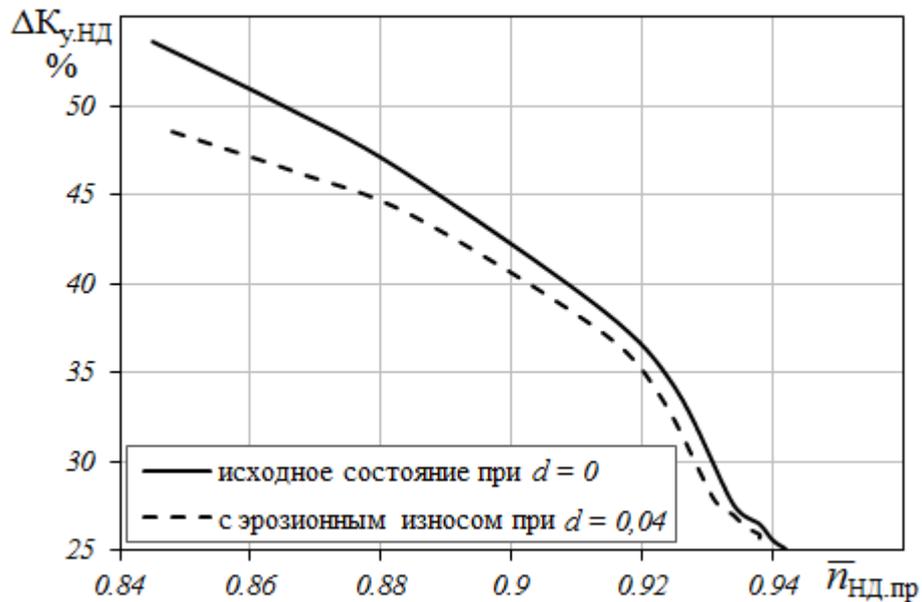


Рисунок 5.14 – Совместное влияние эрозионного износа и влажности воздуха на ΔK_u КНД

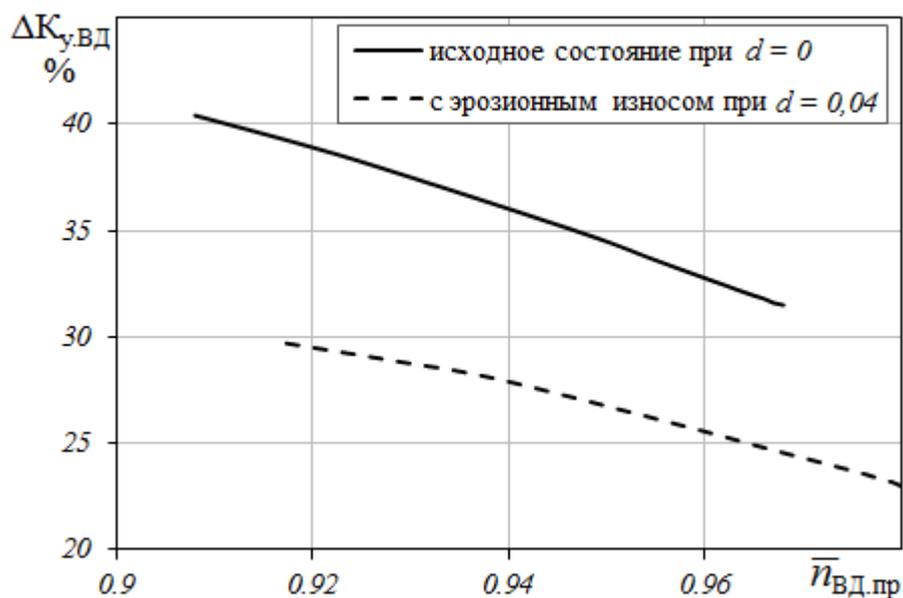


Рисунок 5.15 – Совместное влияние эрозионного износа и влажности воздуха на ΔK_u КВД

В данном случае $\Delta K_{\text{у}}$ КНД снижается в среднем на 2...5%, при этом на повышенных значениях частоты вращения это снижение происходит значительно в меньшей степени. Снижение $\Delta K_{\text{у}}$ КВД составляет 7...9%.

Выводы по главе 5

1. Представлены общие сведения о двигателе РД33-2С, расчетные параметры и особенности его программы регулирования.
2. Проведена оценка адекватности результатов расчета ВСХ двигателя РД33-2С, полученных с помощью разработанной программы расчета ВСХ ТРДДФ. Результаты расчета показали удовлетворительную сходимость (со средней погрешностью менее 2,5%) с характеристиками двигателя, приведенными в его описании.
3. Эрозионный износ приводит к снижению тяги двигателя во всем диапазоне чисел M_H и высот полета H , но наибольшее влияние наблюдается на малых высотах полета. При этом разброс тяги (в данном случае) составляет 3,5...4%. Влияние эрозионного износа на удельный расход топлива незначительно (не превышает 0,5%). Главное влияние эрозионного износа проявляется в виде снижения запасов газодинамической устойчивости каскадов компрессора, в данном случае $\Delta K_{\text{у}}$ КНД снижается на 4...5%, а $\Delta K_{\text{у}}$ КВД – на 7...9%.
4. В результате влияния влажности атмосферного воздуха существенно снижается тяга двигателя и увеличивается удельный расход топлива. В данном случае при увеличении влагосодержания от $d = 0$ до $d = 0,04$ снижается тяга двигателя на 6...7%, и увеличивается удельный расход топлива в среднем на 3...5%. При этом изменение запасов газодинамической устойчивости каскадов компрессора не существенно.
5. Совместное влияние эрозионного износа и влажности воздуха приводит к снижению тяги двигателя на 8...10%, и увеличению удельного расхода топлива в среднем на 3...5%. В данном случае $\Delta K_{\text{у}}$ КНД снижается на 2...5%, а $\Delta K_{\text{у}}$ КВД на 7...9%.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Разработаны методики оценки влияния эрозионного износа и влажности воздуха на характеристики компрессора с применением современных методов расчета трехмерного течения (3D CFD-код) на основе программного комплекса NUMECA Fine/Turbo.

2. Результаты расчетного исследования влияния эрозионного износа на характеристики ступени С-16, КНД и КВД двигателя РД33-2С свидетельствуют о том, что:

- в результате эрозионного износа уменьшаются значения степени повышения полного давления воздуха π_k^* и приведенного расхода воздуха $G_{в.пр}$ (т.е. снижается напорность компрессора), снижается КПД компрессора η_k^* , а также смещается граница устойчивой работы компрессора в сторону уменьшения запаса ГДУ (ΔK_y);

- главным последствием эрозионного износа, приводящим к ухудшению газодинамических параметров компрессора, является увеличение радиального зазора (и изменение его формы).

3. Результаты расчета влияния влажности воздуха на характеристики КНД и КВД двигателя РД33-2С подтверждают, что:

- при увеличении влагосодержания воздуха напорные кривые обоих компрессоров смещаются в сторону уменьшения $q(\lambda_b)$ и π_k^* вдоль границы устойчивой работы компрессора, а положение границы устойчивости при этом остаётся практически неизменным;

- максимальные значения η_k^* КНД и КВД при значениях $\bar{n}_{пр}$, близких к расчетному режиму, несколько возрастают с увеличением d , а при пониженных значениях $\bar{n}_{пр}$ практически остаются неизменными.

4. Разработанная в методике программа расчета ВСХ ТРДДФ позволила определить параметры двигателя на максимальном и форсажном режимах с учетом влияния эрозионного износа и влажности воздуха.

