Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования

«Уфимский государственный авиационный технический университет»

На правах рукописи

M. sup

МУРАЕВА Мария Алексеевна

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИЗОТЕРМИЧЕСКОГО РАСШИРЕНИЯ В ТУРБИНЕ НА УЛУЧШЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ХАРАКТЕРИСТИК ГТД

Специальность 05.07.05

Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель: доктор технических наук, старший научный сотрудник Горюнов И. М.

оглавление

ВВЕДЕНИЕ
ГЛАВА 1 Авиационные газотурбинные двигатели и энергетические установки с изотермическим расширением в турбине 12
1.1 Способы совершенствования термодинамического цикла ГТД 12
1.2 Анализ работ, посвященных исследованию параметров ГТД, работающего по циклу с изотермическим расширением, а так же самого цикла 16
1.3 Анализ работ, посвященных исследованию горения в МЛК турбины 23
 1.4 Анализ подводов топлива в МЛК турбины, целью которых не является организация изотермического расширения
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 1
ГЛАВА 2 Термодинамическое обоснование эффективности изотермического расширения в турбине ГТД
2.1 Термодинамические основы изотермического расширения в турбине ГТД 35
2.2 Идеальный цикл ГТД с изотермическим расширением в турбине 41
2.3 Термодинамический расчет турбины с изотермическим расширением 55
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 2 66
ГЛАВА 3 Численные исследования процесса подвода топлива в турбине для организации изотермического расширения
3.1 Объект исследования. Условия сравнения турбины с адиабатическим и изотермическим расширением
3.2 Расчетная модель и методика проведения численного исследования 71
3.3 Оценка адекватности 3D математической модели горения топливав МЛК ТВД
3.4 Численные исследования подвода топлива в МЛК ТВД

3.5 Сравнительный анализ рабочего процесса турбины с адиабатическим и
изотермическим расширением на расчетном режиме
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 3 104
ГЛАВА 4 Расчет и анализ характеристики турбины с изотермическим
расширением 106
4.1 Характеристика турбины с изотермическим расширением. Состояние
вопроса 106
4.2 Методика расчета характеристики турбины 107
4.3 Сравнение КПД турбины с адиабатическим и изотермическим расширением
на различных режимах работы турбины 111
4.4 Сравнение пропускной способности турбины с адиабатическим и
изотермическим расширением на различных режимах работы турбины 115
4.5 Вывод поправки КПД турбины с адиабатическим расширением на
изотермическое расширение 116
4.6 Вывод поправок пропускной способности турбины с адиабатическим
расширением на изотермическое расширение 121
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 4 123
ГЛАВА 5 Расчетные исследования эффективности применения изотермического
расширения в турбине ТРД(Φ) и ТРДД(Φ) _{см}
5.1 Общие особенности исследований эффективности применения
изотермического расширения в турбине ТРД(Ф) и ТРДД(Ф) _{см} 124
5.2 Расчетные исследования эффективности применения изотермического
расширения в ТРД(Ф) 126
5.3 Расчетные исследования эффективности применения изотермического
расширения в ТРДД(Ф) _{см}
5.4 Исследование влияния полноты сгорания топлива в турбине с изотермическим
расширением на основные параметры ГТД 159

5.5 Коэффициент избытка воздуха при изотермическом расширении в	турбине и
доля топлива, приходящаяся на турбину	
5.6 Область применения изотермического расширения в ГТД	
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 5	
Основные результаты работы и выводы	
Принятые обозначения и сокращения	
Список литературы	177
Приложение А (обязательное) Акты о внедрении результатов кан	дидатской
диссертации	

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы.

В настоящее время в России и за рубежом ведутся работы по созданию двигателей нового поколения военной гражданской И авиации. Для совершенствования газотурбинного двигателя (ГТД) как тепловой машины необходимо повышать работу и эффективный коэффициент полезного действия цикла (КПД), что, как правило, осуществляется увеличением температуры газа перед турбиной, суммарной степени повышения давления и степени двухконтурности. Для двигателей шестого поколения указанные параметры, согласно данным ФГУП «ЦИАМ им. П.И.Баранова» [1] должны лежать в следующих диапазонах: $T^*_{\Gamma} = 2100...2350 \text{ K}, \pi^*_{\kappa\Sigma} = 50...80, m = 10...40.$

Современный технологический уровень проектирования и производства компрессоров позволяет достичь высокую степень повышения давления. Температура газа перед турбиной, в свою очередь, ограничена физически адиабатической температурой сгорания стехиометрической топливовоздушной смеси (≈ 2400 К для керосина), кроме того, высокий уровень температуры требует применение дорогостоящих материалов (жаропрочных, жаростойких) и приводит к повышенному уровню эмиссии оксидов азота. Таким образом, термодинамические параметры авиационных ГТД приближаются к предельным значениям.

Альтернативным способом совершенствования ГТД как тепловой машины является применение сложных термодинамических циклов, в частности, цикла ГТД, в котором теплоподвод осуществляется как в основной камере сгорания, так и в турбине, причем в турбине организуется изотермическое расширение.

Цикл ГТД с изотермическим расширением в турбине имеет ряд достоинств, одним из которых является возможность достижения необходимой удельной тяги ГТД при меньшей температуре газа в турбине. Кроме того, применение изотермического расширения в турбине ГТД приводит к расширению рабочего диапазона скорости полета летательного аппарата. Среди доступных работ по рассматриваемой тематике не найдено отечественных, однако, зарубежные

5

авторы рассматривают изотермическое расширение в турбине в качестве одного из перспективных направлений развития ГТД.

Исследования, проводимые по рассматриваемой тематике до настоящего времени, посвящены как анализу параметров ГТД, работающего по циклу с изотермическим расширением, так и самого цикла. В ряде работ представлены результаты численных и экспериментальных исследований подвода топлива в межлопаточный канал (МЛК) турбины, проводимых с целью оценки возможности горения, формируемого температурного поля, уровня эмиссии, способов стабилизации пламени в канале турбины.

В проанализированных работах не приводится методика термодинамического расчета ГТД с изотермическим расширением, расчетные исследования ГТД с изотермическим расширением выполнены без учета характеристики турбины, поэтому нельзя быть уверенными в достоверности представленных результатов. Также в работах не представлены комплексные исследования влияния изотермического расширения на газодинамические процессы, происходящие в турбине, рассмотрены лишь некоторые стороны этого вопроса.

В современных программных комплексах, предназначенных для термогазодинамических расчетов авиационных ГТД (ГРАД, *DVIGwT*, *GasTurb* и др.), нет возможности выполнять расчет ГТД с изотермическим расширением в турбине.

Организация изотермического расширения путем сжигания топлива в МЛК турбины является малоизученной трудоемкой и комплексной задачей, решение которой требует детальных и весьма затратных исследований. Прежде чем приступать к таким исследованиям, необходимо доказать целесообразность анализируемого пути совершенствования ГТД на уровне комплексных термодинамических исследований, учитывающих влияние изотермического расширения на эффективность турбины.

В связи с вышеизложенным, следующие научные проблемы являются *актуальными*:

6

– разработка математической модели термодинамического расчета ГТД, учитывающей изотермическое расширение в турбине и его влияние на газодинамическую эффективность турбины;

 – оценка целесообразности организации изотермического расширения в турбине с точки зрения термодинамики ГТД и газодинамики турбины;

Цель и задачи исследования.

Целью работы является совершенствование термодинамического цикла ГТД путем организации изотермического расширения в турбине.

Для достижения поставленной цели сформулированы и решены следующие задачи:

1. Термодинамическое обоснование эффективности изотермического расширения в турбине. Разработка и программная реализация методики термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением.

2. Численное исследование процесса подвода топлива в турбине ГТД для организации изотермического расширения.

3. Расчет и анализ характеристики турбины ГТД с изотерическим расширением.

4. Исследование эффективности применения изотермического расширения в турбине ГТД различных схем.

Объект исследования – авиационные ГТД, в том числе с изотермическим расширением в турбине, их рабочие процессы и характеристики.

Область исследования – математическое моделирование рабочего процесса в ГТД.

Методы исследования основаны на использовании:

теории рабочих процессов авиационных ГТД;

- термодинамики, механики жидкости и газа;

– теории лопаточных машин авиационных ГТД;

– системного анализа и объектно-ориентированного подхода при моделировании сложных процессов и объектов;

- численных методов трехмерного моделирования;

методов современных информационных технологий;

Научная новизна.

1. Впервые выведены уравнения работы и термического КПД идеального цикла ГТД с изотермическим расширением в турбине и выявлены закономерности влияния параметров цикла на его работу и термический КПД, тем самым уточнены теоретические основы изотермического расширения в турбине ГТД.

2. Разработана методика термодинамического расчета турбины ГТД с изотермическим расширением, реализованная в модуле *Turbinals* (зарегистрирован в Роспатенте № 2016614665 от 27.04.2016 г. [58]) в составе системы математического моделирования *DVIGwT*.

3. Предложена схема подвода топлива в МЛК турбины с изотермическим расширением и выявлено влияние изотермического расширения в одноступенчатой турбине с заданной геометрией на газодинамические параметры на основе численного моделирования.

4. Впервые получена характеристика турбины С изотермическим расширением, позволяющая выполнять термодинамический расчет характеристик ГТД с изотермическим расширением в турбине с учетом изменения режима ее работы, определены поправки турбины впервые характеристики С адиабатическим расширением на изотермическое расширение.

5. Впервые выполнены расчетные исследования влияния изотермического расширения в турбине ГТД с учетом режима работы турбины на основные параметры и высотно-скоростные характеристики ГТД, подтверждающие целесообразность организации изотермического расширения в турбине ГТД.

Достоверность и обоснованность научных положений, результатов и выводов, содержащихся в диссертационной работе, доказывается корректным применением в расчетных исследованиях фундаментальных положений теории рабочих процессов ГТД, термодинамики, газовой динамики, и подтверждается результатами оценки адекватности применяемых расчетных моделей, в том числе, на основе экспериментальных данных, а так же сопоставлением результатов расчетных исследований с результатами работ других авторов.

Практическая ценность.

Разработанная математическая модель турбины ГТД с изотермическим расширением и ее программная реализация в составе системы математического моделирования *DVIGwT* дает возможность производить расчет параметров и характеристик ГТД различных схем с изотермическим расширением в турбине, что позволяет:

 на этапе исследований – при выборе оптимальной схемы ГТД расширить анализируемый ряд схем, включив в него ГТД с изотермическим расширением в турбине;

 на этапе проектирования – формировать расчетную модель ГТД с изотермическим расширением в турбине, выполнять на ее основе оптимизационные расчеты в проектной точки и расчет характеристик ГТД;

 в учебном процессе – производить исследования в процессе выполнения выпускных квалификационных работ.

Поправка характеристики турбины на изотермическое расширение дает возможность производить пересчет известной характеристики турбины с адиабатическим расширением в характеристику турбины с изотермически расширением. Такая характеристика турбины с изотермическим расширением может применяться в термодинамических расчетах ГТД на любом этапе исследования или проектирования до момента, пока не будет получена действительная характеристика турбины с изотермическим расширением.

Реализация результатов работы.

Разработанная математическая модель турбины с изотермическим расширением и средства решения проектных задач с ее использованием, результаты проведенных автором исследований внедрены в АО «НПП «Мотор», ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» в учебном процессе кафедры «Авиационные двигатели», а также в научно-исследовательской деятельности указанного вуза. Акты внедрения прилагаются (Приложение А).

9

Автор выносит на защиту:

1) уравнения работы и термического КПД идеального цикла ГТД с изотермическим расширением в турбине, выявленные на их основании закономерности влияния параметров цикла на его работу и термический КПД;

2) методику термодинамического расчета турбины ГТД с изотермическим расширением, ее реализацию в модуле расчета турбины с изотермическим расширением (*Turbinals*);

 результаты численного исследования по выбору схемы подвода топлива в МЛК турбины с изотермическим расширением и влияния изотермического расширения в одноступенчатой турбине с заданной геометрией на газодинамические параметры;

4) расчетную характеристику турбины с изотермическим расширением, а также поправки характеристики турбины с адиабатическим расширением на изотермическое расширение для пересчета известной характеристики одноступенчатой турбины с адиабатическим расширением в характеристику турбины с изотермическим расширением;

5) результаты расчетных исследований влияния изотермического расширения в турбине ГТД с учетом режима работы турбины на основные параметры и высотно-скоростные характеристики ГТД.

Апробация работы.

Основные научные и практические результаты диссертационной работы 10 научно-технических конференциях: Всероссийская докладывались на молодежная научная конференция «Мавлютовские чтения» (УГАТУ, Уфа 2013, 2015), Международный межотраслевой молодежный научно-технический форум «Молодежь и будущее авиации и космонавтики» (МАИ, Москва, 2013), Международная молодежная научная конференция «XII Королёвские чтения» 2013), Всероссийская конференция (СГАУ, Самара, научно-техническая «Проблемы и перспективы развития авиации и авиастроения России» (УГАТУ, Уфа, 2013), Международная молодежная научная конференция «XL Гагаринские чтения» (МАТИ, Москва, 2014), Международная научно-техническая

конференция «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (СГАУ, Самара, 2014, 2016), Всероссийская научно-техническая конференция «Авиадвигатели XXI века» (ЦИАМ, Москва, 2015), Российская научнотехническая конференция «Мавлютовские чтения» (УГАТУ, Уфа, 2016).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 18 работ, в том числе 5 публикаций в центральных рецензируемых журналах, включенных в перечень ВАК.

ГЛАВА 1 Авиационные газотурбинные двигатели и энергетические установки с изотермическим расширением в турбине

1.1 Способы совершенствования термодинамического цикла ГТД

В настоящее время в России и за рубежом ведутся работы по созданию двигателей для военной и гражданской авиации нового поколения. Одно поколение двигателей от другого, с точки зрения термогазодинамики, отличается величиной основных параметров цикла ГТД, а именно температуры газа перед турбиной и степени повышения давления в компрессоре (далее параметры цикла), а так же уровнем показателей эффективности узлов двигателя. О термогазодинамическом совершенстве двигателя в целом позволяет судить величина удельной тяги и удельного расхода топлива. С точки зрения термодинамики аналогичными показателями являются работа и эффективный КПД цикла ГТД.

Традиционным способом совершенствования термодинамического цикла ГТД является одновременное увеличение температуры газа перед турбиной T^*_{Γ} и степени повышения давления в компрессоре π^*_{κ} . Для двигателя V поколения эти параметры находится в следующих диапазонах: $T^*_{\Gamma} = 1800...1950$ K, $\pi^*_{\kappa} = 25...45$ [1]. В двигателях VI поколения предполагается организовывать рабочий процесс при $T^*_{\Gamma} = 2100...2350$ K, $\pi^*_{\kappa} = 50...80$ [1].

Современный технологический уровень проектирования и производства компрессоров позволяет достичь высокие степени повышения давления. Температура газа перед турбиной, в свою очередь, ограничена физически адиабатической температурой сгорания стехиометрической топливовоздушной смеси (≈ 2400 К для керосина). Кроме того, высокий уровень параметров приводит к необходимости применять в конструкции как камеры сгорания, так и турбины жаропрочные, жаростойкие дорогостоящие материалы, совершенствовать систему охлаждения соплового аппарата (СА) и рабочего колеса (РК) турбины и камеры сгорания. Высокий уровень температуры газа в камере сгорания приводит к

увеличению уровня эмиссии оксидов азота, что вынуждает особым образом организовывать процесс горения, усложняя ее конструкцию.

Альтернативным способом совершенствования ГТД как тепловой машины является применение сложных термодинамических циклов [2]. К таким циклам относятся, цикл с изотермно-адиабатным сжатием и расширением [3,4]. Этот цикл имеет высокий КПД, поскольку он, по сравнению с циклом с адиабатическим сжатием и расширением, ближе к идеальному циклу Карно, имеющему максимально возможный КПД при данных минимальной и максимальной температуре (рисунок 1.1 *а*). Такой цикл рассматривается в работах Ю.С. Елисеева, Э.А. Манушина, В.Е. Михальцева [3] Иванова В. А. [4] и ряда других авторов [5] для стационарных газотурбинных установок (ГТУ). Целесообразна так же реализация изотермических процессов или только в компрессоре или только в турбине.

Приближением К рассматриваемому циклу является организация промежуточного охлаждения воздуха между ступенями ИЛИ каскадами компрессора и промежуточного подогрева газа между ступенями или каскадами турбины (рисунок 1.1 б). Впервые разработал теоретические основы и показал достоинства ГТУ такого цикла В. И. Зотиков.



Рисунок 1.1 – Идеальный изотермно-адиабатный цикл ГТУ (*a*) и цикл ГТУ с промежуточным охлаждением между ступенями компрессора и подогревом между ступенями турбины (*б*)

Охлаждение в процессе сжатия осуществляется в промежуточных охладителях. Хладагентом служит вода или воздух с температурой окружающей среды [3]. Нагревание в процессе расширения осуществляется в промежуточных камерах сгорания. Результаты исследования циклов с промежуточными камерами сгорания подробно изложены в работах В.А Иванова [4, 6-10]. На рисунке 1.2 приведена схема серийной ГТУ *GT*26 фирмы *ALSTOM* с промежуточной камерой сгорания [11].



Рисунок 1.2 – ГТУ *GT*26 с промежуточной камерой сгорания [11]

В работах [12-15] рассматривается целесообразность применения цикла с промежуточной камерой сгорания для двигателей с большой степенью двухконтурности.

Увеличение числа промежуточных охладителей и камер сгорания приводит к приближению процессов к изотермическим, при этом существенно возрастают гидравлические потери, усложняется конструкция, увеличивается масса. Поэтому, подобное усовершенствование цикла применимо только к наземным ГТД.

В работе [3] предлагается осуществлять подвод топлива непосредственно из выходных кромок лопаток СА и РК. При такой схеме подвода топлива не будет происходить существенное увеличение массы конструкции, а сам процесс расширения в турбине будет значительно приближен к изотермическому.

При организации подвода топлива как в основной камере сгорания, так и в МЛК турбины будет реализовываться цикл, представленный на рисунке 1.3.



Рисунок 1.3 – *Т-s* диаграмма действительного цикла ГТД с изотермическим расширением в турбине

Серийно ГТД или ГТУ, работающие по циклу с изотермическим расширением в турбине пока не применяются, однако, активно ведутся прикладные исследования. На рисунке 1.4 представлена схема двигателя, в котором применена компактная камера сгорания в переходном канале между турбинами высокого и низкого давления, выполняющем роль СА турбины низкого давления (ТНД). Такая концепция получила название *Inter Turbine Burner (ITB*).



Рисунок 1.4 – Схема двигателя с дополнительным теплоподводом в переходном канале между турбинами высокого и низкого давления, совмещенном с СА ТНД [1]

15

Работы над такой схемой двигателя в настоящее время активно ведутся научно-исследовательским лабораториями ВВС США и NASA и рядом других зарубежных организаций [16-20].

В работе [21] представлены результаты исследования применения изотермического расширения в многоступенчатой турбине энергоустановки, выполненные энергетической корпорацией Вестигхаус Сименс по договору с Министерством энергетики США.

1.2 Анализ работ, посвященных исследованию параметров ГТД, работающего по циклу с изотермическим расширением, а так же самого цикла

Теоретические исследования возможности организации изотермического расширения в турбине ГТД с целью приблизить цикл ГТД к циклу Карно еще в 1987 году представил К. Н. Р. Рамохалли [22].

Большой объем работ по анализу изотермического расширения в турбине выполнен В. А. Сиригнано и Ф. Лью [23-25]. В работе [23] представлены результаты расчетного исследования ТРД(Ф) с различными схемами подвода теплоты, в том числе ТРД с изотермическим расширением в турбине. Выявлено сокращение удельного расхода топлива и увеличение удельной тяги ТРД с изотермическим расширением в турбине в сравнении с ТРДФ. В этой же работе показано, что применение изотермического расширения в турбине наземных ГТД, совместно с организацией регенерации тепла, приводит к одновременному увеличению удельной мощности и термического КПД.

В работах [24,25] расширен диапазон анализируемых схем теплоподвода, а так же рассмотрено применение изотермического расширения в турбине ТРДД. Сравнивались следующие схемы теплоподвода: в основной камере сгорания (на рисунках 1.5, 1.6 - ОКС); в основной и промежуточной камере сгорания (ОКС+1 ПКС); в основной и двух промежуточных камерах сгорания (ОКС+2 ПКС); в основной камере сгорания и МЛК турбины высокого давления (ОКС+МЛК); в

16

основной и форсажной камере сгорания (ОКС+ФК); в основной камере сгорания, МЛК турбины высокого давления и форсажной камере сгорания (ОКС+МЛК+ФК).

Исследовалось влияние параметров цикла ГТД, степени двухконтурности, и скорости полета на удельный расход топлива и удельную тягу.

Применение непосредственного и промежуточного подвода топлива к турбине приводит к упрощению достижения компромисса между удельным расходом топлива и удельной тягой как для ТРД так и для ТРДД: наблюдается значительное увеличение тяги при незначительном увеличении удельного расхода топлива.

Двигатели с изотермическим расширением в турбине, по сравнению с двигателями с адиабатическим расширением, сохраняют работоспособность при сверхзвуковом полете при существенно больших степенях повышения давления в компрессоре, и имеют меньший расход топлива в сравнении с двигателем с форсажной камерой (ФК) (рисунок 1.5).



Рисунок 1.5 – Зависимость удельной тяги и удельного расхода топлива ТРД от степени повышения давления в компрессоре $(T_{\Gamma}^* = 1500 \text{ K}, T_{\Phi}^* = 1900 \text{ K}, M_{\Pi} = 2, H_{\Pi} = 0 \text{ км})$ [24]

При высоких числах Маха полета двигатели с изотермическим расширением в турбине эффективнее двигателей с адиабатическим расширением.

Авторы утверждают, что полет при числах Маха более одного возможен даже при большой степени двухконтурности (рисунок 1.6).



Рисунок 1.6 – Зависимость удельной тяги и удельного расхода топлива ТРДД от числа Маха полета

 $(T_{\Gamma}^* = 1500 \text{ K}, T_{\Phi}^* = 1900 \text{ K}, \pi_{\text{KBJ}}^* = 40, \pi_{\text{KHJ}}^* = 1,65, m = 8)$ [24]

Проанализированные работы позволяют сформировать представление о влиянии схемы подвода тепла на показатели эффективности двигателя при различных параметрах цикла. Однако авторы в расчетах не учитывают характеристики узлов ГТД, показатели эффективности работы турбины и компрессора постоянны в каждой расчетной точке. В расчетах так же не учитывается охлаждение узлов. Не приводится методика расчета ГТД с изотермическим расширением. Рассмотрена расчетная модель ТРДД С раздельными соплами, и ФК в наружном и внутреннем контуре, такая схема редко применяется в серийных ГТД со сверхзвуковой скоростью полета. В работе не уточняется, выдерживалось ли в процессе расчетных исследований примерное равенство скоростей истечения из сопел наружного и внутреннего контура.

В работе Я-тиен «Мак» Чью [26] исследуются возможные схемы ТРДД_{см} для перспективного самолета с режимом полета «суперкруиз», в том числе ТРДД_{см} с

изотермическим расширением в турбине. Для каждой из анализируемых схем подвода теплоты автор производит выбор оптимальных параметров цикла, обеспечивающих требуемую тягу ГТД на режиме «суперкруиз».

Для выполнения расчетных исследований автором [26] сформирована компьютерная программа термодинамического расчета ТРДД_{см}, в которой реализована возможность включения в рабочий процесс подвод теплоты в непосредственно в турбине или между турбинами высокого и низкого давления. Кроме этого, программа дает возможность моделировать теплоподвод в 5-ти местах (рисунок 1.7) и позволяет выполнять расчет одновального или двухвального ТРД. Особое внимание автор уделил исследованию влияния охлаждения турбины, на основные параметры ТРДД_{см}.



Рисунок 1.7 – Расчетная схема двигателя с указанием возможных мест теплоподвода [26]

По результатам исследования различных схем подвода теплоты, Я-тиен «Мак» Чью делает вывод, что двигатель с изотермическим расширением в турбине высокого давления (ТВД) наилучшим образом подходит для перспективного самолета с режимом «суперкруиз», поскольку позволяет существенно увеличить дальность полета (рисунок 1.8). Кроме того применение двигателя с изотермическим расширением приводи к уменьшению размеров двигателя в результате сокращения суммарного расхода воздуха, требуемого для получения необходимой тяги (рисунок 1.9) даже при увеличенном расходе воздуха на охлаждение турбины с изотермическим расширением (на рисунках 1.8, 1.9 обозначено как ОКС+МЛК ТВД+ОХЛ). Вследствие уменьшения суммарного расхода воздуха уменьшается масса двигателя, его аэродинамическое сопротивление.



Рисунок 1.8 – Дальность полета самолета с ТРДД_{см} с различными схемами теплоподвода [26]



Рисунок 1.9 – Расход воздуха ТРДД_{см} с различными схемами теплоподвода [26]

При оптимальных параметрах рабочего процесса, ТРДД_{см} с изотермическим расширением в турбине, одновременно обеспечивает и требуемую тягу, и меньший удельный расход топлива на расчетных и нерасчетных режимах работы (рисунок 1.10).

В [26] так же выявлено, что степень двухконтурности ТРДД_{см} с изотермическим расширением в турбине, в процессе перехода на сверхзвуковой режим полета, увеличивается меньше в сравнении с обычным ТРДД_{см}. Этот факт так же приводит к облегчению обеспечения компромисса между низким удельным расходом топлива (при низкой скорости полета) и высокой удельной тягой (на сверхзвуковой скорости полета).





Согласно [26] увеличение расхода воздуха, охлаждающего турбину, в случае изотермического расширения, приводит к меньшему ухудшению параметров ТРДД_{см} (рисунок 1.11).

Таким образом, автором работы [26] проведено термодинамическое математическое моделирование рабочего процесса двигателя с подводом теплоты в турбине, удовлетворяющего конкретным требованиям. Математическая модель турбины с изотермическим расширением, предложенная Я-тиен «Мак» Чью, приведена в работе [26] в общем виде.

Автор в своих исследованиях, не учитывает влияние изотермического расширения на эффективность работы турбины, не уточняется, используются ли в процессе расчета характеристики турбины и компрессора. В работе Я-тиен «Мак» Чью не выполнен анализ высотно-скоростных характеристик двигателя, автор приводит только результаты расчета двигателя на четырех режимах работы.



Рисунок 1.11 – Влияние величины расхода воздуха, охлаждающего ТВД, на удельную тягу [26]

Работа [27], выполненная А. С. Адавбьеле и С. О. Амьебеномоном, выступает в качестве продолжения работы [26]. В [27] на основе метода эксергии, выполнен анализ термодинамической эффективности цикла с учетом влияния уровня необратимости процессов и окружающей среды. Авторы утверждают, что пользуясь подобным методом анализа, возможно до минимума сократить неэффективность рабочего процесса и делают вывод, что эксергетическая эффективность двигателя с изотермическим расширением в турбине выше, чем при адиабатическом расширении. Проанализированные работы позволяют заключить, что в рабочем процессе ГТД целесообразно применять изотермическое расширение в турбине, особенно в ГТД к которым предъявляют требование высокой тяги, прежде всего, для сверхзвуковых летательных аппаратов. При этом ни в одной из рассмотренных работ не представлена последовательная методика термодинамического расчета двигателя с изотермическим расширением в турбине, удобная для практического применения в процессе анализа и синтеза рассматриваемого типа двигателей.

В рассмотренных работах не представлены уравнения работы и КПД цикла ГТД с изотермическим расширением, не выполнен анализ влияния параметров цикла на его эффективность и комплексное сравнение цикла ГТД с изотермическим и адиабатическим расширением.

Исследование применения изотермического расширения в ГТД различных схем выполнено без учета характеристик узлов и в неполной или не совсем корректной постановке.

1.3 Анализ работ, посвященных исследованию горения в МЛК турбины

Помимо термодинамической эффективности организации изотермического расширения в турбине важно исследовать возможность осуществления горения в МЛК и эффективность этого процесса. Очевидно, что организация горения в высокоскоростном потоке газа в МЛК турбины является проблемой.

Исследование [28], выполненное М. Райсом на основе численного моделирования, призвано выявить область МЛК турбины, в которой возможно организовать горение. Объектом исследования является двумерная модель плоской решетки типовых турбинных профилей. В работе рассмотрены места впрыска топлива, представленные на рисунке 1.12.

М. Райсом выполнено несколько групп расчетов на основе численных моделей различной сложности. Наиболее показательным являются модели турбулентного, сжимаемого потока с учетом переноса компонентов без горения, с горением в стационарной постановке (рисунок 1.13) и с горением в нестационарной постановке. На основе применения модели распада турбулентного вихря (*EDM*) М. Райсом

установлено, что независимо от схемы подвода топлива в МЛК процесс горения является самовоспламеняющимся и самоподдерживающимся.



Рисунок 1.12 – Места впрыска топлива в МЛК турбины, исследуемые М. Райсом [28]

Автор так же производил моделирование с применением подхода *conserved scalar PDF*, однако полноценных выводов по этим результатам расчета автор не приводит.



Подвод топлива через СА

Рисунок 1.13 – Температурное поле в случае моделирования горения в МЛК турбины в стационарной постановке [28]

Ухудшение аэродинамического качества турбины М. Райсом не выявлено. Схема подвода топлива практически не оказывает влияния на характер и качество обтекания лопатки. Однако выявлено увеличение термической нагрузки, последняя минимальна при впрыске топлива со стороны корыта лопаточного профиля (как РК, так и СА) около зоны рециркуляции. В случае подвода через РК, впрыск со спинки обеспечивает минимальное значение коэффициента неравномерности температурного поля. В случае подвода через СА коэффициент неравномерности температурного поля минимален при организации впрыска как можно ниже по потоку. При впрыске через РК температура при течении газа вдоль МЛК меняется в меньше, чем при подводе топлива через СА (рисунок 1.14).



Рисунок 1.14 – Распределение температуры заторможенного потока по относительной длине МЛК [28]

Так же М. Райсом было проведено псевдо-аналоговое моделирование процесса горения в турбине, по результатам которого сделан вывод об улучшении удельной работы и эффективности цикла ГТД при введении изотермического расширения.

Математическая модель, используемая М. Райсом, имеет ряд недостатков. Прежде всего, это двумерная постановка задачи. Процесс течения в канале турбины является трехмерным, имеет место неравномерность всех газодинамических параметров турбины по высоте, на течение в канале турбины существенно влияют концевые эффекты. По двумерной модели можно судить о влиянии подвода топлива на аэродинамическое качество плоской решетки профилей, а не турбины в целом, кроме того, М. Райс не производил количественную оценку эффективности турбины (КПД или коэффициент потерь), а оценивал эффективность турбины по косвенным параметрам (характер обтекания профилей). Основной целью работы М. Райса было исследование возможности горения в канале турбины, а не оценка влияния горения на эффективность и газодинамические параметры турбины, для выполнения этой цели подход с применением глобального механизма одноступенчатой реакции горения не достаточно детально описывает изучаемый процесс.

В работе [21], выполненной сотрудниками Энергетической корпорации Сименс Вестигхаус, представлены результаты исследования подвода топлива в МЛК многоступенчатой турбины энергоустановки. Работа состоит из четырех частей, целью работы является исследование возможности увеличения мощности турбины при минимальном уровне эмиссии *CO* и *NO*_x.

В первой части работы выполнено численное исследование горения метана в МЛК четырех и пятиступенчатой турбины. Применялась двухступенчатая модель реакции горения метана с конечной скоростью (*Finite Rate*). Расчеты производились в программных комплексах *Fluent* и *CoRSI*. Численная модель была верифицирована на основе экспериментального исследования горения единичной струйки топлива за обтекаемым телом.

Авторами [21] исследовано влияние расхода и температуры топлива, схемы и угла впрыска на мощность и эффективность турбины, а так же силы, действующие на рабочие лопатки турбины и место окончания процесса горения.

Эксперимент показал, что при подводе топлива через СА первой ступени четырехступенчатой турбины (рисунок 1.15), наблюдается значительное увеличение мощности. При подводе топлива в районе второй и третьей ступеней процесс горения не инициализируется или протекает медленно (с выделением *CO*) и не завершается.



Рисунок 1.15 – Поле концентрации кислорода в случае моделирования подвода топлива через выходную кромку СА [21]

Во второй части работы [21] выполнено исследование по выбору оптимальных геометрических параметров подвода топлива с точки зрения минимизации эмиссии *CO* и *NO_x*. Существует оптимальное значение диаметра отверстий для подвода топлива: он должен быть достаточно мал для обеспечения протекания кинетического механизма горения, но при этом размер отверстия должен обеспечить достаточное время пребывания газа в области высоких температур для догорания CO. Авторы исследовали два типа отверстий: простые цилиндрические отверстия и отверстия с внезапным расширением. Исполнение отверстий с внезапным расширением обеспечивает стабилизацию процесса горения и меньший уровень эмиссии. В работе [21] выбраны отверстия диаметром 1,8 мм с внезапным расширением, при такой схеме подвода топлива уровень эмиссии *CO* и *NO_x* является допустимым.

В части 3 представлено описание экспериментальных установок.

Часть 4 посвящена термодинамическому анализу цикла с частично изотермическим расширением в турбине. Сделан вывод, что исследованный процесс приводит к увеличению мощности и эффективности установки. Отмечена возможность сокращения размера турбины. Подтверждена целесообразность подвода топлива только через первую ступень, подвод через последующие приводит к росту удельного расхода топлива без значительного увеличения мощности. На рисунке 1.16 представлена принципиальная схема конструкции СА первой ступени турбины [21]. По данной работе зарегистрированы патенты США [29-31].

Таким образом, основной акцент в работе [21] сделан на исследовании работе возможности снижения уровня эмиссии вредных веществ при энергетической установки за счет изотермического расширения. Bce исследования [21] выполнены для стационарного режима работы турбины, нерасчетные режимы работы не анализируются. Оценка газодинамической эффективности турбины при изотермическом расширении не производится.

При моделировании процесса горения в [21] применяется модель конечной скорости реакции, которую следует применять, если химический масштаб времени соизмерим с масштабом времени турбулентного смешения. Реакция горения

27

углеводородного топлива, в том числе метана протекает быстро, и скорость горения определяется турбулентным смешением. Поэтому для углеводородных топлив целесообразнее применять модели «быстрой химии», а не конечной скорости реакции.



а – схема подвода топлива; *б* – форма отверстий для подвода топлива Рисунок 1.16 – Конструктивная реализация подвода топлива через СА [21]

Рассмотренные далее работы [32-34] являются продолжением работ [23-25] и посвящены исследованию проблем, связанных с возможностью обеспечения и эффективностью горения в МЛК.

В работе [32] представлен двумерный численный анализ диффузионного горения при условии осевого градиента давления в сжимаемом, вязком, многокомпонентном, турбулентном слое смешения.

Решены уравнения пограничного слоя для среднего значения осевого импульса, энергии и массовых концентраций компонентов с применением *k*-є модели турбулентности и одношагового механизма реакции при наличии турбулентного трения, теплопередачи и диффузии. Численные исследования нацелены на изучение процессов воспламенения и структуры пламени в ускоренном трансзвуковом турбулентном слое смешения.

В [33] исследовано течение в трансзвуковом пограничном слое смешения. Для этого типа течения численно выполнено решение системы полных уравнений Навье-Стокса, уравнений многокомпонентного потока и химической реакции. В [34] представлен обзор экспериментальных и вычислительных исследований применения ниш для стабилизации горения в ускоренных потоках с поворотами, выполненных в Калифорнийском Университете (рисунок 1.17). Приведены результаты оптимизации геометрических параметров ниши (длины и глубины) для обеспечения эффективности горения, а так же исследованы способы подвода топлива и воздуха в нишу и значение числа Рейнольдса. Исследуемую схему авторы [34] предлагают применять в концепции *ITB*.



Рисунок 1.17 – Экспериментальное исследование горения в МЛК СА с нишевым стабилизатором [34]

Работы [16-20] так же посвящены исследованию применения нишевого стабилизатора в концепции *ITB*. Принципиальная схема компактной камеры сгорания, совмещенной с СА ТНД, приведена на рисунке 1.18.



Рисунок 1.18- Схема компактной камеры сгорания, совмещенной с СА ТНД [1]

На основе численных и натурных экспериментов авторами работ [17,18] сделан вывод, что горение в камере сгорания, представленной на рисунке 1.18, может быть осуществлено в широком диапазоне режимов работы при полноте сгорания 95-99 %. В данных работах проведено численное моделирование с целью оптимизации конструкции, представленной на рисунке 1.18, а так же отмечен высокий потенциал применения этой конструкции в концепции *ITB*.