5. Результаты расчетов влияния эрозионного износа и влажности воздуха на ВСХ двигателя РД33-2С свидетельствуют о том, что:

- эрозионный износ приводит к снижению тяги двигателя во всем диапазоне чисел M_H и высот полета H , но наибольшее влияние наблюдается на малых высотах полета. При этом разброс тяги (в данном случае) составляет 3,5...4%. Влияние эрозионного износа на удельный расход топлива несущественно (не превышает 0,5%). Главное влияние эрозионного износа проявляется в виде снижения запасов газодинамической устойчивости каскадов компрессора, в данном случае ΔK_y КНД снижается на 4...5%, а ΔK_y КВД снижается на 7...9%;

- в результате влияния влажности атмосферного воздуха существенно снижается тяга двигателя и увеличивается удельный расход топлива. В данном случае при увеличении влагосодержания от $d = 0$ до $d = 0,04$ снижается тяга двигателя на 6...7%, и увеличивается удельный расход топлива в среднем на 3...5%. При этом изменение запасов газодинамической устойчивости каскадов компрессора не существенно;

- совместное влияние эрозионного износа и влажности воздуха приводит к снижению тяги двигателя на 8...10%, и увеличению удельного расхода топлива в среднем на 3...5%. В данном случае ΔK_y КНД снижается в среднем на 2...5%, а ΔK_y КВД на 7...9%.

7. Результаты данного исследования целесообразно использовать для обоснованного прогнозирования эксплуатационных характеристик ТРДДФ, его технического состояния и разработки рекомендаций по технической эксплуатации в условиях запыленной атмосферы и повышенной влажности.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙСокращения:

ВПП – взлётно-посадочная полоса;

ВСХ – высотно-скоростные характеристики;

ГТД – газотурбинный двигатель;

ГДУ – газодинамическая устойчивость;

ГУР – граница устойчивой работы;

ГГ – газогенератор;

ГСВ – генератор сжатого воздуха;

КНД – компрессор низкого давления;

КВД – компрессор высокого давления;

КПД – коэффициент полезного действия;

КСМ – камера смешения;

ЛА – летательный аппарат;

ММ – математическая модель;

НА – направляющий аппарат;

ПЗУ – пылезащитное устройство;

РК – рабочее колесо;

РД – рулѐжная дорожка;

РУД – рычаг управления двигателем;

СА – сопловой аппарат;

САУ – стандартные атмосферные условия;

ТНД – турбина низкого давления;

ТВД – турбина высокого давления;

ТРДДФ – турбореактивный двухконтурный двигатель с форсажной камерой сгорания;

ФКС – форсажная камера сгорания;

ЭВМ – электронная вычислительная машина;

CFD – Computational Fluid Dynamics (вычислительная гидродинамика).

Условные обозначения:

A – площадь;

a – скорость звука;

Δb – относительное уменьшение хорды;

C – исходная средняя хорда; спинка;

$C_{уд}$ – удельный расход топлива;

c_p – теплоемкость при постоянном давлении;

c_v – теплоемкость при постоянном объеме;

c – осевая составляющая скорости; скорость истечения;

C_{II} – условная теплоемкость;

d – влагосодержание;

E_r – уровень износа;

F – площадь;

G – расход;

G_z – параметр расхода;

g – массовая доля; относительный расход;

H – высота полета;

h – высота лопатки;

H_u – теплотворность топлива;

i – энтальпия;

K – корыто; константа;

k – показатель адиабаты; константа;

ΔK_y – запас газодинамической устойчивости;

L – работа;

M – число Маха; общая масса частиц пыли;

m – степень двухконтурности; коэффициент;

Δm – изменение массы;

N – мощность;

NT – количество рассчитанных точек;

n – частота вращения;

P – тяга двигателя;

p – давление;

Q – суммарная масса частиц;

R – удельная газовая постоянная;

Δr – радиальный зазор;

T – температура (К);

t – температура ($^{\circ}\text{C}$);

u – окружная скорость;

V – скорость полета; скорость соударения; абсолютная скорость;

W – относительная скорость;

α – коэффициент избытка воздуха; константа;

β – угол наклона поверхности лопатки; относительный угол течения;

η – коэффициент полезного действия; коэффициент полноты сгорания;

π – степень повышения давления; степень понижения давления; степень расширения газа;

φ – относительная влажность воздуха; коэффициент скорости;

ϕ – диаметр частицы;

λ – приведенная скорость;

μ – молярная масса;

ν – коэффициент кинематической вязкости;

ρ – плотность;

τ – степень повышения температуры;

Δ – степень подогрева воздуха;

$\Delta\tau$ – изменение радиального зазора;

σ – коэффициент восстановления полного давления;

ε – параметр эрозии;

Индексы:

a – абсолютный;

ад – адиабатный;

вх – входное устройство;

в – воздух; вход в компрессор; вход в двигатель;

возд – воздух;

влаж – влажный;

ВД – высокого давления;

г – газ; горение;

г.у – граница устойчивости;

гидр – гидравлический;

дв – двигатель;

зат.диф. – затурбинный диффузор;

к – компрессор; корыто;

к.с – камера сгорания;

кр – критическое;

м – механическое;

НД – низкого давления;

опт – оптимальное;

отб – отбор;

охл – охлаждение;

пар – парциальное;

п.нас – насыщенный пар;

пред – предельное;

пр – приведенное;

р – расчетное;

с – сопло; спинка;

с.а – сопловой аппарат;

см – смесь; смешение;

ср – среднее;

ст – ступень;

сух – сухой;

т – турбина; топливо;

уд – удельный;

ф – форсаж;

ц – центр;

эр – эрозионный износ;

eff – эффективное;

g – газ;

H – высота полета;

in – исходное;

m – среднее;

min – минимальное;

max – максимальное;

t – концевая часть лопатки;

I – внутренний контур ТРДД;

II – наружный контур ТРДД;

(*) – (верхний индекс) – параметр заторможенного потока.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Елисеев, Ю. С. Технология эксплуатации, диагностики и ремонта газотурбинных двигателей: учебное пособие / Ю. С. Елисеев, В. В. Крымов, К. А. Малиновский, В. Г. Попов. – М: Высшая школа, 2002. – 355 с.
2. Сиротин, Н. Н. Основы конструирования, производства и эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей и энергетических установок в системе CALS технологий: Эксплуатация и надежность ГТД и ЭУ / Н. Н. Сиротин, Е. Ю. Марчуков, А. Н. Сиротин, А. Б. Агульник. – книга 3, 2-е изд. – М: НАУКА, 2012. – 615 с.
3. <http://weatherspark.com/averages/29296/Sudan>.
4. Перельман, Р. Г. Эрозионная прочность деталей двигателей и энергоустановок летательных аппаратов / Р. Г. Перельман. – М.: Машиностроение, 1980. – 245 с.
5. Добряков, Ю. И. Испытания авиационных ГТД на стойкость к воздействию пыли (песка) / Ю. И. Добряков // Двигатель. – 2011. – № 2 (74).
6. Добряков, Ю. И. Проблемы разработки эффективного вертолетного ГТД / Ю. И. Добряков // Двигатель. – 2009. – № 2 (62).
7. Шпилев, К. М. Эксплуатация летательных аппаратов в горно-пустынной местности / К. М. Шпилев. – М.: военное издательство, 1991. – 224 с.
8. G. P. Sallee. Performance deterioration based on existing (historical) data. JT9D jet engine diagnostics program / NASA Lewis Research Center Cleveland, Ohio 44135.
9. Акмалетдинов, Р. Г. Конвертированный авиационный двигатель как средство решения экологических проблем: диссертация на соискание ученой степени канд. тех. наук: 05.07.05 / Рафиль Газитдинович Акмалетдинов. – Уфа, 2005. – 144 с.
10. Нечаев, Ю. Н. Теория авиационных двигателей: учебник для ВУЗов ВВС / Ю. Н. Нечаев, Р. М. Федоров, В. Н. Котовский, А. С. Полев. – Часть 2. – М.: ВВИА им. проф. Н. Е. Жуковского, 2007. – 448 с.

11. Нечаев, Ю. Н. Теория авиационных двигателей / Ю. Н. Нечаев. – М.: ВВИА им. проф. Н. Е. Жуковского, 1990. – 703 с.
12. Ивченко, Д. В. Эрозионная прочность деталей газоздушного тракта вертолетных газотурбинных двигателей при эксплуатации в условиях запыленности воздуха. Современное состояние проблемы и возможный путь её решения / Д. В. Ивченко, П. К. Штанько, Н. В. Исаев, И. Ю. Павлов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 7 (15). – С. 135–139.
13. Володко, А. М. Безопасность полетов вертолетов / А. М. Володко. – М.: Транспорт, 1981. – 224 с.
14. Марковский, В. Ю. Жаркое небо Афганистана / В. Ю. Марковский // Авиация и время. – 1996. – №1.
15. Применение вертолётов в войне в Ираке // Авиация и космонавтика. – 2003. – № 9. – С. 43.
16. Suzuki, M. Numerical simulation of sand erosion phenomena in rotor/stator interaction of compressor / M. Suzuki, K. Inaba and M. Yamamoto // Proceedings of the 8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows. – Lyon. – July 2007.
17. Neilson, J. Erosion by a stream of solid particle wear / J. Neilson and A. Gilchrist // 1968. – Vol. 11, No 2. – pp. 111–122.
18. Tabakoff, W. Blade deterioration in a gas turbine engine / W. Tabakoff, A. Hamed, V. Shanov // International journal of rotating machinery. – 1998. – Vol. 4, No. 4. – pp. 233–241.
19. Tabakoff, W. Effects of suspended solid particles on the properties in cascade flow / W. Tabakoff, M. Hussein // AIAA Journal. – Aug. 1971. – pp. 1514–1519.
20. Tabakoff, W. Pressure distribution on blades in cascade nozzle for particulate flow / W. Tabakoff, M. Hussein // Journal of Aircraft. – Sept. 1971. – pp. 736–738.

21. Hussein, M. Dynamic behavior of solid particles suspended by polluted flow in a turbine stage / M. Hussein, W. Tabakoff // *Journal of Aircraft*. – July 1973. – pp. 434–440.
22. Grant, G. Erosion prediction of turbomachinery resulting from environmental solid particles / G. Grant, W. Tabakoff // *Journal of Aircraft*. – May 1975. – pp. 471–478.
23. Tabakoff, W. Effects of solid particles suspended in fluid flow through an axial flow compressor stage / W. Tabakoff, C. Bahan // *5th International Symposium on Airbreathing Engines*. – Bangalore, India. – Feb. 1981. – pp. 16–21.
24. Tabakoff, W. Compressor cascade performance deterioration caused by sand ingestion / W. Tabakoff, C. Balan. // *NASA CR 168067*. – Cincinnati. – November 1982.
25. Hamed, A. Erosion and deposition in turbomachinery / A. Hamed, W. Tabakoff // *Journal of Propulsion And Power*. – March 2006. – Vol. 22, No. 2. – pp. 350–360.
26. Гумеров, А. В. Предельное состояние осевого компрессора ГТД в условиях эксплуатации в запыленной атмосфере: диссертация на соискание ученой степени канд. тех. наук: 05.07.05 / Гумеров Александр Витальевич. – Уфа, 2010. – 146 с.
27. Кривошеев, И. А. Особенности движения частиц пыли в проточной части и изменения геометрии лопаток компрессоров в процессе эксплуатации газотурбинных установок / И. А. Кривошеев, Р. Ф. Камаева, С. А. Струговец // *Вестник УГАТУ*. – Уфа : УГАТУ, 2011. – Т. 15, № 3 (43). – С. 18–24.
28. Grant, G. Erosion prediction in turbomachinery resulting from environmental solid particles / G. Grant, W. Tabakoff // *Journal of Aircraft*. – May 1975. – Vol. 12, No. 5. – pp. 471–478.
29. Tabakoff, W. Erosion study of different materials affected by coal ash particles / W. Tabakoff, R. Kotwal, A. Hamed // *Wear*, 52. – 1979. – pp. 161–173.

30. Goodwin, J. Study of erosion by solid particles / J. Goodwin, W. Sage, G. Tilly // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 1970. – Vol. 184, Pt. 1, No. 15. – pp. 279–292.
31. Wood, C. D. Mechanisms of dust erosion / C. D. Wood, P. W. Espenschade // SAE Summer Meeting Preprint 880A, Sos. Automative Engrs. – New York, 1964.
32. Goodwin, J. E. A study of erosion by solid particles / J. E. Goodwin, W. Sage, G. P. Tilly // Proc. Inst. Mech. Engrs. – London, 1969.
33. Montgomery, J. E. Dust erosion parameters for a gas turbines / J. E. Montgomery, J. M. Clark // SAE Summer Meeting Preprint 538A, Sos. Automative Engrs. – New York, 1962.
34. Tilly, G. P. Sand erosion of metals and plastics: A brief review / G. P. Tilly // Wear. – National gas turbine establishment. – Gt. Britain, 1969. – № 14. – pp. 241–248.
35. Kurz, R. Degradation in gas turbine systems / R. Kurz, K. Brun // ASME Journal, Three Park Avenue. – New York. – August 2000. – pp. 1–9.
36. Kumar, A. Robust design of compressor fan blades against erosion / Apurva Kumar, Andy J. Keane, Prasanth B. Nair // Journal of mechanical design. – July 2006. – Vol. 128. – pp. 864–873.
37. Hamed, A. Modeling of compressor performance deterioration due to erosion / A. Hamed, W. Tabakoff, D. Singh // International Journal of Rotating Machinery. – 1998. – Vol. 4, No. 4. – pp. 243–248.
38. Balan, C. Axial compressor performance deterioration / C. Balan, W. Tabakoff // AIAA Paper. – 1984. – No. 84-1208.
39. Sallee, G. P. Analysis of turbofan engine performance deterioration and proposed follow-on tests / G. P. Sallee, H. D. Kruckenburg, E. H. Toomey // Report: NASA-CR. – 1978. – No. 134769.
40. Ghenaiet, A. Experimental investigation of axial fan erosion and performance degradation / A. Ghenaiet, S.C. Tan, R.L. Elder // Proc. Inst Mech. Eng. – 2004. – Part A, 218(6). – pp. 437–446.