Помимо схемы с нишевыми стабилизаторами представленной на рисунке 1.18, выполняются численные исследования ряда альтернативных схем. Например, схема, в которой кольцевая стойка выполнена в виде V-образного стабилизатора [19]. Исследования [19], однако, свидетельствуют об ухудшении параметров *ITB* с такой схемой, возможно связанном с размерными факторами. Так же альтернативная схема *ITB* предложена в исследованиях [20].

Несмотря на широкий спектр рассмотренных проблем, ни в одной из работ не проанализировано влияние изотермического расширения на эффективность турбины на расчетном режиме, не получена характеристика турбины с изотермическим расширением, без которой нельзя считать достоверными результаты термодинамического анализа ГТД с изотермическим расширением в турбине.

1.4 Анализ подводов топлива в МЛК турбины, целью которых не является организация изотермического расширения

1.4.1 Огневая дорожка

В практике отечественного и мирового газотурбостроения существует несколько примеров организации подвода топлива в турбине с различными целями, не связанными с изотермическим расширением.

Прежде всего, в качестве примера, следует привести способ розжига ФК «огневая дорожка» (рисунок 1.19). Через одну струйную форсунку, расположенную в основной камере сгорания, подается топливо. В турбине, под действием высокой температуры, топливо испаряется и воспламеняется. Образуется мощный факел пламени, который проходит через турбину, подпитывается топливом из форсунки за

турбиной и, доходя до ФК, обеспечивает ее запуск. Подвод топлива через форсунки огневой дорожки производится импульсно, фиксированное количество раз, для предотвращения перегрева турбины.



1,2 – форсунки; 3 – корпус смесителя; 4 – дозатор топлива; 5 – датчик контроля пламени;
 6 – топливоподводящие трубопроводы

Рисунок 1.19 – Схема розжига ФК способом «огневая дорожка» [35]

Подобная схема запуска ФК исследовалась отечественными и зарубежными серийно организациями И широко применяется настоящее время на В изготавливаемых двигателях. Организация горения, в данном случае, принципиально отличается от горения при изотермическом расширении. Топливо подается единичной широкой струйкой в таком количестве, чтобы оно не успело сгореть при течении потока в турбине. В случае изотермического расширения предполагается организовывать множественный микрофакельный подвод топлива для обеспечения равномерного температурного поля и требуемой длины зоны выгорания топлива.

1.4.2 Охлаждение РЛ турбины и форсирование ГТД

Ряд отечественных работ посвящен исследованию впрыска топлива в канал турбины с целью охлаждения рабочих лопаток за счет испарения топлива. При этом полагается, что подведенное топливо загорается в выходном устройстве, что обеспечивает форсирование ГТД.

Выводы об эффективности применения такой схемы впрыска топлива рознятся. В ряде экспериментальных исследований получено снижение температуры рабочей лопатки (до 100 °C), но существуют эксперименты, где температура лопатки не уменьшается, поскольку топливо успевает испариться еще до подхода к ней, а горение начинается в канале турбины и продолжается ниже по потоку. Последний пример свидетельствует о возможности организации горения в канале турбины. В работах отмечено существенное влияние схемы впрыска топлива на полноту сгорания. В наилучших случаях полнота сгорания достигает величины 0,9. В таком эксперименте на полноразмерном двигателе отмечается увеличение тяги ГТД до 9,5 % при увеличении расхода газа через сопло до 8 %.

В ранее описанном эксперименте топливо в канал турбины подавалось под различными углами к основному потоку в месте, представленном на рисунке 1.20, через пять струйных форсунок.



Рисунок 1.20 – Схема подвода топлива в МЛК турбины для охлаждения РЛ

В данной схеме полному сгоранию топлива в РЛ турбины препятствует его подвод достаточно широкой струйкой в область косого среза межлопаточного пространства, где поток ускоряется.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 1

1. Большое число и разнообразие направлений исследований изотермического расширения в турбине, а также отмеченные авторами перспективы исследований подтверждают, что данная проблема является актуальной. ГТД с изотермическим расширением в турбине рассматриваются в качестве концепции перспективного двигателя нового поколения.

Авторы рассмотренных работ отмечают значительное увеличение тяги двигателя в случае организации изотермического расширения в турбине при незначительном увеличении удельного расхода топлива.

Исследования горения в МЛК турбины указывают на возможность и приемлемую эффективность этого процесса.

2. В работах, посвященных термодинамическому анализу ГТД с изотермическим расширением в турбине, не приведены уравнения работы и КПД исследуемого цикла ГТД, не выполнено комплексное сравнение циклов ГТД с адиабатическим и изотермическим расширением в турбине.

Не представлена последовательная методика термодинамического расчета двигателя с изотермическим расширением в турбине, удобная для практического применения в процессе анализа и синтеза рассматриваемого типа двигателей.

Не создана доступная система компьютерного моделирования, в которой реализована возможность производить термодинамический расчет ГТД с изотермическим расширением в турбине.

3. Несмотря на широкий спектр проблем, анализируемых в работах посвященных исследованию горения в МЛК турбины, ни в одной из них не проведена оценка влияния изотермического расширения на газодинамику и эффективность самой турбины.

Не получена характеристика турбины ГТД с изотермическим расширением, не проведено сравнение характеристики турбины с изотермическим и адиабатическим расширением в турбине. Все термодинамические исследования ГТД с изотермическим расширением выполнены без применения характеристики турбины.

4. Информации, представленной в рассмотренных работах, недостаточно для проведения начального этапа проектирования двигателей с изотермическим расширением в турбине. Таким образом, можно обоснованно утверждать, что актуальным на данный момент является проведение детальных исследований совершенствования термодинамического цикла ГТД путем организации изотермического расширения в турбине и влияния горения в МЛК турбины на ее газодинамику и эффективность, в том числе характеристику турбины. Так же является разработка актуальной алгоритма термодинамического расчета двигателя, работающего по циклу с изотермическим расширением в турбине.

ГЛАВА 2 Термодинамическое обоснование эффективности изотермического расширения в турбине ГТД

2.1 Термодинамические основы изотермического расширения в турбине ГТД

2.1.1 Т-s диаграмма процесса расширения в турбине

Рабочий процесс в турбине ГТД в идеальном случае протекает по изоэнтропе $\Gamma^*-T^*_{s}$, а в реальном по политропе Γ^*-T^* (рисунок 2.1). При этом, изоэнтропическая работа расширения в турбине L^*_{Ts} определяется выражением (2.1) и пропорциональна площади $S_{3-T^*s-\Gamma^*-2-3}$.

$$L_{\rm TS}^* = C_p T_{\Gamma}^* - C_p T_{\rm TS}^* = C_p (T_{\Gamma}^* - T_2^*) - C_p (T_{\rm TS}^* - T_3^*) \propto S_{3-{\rm T}^* - {\rm T}^* - 2-3},$$
(2.1)

где C_p – теплоемкость рабочего тела (газа); T^* – температура заторможенного потока в соответствующей точке *T*-*s* диаграммы.



Рисунок 2.1 – *Т-s* диаграмма процесса расширения в турбине

В случае идеального расширения треугольники 2-7-8 и 3- T^*_{s} -1 равны, поскольку изобары p_{Γ}^* и p_{T}^* протекают практически эквидистантно. Из условия равенства треугольников вытекает, что L^*_{Ts} пропорциональна $S_{1-\Gamma^*-7-8-1}$. По этой же причине политропическая работа расширения пропорциональна $S_{4-T^*-\Gamma^*-5-6-4}$. [36].

При сохранении степени понижения давления в турбине, организация подвода теплоты, приведет к смещению точки T^* вправо по изобаре p_T^* . Если теплоты, будет достаточно для компенсации снижения температуры, то процесс расширения в турбине будет протекать изотермически (линия Γ^* - T^*_{is} на рисунке 2.1).

Из рисунка 2.1 видно, что количество теплоты, необходимое для обеспечения изотермического расширения в турбине пропорционально $S_{4is-T^*is-\Gamma^*-T^*-4}$. Поскольку $S_{4is-T^*is-T^*-4-4is}$ равна $S_{1-\Gamma^*-5-6-1}$, пропорциональной работе турбины при политропическом расширении, работа турбины при изотермическом расширении больше, чем при адиабатическом на величину пропорциональную S_{T^*is} - $\Gamma^*-T^*-T^*is$. Для сохранения требуемой работы турбины следует уменьшать или температуру газа перед турбиной или степень понижения давления.

Традиционно в теории лопаточных машин принято применять термин «адиабатический» как синоним «изоэнтропический». В настоящей работе далее по тексту термин «адиабатический» применяется к процессам без подвода теплоты, то есть политропическое расширение в турбине без подвода теплоты является адиабатическим, а идеальное расширение в турбине без подвода теплоты – изоэнтропическим.

2.1.2 Уравнение энергии для турбины с изотермическим расширением

В соответствии с первым законом термодинамики [37,38], уравнение энергии для турбины с изотермическим расширением в идеальном случае имеет вид [39,40]:

$$C_p T_{\Gamma}^* + q_{{}_{\mathrm{T}}\,{}_{\mathrm{H}}} - L_{{}_{\mathrm{T}}\,i_{S}\,{}_{\mathrm{H}}}^* = C_p T_{\mathrm{T}}^*, \qquad (2.2)$$

где $L^*_{\text{т} is \, \text{ид}}$ – работа турбины в случае идеального изотермического расширения; $q_{\text{т} \, \text{ид}}$ – удельное количество теплоты, которое необходимо подвести в турбине для организации идеального изотермического расширения. Поскольку $T^*_{\Gamma} = T^*_{\text{T}}$, то

$$q_{\rm T \, \rm HZ} = L^*_{\rm T \, is \, \rm HZ}. \tag{2.3}$$

Таким образом, для обеспечения идеального изотермического расширения в турбине следует обеспечить подвод количества теплоты равного работе турбины.

В реальном процессе следует учитывать:

1) изменение расхода рабочего тела за счет добавления топлива;

2) количество теплоты, вносимое в систему топливом;

3) изменение теплоемкости рабочего тела вследствие изменения его состава.
Для начала проанализируем учет изменения теплоемкости рабочего тела (первый и второй пункты будут рассмотрены в пункте 2.3), уравнение энергии для турбины с изотермическим расширением примет вид:

$$C_{p\Gamma}T_{\Gamma}^{*} + q_{T} - L_{T\,is}^{*} = C_{pT}T_{\Gamma}^{*}, \qquad (2.4)$$

где $C_{p\Gamma}$, C_{pT} – теплоемкость газа на входе и на выходе из турбины; $L^*_{T\,is}$ – работа турбины с изотермическим расширением. При этом удельное количество теплоты q_{T} , подводимое в турбине, будет определяться выражением:

$$q_{\rm T} = \frac{G_{\rm TT} H_u \eta_{\rm F}}{(G_{\rm F} + G_{\rm TT})},\tag{2.5}$$

где H_u -низшая теплотворная способность топлива; η_r -полнота сгорания топлива в турбине; G_{TT} - расход топлива в турбине G_{Γ} – расход рабочего тела в сечении «Г» на входе в турбину.

При добавлении продуктов сгорания топлива к рабочему телу в канале турбины происходит увеличение теплоемкости рабочего тела, а значит и энтальпии заторможенного потока $h^* = C_p T^*$ (рисунок 2.2).



Рисунок 2.2 – *h-s* диаграмма процесса расширения в турбине

Увеличение теплоемкости рабочего тела приводит к необходимости подводить количество теплоты, большее, чем работа турбины:

$$q_{\rm T} = L_{\rm T}^* {}_{is} + (C_{p\rm T} - C_{p\Gamma})T_{\Gamma}^*.$$
(2.6)

Энтальпия заторможенного потока газа в канале турбины остается постоянной при идеальном изотермическом расширении, и увеличивается в реальном процессе.

2.1.3 Изменение энтропии в процессе изотермического расширения в турбине

В соответствии со вторым законом термодинамики в реальном необратимом процессе энтропия увеличивается [37,38]:

$$ds \ge \frac{dq}{T^*}.$$
(2.7)

Реальный процесс расширения в турбине является необратимым из-за потерь энергии. В турбине с адиабатическим расширением происходят газодинамические потери энергии, приводящие к увеличению энтропии $\Delta s_{rg. ag}$ (рисунок 2.3).



Рисунок 2.3 – Составляющие изменения энтропии в процессе расширения в турбине

В случае изотермического расширения изменение энтропии Δ*s* (рисунок 2.3) складывается из [39,40]:

$$\Delta s = \Delta s_{\rm rg} + \Delta s_{\rm tenn} + \Delta s_{\rm pa6} + \Delta s_{\rm cb.pt}, \qquad (2.8)$$

где: Δs_{rg} – необратимое изменение энтропии в результате газодинамических потерь. Δs_{rg} больше, чем $\Delta s_{rg,ag}$ поскольку при изотермическом расширении появляются дополнительные газодинамические потери, связанные с организацией подвода топлива (например, потери на смешение);

 $\Delta s_{\text{тепл}}$ – необратимое изменение энтропии за счет тепловых потерь;

 $\Delta s_{\text{раб}}$ – обратимое изменение энтропии в результате подвода теплоты равной работе турбины, и идущей на компенсацию снижения температуры в процессе расширения;

 $\Delta s_{cB,pT}$ – обратимое изменение энтропии при подводе теплоты, необходимой для нагрева рабочего тела с увеличившейся теплоемкостью до температуры T^*_{Γ} .

Поскольку в выражении (2.8) $\Delta s_{\text{раб}}$ и $\Delta s_{\text{св.рт}}$ относятся к обратимому процессу, для них верно равенство:

$$ds = \frac{dq}{T^*}.$$
(2.9)

Процессе Г*-Т* изотермический, поэтому

$$\Delta s_{\text{pa6}} + \Delta s_{\text{cB.pt.}} = \frac{1}{T^*} \int_{\Gamma}^{T} dq, \qquad (2.10)$$

то есть

$$\Delta s_{\text{pa6}} + \Delta s_{\text{cB.pt.}} = \frac{q_{\text{T}}}{T_{\Gamma}^*}, \qquad (2.11)$$

причем, учитывая выражение (2.6):

$$\Delta s_{\text{pad}} = \frac{L_{\text{T}\ is}^*}{T_{\Gamma}^*} ; \qquad (2.12)$$

$$\Delta s_{\rm cB.pt.} = \frac{(C_{pT} - C_{p\Gamma})T_{\Gamma}^{*}}{T_{\Gamma}^{*}} = (C_{pT} - C_{p\Gamma}).$$
(2.13)

Выражения (2.12) и (2.13) справедливы, если пренебрегать изменением расхода рабочего тела в турбине и количеством теплоты, вносимой топливом.

2.1.4 Работа и КПД турбины при изотермическом расширении

В случае идеального изотермического расширения работа турбины определяется выражением (2.3). Уравнение второго закона термодинамики [41]:

$$\Delta s = \frac{k}{k-1} R \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_1}{p_2},$$
(2.14)

где k – показатель адиабаты; R – газовая постоянная; T_1 , p_1 – статическая температура и давление в начале процесса 1-2; T_2 , p_2 – статическая температура и давление после окончания процесса 1-2. Переход от статических параметров к заторможенным является изоэнтропным [41], поэтому:

$$\Delta s = \frac{k}{k-1} R \ln \frac{T_2^*}{T_1^*} - R \ln \frac{p_1^*}{p_2^*}.$$
(2.15)

Для идеального изотермического процесса

$$q_{\rm T \, \text{\tiny HJ}} = T^* \Delta s, \tag{2.16}$$

$$\Delta s = R \ln \frac{p_1^*}{p_2^*}.$$
 (2.17)

Подставив выражения (2.16) и (2.17) в выражение (2.3) получим уравнение для работы турбины в случае идеального изотермического расширения [39,40]:

$$L^*_{\rm T \ is \ \rm MJ} = RT^*_{\rm \Gamma} \ln(\pi^*_{\rm T}), \tag{2.18}$$

где $\pi_{\rm T}^* = \frac{p_1^*}{p_2^*} = \frac{p_{\Gamma}^*}{p_{\rm T}^*}$ степень понижения давления в турбине.

Температура газа перед турбиной и степень понижения давления определяют возможное изменение энтропии Δ*s* при изотермическом расширении (рисунок 2.4).



Рисунок 2.4 – Сравнение идеального и реального

изотермического расширения в турбине

При реальном изотермическом расширении часть изменения энтропии будет происходить не в результате подвода теплоты для компенсации энергии, идущей на совершение работы, а в результате газодинамических и тепловых потерь, поэтом работа турбины, при тех же параметрах рабочего процесса, уменьшится. Дополнительное увеличение энтропии в результате подвода теплоты из-за изменения теплоемкости рабочего тела не уменьшает действительную работу турбины, но увеличивает расход топлива в турбине. На *T-s* диаграмме (рисунок 2.4) точки T_{is}^* и T_{isyn}^* совпадают.

КПД турбины с изотермическим расширением по параметрам заторможенного потока η_{T}^{*} определяется выражением [36,42,43]:

$$\eta_{\rm T}^* = \frac{L_{\rm T\,is}^*}{L_{\rm T\,is\,\,\rm NZ}^*}.\tag{2.19}$$

Очевидно, что, при равенстве газодинамических потерь при течении газа в проточной части, КПД турбины с изотермическим расширением меньше, чем с адиабатическим из-за наличия дополнительных газодинамических потерь и, в особенности, тепловых.

Действительная работа турбины с изотермическим расширением определяется выражением:

$$L_{T is}^{*} = L_{T is \mu \mu}^{*} \eta_{T}^{*};$$

$$L_{T is}^{*} = \eta_{T}^{*} R T_{\Gamma}^{*} \ln(\pi_{T}^{*}).$$
(2.20)

Как и в случае адиабатического расширения, работа турбины с изотермическим расширением зависит от степени понижения давления в турбине, температуры газа перед турбиной и свойств рабочего тела.

2.2 Идеальный цикл ГТД с изотермическим расширением в турбине

2.2.1 Работа и КПД идеального цикла с изотермическим расширением в турбине

Целесообразность организации работы тепловой машины по конкретному термодинамическому циклу определяется, прежде всего, эффективностью этого цикла.

Основными показателями эффективности цикла являются работа и эффективный КПД цикла (термический КПД в случае идеального цикла). В случае ГТД, эти параметры определяют показатели термодинамического совершенства двигателя: удельную тягу и удельный расход топлива. Увеличение работы термодинамического цикла ГТД приводит к увеличению удельной тяги, а увеличение эффективного (термического) КПД цикла – к уменьшению удельного расхода топлива.

Для аналитического исследования идеального цикла ГТД с изотермическим расширением в турбине (рисунок 2.5) выведем уравнения для работы и КПД цикла.



Рисунок 2.5 – *T*-*s* диаграмма идеального цикла ГТД с изотермическим расширением в турбине

Из условия равенства работы турбины $L^*_{\mathrm{T}\ is\ ud}$ и компрессора $L^*_{\kappa s}$ в идеальном цикле получим уравнения взаимосвязи π^*_{T} , π^*_{κ} и T^*_{Γ} :

 $L^*_{\kappa s} = L^*_{\tau i s \, \text{ид}};$

$$\frac{k}{k-1}RT_{\rm B}^*\left(\pi_{\rm K}^{*\frac{k-1}{k}}-1\right) = RT_{\rm r}^*\ln(\pi_{\rm T}^*); \qquad (2.21)$$

$$T_{\Gamma}^{*} = T_{\rm B}^{*} \frac{k}{k-1} \frac{1}{\ln(\pi_{\rm T}^{*})} \left(\pi_{\rm K}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right); \tag{2.22}$$

$$\pi_{\rm T}^* = \exp\left[\frac{k}{k-1} \frac{T_{\rm B}^*}{T_{\rm \Gamma}^*} \left(\pi_{\rm K}^* \frac{k-1}{k} - 1\right)\right];$$
(2.23)

$$\pi_{\kappa}^{*} = \left(\frac{k-1}{k} \frac{T_{\Gamma}^{*}}{T_{B}^{*}} \ln \pi_{T}^{*} + 1\right)^{\frac{\kappa}{k-1}}.$$
(2.24)

Работа цикла $L_{\text{Ц ид}}$ по определению [37,38] равна разнице подведенной $q_{\text{подв.}}$ и отведенной $q_{\text{отв.}}$ теплоты:

$$L_{\text{I}_{\text{I}_{\text{I}_{\text{I}_{\text{I}}}}}} = q_{\text{подв.}} - q_{\text{отв.}} = q_{\text{K}^* - \Gamma^*} + q_{\Gamma^* - T^*} - q_{\text{C-B}} \quad .$$
(2.25)

Учитывая, что

$$q_{\Gamma^* - T^*} = L^*_{\mathrm{T} \ is \ \mathrm{M} \mathrm{J}}, \tag{2.26}$$

$$L^*_{\rm T \, is \, \rm MR} = L^*_{\rm K \, s} = C_p T^*_{\rm K} - C_p T^*_{\rm B}.$$
(2.27)

Выразим количества подведенной и отведенной теплоты в выражении (2.25) через теплосодержание:

$$L_{\text{Ц ид}} = C_p T_{\Gamma}^* - C_p T_{\text{K}}^* + C_p T_{\text{K}}^* - C_p T_{\text{B}}^* - C_p T_{\text{C}}^* + C_p T_{\text{B}} .$$
(2.28)

Взаимно уничтожив противоположные слагаемые получим:

$$L_{\text{II} \text{ ид}} = C_p (T_{\Gamma}^* - T_{\text{C}}) - C_p (T_{\text{B}}^* - T_{\text{B}}).$$
(2.29)

Подставим выражения (2.30) и (2.31)

$$p_{\rm T}^* = p_{\rm B} \ \pi_{\Sigma} \ \frac{1}{\pi_{\rm T}^*};$$
 (2.30)

$$p_C = p_B . (2.31)$$

в уравнение изоэнтропы (2.32)

$$\frac{T_{\rm T}^*}{T_{\rm C}} = \left(\frac{p_{\rm T}^*}{p_{\rm C}}\right)^{\frac{k-1}{k}},\tag{2.32}$$

получим:

$$T_{\rm C} = T_{\rm T}^* \left(\frac{\pi_{\rm T}^*}{\pi_{\Sigma}^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$
 (2.33)

 $\pi_{\Sigma} = \pi_{By}^* * \pi_{\kappa}^*$ – суммарная степень повышения давления в цикле, равная произведению степени повышения давления во входном устройстве за счет торможения набегающего потока π_{By}^* и степени повышения давления в компрессоре π_{κ}^* .

$$T_{\rm B}^* - T_{\rm B} = \frac{V_{\rm n}^2}{2C_p}, \tag{2.34}$$

где *V*_п – скорость полета.

Тогда работа цикла:

$$L_{II, \mu, \mu, \mu} = C_p T_{\Gamma}^* \left(1 - \left(\frac{\pi_{T}^*}{\pi_{\Sigma}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) - \frac{V_{\pi}^2}{2}.$$
 (2.35)

Подставляя в выражение (2.35) формулы (2.22) – (2.24) получаем зависимости работы цикла с изотермическим расширением от двух параметров из $\pi_{T}^*, \pi_{K}^*, T_{\Gamma}^*$.

Например, при нулевой скорости полета зависимость работы идеального цикла с изотермическим расширением от степени повышения давления в компрессоре и степени повышения температуры в цикле $\theta = \frac{T_{\rm F}^*}{T_{\rm B}}$:

$$L_{\text{II} \text{ ид}} = C_p T_{\text{B}}^* \theta \left(1 - \left(\frac{\exp\left[\frac{k}{k-1} \frac{1}{\theta} \left(\pi_{\text{K}}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right) \right]}{\pi_{\text{K}}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right).$$
(2.36)

Термический КПД цикла определяется выражением [37,38]:

$$\eta_t = \frac{L_{\amalg \ \text{ид}}}{q_{\text{подв.}}}.$$
(2.37)

Подставив в уравнение (2.37) выражение (2.29), а так же выразив подведенное количество теплоты через теплосодержание, получим:

$$\eta_t = \frac{C_p (T_{\Gamma}^* - T_{\rm C}) - C_p (T_{\rm B}^* - T_{\rm B})}{C_p (T_{\Gamma}^* - T_{\rm K}^*) + C_p (T_{\rm K}^* - T_{\rm B}^*)}.$$
(2.38)

Преобразовав, получим:

$$\eta_t = \frac{C_p (T_{\Gamma}^* - T_{\rm C}) - C_p (T_{\rm B}^* - T_{\rm B})}{C_p (T_{\Gamma}^* - T_{\rm B}) - C_p (T_{\rm B}^* - T_{\rm B})}.$$
(2.39)

Учитывая выражения (2.33) и (2.34) получим уравнение для определения термического КПД цикла с изотермическим расширением:

$$\eta_{t} = \frac{\left(1 - \left(\frac{\pi_{r}^{*}}{\pi_{\Sigma}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) - \frac{V_{\pi}^{2}}{2C_{p}T_{\Gamma}^{*}}}{1 - \frac{T_{B}}{T_{\Gamma}^{*}} - \frac{V_{\pi}^{2}}{2C_{p}T_{\Gamma}^{*}}}.$$
(2.40)

Аналогично работе цикла, подставляя в выражение (2.40) уравнения ((2.22) – (2.24)) получим зависимости термического КПД цикла с изотермическим расширением от любых двух параметров из π_{T}^{*} , π_{K}^{*} , T_{Γ}^{*} (θ).

Например, при нулевой скорости полета зависимость термического КПД цикла с изотермическим расширением в турбине от степени повышения давления в компрессоре и степени повышения температуры в цикле:

$$\eta_{t} = \frac{1 - \left(\frac{\exp\left[\frac{k}{k-1\theta}\left(\pi_{\kappa}^{*\frac{k-1}{k}} - 1\right)\right]}{\pi_{\kappa}^{*}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \frac{1}{\theta}}.$$
(2.41)

На основании выведенных уравнений для работы (2.35) и термического КПД цикла (2.40) выполнено аналитическое исследование идеального цикла ГТД с изотермическим расширением в турбине.

2.2.2 Анализ зависимости работы и термического КПД идеального цикла ГТД с изотермическим расширением в турбине от параметров цикла и скорости полета

Для обоснованного выбора параметров рабочего процесса ГТД с изотермическим расширением в турбине необходимо исследовать их влияние на работу и термический КПД цикла (далее – КПД цикла) на различных режимах полета.

На основании уравнения (2.36) построены зависимости работы цикла от степени повышения давления в компрессоре и степени повышения температуры при нулевой скорости полета (рисунок 2.6) [44-46].

Увеличение степени повышения температуры в цикле приводит к монотонному (близкому к линейному), непрерывному росту работы цикла.



Рисунок 2.6 – Зависимость работы цикла с изотермическим расширением от степени повышения температуры (*a*) и степени повышения давления в

компрессоре (δ) ($V_{\Pi} = 0$)

Увеличение степени повышения давления в компрессоре до некоторого оптимального значения также сопровождается ростом работы цикла. При увеличении степени повышения давления больше оптимальной, работа цикла медленно уменьшается. Оптимальное значение степени повышения давления в компрессоре тем больше, чем больше температура газа перед турбиной. Если, при нулевой скорости полета, степень повышения давления и температура газа перед турбиной принадлежат современным статистическим диапазонам, оптимальное значение степени повышения давления в цикле ГТД с изотермическим расширением не достижимо. Кривая зависимости работы цикла от степени повышения давления при температуре газа перед турбиной 700 К представлена для иллюстрации наличия оптимальной степени повышения давления в цикле.

Зависимость КПД цикла от степени повышения температуры и степени повышения давления в компрессоре при нулевой скорости полета [44-46], построенная на основании выражения (2.41), представлена на рисунке 2.7.

Эффективности цикла увеличивается с ростом степени повышения температуры, однако постепенно влияние последней на величину КПД уменьшается, при больших значениях температуры газа перед турбиной, ее влияние на КПД незначительно.



Рисунок 2.7 – Зависимость КПД цикла с изотермическим расширением от степени повышения температуры (а) и степени повышения давления в компрессоре (б)

$$(V_{\pi} = 0)$$

КПД цикла, как и работа цикла, достигает максимального значения при оптимальной степени повышения давления. Ее значение отличается от значения оптимальной степени повышения давления с точки зрения работы цикла, однако также, недостижимо в статистическом диапазоне температур и давлений. Поэтому можно утверждать, что увеличение степени повышения давления в цикле ГТД с изотермическим расширением при нулевой скорости полета приводит к увеличению термического КПД цикла.

На рисунках 2.8 и 2.9 представлены результаты анализа влияния скорости полета на работу и КПД цикла. Согласно уравнениям работы и КПД цикла увеличение скорости полета будет сказываться на анализируемых параметрах за счет изменения $V_{\rm n}^2$, а так же π_{Σ} .

Увеличение скорости полета приводит к уменьшению оптимальной степени повышения давления в компрессоре, как с точки зрения работы, так и с точки зрения КПД цикла. С увеличением скорости полета работа цикла сначала возрастает из-за увеличения π_{Σ} , затем уменьшается из-за увеличения влияния $\frac{V_{\pi}^2}{2}$. КПД цикла с увеличением скорости полета увеличивается практически во всем проанализированном диапазоне степени повышения давления в компрессоре.



Рисунок 2.8 – Зависимость работы цикла с изотермическим расширением от степени повышения давления в компрессоре при различных числах Маха полета



Рисунок 2.9 – Зависимость КПД цикла с изотермическим расширением от степени повышения давления в компрессоре при различных числах Маха полета

$$(T_{\Gamma}^* = 1500 \text{ K})$$

При изменении уровня температуры скорость полета оказывает практически такое же влияние на работу и КПД цикла с изотермическим расширением в турбине.

2.2.3 Сравнительный анализ идеальных циклов ГТД с изотермическим и адиабатическим расширением при одинаковых параметрах цикла

Рассмотрим результаты сравнения идеальных циклов с адиабатическим и изотермическим расширением в турбине при одинаковых параметрах цикла.

Зависимости работы и КПД цикла с адиабатическим расширением от параметров цикла определяются выражениями (2.42) и (2.43) [47-49]:

$$L_{\text{Ц ид}} = C_p T_{\text{B}}^* \left[\theta \left(1 - \frac{1}{\pi_{\Sigma}^* \frac{k-1}{k}} \right) - \left(\pi_{\Sigma}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right) \right];$$
(2.42)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi_{\Sigma}^* \frac{k-1}{k}}.$$
(2.43)

На рисунке 2.10 представлена зависимость работы цикла с адиабатическим и изотермическим расширением от степени повышения температуры при нулевой скорости полета и степени повышения давления, оптимальной для цикла с адиабатическим расширением (равна 20). Работа цикла с изотермическим расширением больше, чем работа цикла с адиабатическим расширением. Разница работ несколько увеличивается с ростом степени повышения температуры.

Сравнение зависимости работы циклов с адиабатическим и изотермическим расширением от степени повышения давления в компрессоре при температуре газа перед турбиной равной 1500 К и различной скорости полета (рисунок 2.11) показывает, что работа цикла с изотермическим расширением больше, в особенности, при больших значениях степени повышения давления в компрессоре.



Рисунок 2.10 – Сравнение изменения работы циклов с адиабатическим и изотермическим расширением от степени повышения температуры

$$(V_{\Pi} = 0, \pi_{\Sigma} = \pi_{\kappa}^{*} = 20)$$



Рисунок 2.11 – Сравнение изменения работы циклов с адиабатическим и изотермическим расширением от степени повышения давления в компрессоре при различных числах Маха полета (*T*^{*}_г = 1500 K)

Оптимальное значение степени повышения давления в цикле с изотермическим расширением значительно больше, чем в цикле с адиабатическим расширением, даже при увеличении скорости полета.

Перейдем к сравнительному анализу изменения КПД. В отличие от цикла с изотермическим расширением в турбине, КПД цикла с адиабатическим расширением не зависит от степени повышения температуры. Сравнительный анализ зависимости КПД циклов от степени повышения температуры при степени повышения давления в компрессоре равной 20 и нулевой скорости полета (рисунок 2.12) показывает, что КПД цикла с изотермическим расширением всегда меньше, чем КПД цикла с адиабатическим расширением, однако разница сокращается с ростом степени повышения температуры.

В рассмотренном диапазоне степени повышения давления в компрессоре (температура газа перед турбиной равна 1500 К) КПД цикла с изотермическим расширением так же меньше, чем КПД цикла с адиабатическим расширением, причем разница увеличивается с ростом степени повышения давления и скорости полета (рисунок 2.13).

50



Рисунок 2.12 – Сравнение изменения КПД циклов с адиабатическим и изотермическим расширением от степени повышения температуры



$$(V_{\Pi} = 0, \pi_{\Sigma} = \pi_{\kappa}^{*} = 20)$$

Рисунок 2.13 – Сравнение изменения КПД циклов с адиабатическим и изотермическим расширением от степени повышения давления в компрессоре при различных числах Маха полета (*T*^{*}_г = 1500 K)

Таким образом, организация изотермического расширения в турбине ГТД, при неизменных параметрах цикла, обеспечивает увеличение работы цикла при уменьшении КПД. При этом, работа цикла увеличивается существенно больше,

51

чем уменьшается термический КПД, так, при нулевой скорости полета, степени повышения давления в компрессоре равной 20 и температуре газа перед турбиной равной 1500 К, работа цикла с изотермическим расширением больше работы цикла с адиабатическим расширением на 39 %, а КПД меньше на 3 %.

Значение оптимальной степени повышения давления для цикла с изотермическим расширением в турбине значительно выше, чем для цикла с адиабатическим расширением, даже при увеличении скорости полета.

На основе анализа выполненных исследований можно выдвинуть гипотезу: преимущество цикла с изотермическим расширением проявится яснее при различных для рассматриваемых циклов параметрах рабочего процесса, в частности, при условии равенства работ циклов.

2.2.4 Сравнительный анализ идеальных циклов ГТД с изотермическим и адиабатическим расширением при нулевой скорости полета и условии равенства работ циклов

Необходимая работа цикла может быть обеспечена при различных сочетаниях параметров цикла. При неизменной степени повышения давления в компрессоре (оптимальной для цикла с адиабатическим расширением), работа цикла ГТД с изотермическим и адиабатическим расширением совпадает при температуре газа перед турбиной в случае изотермического расширения, меньшей на 20,2 %, однако эффективность исследуемого цикла при этом меньше (таблица 2.1).

Относительная разница параметров при изотермическом (A_{is}) и адиабатическом (A_{ad}) расширении определяется по выражению:

$$\delta A = \left(\frac{A_{is}}{A_{ad}} - 1\right) * 100 \%, \tag{2.44}$$

где А – рассматриваемый параметр.

Поскольку для цикла с изотермическим расширением оптимальная степень повышения давления в компрессоре больше, чем при адиабатическом расширении (пункт 2.2.3), увеличение степени повышения давления, сопровождаемое уменьшением температуры газа перед турбиной, позволяет получать цикл с неизменной работой и большим термическим КПД. На рисунке 2.14 *а* представлена зависимость температуры газа перед турбиной от степени повышения давления, при которой работа цикла остается постоянной. Как при этом изменяется КПД, показано на рисунке 2.14 *б*.



Рисунок 2.14 – Соотношение температуры газа перед турбиной и степени повышения давления в компрессоре для цикла с изотермическим расширением при условии равенства работы (*a*) и соответствующий данному соотношению КПД цикла (*б*)

Увеличение степени повышения давления в компрессоре до 29,5 (на 47,5 %) позволяет получить цикл ГТД с изотермическим расширением, термический КПД которого равен термическому КПД цикла ГТД с адиабатическим расширением (0,575). Температура газа перед турбиной при этом принимает значение 1130 К. Дальнейшее увеличение степени повышения давления приводит к большему увеличению КПД, в результате, при одинаковой работе, цикл с изотермическим расширением становится эффективнее цикла ГТД с адиабатическим

расширением. В таблице 2.1 представлено сравнение параметров цикла с адиабатическим и изотермическим расширением в турбине при различных степенях повышения давления в компрессоре и равной работе цикла [44-46].

В соответствии с выражениями (2.42), (2.43), при температуре газа перед турбиной 1130 К и степени повышения давления в компрессоре 29,5 работа цикла с адиабатическим расширением составляет 256633 Дж/кг, что на 48 % меньше работы цикла с изотермическим расширением при таких же параметрах цикла. Термический КПД цикла с адиабатическим расширением при этом выше на 9 % (равен 0,620).