41. Биксаев, А. Ш. Анализ методов защиты авиационных газотурбинных двигателей от вредных факторов среды эксплуатации / А. Ш. Биксаев и др. // Молодой ученый. – 2013. – №8. – С. 75.
42. Мальцев, Е. Н. О механизме ухудшения параметров ГТД при эксплуатации в условиях загрязненной атмосферы / Е. Н. Мальцев, Б. М. Силаев, В. П. Крикунов // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов международной научно-технической конференции. – Самара, СГАУ. – 2011. – № 1. – С.262.
43. Paul, F. B. Interpretation of gas turbine response due to dust ingestion: Technical report / F. B. Paul, et al. // NY 14225-0400. – Buffalo, 1986.
44. Tabakoff, W. A study of erosion in helicopter engine with inlet separator: Report / W. Tabakoff, A. Hamed // Cincinnati, 1986. – No. 86-55. – 82 с.
45. Hussein, M. F. Computation and plotting of solid particle flow in rotating cascades / M. F. Hussein, W. Tabakoff // Computers and Fluids. – 1974. – Vol. 2. – pp. 1–15.
46. Michael, G. Performance deterioration of an operational F100 turbofan engine upon exposure to a simulated nuclear dust environment / G. Dunn Michael // Technical Report. – January 1991.
47. Кривошеев, И. А. Анализ закономерностей влияния запыленности воздуха на изменение геометрии лопаток и параметры ступеней осевого компрессора / И. А. Кривошеев, Р.Ф. Камаева // Молодой ученый. – 2011. – №3, Т.1. – С. 50–55.
48. Алексеев, В. А. Оценка влияния изменения геометрических параметров лопаточных венцов многоступенчатого осевого компрессора в условиях эрозионного износа на его характеристики / В. А. Алексеев, Э. Р. Пикула, В. С. Талызина, Г. П. Щеголев // Сборник научно-методических материалов. – М.: ВВИА им. Н. Е. Жуковского. – 1990. – С. 92–99.
49. Suzuki, M. Numerical simulation of sand erosion phenomena in a single-stage axial compressor / M. Suzuki, M. Yamamoto // Journal of Fluid Science and Technology. – 2011. – Vol. 6, No. 1.

50. Ghenaiet, A. Study of erosion effects on an axial fan global range of operation / A. Ghenaiet, S. Tan , R. Elder // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea and Air. – June 14–17, 2004. – Vienna, Austria.
51. Grant, G. An experimental study of certain aerodynamic effects on erosion / G. Grant, W. Tabakoff. – Technical Report. – Cincinnati: Univ. of Cincinnati, 1972. – No. 72-28. – 46 с.
52. Ball, R. An experimental investigation of the erosive characteristics of 410 stainless steel and 6Al-4V titanium / R. Ball, W. Tabakoff. – Technical Report. – Cincinnati: University of Cincinnati, 1973. – No. 73-40. – 62 с.
53. Johannes, P. Erosion of dust-filtered helicopter turbine engines. Part I: Basic theoretical considerations / P. Johannes, N. Alan // Journal of Aircraft. – January 1995. – Vol. 32, No. 1. – pp. 106–111.
54. Finnie, I. Erosion of materials by solid particles / I. Finnie, J. Wolak, Y. Kabil // Journal of Materials. –1967. – Vol. 2, No. 3. – pp. 682–700.
55. Корнеев, В. М. Теория газотурбинных двигателей: учебное пособие / В. М. Корнеев. – 2011.
56. Григорьев, В. А. Испытания и обеспечение надежности авиационных ГТД и энергетических установок: краткий курс лекций / В. А. Григорьев. – Самара, 2011. – 111 с.
57. Добрянский, Г. В. Динамика авиационных ГТД / Г. В. Добрянский, Т. С. Мартыанова. – М.: Машиностроение, 1989. – 240с.
58. Павленко, В. Ф. Расчетное исследование влияния влажности атмосферного воздуха на запасы устойчивой работы элементов ГТД / В. Ф. Павленко, Р. М. Федоров, А. К. Вознюк // Научно-методические материалы по вопросам теории и конструкции ГТД. – ВВИА им. проф. Н. Е. Жуковского. – 1978. – С. 68–75.
59. Федоров, Р. М. Расчет характеристик авиационных осевых компрессоров и анализ некоторых особенностей их работы в системе ТРД / Р. М. Федоров // Труды ВВИА им. Проф. Н. Е. Жуковского. – 1961. – вып. 891.

60. Нечаев, Ю. Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей / Ю. Н. Нечаев, Р. М. Федоров. – часть 1. – М.: Машиностроение, 1977. – 312 с.
61. FINE™/Turbo. User Manual. – Version 8. – October 2007. – 410 p.
62. Hirsch, C. Numerical computation of internal and external flows: Fundamentals of computational fluid dynamics / C. Hirsch. – Volume 1, second edition. – 2007. – 695 p.
63. AutoGrid. User Manual. – Version 4.9-1. – July 2004. – 132 p.
64. Батулин, О. В. Методика цифрового моделирования осевых многоступенчатых турбин низкого давления с учетом неравномерного поля параметров на входе в турбину, трехмерной структуры потока в лопаточных венцах и утечек через радиальные зазоры лабиринтных уплотнений: электронное учебное пособие / О. В. Батулин, Д. А. Колмакова, А. В. Кривцов, В. Н. Матвеев, Г. М. Попов, Л. С. Шаблий. – Самара: СГАУ, 2012. – 122 с.
65. Абдельвахид, М. Б. Исследование влияния радиального зазора на газодинамическую устойчивость трансзвуковой ступени осевого компрессора / М. Б. Абдельвахид, Р. М. Федоров, К. С. Федечкин // Сборник научных статей Всероссийской научно-практической конференции «ВВС - 100 лет на страже неба России». – Воронеж: ВУНЦ ВВС «ВВА им. проф. Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина», 2012. – часть 3. – С. 3.
66. Абдельвахид, М. Б. Расчет влияния радиального зазора на характеристики ступени осевого компрессора / М. Б. Абдельвахид, Р. М. Федоров, К. С. Федечкин // Научно-технический журнал «Насосы. Турбины. Системы», 2013. – № 1(6). – С. 44.
67. Абдельвахид, М. Б. Расчет влияния радиального зазора на характеристику КНД двигателя РД-33 / М. Б. Абдельвахид, Р. М. Федоров, К. С. Федечкин // Вестник СГАУ: Научный журнал Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2012. – № 3 (34), часть 3. – С. 23.
68. Абдельвахид, М. Б. Исследование влияния величины и формы радиального зазора на характеристику компрессора высокого давления ТРДД / М. Б. Абдельвахид, А. Н. Черкасов, К. С. Федечкин // Сборник трудов VII

Международной научно-технической конференции «СИНТ'13». – Воронеж, 2013. – С. 24.

69. Inoue, M. Behavior of tip clearance flow behind an axial compressor rotor / M. Inoue, M. Kuroamaru, M. Fukuhara // Trans ASME, Journal for Gas Turbines and Power. 1986. – v 106.

70. Ржавин, Ю. А. Лопаточные машины двигателей летательных аппаратов: Теория и расчет: учебное пособие / Ю. А. Ржавин, О. Н. Емин, В. Н. Карасев. – М.: Изд. МАИ-ПРИНТ, 2008. – 700 с.

71. Алексеев, Л. П. Теория двигателей: Теория лопаточных машин / Л. П. Алексеев, П. К. Казанджан, Ю. Н. Нечаев, Р. М. Федоров. – Часть 1. – М.: Изд. ВВИА, 1967. – 440 с.

72. Ahmed, F. Numerical investigation of different tipclearance shape effects on performance of an axial flow compressor stage / F. Ahmed, Abdel Azim Sayed // The Online Journal on Power and Energy Engineering (OJPEE). – 1983 . – Vol. 1, № 4.

73. Behnam, H. Parametric study of tip clearance - casing treatment on performance and stability of a transonic axial compressor / H. Behnam, J. Beheshti, A. Teixeira, C. Paul, G. Kaveh, F. Bijan // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air. – 14–17 June, 2004. – Vienna, Austria.

74. Абдельвахид, М. Б. Оценка изменения основных газодинамических параметров ступени осевого компрессора в результате эрозионного износа / М. Б. Абдельвахид // Научно-технический журнал «Насосы. Турбины. Системы». – 2013. – № 3(8). – С. 44.