Таблица 2.1 – Сравнение циклов с адиабатическим и изотермическим расширением при условии равенства их работ

Параметр	Значения параметров цикла с	Вариант					
	адиаоатическим расширением	$\pi_{\rm \scriptscriptstyle K}^*=20$		$\pi^*_{\kappa} =$	29,5	29,5 $\pi_{\kappa}^* = 37$	
		Знач.	δΑ, %	Знач.	δΑ, %	Знач.	δΑ, %
<i>Т</i> _г *, К	1500	1197	-20,20	1130	-24,67	1110	-26,00
π_{T}^{*}	2,69	3,12	15,78	3,97	47,58	4,73	75,84
η_t	0,575	0,534	-7,17	0,575	0,00	0,589	2,46

На рисунке 2.15 приведено сравнение *T*-*s* диаграмм циклов с адиабатическим и изотермическим расширением с параметрами, представленными в таблице 2.1.



Рисунок 2.15 – Сравнение *T-s* диаграмм циклов с адиабатическим и изотермическим расширением при различных параметрах цикла и равенстве работ

Рисунок 2.15 показывает, что увеличение термического КПД цикла с изотермическим расширением при увеличении степени повышения давления объясняется сокращениям роста энтропии в цикле. При равенстве термического КПД цикла с адиабатическим и изотермическим расширением энтропия в циклах изменяется одинаково.

2.3 Термодинамический расчет турбины с изотермическим расширением

2.3.1 Методика термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением без учета охлаждения

Поскольку термодинамический расчет ГТД производится последовательно по узлам [47-50], для формирования методики расчета ГТД с изотермическим расширением достаточно в классическую методику включить алгоритм расчета турбины с изотермическим расширением, сформированный по аналогии с алгоритмом расчета турбины с адиабатическим расширением [39].

На основании теоретических выводов, сделанных в пунктах 2.1 и 2.2, а так же существующих методик термодинамического расчета турбины с адиабатическим расширением [47-50] сформирована приведенная ниже методика термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением.

В методике учтено:

1) изменение расхода рабочего тела в турбине в результате впрыска топлива;

2) количество теплоты, вносимое топливом;

3) изменение термодинамических свойств рабочего тела в результате подвода теплоты при сжигании топлива и изменения состава рабочего тела.

Исходными данными для расчета турбины являются:

- параметры рабочего тела на входе в турбину;

- мощность компрессора;

- давление и температура газа перед турбиной;

- КПД турбины (характеристика турбины);

- механический КПД ротора турбины;

Очевидно, что температура газа на выходе из турбины в случае изотермического расширения известна:

$$T_{\Gamma}^* = T_{\Gamma}^*.$$
 (2.45)

Зная механический КПД ротора $\eta_{\rm M}$ и мощность компрессора $N_{\rm K}$, определяем мощность турбины $N_{\rm T}$:

$$N_{\rm T} = \frac{N_{\rm K'}}{\eta_{\rm M}}.\tag{2.46}$$

При известной мощности, удельная работа турбины с изотермическим расширением определяется выражением:

$$L_{\rm T}^*{}_{is} = \frac{N_{\rm T}}{G_{\Gamma} + G_{\rm TT}}.$$
(2.47)

Для турбины с изотермическим расширением уравнение теплового баланса, учитывающее указанные ранее факторы, имеет вид:

$$G_{\Gamma}h_{\Gamma}^{*} + G_{TT}h_{T_{0}}^{*} + (G_{\Gamma} + G_{TT})q_{T} - (G_{\Gamma} + G_{TT})L_{T}^{*} = G_{T}h_{T}^{*}, \qquad (2.48)$$

где $h_i^* = f(T_i^*, \alpha_i, T_0)$ – энтальпия газа в сечении *i* двигателя; T_0 - стандартная температура; q_T – удельное количество теплоты, подводимое в турбине, определяется выражением (2.5).

Из уравнения (2.48) выразим расход топлива через турбину:

$$G_{\rm TT} = \frac{G_{\Gamma}(h_{\Gamma}^* - h_{\rm T}^* + L_{\rm T\,is}^*)}{h_{T_0}^* + H_u \eta_{\Gamma} - L_{\rm T\,is}^* - h_{\rm T}^*}.$$
(2.49)

Система уравнений с двумя неизвестными (расходом топлива и работой турбины), составленная из выражений (2.47) и (2.49), решается итерационно. На каждой итерации энтальпия рабочего тела на выходе из турбины корректируется с учетом доли продуктов сгорания.

В первом приближении принимается, что расход топлива через турбину равен нулю, при этом условии используются следующие расчетные формулы:

$$L_{\mathrm{T}\ is}^* = \frac{N_{\mathrm{T}}}{G_{\Gamma}};\tag{2.50}$$

$$h_{\Gamma}^* = h_{T}^*;$$
 (2.51)

$$G_{\rm TT} = \frac{G_{\Gamma} L_{\rm T\,is}^*}{h_{T_0}^* + H_u \eta_{\Gamma} - L_{\rm T\,is}^* - h_{\Gamma}^*}.$$
(2.52)

По полученному расходу топлива определяется коэффициент избытка воздуха в турбине, далее определяется энтальпия газа на выходе из турбины. Расчеты во всех последующих приближениях ведутся по формулам (2.47) и (2.49), до тех пор, пока не будет получена требуемая точность.

Степень понижения давления в турбине выразим из уравнения (2.20) работы турбины:

$$\pi_{\mathrm{T}}^* = \exp\left(\frac{L_{\mathrm{T}\ is}^*}{\eta_{\mathrm{T}}^* R T_{\Gamma}^*}\right). \tag{2.53}$$

Прочие параметры турбины определяются по общепринятым зависимостям [47-50].

2.3.2 Учет подвода охлаждающего воздуха в методике термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением

В термодинамической модели турбины воздух, подводимый для охлаждения СА, включается в суммарный расход газа в турбине при расчете ее работы. За температуру на входе в турбину в уравнении теплового баланса принимается температура газа за СА с учетом подмешивания охлаждающего воздуха [51].

Воздух, добавляемый в РК, не участвует в рабочем процессе турбины, а подмешивается в сечении за РК. С учетом доли воздуха, подводимого в РК, выполняется корректировка температуры газа на выходе из турбины. Расчет узла, следующего за турбиной, выполняется по этой температуре [51].

В случае изотермического расширения в турбине возможны два пути учета подвода охлаждающего воздуха (рисунок 2.16):

- с сохранением температуры газа за СА турбины постоянной (процесс Г_{СА}*-Т₁* изотермический);

- с условием равенства температуры газа во входном и выходном сечении турбины (процесс Γ*-Т₂* изотермический).





Для дальнейшей реализации выбрано первое условие. Во-первых, оно в большей степени соответствует традиционному подходу к проектированию турбины. Во-вторых, фактически, термодинамический процесс $\Gamma^*_{CA}-T_2^*$ не является изотермическим, требует отдельного теоретического исследования.

2.3.3 Программная реализация разработанной методики термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением

Разработанная методика термодинамического расчета турбины С изотермическим расширением реализована В системе математического энергетических и комбинированных моделирования тепловых, установок DVIGwT. Данная система разработана д.т.н. Горюновым И.М. (УГАТУ) и является инструментом для термодинамических расчетов авиационных газотурбинных двигателей, газотурбинных, паротурбинных, парогазовых установок, тепловых насосных установок произвольных схем [52-57].

Система *DVIGwT* основана на модульной (элементной) технологии построения модели ГТД. В распоряжении пользователя имеется набор типовых элементов (модулей), соответствующих узлам двигателя. Для создания единой

расчетной модели устанавливаются унифицированные информационные связи, каждая из которых описывает поток вещества или мощности [52-57].

Разработанная методика реализована в составе базового алгоритма модуля «Турбина газовая», предназначенного для термодинамического расчета узла турбины. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ [58].

В базовом модуле имелось три входных информационных потока: два газовых, один механический. Добавление блока расчета изотермического расширения потребовало ввести входной поток топлива. Как и у базового модуля, выходным является один газовый поток (рисунок 2.17).



Рисунок 2.17 – Информационные потоки модуля «Турбина газовая»

В перечень входных параметров (рисунок 2.18) добавлен признак изотермического расширения.

Когда признаку изотермического расширения присваивается значение «1» в алгоритм расчета включается блок изотермического расширения. Для определения суммарного расхода топлива в модуле «Общие результаты» к исходным данным потребовалось добавить «Порядковый номер камеры сгорания в турбине». Камеры сгорания нумеруются по потоку, учитываются основные камеры сгорания и турбины с изотермическим расширением. Так же к исходным данным добавлен коэффициент полноты сгорания топлива в турбине.

DVIGwT 8.05c (c) НИЛ САПР-Д Кафедры АД УГАТУ 31.05	.08	••• ()
Файл Правка Расчеты Результаты Отчёт Окно Справка		
Горана газова я		
Входные параметры Выходные параметры]
Адиабатический (политропный) кпд турбины в точке образмеривания хар-ки, [-]	0.91	
Доля охлаждающего воздуха, подведенного к са турбины, (01)	0.7	
Имя файла характеристики турбины	t21	
Коэффициент полноты сгорания топлива в турбине, [-]	0.995	
Механический кпд ротора, [-]	0.99	
Площадь горла соплового аппарата, [м2]	Неизвестно	
Порядковый номер камеры сгорания в турбине, (1,2,3)	2	
Порядковый номер турбины, (1N)	1	
Потери мощности в опорах ротора, (кВт)	100	
Приведенная скорость на входе в турбину, [-]	0.7	
Приведенная скорость на выходе из турбины, [-]	0.7	
Приведенная частота вращения в точке образмеривания характеристики, [n/K*0.5]	Неизвестно	
Признак задания потерь мощности в турбине, (О - КПД, 1 - потери в опорах)	0	
Признак изотермического расширения, (0,1)	1	
Признак учета влияния числа Re на характеристики турбины: 0 - нет; 1 - да.	0	
Пропускная способность турбины в точке образмеривания, (кг/с*К^О.5/кПа)	Неизвестно	
Расчет турбины: О - стандартной; 1 - перерасширения.	0	
Расчет: О-без хар-ки, 1-со станд. хар-кой, 2-с хар-кой с рассл. по Gn отн.;3-Кп	0	
Рисование характеристики: О - нет; 1 - да.	0	
Степень подогрева охлаждающего воздуха в системе охлаждения, [-]	1	
Степень понижения давления в точке образмеривания характеристики, [-]	2	
Хорда рабочих лопаток на среднем диаметре, [м]	Неизвестно	
Хорда сопловых лопаток на среднем диаметре, [м]	Неизвестно	
		J
Лоступные типы злементов		
ина Турбина Турбин	калал ЦЦЦЦ Турбина Уплотнение	Форсажная

Рисунок 2.18 – Перечень входных параметров модуля «Турбина газовая»

В перечень выходных параметров (рисунок 2.19) добавлены коэффициент полноты сгорания, коэффициент избытка воздуха в турбине, расход топлива в турбине, температура и удельная энтальпия топлива.

Расход топлива через турбину включен в суммарный расход топлива, приводимый в выходных параметрах модуля «Общие результаты».

60

Турбина газовая				
Входные параметры Выходные параметры				
Адиабатический (политропный) кпд турбины в точке образмеривания хар-ки, [-]	0.91			
Адиабатический клд турбины, [-]	0.91			
Влагосодержание рабочего тела, (кг воды/кг вл. воздуха)	0			
Давление на выходе из турбины, [кПа]	4417.702			
Давление статическое на входе в турбину, [кПа]	8331.95			
Давление статическое на выходе из турбины, (кПа)	3339.759			
Коэффициент избытка воздуха в турбине, [-]	1.547045			
Коэффициент полноты сгорания топлива в турбине, [-]	0.995			
Механический кпд ротора, (-)	0.99			
Мощность турбины, (кВт)	102666			
Объемная доля "пирогенического" водяного пара, [-]	0.08935939			
Объемная доля атмосферного азота, [-]	0.754703			
Объемная доля диоксида серы, [-]	0			
Объемная доля кислорода, [-]	0.07093826			
Объемная доля трехатомных газов, [-]	0.08499931			
Относительная влажность. [%]	Неизвестно			
Относительная пропускная способность турбины. [-]	0			
Относительный расход водяного пара в рабочем теле. (кг пара/кг вл.раб.тела)				
Относительный расход конденсата в рабочем теле. [кг воды/кг вл.раб.тела]				
Парциальное давление водяного пара в рабочем теле. (кПа)	394,7632			
Площаль на входе в турбину. [м^2]	0.02345913			
Площадь на выходе в турбины. [м^2]	0.0621			
Поправка от Ве на Ат турбины. [-]	1			
Поправка от Re на КПЛ турбины [-]	1			
Потери мощности в опорах ротора [кВт]	1026.66			
Приведенная скорость на входе в турбину. (-)	0.6981048			
Приведенная скорость на выходе из турбины. [-]	0.697188			
Приведенная частота вращения в точке образмеривания характеристики. (n/K*0.5)	Неизвестно			
Приведенная частота вращения ротора. (n/K40.5)	269.4722			
Пропускная, способность турбины в точке образмеривания. [кг/с*К49.5/кПа]	Неизвестно			
Пропускная способность турбины (расчетная). [кг/с*К/Ф.5/кПа]	0.8437			
Расход газа на выходе из турбины. (кг/с)	211.3125			
Расход охлаждающего воздуха в турбине. [кг/с]	10 6591			
Расход охлаждающего воздуха через РЛ турбины. (кг/с)	3.1977			
Расход охлаждающего воздуха через СА турбины. [кг/с]	7.46137			
Расход топлива в турбине. (кг/с)	2,763772			
Состав продуктов сторания	станлартный			
Степень пологрева охлаждающего воздуха в системе охлаждения [-]	1			
Степень понижения давления в точке образмеривания характеристики [-]	2			
Степень понижения давления в турбине. [-]	2 498773			
Темпелатура газа в са турбини ТК1	2056 973			
Температура газа на выхоле из турбины. [К]	2044 551			
Температура газа статическая на входе в турбица, (К)	1966 139			
Температура газа статическая на входе в туролну, пој	1927 58			
Температура газа статическая на выходе из туройны, по Температура насыщения водяного дара в рабочем теле. [К]	416 2881			
Пемпература насыщения водяного пара в рабочем теле, по Тоциоротуро товлиро. (оС)	20			
רפאוויפאמיזאא דטוטואספ, נטסן ערפאנעספ מסהרים דעמהאטגע (ערועלעד)	493 31/3			
уделеная разона туроины, тудихит Удельное ортаньние топенера (иПу/ис)	0			
оделевал эптальния топлика, (кджикт) Энтальния соед на рыхода на турбиць, (кДжикт)	2197 779			
онтальния газа на выходе из туройны, [кдж/кг]				

Рисунок 2.19 – Перечень выходных параметров модуля «Турбина газовая»

Включением в состав алгоритма расчета модуля «Турбина газовая» разработанной методики обеспечивается возможность термодинамического расчета ГТД с изотермическим расширением различных схем.

2.3.4 Оценка адекватности методики термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением

2.3.4.1 Эквивалентная термодинамическая модель турбины с изотермическим расширением

В качестве термодинамического процесса, эквивалентного изотермическому расширению в турбине, выступает процесс расширения с промежуточным подводом теплоты [3]: после выхода из основной камеры сгорания, газ адиабатически расширяется в ступени турбины, затем поступает в промежуточную камеру сгорания, где повторно нагревается до температуры, равной температуре газа на входе в турбину.

В практике газотурбостроения имеется опыт применения промежуточного теплоподвода между ТВД и ТНД (рисунок 2.20 *a*) в серийно изготавливаемых наземных газотурбинных энергетических установках, например *GT*24 и *GT*26 фирмы *ALSTOM* [10,11,59].



а – промежуточный подвод теплоты между ТВД и ТНД; б – многократный теплоподвод
 Рисунок 2.20 – *T-s* диаграмма процесса расширения в турбине с промежуточным подогревом рабочего тела

Эквивалентный процесс будет максимально приближен к изотермическому при организации многократного промежуточного подвода теплоты (рисунок 2.20 *б*). Очевидно, что конструктивно это реализовать не удастся. Однако математическая модель процесса расширения с многократным промежуточным теплоподводом

может быть использована для оценки адекватности термодинамической модели турбины ГТД с изотермическим расширением.

В системе *DVIGwT* выполнен термодинамический расчет ТРД с промежуточным подводом теплоты в турбине с 3, 4, 6, 8, 10, 12 промежуточными камерами сгорания. На рисунке 2.21 приведена расчетная схема двигателя с пятью промежуточными камерами сгорания.



Рисунок 2.21- Расчетная схема двигателя с пятью промежуточными камерами сгорания

Каждая ступень подогрева представляет собой сочетание турбины и камеры сгорания. Это означает, что за последней турбиной так же должна стоять камера сгорания, для обеспечения равенства температуры на входе и выходе из турбины. Мощность между всеми турбинами, с помощью разделения потока мощности от компрессора, распределена равномерно. Механический КПД ротора турбины первой ступени подогрева принят равным 0,99, а для последующих – 1. Коэффициент потерь полного давления для всех промежуточных камер сгорания принят равным единице. Поэтому эффективность эквивалентного изотермическому процесса расширения определяется КПД турбин, как и эффективность процесса изотермического расширения.

На рисунках 2.22 – 2.25 представлены зависимости величины снижения температуры в турбине одной ступени подогрева, суммарной степени понижения давления в турбине, тяги и удельного расхода топлива ТРД с промежуточным подогревом от количества промежуточных камер сгорания.

С увеличением количества ступеней подогрева процесс расширения все больше приближается к изотермическому (уменьшается величина понижения температуры), при этом увеличивается эффективность ТРД. Скорость изменения параметров с

увеличением числа ступеней подогрева уменьшается, кривые изменения всех параметров имеют практически горизонтальный участок при числе камер более семи.





от количества промежуточных камер сгорания



Рисунок 2.23 – Зависимость суммарной степени понижения давления от

количества промежуточных камер сгорания





сгорания



Рисунок 2.25 – Зависимость удельного расхода топлива ТРД от количества

промежуточных камер сгорания

Последнее позволяет сделать вывод, что при числе ступеней подогрева больше семи процесс в турбине можно считать в достаточной степени изотермическим и использовать рассматриваемую модель при анализе адекватности методики термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением.

2.3.4.2 Сравнение результатов расчета по эквивалентной модели и модели ГТД с изотермическим расширением в турбине

В качестве эквивалентной модели процесса изотермического расширения принята модель с 11 промежуточными теплоподводами (12 камер сгорания: 1 основная, 11 промежуточных). Сравнение результатов расчета ТРД с применением эквивалентной модели и разработанной методики расчета турбины с изотермическим расширением представлено в таблице 2.2. Расчеты выполнены при одинаковых параметрах цикла, КПД узлов и расходе воздуха. Относительная разница между результатами расчетов рассчитывалась по формуле (в качестве примера, для тяги):

$$\delta P = \left| \frac{P_{\text{промежут.}} - P_{is}}{P_{\text{промежут.}}} \right| * 100\%.$$
(2.54)

Таблица 2.2 – Сравнение результатов расчета ТРД по методике термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением и эквивалентной модели.