75. Абдельвахид, М. Б. Численное исследование влияния эрозионного износа на характеристики осевых компрессоров ТРДДФ / М. Б. Абдельвахид, А. Н. Черкасов, К. С. Федечкин // Научно-технический и информационный журнал «Компрессорная техника и пневматика». – 2014. – № 2. – С. 28.

76. Yamada, K. The behavior of tip clearance flow at near-stall condition in a transonic axial compressor rotor / K. Yamada, K. Funazaki, M. Furukawa // ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air. – 14–17 May, 2007. – Montreal, Canada.

77. Hofmann, W. Tip clearance vortex development and shock-vortex interaction in a transonic axial compressor rotor / W. Hofmann, J. Ballmann // AIAA 2002-0083, RWTH. – Aachen, Germany.

78. Луканин, В. Н. Теплотехника / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Г. М. Камфер и др. – 2-е изд. – М.: Высшая школа, 1999. – 671 с.

79. Кобельков, В. Н. Термодинамика и теплопередача / В. Н. Кобельков, В. Д. Улас, Р. М. Фёдоров. – М.: Изд. ВВИА им. проф. Н. Е. Жуковского, 2004. – 328с.

80. Вукалович, М. П. Термодинамические свойства газов / М. П. Вукалович, В. А. Кириллин, С. А. Ремизов, В. С. Силецкий, В. Н. Тимофеев. – М.: Машгиз, 1953.

81. Фишбейн, Б. Д. Методика расчета влияния влажности атмосферного воздуха на характеристики турбовентиляторного двигателя / Б. Д. Фишбейн, Н. В. Первишин // Известия ВУЗ, серия «Авиационная техника». – 1967. – №2. – С. 112.

82. Козырев, А. М. Математическое моделирование рабочего процесса авиационных двигателей / А. М. Козырев, Л. А. Бутов. – М.: ВВИА им. проф. Н. Е. Жуковского, 1993. – 144 с.

83. Акимов, В. М. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей / В. М. Акимов, В. И. Бакулев, Р. И. Курзинер; под ред. С. М. Шляхтенко. – М.: Машиностроение, 1987. – 285 с.

84. Ахмедзянов, А. М. Термогазодинамические расчеты авиационных ГТД: учебное пособие / А. М. Ахмедзянов, В. П. Алаторцев, С. Е. Аксельрод, Л. Н. Дружинин, М. А. Сахабетдинов. – Уфа: УАИ, 1982. – 256 с.

85. Беляков, В. С. Расчет параметров и характеристик авиационных ГТД: учебное пособие / В. С. Беляков, Л. А. Козарев, А. Д. Шашенков. – М.: ВВИА им. Н. Е. Жуковского, 1987. – 140 с.

86. Голубев, В. А. Двухконтурные авиационные двигатели. Теория, расчет и характеристики: учебное пособие / В. А. Голубев. – М.: Издательство МАИ, 1993. – 165 с.

87. Егоров, И. Н. Особенности математического моделирования авиационных ГТД / И. Н. Егоров, Г. В. Кретинин, И. А. Лещенко. – М.: ВВИА им. проф. Н. Е. Жуковского, 1998.

88. Нечаев, Ю. Н. Авиационные турбореактивные двигатели с изменяемым рабочим процессом для многорежимных самолётов / Ю. Н. Нечаев, В. Н. Кобельков, А. С. Полев. – М.: Машиностроение, 1988. – 175 с.

89. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей / В. П. Деменчонок, Л. Н. Дружинин, А. Л. Пархомов и др.; под ред. С. М. Шляхтенко и В. А. Сосунова. – М.: Машиностроение, 1979. – 432 с.

90. Дружинин, Л. Н. Математическое моделирование ГТД на современных ЭВМ при исследовании параметров и характеристик авиационных двигателей / Л. Н. Дружинин, Л. И. Швец, А. И. Ланшин // М.: Труды ЦИАМ. – 1979. – № 832.

91. Скворцов, Ю. А. Некоторые особенности математического моделирования двухконтурного двигателя / Ю. А. Скворцов, А. Д. Шашенков, В. Н. Фомин // Научно-методические материалы по процессам и характеристикам авиационных двигателей. – М.: ВВИА им. проф. Н. Е. Жуковского, 1977.

92. Тунаков, А. П. Методы оптимизации при доводке и проектировании газотурбинных двигателей / А. П. Тунаков. – М.: Машиностроение, 1979. – 184 с.

93. Теория и методы начальных этапов проектирования авиационных ГТД: учебное пособие / В. Г. Маслов, В. С. Кузьмичев, А. Н. Коварцев, В. А. Григорьев; под ред. В. Г. Маслова. – Самара: СГАУ, 1996. – 147 с.

94. Дружинин, Л. Н. Математическая модель ТРДДФ с повенцовым описанием лопаточных машин в системе двигателя / Л. Н. Дружинин, Ю. А. Эрзохи // М.: Труды ЦИАМ, 1987. – № 1182.

95. Турбореактивный двухконтурный двигатель с форсажной камерой сгорания РД33-2С: учебное пособие. / Под редакцией В. В. Кулешова. – Издание ВВИА им. проф. Н. Е. Жуковского, 1986. – 328 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Анализ влияния влагосодержания атмосферного воздуха, относительного расхода топлива и температуры газов на параметры рабочего тела в различных сечениях тракта двигателя

Анализ влияния T_B^* , T_Γ^* , g_Γ и d на различные параметры проводился с учетом того, что программа регулирования двигателя предусматривает сохранение подобного режима работы ТКМ при изменении T_B^* от 200 до 288 К. При $T_B^* = 288$ К $T_\Gamma^* = 1530$ К, а далее (при увеличении T_B^* до 460 К) возрастание T_Γ^* до 1650 К при одновременном увеличении $n_{\text{КВД}}$ на 2...4%. При этом g_Γ изменяется в пределах 0,015...0,025.

1. Анализ влияния T_B^* на m_B/m_Γ

Влияние T_B^* на $m_{\text{ВВД}}$ и m_Γ (при $R = 287,05$ Дж/(кг·К))

T_B^* , К	230	288	460
$T_{\text{ВВД}}^*$, К	330	420	590
k	1,3991	1,3938	1,3768
$m_{\text{ВВД}}$	0,040406	0,040353	0,040118

T_Γ^* , К	1150	1530	1650
g_Γ	0,0154	0,0230	0,0226
k_Γ	1,31766	1,293744	1,29295
R_Γ , $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	287,43	287,60	287,60
m_Γ	0,0395449	0,0392793	0,039271
$m_{\text{ВВД}}/m_\Gamma$	1,0218	1,0273	1,022

т.е. $m_{\text{вВД}}/m_{\text{Г}} = 1,0246 \pm 0,27\%$.

2. Анализ влияния d на $m_{\text{в}}/m_{\text{Г}}$

Влияние d на $m_{\text{вВД}}$ (при $T_{\text{вВД}}^* = 420 \text{ К}$)

d	0	0,05	0,1
$T_{\text{вВД}}^*$, К	420	420	420
R , $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	287,05	295,36	302,91
k	1,393790	1,386942	1,381230
$m_{\text{вВД}}$	0,0403529	0,0397136	0,0391594

Влияние d на $m_{\text{Г}}$ (при $T_{\text{Г}}^* = 1530 \text{ К}$ и $g_{\text{Г}} = 0,023$)

d	0	0,05	0,1
$T_{\text{Г}}^*$	1530	1530	1350
$g_{\text{Г}}$	0,023	0,023	0,023
R	287,614	295,716	303,098
k	1,293744	1,285772	1,279221
$m_{\text{Г}}$	0.03927837	0,03865217	0,03810974

Влияние d на $m_{\text{вВД}}/m_{\text{Г}}$

d	0	0,05	0,1
$m_{\text{вВД}}/m_{\text{Г}}$	1,02736	1,02746	1,0275

Как видно, с ростом d от 0 до 0,1 $m_{\text{вВД}}/m_{\text{Г}}$ растёт всего на 0,02%.

3. Анализ влияния T_{Γ}^* на значение $\sqrt{T_{\Gamma}^*/T_{\text{ТВД}}^*}$ при $\pi_{\text{ТВД}}^* = \text{const}$ и $\eta_{\text{ТВД}}^* = \text{const}$

$\pi_{\text{ТВД}}^* = 3$; $\eta_{\text{ТВД}}^* = 0,86$; $g_{\Gamma} = 0,015$ при 1200 К, 0,02 при 1500 К и 0,025 при 1600 К.

T_{Γ}^* , К	k	$k/(k-1)$	c_p	$e = \frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\text{Т.ад}}^*}$	$1-1/e$	$L_{\text{ТВД}}$
1200	1,314843	4,17618	1200,3	1,300913	0,231309	286525
1500	1,296824	4,368998	1256,3	1,285897	0,222333	360319
1600	1,290074	4,44740	1279,3	1,280209	0,218878	385294

T_{Γ}^* , К	ΔT^* , К	$T_{\text{ТВД}}^*$, К	$T_{\Gamma}^*/T_{\text{ТВД}}^*$	$\sqrt{T_{\Gamma}^*/T_{\text{ТВД}}^*}$
1200	238,7	961,3	1,24832	1,11728
1500	286,8	1213,2	1,23641	1,11194
1600	301,2	1298,8	1,23188	1,10990

т.е. $\sqrt{T_{\Gamma}^*/T_{\text{ТВД}}^*} \approx 1,1136 \pm 0,0037$.

Следовательно, при $\pi_{\text{ТВД}}^* = \text{const}$ и $\eta_{\text{ТВД}}^* = \text{const}$ с погрешностью

$\approx 0,3\%$ можно считать $\sqrt{\frac{T_{\text{ТВД}}^*}{T_{\Gamma}^*}} = \text{const}$.

4. Анализ влияния d на значение $\sqrt{T_{\Gamma}^*/T_{\text{ТВД}}^*}$ при $\pi_{\text{ТВД}}^* = \text{const}$ и $\eta_{\text{ТВД}}^* = \text{const}$

$\pi_{\text{ТВД}}^* = 3$; $\eta_{\text{ТВД}}^* = 0,86$; $T_{\Gamma}^* = 1200$ К; $g_{\Gamma} = 0,015$

d	k	$k/(k-1)$	c_p	e (т.е. $T_{\Gamma}^*/T_{\text{Т.ад}}^*$)	$1-1/e$	$L_{\text{ТВД}}$
0	1,314843	4,17618	1200,3	1,300913	0,23131	286525
0,05	1,307070	4,25658	1258,2	1,294465	0,22748	295374
0,1	1,300662	4,32600	1310,9	1,289115	0,22427	303408

d	$\Delta T^*, \text{K}$	$T_{\text{ТВД}}^*, \text{K}$	$T_{\text{Г}}^*/T_{\text{ТВД}}^*$	$\sqrt{T_{\text{Г}}^*/T_{\text{ТВД}}^*}$
0	238,7	961,3	1,24832	1,11728
0,05	234,8	965,2	1,24321	1,11499
0,1	231,5	968,5	1,23897	1,11309

т.е. $\sqrt{T_{\text{Г}}^*/T_{\text{ТВД}}^*} \approx 1,1152 \pm 0,002$

$\pi_{\text{ТВД}}^* = 3$; $\eta_{\text{ТВД}}^* = 0,86$; $T_{\text{Г}}^* = 1600 \text{ K}$; $g_{\text{Г}} = 0,025$

d	k	$k/(k-1)$	c_p	e (т.е. $T_{\text{Г}}^*/T_{\text{тад}}^*$)	$1-1/e$	$L_{\text{ТВД}}$
0	1,290074	4,44740	1279,3	1,280209	0,218878	385295
0,05	1,282100	4,54483	1344,1	1,273448	0,214730	397140
0,1	1,275552	4,62909	1403,1	1,267857	0,211267	407887

d	$\Delta T^*, \text{K}$	$T_{\text{ТВД}}^*, \text{K}$	$T_{\text{Г}}^*/T_{\text{ТВД}}^*$	$\sqrt{T_{\text{Г}}^*/T_{\text{ТВД}}^*}$
0	301,2	1298,8	1,23188	1,1099
0,05	295,5	1304,5	1,22649	1,1075
0,1	290,7	1309,3	1,22203	1,1055

т.е. $\sqrt{T_{\text{Г}}^*/T_{\text{ТВД}}^*} \approx 1,1077 \pm 0,002$.

Следовательно, при $\pi_{\text{ТВД}}^* = \text{const}$ и $\eta_{\text{ТВД}}^* = \text{const}$ при изменении d в пределах $d = 0 \dots 0,1$ с точностью $\approx 0,2\%$ можно считать $\sqrt{\frac{T_{\text{ТВД}}^*}{T_{\text{Г}}^*}} = \text{const}$, хотя при

этом:

$$T_{\text{Г}}^*/T_{\text{ТВД}}^* = \text{const} \cdot (1 - 0,08d).$$

5. Анализ влияния d на работу турбины.

А) $\pi_T^* = 3$; $T_T^* = 1200\text{K}$; $g_T = 0,015$.

d	0	0,025	0,05	0,1
c_p	1200,31	1229,96	1258,20	1310,91
$k/(k-1)$	4,176182	4,217911	4,256581	4,32600
$1-1/e$	0,231309	0,229306	0,227480	0,224274
$c_p \cdot (1-1/e)$	277,643	282,037	286,215	294,003
L_T (относит.)	1,00	1,0158	1,0309	1,0589

Б) $\pi_T^* = 2$; $T_T^* = 1200\text{K}$; $g_T = 0,015$.

d	0	0,025	0,05	0,1
c_p	1200,31	1229,95	1258,20	1310,91
$k/(k-1)$	4,176182	4,217911	4,256581	4,325999
$1-1/e$	0,1529337	0,1515416	0,1502740	0,1480507
$c_p \cdot (1-1/e)$	183,568	186,389	189,075	194,081
L_T (относит.)	1,00	1,0154	1,0300	1,0573

В) $\pi_T^* = 3$; $T_T^* = 1600\text{K}$; $g_T = 0,025$.

d	0	0,025	0,05	0,1
c_p	1279,35	1312,51	1344,13	1403,10
$k/(k-1)$	4,447401	4,497952	4,544837	4,629085
$1-1/e$	0,2188776	0,216706	0,2147299	0,2112176
$c_p \cdot (1-1/e)$	280,02	284,429	288,625	295,430
L_T (относит.)	1,00	1,0157	1,0307	1,0586

Таким образом, приращение L_T с увеличением d при всех T_Γ^* и π_Γ^* происходит практически одинаково:

$$L_T = \text{const} \cdot (1 + 0,64d - 0,6d^2).$$

6. Анализ влияния d на теплоемкость воздуха

T_B^* , К	400			500		
d	0	0,05	0,1	0	0,05	0,1
c_p	1013,24	1055,6	1097,1	1029,7	1073,8	1114,0
$c_p/c_{p\text{сух}}$	1	1,0418	1,0798	1	1,0429	1,0818

T_B^* , К	600		
d	0	0,05	0,1
c_p	1051,2	1095,2	1139,0
$c_p/c_{p\text{сух}}$	1	1,0438	1,0835