Параметр	аметр Изотермическое Промежуточны		Относительная	
	расширение	теплоподвод	разница	
$\pi^*{}_{\mathrm{T}}$	2,441	2,443	0,08%	
<i>Р</i> , кН	54,26	54,17	0,17%	
$G_{ ext{ts}}$, кг/с	1,720	1,717	0,18%	
$C_{ m yd}$ кг/кН ч	114,11	114,10	0,01%	

Относительная разница между результатами расчета ТРД ПО превышает 0,20 %, что сравниваемым не можно подходам считать достаточным основанием для утверждения адекватности методики термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением и сформированного на ее основе алгоритма расчета турбины.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 2

1. В рамках анализа термодинамических основ изотермического расширения в турбине ГТД рассмотрено уравнение энергии и изменение энтропии, получено уравнение работы турбины с изотермическим расширением. Доказано, что, при одинаковой температуре газа на входе, в турбине с изотермическим расширением та же работа совершается при меньшей степени понижения давления, чем в турбине с адиабатическим расширением.

2. Выполнен анализ идеального цикла ГТД с изотермическим расширением в турбине: получены уравнения работы и КПД цикла, проведено аналитическое исследование влияния параметров цикла и скорости полета на работу и КПД цикла. Увеличение температуры газа перед турбиной и степени повышения давления в компрессоре (вплоть до оптимальной) приводит к увеличению работы и КПД цикла. С увеличением скорости полета оптимальная степень повышения давления в компрессоре уменьшается. При нулевой скорости полета оптимальное значение степени повышения давления в цикле ГТД с изотермическим расширением недостижимо в современном статистическом диапазоне параметров цикла.

3. На основе сравнения идеальных циклов ГТД с адиабатическим и изотермическим расширением сделан вывод, что при одинаковых параметрах, цикл с изотермическим расширением имеет большую работу и меньший КПД, при этом работа цикла увеличивается существеннее, чем уменьшается КПД. Оптимальное значение степени повышения давления в компрессоре для цикла с адиабатическим расширением меньше, чем для цикла с изотермическим расширением меньше, чем для цикла с изотермическим расширением меньше, чем для цикла при увеличении скорости полета. За счет организации изотермического расширения требуемая работа цикла может быть получена при меньшей максимальной температуре в цикле, для обеспечения требуемого КПД необходимо увеличить степень повышения давления.

4. Разработана и программно реализована методика термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением в системе математического моделирования *DVIGwT*. Относительная разница между результатами расчета

ТРД с применением методики термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением и эквивалентной модели ГТД с многократным промежуточным теплоподводом не превышает 0,20 %, что можно считать достаточным основанием для утверждения адекватности методики термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением и сформированного на ее основе алгоритма расчета турбины.

ГЛАВА 3 Численные исследования процесса подвода топлива в турбине для организации изотермического расширения

3.1 Объект исследования. Условия сравнения турбины с адиабатическим и изотермическим расширением

В главе представлены результаты трехмерного численного исследования турбины с изотермическим расширением за счет организации горения в МЛК [60-65]. Все исследования произведены для турбины с известными геометрическими параметрами, которые не менялись при переходе от адиабатического расширения к изотермическому. Процесс изотермического расширения исследовался в двух направлениях.

Во-первых, выполнялся анализ различных схем подвода топлива в МЛК с точки зрения эффективности процесса горения и эффективности самой турбины.

Во-вторых, производилась оценка влияния процесса горения на газодинамические и термодинамические параметры турбины, сравнение газодинамики турбин с адиабатическим и изотермическим расширением.

Исследования проводились для формирования общего представления о процессе подвода теплоты в турбине. Глубокие аспекты процесса, такие как воспламенение, механизм горения, выбросы вредных веществ, полнота сгорания, и ряд других вопросов не рассматривались ввиду ограниченности применяемой расчетной модели (пункт 3.2). Основной акцент в численных исследованиях сделан на термодинамику и газодинамику турбины. В качестве объекта исследования выбрана ТВД ТРДДФ_{см} для истребителя поколения IV+. Выбор обоснован по ряду причин:

- исследуемая турбина серийного двигателя доведена и достаточно эффективна, геометрические и газодинамические параметры турбины не выходят за рамки статистических;

исследования, представленные в главе 5 свидетельствуют, что
 изотермическое расширение наиболее целесообразно применять в турбинах
 (высокого давления) двигателей военного назначения;

- рассмотренный двигатель конвертирован в энергоустановку, работающую на природном газе, поэтому обосновано провести исследование горения в канале турбины двух разных видов топлива (метан, керосин).

Сравнение турбин с адиабатическим и изотермическим расширением производилось при условии равенства их работ:

$$L_{\mathrm{T}is}^* = L_{\mathrm{T}ad}^*; \tag{3.1}$$

$$L_{\text{Tad}}^{*} = \eta_{\text{Tad}}^{*} \frac{k}{k-1} R T_{\Gamma}^{*} \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{T}}^{*\frac{k-1}{k}}} \right);$$
(3.2)

$$L_{\text{T}is}^{*} = \delta_{\eta_{\text{T}}^{*}} \eta_{\text{T}ad}^{*} RT_{\Gamma}^{*} \ln(\pi_{\text{T}}^{*}).$$
(3.3)

В уравнении (3.3) δ_{η^{*}_T} – поправка КПД турбины с адиабатическим расширением на изотермическое расширение.

$$\delta_{\eta_T^*} = \frac{\eta_{Tad}^*}{\eta_{Tis}^*}.$$
(3.4)

работа турбины При параметрах изотермическим одинаковых С расширением больше работы турбины с адиабатическим расширением. На представлена зависимость безразмерной работы рисунке 3.1 турбин с адиабатическим и изотермическим расширением от безразмерных температуры газа и степени понижения давления. Для построения рисунка 3.1 принят условный диапазон температуры газа перед турбиной и степени понижения давления в турбине, для которого по выражениям (3.2) и (3.3) определена работа турбины с адиабатическим и изотермическим расширением. Все полученные значения работы $L_{\tau i}$ отнесены к максимальному значению работы турбины с адиабатическим расширением в принятом условном диапазоне параметров. Температура газа перед турбиной и степень понижения давления обезразмерены так, чтобы диапазон этих параметров лежал в промежутке 0...1. Рисунок 3.1 наглядного представления о разнице работ турбины приведен для c адиабатическим и изотермическим расширением.



Рисунок 3.1 – Зависимость безразмерной работы турбин с адиабатическим и изотермическим расширением от безразмерных температуры газа (*a*) и степени понижения давления в турбине (б) при равенстве прочих параметров

Из рисунка 3.1 видно, что разница работ тем выше, чем выше степень понижения давления и температура, относительная разница при этом не зависит от температуры и определяется степенью понижения давления (рисунок 3.2).



Рисунок 3.2 – Зависимость относительной разницы работы турбин с изотермическим и адиабатическим расширением от безразмерной степени

понижения давления

Равенство работ турбин можно достичь одним из трех способов:

1) уменьшением температуры газа перед турбиной;

2) уменьшением степени понижения давления;

3) одновременным уменьшением степени понижения давления и температуры газа перед турбиной.

70

3.2 Расчетная модель и методика проведения численного исследования

3.2.1 Геометрическая модель и расчетная сетка

Исследуемая геометрическая модель (рисунок 3.3) представляет собой межлопаточное пространство одной сопловой и двух рабочих лопаток. Расчет двух МЛК РК вместо одного обусловлен способом оценки эффективности процесса горения. Соседние МЛК моделируются в расчетной модели условиями периодичности.



Рисунок 3.3 – Геометрическая модель исследуемой турбины

Конструктивные детали меридионального обвода турбины, скругления в концевых сечениях, а так же места подвода охлаждающего воздуха не учитываются. Учитывается осевой зазор между РЛ и корпусом.

Места подвода топлива (рисунок 3.4) представляют собой цилиндрические отверстия, положение, количество и диаметр которых зависит от схемы подвода топлива.

Входной и выходной участок геометрической модели протяженные для исключения влияния краевых эффектов в расчетной модели.

Расчетная сетка – тетраэдрическая, с подробным разрешением пограничного слоя у поверхности лопаток, корпуса и втулки (рисунок 3.5). Обеспечивает параметр *Y*+ в среднем не более 5. Параметры расчетной сетки представлены в таблице 3.1.



Рисунок 3.4 – Отверстие для подвода топлива через выходную кромку лопатки



СА со смещением в сторону спинки

Рисунок 3.5 – Фрагмент расчетной сетки

Таблица 3.1 -	- Параметры р	расчетной сетки
---------------	---------------	-----------------

Участок сетки	Входной	Канал СА	Канал РК	Выходной		
	участок			участок		
Количество узлов, млн	≈ 0,150	≈ 0,980	$\approx 0,540$	≈ 0,220		
Количество элементов, млн	≈ 0,530	≈ 2,790	≈ 1,330	≈ 0,850		
Толщина первого пристеночного	0,002					
слоя, мм						
Количество пристеночных слоев	11					
Экспоненциальный фактор	1,6					
Выбор тетраэдрической сетки вместо гексаэдрической обусловлен трудностью и длительностью построения последней средствами, которыми владеет автор, при наличии в расчетной области множества отверстий.

3.2.2 Математическая модель

Для выполнения поставленных задач была сформирована численная модель, представляющая собой комбинацию применяемых в инженерных расчетах моделей газодинамического расчета турбины и камеры сгорания в ПК *ANSYS CFX* [66-70].

Изначально предполагалось производить моделирование в ПК *Fluent* ввиду того, что этот расчетный комплекс в настоящее время является одним из наиболее развитых в моделировании процессов горения. Содержит в себе ряд хорошо проработанных моделей горения, позволяющих со сравнительно небольшой затратой времени и расчетных мощностей производить детальный расчет процесса горения. Однако данный расчетный комплекс ограничен в возможности производить расчет лопаточных машин: процесс расчета течения в турбине с адиабатическим расширением неустойчивый, задача разрушается без явных причин. В то время как аналогичная задача в ПК ANSYS CFX решается адекватно и без трудностей.

Разработчики ANSYS CFX не развивают этот расчетный комплекс в направлении моделирования горения, поэтому сложные модели горения в нем проработаны плохо (ряд моделей отсутствует) и не дают адекватного решения. Однако традиционная модель распада турбулентного вихря (*EDM*) хорошо зарекомендовала себя в инженерных расчетах.

Было принято решение проводить расчеты в *ANSYS CFX* с использованием модели горения *EDM*, обратить больше внимания на термодинамику и газодинамику турбины, и не проводить глубокий анализ процесса горения.

Численное моделирование производилось в стационарной постановке. Уравнения решались численно, неявной разностной схемой второго порядка точности (*High Resolution*). Шаг по времени изменялся ступенчато для стабилизации процесса расчета на начальных итерациях. Критерием выбора конечной величины шага по времени служило отсутствие колебания невязок и параметров, контролируемых в процессе расчета (КПД, степень понижения давления, и ряд других параметров).

Применялась модель турбулентности *SST* (Ментора) [66,71]. Данная модель рекомендована для расчета лопаточных машин и позволяет, по сравнению с другими моделями турбулентности, более точно рассчитать течение в МЛК и предсказать отрывные явления в стационарной постановке [66,69,70]. Хорошее разрешение турбулентности так же важно для адекватной работы модели горения.

EDM применима, если химический процесс горения протекает достаточно быстро, химический масштаб времени мал по сравнению с масштабом времени смешения, и число Дамкелера значительно больше 1. В данном случае это условие выполняется.

Скорость химической реакции по данной модели определяется концентрацией веществ в данной точке и масштабом времени смешения (отношением кинетической энергии И удельной скорости диссипации турбулентности) и не зависит от температуры. Адиабатическая температура пламени в данной математической модели ничем не лимитируется, поэтому, для получения адекватного поля температуры, в настройках модели горения необходимо ее ограничивать реалистичной величиной (2400 К в нашем случае).

Модель *EDM* работает с одно- или двухступенчатым глобальным механизмом реакции. Поэтому моделировалась двухступенчатая реакция горения топлива. Исследовалось горение двух видов топлива: метан (реакция горения (3.5)) и керосин (реакция горения (3.6)). Моделировался подвод обоих видов топлива в газообразной фазе. В случае подвода керосина это так же является вынужденным допущением расчетной модели. При моделировании распыла и горения капельной жидкости в *ANSYS CFX* требуется указать ряд неизвестных параметров, экспертное задание которых может привести к большой ошибке в расчетах.

1 стадия:	$CH_4 + O_2 = CO + 2H_2O;$	(2 5)
2 стадия:	$CO + 0,5O_2 = CO_2.$	(3.3)
1 стадия:	$C_{12}H_{23} + 11,75O_2 = 12CO + 11,5H_2O;$	(3.6)
2 стадия:	$CO + 0,5O_2 = CO_2.$	(3.0)

Инициализация процесса горения определяется температурой и степенью турбулентности потока в зоне горения. В случае подвода топлива в канал турбины, в связи с высокой температурой потока, инициализация процесса горения происходит автоматически, не требует задания начальных условий вручную.

Подвод охлаждающего воздуха в расчетных исследованиях не учитывался для упрощения расчетной модели. Такое допущение обосновано и целесообразно. Место подвода охлаждающего воздуха может оказать специфическое влияние на горение топлива в МЛК, в то время как поставлена задача: сделать наиболее общие выводы об исследуемом процессе, а не оценивать его применительно к конкретной турбине.

Следует отметить, что принятая расчетная модель складывается из традиционных моделей, применяемых в инженерных расчетах, поэтому сочетает в себе простоту с достаточной точностью. Модели верифицированы рядом авторов [72-78].

3.2.3 Граничные условия и процесс расчета

В качестве граничных условий на входе в турбину для газа задавались температура и полное давление потока, химический состав газа, а так же линейный масштаб и интенсивность турбулентности (рисунок 3.6). На входе для топлива задавалась его статическая температура (373 К), расход и химический состав. На выходе из расчетной области задавалось статическое давление.

Величина граничных условий в случае подвода керосина близка к взлетному режиму работы авиационного двигателя, а в случае подвода метана соответствует длительному режиму работы энергоустановки, спроектированной на базе объекта исследования.



Рисунок 3.6 – Расчетная область и граничные условия

В таблице 3.2 приведены параметры турбины с адиабатическим расширением, примененные в качестве граничных условий. Химический состав определялся по коэффициенту избытка воздуха на выходе из основной камеры сгорания. Компоненты газа, не указанные в таблице 3.2, не учитываются.

Таблица 3.2 – Граничные условия для расчета турбины с адиабатическим расширением

Параметр	Авиационный двигатель	Энергетическая установка
<i>Т</i> * _г , К	1665	1500
p^*_{Γ} , МПа	2,21	1,53
Ти, %	12,5	12,5
<i>l</i> , MM	10	10
α _{κc}	2,8000	2,7837
Массовая концентрация <i>H</i> ₂ 0	0,0320	0,0686
Массовая концентрация СО2	0,0730	0,0766
Массовая концентрация О2	0,1450	0,1175
Массовая концентрация N ₂	0,7500	0,7373
<i>р</i> _Т , МПа	0,672	0,553
<i>п</i> , об/мин	13300	12500
		<u>س ن ن 1 س</u>

Tu – интенсивность турбулентности на входе в расчетную область; l – линейный масштаб турбулентности на входе в расчетную область; $\alpha_{\rm kc}$ – коэффициент избытка воздуха на входе в расчетную область; $p_{\rm T}$ – статическое давление на выходе из расчетной области; n – частота вращения ротора турбины.

Как уже было сказано, в расчетных исследованиях работа турбины с изотермическим расширением выдерживалась равной работе турбины с адиабатическим расширением.

Численное исследование схем подвода топлива в МЛК производилось для расчетной модели с уменьшенной температурой на входе в турбину.

Сравнительный анализ рабочего процесса турбины с изотермическим и адиабатическим расширением производился как при уменьшении температуры газа перед турбиной, так и при уменьшении степени понижения давления.

В обоих случаях химический состав газа, полное давление и параметры турбулентности на входе в турбину, а так же частота вращения ротора турбины с изотермическим расширением задавались равным параметрам турбины с адиабатическим расширением (таблица 3.2). Зависимость состава газа от температуры газа на входе в турбину не учитывается для удобства сравнения разных вариантов расчета.

При условии равенства работ с уменьшенной температурой газа на входе в турбину, последняя определялась по выражению (3.7), в которое подставлялись: работа, степень понижения давления и КПД турбины с адиабатическим расширением.

$$T_{\Gamma}^{*} = \frac{L_{T \, is}^{*}}{\delta_{\eta_{T}^{*}} \eta_{T \, ad}^{*} R \, ln(\pi_{T}^{*})}.$$
(3.7)

Расход топлива через турбину определялся по выражению (2.52):

$$G_{\rm TT} = \frac{G_{\Gamma} L_{\rm T}^*_{is}}{h_{T_0}^* + H_u \eta_{\Gamma} - L_{\rm T}^*_{is} - h_{\Gamma}^*},$$

где:

$$G_{\Gamma} = G_{\Gamma ad} \sqrt{\frac{T_{\Gamma ad}^{*}}{T_{\Gamma is}^{*}}},$$
(3.8)

$$h_{T_0}^* = C_{p\ 0} T_0^* , (3.9)$$

$$h_{\Gamma}^* = C_p \ T_{\Gamma}^*. \tag{3.10}$$

Значение статического давления на выходе из турбины задавалось в первом приближении как для турбины с адиабатическим расширением.

В первом приближении поправка КПД задавалась равной 0,95. В процессе расчета получалось некоторое значение поправки КПД турбины, отличное от

 $\delta_{\eta_T^*} = 0,95$. В результате изменялось значение требуемой для условия равенства работ температуры на входе (выражение (3.7)), как следствие, свойств газа и расхода газа через турбину и, в результате, расхода топлива, требуемого для обеспечения изотермического расширения.

Величины задаваемых температуры газа перед турбиной, расхода топлива в турбине и статического давления на выходе из турбины корректировались в процессе расчета, до тех пор, пока не выдержится условия равенства работ и изотермичности расширения. Условие считалось выполненным, если работа турбины с адиабатическим и изотермическим расширением различается не более чем на 0,5 %, а температура газа на входе и выходе из турбины – не больше чем на 5 К.

Следует отметить, что расход газа по выражению (3.8) допустимо определять лишь в первом приближении ввиду изменения уровня потерь до горла СА (при изменении вязкости, вызванной изменением температуры), а значит полного давления потока в горле.

При условии равенства работ с уменьшенной степенью понижения давления, температура газа перед турбиной принималась равной температуре газа перед турбиной с адиабатическим расширением.

Степень понижения давления определялась по выражению

$$\pi_{\rm T} = \exp\left(\frac{L_{\rm T\,is}^*}{\delta_{\eta_{\rm T}^*}\eta_{\rm T\,ad}^* R T_{\rm \Gamma}^*}\right). \tag{3.11}$$

В первом приближении δ_{η^{*}} так же задавалась равной 0,95. Расход топлива определялся по выражению (2.52).

Статическое давление на выходе из турбины в первом приближении определялось выражением (3.12).

$$p_{\rm T} = \pi(\lambda_{\rm T\,ad}) \frac{p_{\rm \Gamma}^*}{\pi_{\rm T}^*}.\tag{3.12}$$

Статическое давление и расход топлива через турбину, корректировались в процессе расчета, до тех пор, пока не выдержится условие равенства работ и изотермичность расширения. Как и в предыдущем случае, условие считалось

выполненным, если работа турбины с адиабатическим и изотермическим расширением различается не более чем на 0,5 %, а температура газа на входе и выходе из турбины – не больше чем на 5 К.

3.3 Оценка адекватности 3D математической модели горения топлива в МЛК ТВД

3.3.1 Подход к оценке адекватности 3D математической модели

Ввиду отсутствия полного описания эксперимента по исследованию горения топлива в МЛК турбины в доступных источниках, а так же отсутствия возможности у автора провести эксперимент, оценка адекватности сформированной 3D математической модели процесса горения в МЛК турбины производилась на основе двух верификационных задач:

- 3D моделирование обтекания плоской решетки турбинных профилей;

- 3D моделирование горения единичной струйки топлива за обтекаемым телом.

Первая задача позволяет оценить погрешность определения потерь и, соответственно, КПД, по результатам 3D моделирования течения в постановке, описанной в пунктах 3.2.1 – 3.2.3. Вторая – адекватность расчета тепловыделения с помощью выбранной модели расчета горения.

В обеих верификационных задачах применены сетки с параметрами пристеночного слоя и густотой, представленными в таблице 3.1 и на рисунке 3.5; настройки расчетных областей, описанные в пункте 3.2.2, и тип граничных условий, приведенный в пункте 3.2.3.

3.3.2 3D моделирование обтекания плоской решетки турбинных профилей

В качестве объекта исследования выбрана турбинная решетка профилей (рисунок 3.7) с относительными геометрическим параметрами, близкими к параметрам профиля среднего сечения РЛ исследуемой турбины, а так же диапазоном исследуемой приведенной адиабатической скорости λ_{ad}

(выражение 3.13), включающим величину для исследуемой турбины (приведенная адиабатическая скорость обтекания РК исследуемой ТВД в относительном движении составляет $\lambda_{w ag} = 1,01$ (выражение 3.14)).

$$\lambda_{\rm ag} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]};$$
(3.13)

$$\lambda_{w \text{ ad}} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{1w}^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$
(3.14)

Экспериментальные газодинамические характеристики плоской турбинной решетки заимствованы из [79]. Там же представлено подробное описание геометрических параметров объекта исследования, эксперимента и метода обработки экспериментальных данных. Описанный в [79] метод обработки воспроизведен при обработке результатов 3D моделирования.



Рисунок 3.7 – Исследуемый турбинный профиль и геометрическая модель для моделирования обтекания плоской решетки турбинных профилей

На рисунке 3.8 представлено сравнение обтекания турбинного профиля по результатам эксперимента и 3D расчета при трех различных углах атаки и приведенной адиабатической скорости $\lambda_{ad} = 1,0$. Для определения λ_{adi} в выражение (3.13) вместо p_2 подставляется статическое давление в *i*-той точке профиля. S_p - относительная криволинейная координата профиля, определяемая как

отношение криволинейной координаты профиля (отсчитываемой от точки сопряжения выходной кромки со спинкой в сторону спинки) к периметру профиля.



Рисунок 3.8 – Обтекание турбинного профиля по результатам эксперимента и 3D расчета при угле атаки минус 2,26° (*a*); 2,74° (*b*); и 7,74° (*b*) (λ_{ад} = 1,0)

В целом расчетное обтекание профиля совпадает с экспериментальным. Отслеживается точка минимума приведенной скорости, а так же увеличение скорости у входной кромки со стороны спинки при увеличении угла атаки.

Величина максимальной скорости обтекания в случае эксперимента и расчета совпадает, однако, отличается характер обтекания выходного участка спинки в области около горла и в косом срезе. Согласно эксперименту, в этой области, формируется небольшое отрывное течение, затем поток вновь присоединяется к спинке профиля. Такое обтекание характерно для трансзвуковых профилей, ввиду наличия системы скачков уплотнения (прямых, косых, отраженных).

3D расчет так же предсказывает систему скачков (рисунок 3.9). Отличие обтекания выходной части спинки профиля объясняется тем, что модель турбулентности SST верно предсказывает наличие отрывной области, однако не предусмотрена для расчета ее формы и размеров. По результатам расчета формируется узкая, неразвитая, но протяженная отрывная зона (рисунок 3.9), поток вновь присоединяется только у выходной кромки.



Рисунок 3.9 – Поле числа Маха при обтекании турбинной решетки по результатам 3D расчета (угол атаки 7,74°)

Газодинамическую эффективность плоской решетки турбинных профилей характеризует эффективный КПД решетки η_p , равный отношению кинетической энергии потока на выходе из решетки к располагаемой кинетической энергии потока.

$$\eta_{\rm p} = \frac{c_2^2}{c_{\rm ag}^2}.$$
(3.15)

В выражении (3.15) c_2 – скорость потока на выходе из решетки; c_{ad} – адиабатическая скорость потока на выходе из решетки.

Производной от эффективного КПД величиной является коэффициент потерь (профильных – в случае плоской турбинной решетки):

$$\zeta_{\rm np} = 1 - \eta_{\rm p}.\tag{3.16}$$

На рисунке 3.10 представлено сравнение зависимости коэффициента профильных потерь от адиабатической скорости по результатам эксперимента и 3D расчета при различных углах атаки.



Рисунок 3.10 – Экспериментальная и расчетная зависимость коэффициента профильных потерь от адиабатической скорости при обтекани турбинного профиля по результатам эксперимента и 3D расчета при угле атаки минус 2,26° (*a*); 2,74° (*б*); и 7,74°(*в*) (λ_{ад} = 1,0)

Независимо от угла атаки, наблюдается общая тенденция: при низких значениях приведенной скорости результаты расчета и эксперимента хорошо совпадают, при приведенной адиабатической скорости более 0,9 наблюдается занижение коэффициента потерь в сравнении с расчетным значением. Качественно расчетный и экспериментальный характер зависимости коэффициента потерь от приведенной скорости совпадает.

В исследованном диапазоне приведенной скорости и углов атаки относительная разница расчетного и экспериментального значения эффективного КПД находится в диапазоне от минус 0,7 % до 1,9 %.

3.3.3 3D моделирование горения единичной струйки топлива за обтекаемым телом

Экспериментальные данные по горению единичной струйки топлива за обтекаемым телом заимствованы из [21]. Там же представлено описание геометрических параметров объекта исследования, эксперимента и метода обработки экспериментальных данных. Следует отменить, что авторы [21], применяли результаты своего эксперимента для оценки адекватности моделирования горения в МЛК турбины.

Геометрическая модель для моделирования горения единичной струйки топлива за обтекаемым телом приведена на рисунке 3.11 и представляет собой канал с прямоугольным, изменяющимся по длине сечением. В канале размещено обтекаемое тело, в котором выполнено отверстие для подвода топлива диаметром 0,66 мм.



Рисунок 3.11 – Геометрическая модель для моделирования горения единичной струйки топлива

Для проведения анализа было выбрано несколько экспериментальных режимов, параметры которых приведены в таблице 3.3. На рисунке 3.12 представлено поле температуры заторможенного потока в области размещения обтекаемого тела при граничных условиях «2» (таблица 3.3).

Таблица 3.3 – Граничные условия и сравнение экспериментальных и расчетных данных исследования горения единичной струйки топлива за обтекаемым телом

	1					1					
$N_{\underline{0}}$	Гранич	Результаты			Результаты 3D расчета						
точки					эксперимента						
	<i>G</i> _т ,	T^{*}_{1} ,	$p^{*_{1}}$,	<i>p</i> ₂ ,	ν, %	M _{sp}	<i>Т_{sp}</i> , К	$G_{\mathrm{B}},$	M_{sp}	T_{sp} ,	G _B ,
	г/с	К	кПа	кПа				кг/с		К	кг/с
1	0,502	1608	715	590	100	0,500	1550	0,177	0,496	1582	0,178
2	0,263	1622	639	530	100	0,500	1564	0,160	0,492	1577	0,160
3	0,416	1507	544	460	86	0,440	1464	0,135	0,452	1553	0,135
4	0,528	1336	529	425	33	0,490	1290	0,153	0,51	1388	0,153
$G_{\rm T}-{\rm pac}$	сход топ	лива; Т	*1 – тем	ператур	а заторм	юженно	го пото	ка на вх	оде в эк	сперим	ентальную
области	асть; p^*_1 – полное давление потока на входе в экспериментальную область; p_2 –										
статич	итическое давление на выходе из расчетной области; v – доля сгоревшего топлива; M_{sp} –										
число	о Маха в области измерения температуры; T_{sp} – статическая температура в точке										
измере	измерения; G _B – расход воздуха на входе а экспериментальную область										





Из таблицы 3.3 видно, что, при сравнении результатов эксперимента при завершенном горении топлива с результатами 3D расчета, относительная разница температур в точке измерения составляет 2,06 % (абсолютная разница температур 32 К) при граничных условиях «1» и 0,83 % (абсолютная разница температур 13 К) при граничных условиях «2». Расчетные числа Маха в области измерения при этом практически совпадают с экспериментальными.

В случае, когда горение в эксперименте не завершено, наблюдается существенное отличие расчетной и экспериментальной температуры в точке измерения: 6,1 % и 7,6 % при граничных условиях «3» и «4» соответственно. Расчетное число Маха в области измерения в обоих случаях завышено в сравнении с экспериментальным. Это связано с тем, что по результатам 3D расчета, в отличие от эксперимента, горение завершилось до области измерения.

Таким образом, модель горения EDM закладывает погрешность в определении длины зоны выгорания топлива в сторону уменьшения. При полном сгорании топлива, экспериментальная температура потока завышена на величину до 32 К (2,06 %) в исследуемой модели.

3.4 Численные исследования подвода топлива в МЛК ТВД

3.4.1 Методика оценки эффективности горения топлива

3.4.1.1 Оценка длины зоны выгорания топлива

Поскольку примененная модель горения не позволяет оценивать полноту сгорания топлива, эффективность процесса горения оценивалась по величине длины зоны выгорания топлива *X*.

За X принято осевое расстояние от центра выходного сечения отверстий до места, где массовая концентрация *CO* равна 0,001. X оценивается вдоль линии тока, исходящей из отверстий подвода топлива (рисунок 3.13). На рисунке 3.14 представлено характерное изменение концентрации керосина и *CO* вдоль оси вращения турбины.



Рисунок 3.13 – Линии тока из отверстий подвода топлива



Рисунок 3.14 – Изменение концентрации керосина и СО вдоль МЛК

Выполнять оценку эффективности процесса горения по величине длины зоны выгорания топлива обоснованно, поскольку величина X напрямую зависит от интенсивности протекания процессов перемешивания и горения. Уменьшение X приводит к сокращению зоны лучистого теплообмена и к увеличению расстояния, на котором подведенная теплота будет срабатываться.

3.4.1.2 Выбор типа осреднения параметров на границе статор-ротор

На рисунке 3.14 на графике изменения концентрации *CO* вдоль МЛК виден вертикальный участок. Его появление связано с применением интерфейса *Stage* на границе между СА и РК.

Интерфейс *Stage* позволяет получить стационарное решение с учетом осредненного по времени взаимодействия граничащих областей. При этом принимается гипотеза полного перемешивания потока на границе с учетом потерь на смешение и производится осреднение статического давления и других параметров (скорость, плотность, динамическая вязкость, и др.) в окружном направлении [67,68]. С последним и связано появление вертикального участка на графике изменения концентрации *CO* вдоль МЛК.

Альтернативой условию *Stage* является условие *Frozen Rotor*, при котором производится расчет конкретного единичного положения ротора относительно статора и масштабирование поля параметров на границе областей. При этом, в отличие от *Stage*, не учитывается временное осреднение и потери на смешение, однако сохраняется поле статического давления [67,68].

При использовании такого типа осреднения вертикальный участок на графике зависимости изменения концентрации *СО* вдоль МЛК не образуется (рисунок 3.15).



Рисунок 3.15 – Изменение концентрации *СО* вдоль МЛК при использовании интерфейса *Stage* и *Frozen Rotor* (горение метана)

Из анализа ряда графиков, полученных в процессе численных исследований, подобных рисунку 3.15, сделан вывод, что применение интерфейса *Stage* приводит к

уменьшению длины зоны выгорания топлива на 1-3 мм в сравнении с *Frozen Rotor*. При *Frozen Rotor* газодинамические параметры турбины рассчитываются с недостаточной точностью и адекватностью. Поэтому применение условия *Stage* для сопряжения поверхностей ротор-статор обоснованно.

3.4.2 Численное исследование различных схем подвода топлива

3.4.2.1 Сравнение подвода топлива через СА и РК турбины

В первую очередь было произведено сравнение подвода топлива через СА и РК. На рисунке 3.16 представлены исследованные схемы подвода.



Рисунок 3.16 – Схемы подвода топлива в МЛК турбины

В таблице 3.4 представлена нумерация исследованных схем подвода топлива. Количество отверстий подбиралось так, чтобы выдержать примерно одинаковую приведенную скорость истечения топлива.

Сравнение средней длины зоны выгорания топлива и средней температуры у стенки РЛ (рисунок 3.17) показывают, что, независимо от угла и диаметра отверстий, в случае подвода топлива через РК, как температура у стенки лопатки, так и длина зоны выгорания значительно выше, чем в случае подвода топлива через СА.

Таблица 3.4 – Схемы, исследованные при сравнении подвода топлива через СА и РК

№ расчета	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Место подвода топлива	CA	CA	CA	CA	CA	CA	CA	CA	CA	PK	PK	PK	PK	PK	PK
Диаметр отверстий, мм	0,8	0,8	0,8	1,0	1,0	1,0	1,2	1,2	1,2	0,8	0,8	1,0	1,0	1,2	1,2
Угол подвода топлива	0°	-30°	30°	0°	-30°	30°	0°	-30°	30°	-90°	90°	-90°	90°	-90°	90°
Количество отверстий	16	16	16	10	10	10	7	7	7	7	7	5	5	3	3



Рисунок 3.17 – Средняя длина зоны выгорания топлива (*a*) и средняя температура в относительном движении у стенки РЛ (б) для различных схем подвода топлива

Это связано с тем, что выходная кромка лопатки СА выступает в качестве стабилизатора пламени, создавая за собой след высоко турбулизированного потока (рисунок 3.18) со сравнительно низкой средней скоростью, в котором происходит микрофакельное сгорание топлива. А при подводе через РК топливо сразу попадает в направленный, ускоряющийся поток.



Рисунок 3.18 – Поле интенсивности турбулентности у выходной кромки лопатки СА при различных углах подвода топлива

Данное исследование не дублировалось для случая подвода керосина ввиду отсутствия целесообразности. Дальнейшие исследование производилось только для схемы подвода топлива через СА.

3.4.2.2 Исследование подвода керосина и метана через СА турбины

На рисунке 3.19 представлена характерная эпюра длины зоны выгорания топлива. Занижение длины зоны выгорания у корня и периферии лопатки связано с наличием в этих областях вторичных вихрей, дополнительно повышающих турбулентность потока, а значит интенсифицирующих горение.



Рисунок 3.19 – Эпюра длины зоны выгорания топлива при различных углах подвода (горение керосина, $d_{\text{отв}} = 0,7$; $z_{\text{отв}} = 8$; $\lambda_{\text{отв}} = 0,5$)

91

На рисунке 3.20 приведено поле температуры заторможенного потока в относительном движении на изоповерхности концентрации *CO* 0,001. Рисунок 3.20 наглядно показывает максимальную глубину проникновения пламени в МЛК.





(горение керосина, $d_{\text{отв}} = 0,7$; $z_{\text{отв}} = 10$; $\lambda_{\text{отв}} = 0,4$)

На рисунке 3.21 представлено влияние скорости истечения из отверстий на длину зоны выгорания, температуру у стенки РЛ и КПД в случае подвода керосина и метана.

Изменение параметров от скорости истечения из отверстий в случае подвода керосина и метана качественно одинаковые. Длина зоны выгорания метана меньше, чем керосина ввиду меньшего потребного расхода топлива.

В диапазоне приведенной скорости 0,4-0,7 наблюдается плавное увеличение длины зоны выгорания и уменьшение КПД. Протекание зависимостей при приведенной скорости меньше 0,4 вероятно объясняется тем, что ввиду малой скорости струя топлива резко сносится потоком или недостаточно турбулентная. С ростом приведенной скорости наблюдается плавное, незначительное увеличение средней температуры у стенки ротора. Угол подвода топлива слабо сказывается на исследуемых параметрах, однако, с точки зрения минимизации длины зоны выгорания, несколько предпочтительнее отрицательные и близкие к нулю углы.



Рисунок 3.21 – Зависимость длины зоны выгорания (*a*), температуры заторможенного потока в относительном движении у стенки РЛ (б) и КПД турбины (*в*) от приведенной скорости истечения из отверстий при различных углах подвода топлива



На рисунке 3.22 представлено влияние диаметра отверстий подвода топлива на рассматриваемые параметры при приведенной скорости истечения из отверстий 0,4.