С погрешностью порядка 0,1% и менее эти данные можно аппроксимировать формулой:

$$c_p/c_{p\text{сух}} = 1 + 0,9d - 0,8d^2.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Подпрограммы-функции, использованные в программе расчета ВСХ ТРДДФ

1. Функция $n_{\text{НД}} = f(T_{\text{в}}^*)$.

```

FUNCTION FANn(TB)
IF(TB.GE.213.) THEN
ANn=0.84+(TB-213)*1.81333E-3
END IF

IF(TB.GE.288.) THEN
ANn=0.976+(TB-288.)*5.862E-4
END IF

IF(TB.Gt.346.) THEN
ANn=1.01-(TB-346.)*4.254E-4
END IF

FANn=ANn
RETURN
END

```

2. Функция $n_{\text{ВД}} = f(T_{\text{в}}^*)$.

```

FUNCTION FANv(TB)
IF(TB.LT.288.) THEN
ANv=0.98-(288.-TB)*1.824E-3
END IF

IF(TB.GE.288.) THEN
ANv=0.98+(TB-288.)*7.8723E-4
END IF

IF(TB.Gt.335.) THEN
ANv=1.017-(TB-335.)*1.2E-4
END IF

FANv=ANv
RETURN
END

```

3. Функция $\pi_{\text{КНД}}^* = f(n_{\text{НД.пр}})$.

```

FUNCTION FPIKn(ANnpr)
PIKn=1.5+(10./3.)*(ANnpr-0.6)
IF(ANnpr.GT..75)THEN
PIKn=2.0+(10./3.)*(ANnpr-0.75)+12.*(ANnpr-0.75)**2
END IF

```

```

IF(ANnpr.GT.0.9)THEN
PIKn=2.79+8.754*(ANnpr-0.9)-16.0*(ANnpr-0.9)**1.5
END IF

FPIKn=PIKn
RETURN
END

```

4. Функция $\eta_{\text{КНД}}^* = f(n_{\text{НД.пр}})$.

```

FUNCTION FETAКn(ANnpr)
IF(ANnpr.GT.0.875) ETAКn=0.85-2.94*(ANnpr-0.875)**2
IF(ANnpr.LE.0.875) ETAКn=0.85-0.653*(ANnpr-0.875)**2
FETAКn=ETAКn
RETURN
END

```

5. Функция $(G_{\text{т.ф}}/p_{\text{к}}^*) \cdot 10^3 = f(T_{\text{в}}^*)$.

```

FUNCTION FGTFPK(TB)
IF(TB.LT.230.) THEN
GTFPK=7.29E-3+(230.-TB)*2.376E-5
END IF

IF(TB.GE.230.) THEN
GTFPK=7.29E-3-(TB-230.)*2.376E-5
END IF

IF(TB.GE.288.) THEN
GTFPK =5.912E-3+(TB-288)*1.489E-7
END IF

IF(TB.Gt.335.) THEN
GTFPK=5.919E-3+(TB-335.)*1.177E-5
END IF

FGTFPK=GTFPK
RETURN
END

```

6. Функция $\pi_{\text{т}}^* = f(T_{\text{в}}^*)$.

```

FUNCTION FPIT(TB)
IF(TB.LE.288.) PIT=6.971
IF(TB.GT.288.) THEN
PIT=6.971+3.955E-3*(TB-288.)- 1.715E-5*(TB-288.)*(TB-288.)
END IF

```

```

IF(TB.Gt.335.) THEN
PIT=7.119+(TB-335.)*0.0171
END IF

IF(TB.Gt.346.) THEN
PIT=7.307+2.722E-3*(TB-346.)-9.95E-6*(TB-346.)*(TB-346.)
END IF

FPIT=PIT
RETURN
END

```

7. Функция $c_{pd} = f(T^*, d)$.

```

FUNCTION FCPd(T, d)
gH2O=d/(1.+d)
gv=1./(1.+d)
R=287.05*gv+461.5*gH2O
Cpv=FCP(T)
CpH2O=FCP2(T)
Cp=Cpv*gv+CpH2O*gH2O
FCPd=Cp
RETURN
END

```

8. Функция $c_{pg} = f(T_g^*, d, g_\tau)$.

```

FUNCTION FCPg(Tg, d, gt)
IF(Tg.LT.500.)THEN
gH2O=d/(1.+d+gt)
gpc=(1.+gt)/(1.+d+gt)
B=0.7126-1.82E-5*Tg+7.1E-8*Tg*Tg
AK=1./B
AK=AK-0.7*gt+1.1*gt*gt
Rpc=287.05+24.5*gt
Cpvc=AK/(AK-1.)*Rpc
CpH2O=FCP2(Tg)
Cp=Cpvc*gpc+CpH2O*gH2O
GO TO 5
END IF

IF(Tg.GE.500.)THEN
gH2O=d/(1.+d+gt)
gpc=(1.+gt)/(1.+d+gt)
B=0.6856+8.1E-5*Tg-1.954E-8*Tg*Tg
AK=1./B
AK=AK-0.7*gt+1.1*gt*gt
Rpc=287.05+24.5*gt

```

```

Cppc=AK/(AK-1.)*Rpc
CpH2O=FCP2(Tg)
Cp=Cppc*gpc+CpH2O*gH2O
GO TO 5
END IF

```

```

5   FCPg=Cp
    RETURN
    END

```

9. Функция $a_{кр} = f(T_g^*, d, g_T)$.

```

FUNCTION FАкр(Tg,d,gt)
IF(gt.EQ.0.)THEN
gH2O=d/(1.+d)
gv=1./(1.+d)
R=287.05*gv+461.5*gH2O
Cpv=FCP(Tg)
CpH2O=FCP2(Tg)
Cp=Cpv*gv+CpH2O*gH2O
Cv=Cp-R
AK=Cp/Cv
GO TO 2
END IF

IF(Tg.LT.500.)THEN
gH2O=d/(1.+d+gt)
gpc=(1.+gt)/(1.+d+gt)
B=0.7126-1.82E-5*Tg+7.1E-8*Tg*Tg
AK=1./B
AK=AK-0.7*gt+1.1*gt*gt
Rpc=287.05+24.5*gt
Cppc=AK/(AK-1.)*Rpc
CpH2O=FCP2(Tg)
Cp=Cppc*gpc+CpH2O*gH2O
R=Rpc*gpc+461.5*gH2O
Cv=Cp-R
AK=Cp/Cv
GO TO 2
END IF

IF(Tg.GE.500.)THEN
gH2O=d/(1.+d+gt)
gpc=(1.+gt)/(1.+d+gt)
B=0.6856+8.1E-5*Tg-1.954E-8*Tg*Tg
AK=1./B
AK=AK-0.7*gt+1.1*gt*gt
Rpc=287.05+24.5*gt

```

```

Cppc=AK/(AK-1.)*Rpc
CpH2O=FCP2(Tg)
Cp=Cppc*gpc+CpH2O*gH2O
R=Rpc*gpc+461.5*gH2O
Cv=Cp-R
AK=Cp/Cv
END IF

```

```

2  Akp=SQRT(2.*AK/(AK+1.)*R*Tg)
   FАkp=Akp
   RETURN
   END

```

10. Функция $R_g = f(d, g_T)$.

```

FUNCTION FRg(d, gt)
gH2O=d/(1.+d+gt)
gpc=(1.+gt)/(1.+d+gt)
Rpc=287.05+24.5*gt
RCM=Rpc*gpc+461.5*gH2O
FRg=RCM
RETURN
END

```

11. Функция $k = f(d)$.

```

FUNCTION FAK(d)
gH2O=d/(1.+d)
gv=1./(1.+d)
R=287.05*gv+461.5*gH2O
Cpv=1004.675
CpH2O=1863.7
Cp=Cpv*gv+CpH2O*gH2O
Cv=Cp-R
AK=Cp/Cv
FAK=AK
RETURN
END

```

12. Функция $k_g = f(T_g^*, d, g_T)$.

```

FUNCTION FAKg(Tg, d, gt)
IF(Tg.LT.500.)THEN
gH2O=d/(1.+d+gt)
gpc=(1.+gt)/(1.+d+gt)
B=0.7126-1.82E-5*Tg+7.1E-8*Tg*Tg
AK=1./B

```

```

AK=AK-0.7*gt+1.1*gt*gt
Rpc=287.05+24.5*gt
CpPC=AK/(AK-1.)*Rpc
CpH2O=FCP2(Tg)
Cp=CpPC*gpc+CpH2O*gH2O
R=Rpc*gpc+461.5*gH2O
Cv=Cp-R
AKCM=Cp/Cv
GO TO 2
END IF

IF(Tg.GE.500.)THEN
gH2O=d/(1.+d+gt)
gpc=(1.+gt)/(1.+d+gt)
B=0.6856+8.1E-5*Tg-1.954E-8*Tg*Tg
AK=1./B
AK=AK-0.7*gt+1.1*gt*gt
Rpc=287.05+24.5*gt
CpPC=AK/(AK-1.)*Rpc
CpH2O=FCP2(Tg)
Cp=CpPC*gpc+CpH2O*gH2O
R=Rpc*gpc+461.5*gH2O
Cv=Cp-R
AKCM=Cp/Cv
END IF

2  FAKg=AKCM
RETURN
END

```

13. Функция $m_B = f(T^*, d)$.

```

FUNCTION Fmv(T,d )
gH2O=d/(1.+d)
gv=1./(1.+d)
R=287.05*gv+461.5*gH2O
Cpv=FCP(T)
CpH2O=FCP2(T)
Cp=Cpv*gv+CpH2O*gH2O
Cv=Cp-R
AK=Cp/Cv
AK2=(AK+1.)/(AK-1.)
S=AK/R*((2./(AK+1.))**AK2)
AM=SQRT(S)
Fmv=AM
RETURN
END

```

14. Функция $m_g = f(T_g^*, d, g_T)$.

```

FUNCTION Fmg(Tg,d,gt)
IF(Tg.LT.500.)THEN
gH2O=d/(1.+d+gt)
gpc=(1.+gt)/(1.+d+gt)
B=0.7126-1.82E-5*Tg+7.1E-8*Tg*Tg
AK=1./B
AK=AK-0.7*gt+1.1*gt*gt
Rpc=287.05+24.5*gt
Cpcc=AK/(AK-1.)*Rpc
CpH2O=FCP2(Tg)
Cp=Cpcc*gpc+CpH2O*gH2O
R=Rpc*gpc+461.5*gH2O
Cv=Cp-R
AKcm=Cp/Cv
AK2=(AKcm+1.)/(AKcm-1.)
S=AKcm/R*((2.)/(AKcm+1.))**AK2)
AM=SQRT(S)
GO TO 5
END IF

IF(Tg.GE.500.)THEN
gH2O=d/(1.+d+gt)
gpc=(1.+gt)/(1.+d+gt)
B=0.6856+8.1E-5*Tg-1.954E-8*Tg*Tg
AK=1./B
AK=AK-0.7*gt+1.1*gt*gt
Rpc=287.05+24.5*gt
Cpcc=AK/(AK-1.)*Rpc
CpH2O=FCP2(Tg)
Cp=Cpcc*gpc+CpH2O*gH2O
R=Rpc*gpc+461.5*gH2O
Cv=Cp-R
AKcm=Cp/Cv
AK2=(AKcm+1.)/(AKcm-1.)
S=AKcm/R*((2.)/(AKcm+1.))**AK2)
AM=SQRT(S)
GO TO 5
END IF

5 Fmg=AM
RETURN
END

```

15. Функция $q(\lambda) = f(\lambda, k)$.

```

FUNCTION FQL(AL,AK)
FQL=AL*((1.-(AK-1.)/(AK+1.))*AL*AL)*(AK+1./2.))**(1./(AK-1.))

```

```
RETURN
END
```

16. Функция $\lambda = f(q(\lambda), k)$.

```
FUNCTION FLQ(Q,AK)
  AL1=Q/1.5
5  Q1=FQL(AL1,AK)
  DQDL=Q1/AL1*(1.-2.*AL1*AL1/(AK+1.-(AK-1.)*AL1*AL1))
  AL2=AL1+(Q-Q1)/DQDL
  B= ABS((AL2-AL1)/AL2)-.0001
  IF(B.GT.0.0001) AL1=AL2
  GO TO 5
  FLQ=AL2
  RETURN
END
```

17. Функция $\lambda = f(\Pi(\lambda), k)$.

```
FUNCTION FLPI( PИL,AK)
  TAU=PИL**((AK-1.)/AK)
  AL=SQRT((AK+1.)/(AK-1.)*(1.-TAU))
  FLPI=AL
  RETURN
END
```

18. Функция $\Pi(\lambda) = f(\lambda, k)$.

```
FUNCTION FPIL(AL,AK)
  FPIL=(1.-(AK-1.)/(AK+1.)*AL*AL)**(AK/(AK-1.))
  RETURN
END
```

19. Функция $c_p = f(T^*)$.

```
FUNCTION FCP(T)
  t=T-273.
  IF(t.LE.23.) Cp=1.0045
  IF(t.GT.23.) Cp=1.00403+7.67E-6*t+5.7E-7*t*t-4.67E-10*t*t*t
  IF(t.GT.500.) Cp=1.092+2.354E-4*(t-500.)-1.03E-7*(t-500.)*&
  (t-500.)+4.76E-12*(t-500.)*(t-500.)*(t-500.)
  IF(t.GT.1200.) Cp=1.2079+1.037E-4*(t-1200.)-5.31E-8*(t-1200.) * &
  (t-1200.)+1.563E-11*(t-1200.)*(t-1200.)*(t-1200.)
  T=t+273.
```

```
FCP=Cp*1000.
RETURN
END
```

20. Функция $c_{p2} = f(T^*)$.

```
FUNCTION FCP2(T)
  t=T-273.
  IF(t.LE.300.) Cp2=1.859+1.7E-4*t+1.6E-6*t*t-2.0E-9*t*t*t
  IF(t.GT.300.) Cp2=2.00+6.2E-4*(t-300.)+3.67E-7*(t-300.)*&
(t-300.)-6.67E-10*(t-300.)*(t-300.)*(t-300.)
  IF(t.GT.600.) Cp2=2.201+7.2E-4*(t-600.)+3.6E-8*(t-600.)*&
(t-600.)-1.94E-10*(t-600.)*(t-600.)*(t-600.)
  IF(t.GT.1200.) Cp2=2.604+5.6E-4*(t-1200.)-1.94E-7*(t-1200.)*&
(t-1200.)+1.85E-11*(t-1200.)*(t-1200.)*(t-1200.)
  T=t+273.
  FCP2=Cp2*1000.
  RETURN
END
```

21. Функция $\sigma_{\text{вх}} = f(M_H)$.

```
FUNCTION FSIGBX(AM)
  IF(AM.LE.1.) SIGBX=1.0
  IF(AM.GT.1.) SIGBX=1.0-0.1*(AM-1.0)**1.8
  FSIGBX=SIGBX
  RETURN
END
```