Рисунок 3.22 – Зависимость длины зоны выгорания (*a*), температуры заторможенного потока в относительном движении у стенки РЛ (б) и КПД (*в*) от диаметра отверстий при различных углах подвода топлива

В случае подвода керосина представленное исследование не совсем корректно ввиду допущения что топливо – газообразное. Однако необходимо выбрать оптимальную схему подвода керосина для дальнейших расчетных исследований, кроме того, теоретически возможна схема подвода топлива в МЛК турбины с предварительной подготовкой топливно-воздушной смеси и испарением топлива.

С увеличением диаметра отверстий наблюдается относительно плавное увеличение длины зоны выгорания, температуры у стенки ротора и уменьшение КПД. Причем темп увеличения длины зоны выгорания и уменьшения КПД тем больше, чем больше диаметр отверстий. Поэтому оптимальными следует считать те диаметры, при которых темп изменения параметров наименьший.

Диаметр отверстий подвода топлива зависит от рода топлива. Очевидно, что чем больше плотность топлива, тем меньше диаметр отверстий для его подвода. Минимальное значение диаметра отверстий ограничено технологией изготовления, а так же предполагаемой скоростью загрязнения.

Если при оптимальной скорости истечения топлива и диаметре отверстий их потребное число не велико (расчеты произведены при z = 8), то целесообразнее их располагать в верхней части СА, а не равномерно по высоте. При увеличении высоты положения отверстий, длина зоны выгорания практически не меняется, однако возрастает КПД и уменьшается температура у стенки РЛ (рисунок 3.23).



Рисунок 3.23 – Зависимость КПД и температуры заторможенного потока в относительном движении у стенки РЛ от относительной высоты положения отверстий подвода топлива (горение керосина, $d_{\text{отв}} = 0.8$; $z_{\text{отв}} = 8$; $\lambda_{\text{отв}} = 0.4$)

Расстояние между центрами отверстий в данном случае составляет 2,5 мм; относительная высота положения отверстий равна нулю и одному при таком граничном положении группы отверстий, что увеличение температуры у стенки втулки и корпуса турбины составляет не более 30 К.

Проведенные исследования позволяют сделать вывод, что газообразное топливо в канал турбины наиболее целесообразно подавать через СА при приведенной скорости истечения топлива около 0,4. Уменьшение диаметра отверстий для подвода топлива, при неизменной приведенной скорости истечения, приводит к увеличению КПД турбины с изотермическим расширением и уменьшению длины зоны выгорания. По возможности отверстия для подвода топлива следует располагать в верхней части лопатки СА, однако на достаточном удалении от наружного корпуса, для того чтобы избежать его перегрева.

3.5 Сравнительный анализ рабочего процесса турбины с адиабатическим и изотермическим расширением на расчетном режиме

Анализ проведен по результатам расчетов с наиболее оптимальными параметрами отверстий подвода топлива (для керосина $d_{\text{отв}} = 0,8$; $z_{\text{отв}} = 8$; $\lambda_{\text{отв}} = 0,4$, для метана $d_{\text{отв}} = 1,0$; $z_{\text{отв}} = 10$; $\lambda_{\text{отв}} = 0,4$) при угле подвода топлива 0° и равномерном расположении отверстий подвода топлива по высоте.

В таблице 3.5 приведены значения основных параметров турбины с адиабатическим и изотермическим расширением по результатам численного эксперимента. Относительная разница между параметрами с адиабатическим и изотермическим расширением определена по выражению (2.44).

В случае использования в качестве топлива керосина для получения требуемой работы турбины при изотермическом расширении и неизменности π^*_{τ} , требуется температура газа на входе на 8,95 % меньшая, чем при адиабатическом расширении, а при использовании метана на 9,20 %.

Снижение температуры в общем случае зависит от поправки КПД турбины, свойств рабочего тела и от степени понижения давления в турбине. Чем больше

степень понижения давления в турбине, тем больше относительная разница между температурами газа на входе при адиабатическом и изотермическом расширении.

$$1 - \frac{T_{\Gamma is}^{*}}{T_{\Gamma ad}^{*}} \approx 1 - \frac{1}{\delta_{\eta_{T}^{*}}} * \frac{\frac{k}{k-1} R_{ad} \left(1 - \frac{1}{\pi_{T}^{*} \frac{k-1}{k}}\right)}{R_{is} \ln(\pi_{T}^{*})}.$$
(3.11)

Таблица 3.5 – Основные параметры турбины с адиабатическим и изотермическим расширением по результатам численного эксперимента

Керосин									
Параметр	Адиаб.	Изотермич.	δA, %	Изотермич.	δΑ, %				
	расширение	расширение,		расширение,					
		$\pi^*_{T} = const$		$T^*_{\Gamma} = \text{const}$					
$L*_{_{\mathrm{T}}}$, Дж/кг	398972	399149	0,04 %	397788	0,29%				
$\pi^*{}_{T}$	2,892	2,893	0,03 %	2,600	-10,06 %				
<i>Т</i> * _г , К	1665	1516	-8,95 %	1665	0,00 %				
$G_{\scriptscriptstyle \mathrm{TT}}$, кг/с	-	0,6766	-	0,6577	-				
G_{Γ} , кг/с	64,5	67,1	3,93 %	64,1	0,22 %				
$\eta^{*}{}_{T}$	0,8829	0,8578	-2,84 %	0,8650	-2,03 %				
Метан									
Параметр	Адиаб.	Изотермич.	δA, %	Изотермич.	δΑ, %				
	расширение	расширение,		расширение,					
		$\pi^*_{T} = const$		$T^*_{\Gamma} = \text{const}$					
$L*_{_{\mathrm{T}}}$, Дж/кг	328899	328356	-0,17 %	330070	0,36%				
$\pi^*{}_{\scriptscriptstyle \mathrm{T}}$	2,538	2,531	-0,28 %	2,339	7,84%				
<i>Т</i> * _г , К	1500	1362	-9,20 %	1500	0,00%				
<i>G</i> _{тт} , кг/с	-	0,3469	-	0,3456	-				
$G_{\Gamma}, \kappa\Gamma/c$	46,5	48,2	3,77 %	46,3	-0,40%				
η* _т	0,9080	0,8723	-3,93 %	0,8703	-4,15%				

В случае неизменности T^*_{Γ} , при подводе керосина требуется степень понижения давления на 10,06 % меньшая, чем при адиабатическом расширении, а в случае подвода метана на 7,84 %.

Снижение степени понижения давления, как и температуры, зависит от КПД, свойств рабочего тела и значения степени понижения давления. Чем больше значение степени понижения давления, тем больше оно снижается.

$$1 - \frac{\pi_{\rm T\,is}^{*}}{\pi_{\rm T\,ad}^{*}} \approx 1 - \frac{e^{\frac{k-1}{k-1}R\left(1 - \frac{1}{\pi_{\rm T\,ad}^{*}\frac{k-1}{k}}\right)}}{\delta_{\eta_{\rm T}^{*}R}}}{\pi_{\rm T\,ad}^{*}}.$$
(3.12)

При подводе керосина в случае неизменности степени понижения давления в турбине КПД уменьшается на 2,84 %, при подводе метана - на 3,93 %. В случае неизменности температуры газа перед турбиной КПД уменьшается на 2,03 % при подводе керосина и на 4,15 % при подводе метана.

На рисунке 3.24 представлено изменение температуры, теплоемкости рабочего тела, энтропии и параметров турбулентности вдоль МЛК в случае подвода керосина.

Фактическое изменение температуры заторможенного потока вдоль МЛК турбины не является изотермическим. Температура потока газа на выходе из СА резко увеличивается, затем плавно уменьшается при течении вдоль РК.

Участок снижения температуры проходит практически эквидистантно в случае изотермического и адиабатического расширения, однако разница между максимальной и минимальной температурой в случае изотермического расширения на 45 К меньше, чем в случае адиабатического.

Максимально возможная температура газа на входе в рабочую лопатку турбины $T^*_{CA max}$ в абсолютном движении, без учета возможной неравномерности температурного поля, будет достигаться при условии полного сгорания топлива в осевом зазоре турбины, и определяться уравнением энергии:

$$G_{\Gamma}h_{\Gamma}^{*} + G_{TT}h_{T_{0}}^{*} + G_{TT}H_{u}\eta_{\Gamma} = G_{CA}h_{CA}^{*},$$

$$T_{CA\,\max}^{*} = \frac{h_{CA}^{*}}{C_{p\,CA}}.$$
(3.17)

В случае неизменности степени понижения давления в турбине максимально возможная температура газа на входе в рабочую лопатку турбины составляет 1796 К, что на 21 К меньше, чем фактическая максимальная температура. В случае неизменности температуры газа перед турбиной максимально возможная температура газа на входе в рабочую лопатку турбины составляет 1942 К, что на 14 К меньше, чем фактическая максимальная температура.



Рисунок 3.24 – Изменение температуры заторможенного потока (*a*), теплоемкости рабочего тела (б), энтропии (*в*) и параметров турбулентности (*г*, *д*) вдоль МЛК в случае подвода керосина

Сравнительно небольшая разница температур (0,7...1,1 %) объясняется тем, что основная доля топлива сгорает уже в осевом зазоре (рисунок 3.14). Фактически, температурное состояние лопатки будет определяться длиной зоны выгорания топлива, причем неоднозначно. Если большая часть топлива будет сгорать непосредственно в МЛК, то будет уменьшаться пик температуры (рисунок 3.24), однако, интенсивное тепловыделение будет происходить непосредственно вблизи поверхности лопатки и может вызвать местный перегрев. Поэтому исследование способа сжигания топлива в МЛК необходимо проводить на основе совмещенного теплового и газодинамического расчета, причем с моделью горения, более точно предсказывающей длину зоны выгорания топлива. Решение этой проблемы выходит за рамки задач, поставленных в работе, однако является перспективным направлением дальнейшего развития тематики исследования.

Теплоемкость рабочего тела в случае адиабатического расширения (рисунок 3.24) уменьшается вследствие уменьшения температуры. В случае изотермического – увеличивается в результате добавления продуктов сгорания.

Изменение энтропии в случае изотермического расширения, очевидно выше, чем в случае адиабатического в связи с подводом дополнительного количества теплоты и увеличения газодинамических потерь. Если вычесть из суммарной величины обратимое изменение энтропии вследствие подвода теплоты (выражение (2.11)), то изменение энтропии вследствие газодинамических и тепловых потерь в турбине будет на 20,7 % и 12,5 % больше в случае изотермического расширения при неизменной $\pi_{\rm T}^*$ и T_{Γ}^* соответственно, чем изменение энтропии вследствие газодинамических потерь при адиабатическом расширении.

Горение в МЛК турбины не оказывает сильного влияния на параметры турбулентности. Интенсивность и линейный масштаб турбулентности на выходе из турбины даже несколько меньше в случае изотермического расширения.

В случае подвода метана изменение параметров качественно происходит также.

На рисунке 3.25 представлено распределение поля приведенной скорости в среднем сечении канала турбины в случае подвода керосина, на рисунке 3.26 – обтекание лопаток СА и РК в сравнении с адиабатическим расширением.



Рисунок 3.25 - Распределение поля приведенной скорости в среднем сечении канала турбины



Рисунок 3.26 – Обтекание лопаток СА (а) и РК (б)

Обтекание лопаток в случае изотермического и адиабатического расширения схоже.

В сравнении с адиабатическим расширением уменьшается приведенная скорость на выходе из СА и увеличивается на выходе из РК. При этом изменение угла натекания потока на РЛ происходит в таком диапазоне, что не приводит к формированию отрывных зон. На рисунке 3.27 показано, как при этом меняются план скоростей исследуемой турбины.



Рисунок 3.27 – Влияние изотермического расширения на план скоростей турбины

Изменение скоростей сопровождается перераспределение нагрузки между СА и РК турбины в пользу РК.

Можно показать, что выражение для кинематической степени реактивности турбины с изотермическим расширением, при допущении, что теплоподвод осуществляется только в РК, соответствует выражению для турбины с адиабатическим расширением:

$$\rho_{\rm T \, KHH} = 1 - \frac{\left(c_{1u} - c_{2u}\right)}{2u}.\tag{3.18}$$

В таблице 3.6 приведены значения кинематической степени реактивности для турбин с адиабатическим и изотермическим расширением.

Подводимое	Адиаб.	Изотермич.	Изотермич.
топливо	расширение	расширение,	расширение,
		$\pi^*_{T} = const$	$T^*_{r} = \text{const}$
Керосин	0,339	0,597	0,513
Метан	0,264	0,468	0,403

Таблица 3.6 – Сравнение кинематической степени реактивности

Увеличение степени реактивности турбины в случае изотермического расширения сопровождается уменьшением угла потока и увеличением скорости потока на выходе из турбины (рисунок 3.28).



Рисунок 3.28 – Угол потока (*a*) и приведенная скорость (*б*) на выходе из турбины при адиабатическом расширении и изотеримческом расширении при подводе керосина

Избежать уменьшения угла и увеличения скорости потока на выходе из турбины, можно при целенаправленном проектировании турбины с изотермическим расширением. Формирование методики газодинамического проектирования турбины с изотермическим расширением является перспективным направлением развития тематики настоящей работы.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 3

1. Не смотря на то, что расчетный комплекс Fluent в настоящее время является одним из наиболее развитых в моделировании процессов горения, моделирование изотермического расширения в турбине ГТД в данном расчетном комплексе сопряжено со значительными трудностями ввиду того, что Fluent расчет ограничен В производить лопаточных возможности машин. Сформированная в CFX численная модель турбины содержит ряд допущений и упрощений, производить оценку однако позволяет газодинамической эффективности турбины с изотермическим расширением.

2. Газообразное топливо в канал турбины наиболее целесообразно подавать через СА турбины ввиду того, что при подводе топлива через РК существенно возрастает длинна зоны выгорания топлива и температура у стенки РЛ в относительном движении. Приведенная скорость истечения топлива в МЛК турбины должна быть около 0,4. Уменьшение диаметра отверстий для подвода топлива, при неизменной приведенной скорости истечения, приводит к увеличению КПД турбины с изотермическим расширением и уменьшению длины зоны выгорания. Минимальный диаметр при этом ограничен технологией изготовления и скоростью загрязнения. По возможности отверстия для подвода топлива следует располагать в верхней части лопатки СА, так как при этом увеличивается КПД турбины на величину порядка 0,005 и существенно уменьшается температура у стенки РЛ в относительном движении (до 55 К для исследуемой турбины).

3. Применение изотермического расширения в одноступенчатой турбине с заданной геометрией приводит к уменьшению КПД при увеличении приведенной скорости и уменьшении угла потока на входе, что сопровождается увеличением степени реактивности турбины. Однако при этом удается уменьшить температуру на входе в турбину или степень понижения давления на 7-10 % при сохранении работы турбины.

4. При одинаковой геометрии КПД турбины с изотермическим расширением меньше КПД турбины с адиабатическим расширением на 2-5 %. Уменьшение КПД связанно с дополнительными тепловыми потерями и потерями на смешение, а так же с нерасчетным обтеканием РЛ.

5. Фактическое изменение температуры заторможенного потока вдоль МЛК турбины не является изотермическим. Температура газа на выходе из СА резко увеличивается, затем плавно уменьшается при течении вдоль РК. В случае неизменности степени понижения давления в турбине максимально возможная температура газа на входе в рабочую лопатку турбины составляет 1796 К, что на 21 К меньше, чем фактическая максимальная температура.

Если большая часть топлива будет сгорать непосредственно в МЛК, то фактическая максимальная температура будет уменьшаться, однако, интенсивное тепловыделение будет происходить непосредственно вблизи поверхности лопатки и может вызвать местный перегрев. Поэтому исследование способа сжигания топлива в МЛК необходимо проводить на основе совмещенного теплового и газодинамического расчета, причем с моделью горения, более точно предсказывающей длину зоны выгорания топлива. Решение этой проблемы выходит за рамки задач, поставленных в настоящей работе, однако является перспективным направлением дальнейшего развития тематики исследования.

6. Соотношение работы, температуры и степени повышения давления в турбине с изотермическим расширением соответствуют ее термодинамической модели.

ГЛАВА 4 Расчет и анализ характеристики турбины с изотермическим расширением

4.1 Характеристика турбины с изотермическим расширением. Состояние вопроса

Исследования, выполненные в главе 3 диссертации, показали, что изотермическое расширение в турбине оказывает значительное влияние на ее параметры на расчетном режиме. Очевидно, что и на нерасчетных режимах работы турбины это влияние также будет проявляться.

Для того, чтобы термодинамический расчет ГТД был качественным, необходимо учитывать влияние изотермического расширения на параметры турбины. Для этого необходимо получить либо характеристику турбины ГТД с изотермическим расширением, либо способ пересчета характеристики турбины с адиабатическим расширением в характеристику турбины с изотермическим расширением. Поэтому нужно произвести расчет и анализ характеристики турбины ГТД с изотермическим расширением и сравнение этой характеристики с характеристикой турбины с адиабатическим расширением [64,80,81]. На основе сравнения характеристик получить поправки КПД и пропускной способности турбины на изотермическое расширение.

Для применения в *DVIGwT* характеристика турбины должна быть представлена в виде зависимостей (4.1) и (4.2).

$$\eta_{\rm T}^* = f\left(\pi_{\rm T}^*; \frac{n}{\sqrt{T_{\rm \Gamma}^*}}\right); \tag{4.1}$$

$$A_{\rm T} = f\left(\pi_{\rm T}^*; \frac{n}{\sqrt{T_{\rm \Gamma}^*}}\right),\tag{4.2}$$

где $A_{\rm T}$ – пропускная способность турбины, определяется по выражению (4.3).

$$A_{\rm T} = \frac{G_{\Gamma} \sqrt{T_{\Gamma}^{*}}}{p_{\Gamma}^{*}} f(\pi_{\rm T}^{*};).$$
(4.3)

В соответствии с формой записи характеристики турбины поправки КПД и пропускной способности должны быть представлены в виде зависимостей (4.4) и (4.5).

$$\delta\eta_{\mathrm{T}}^* = \frac{\eta_{\mathrm{T}}^*{}_{is}}{\eta_{\mathrm{T}}^*{}_{ad}} = f\left(\pi_{\mathrm{T}}^*; \frac{n}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}}\right); \tag{4.4}$$

$$\delta A_{\rm T} = \frac{A_{\rm T} is}{A_{\rm T} ad} = f\left(\pi_{\rm T}^*; \frac{n}{\sqrt{T_{\rm T}^*}}\right). \tag{4.5}$$

4.2 Методика расчета характеристики турбины

4.2.1 Выбор подходов к расчету и обработке характеристики турбины

Как правило, на предприятиях авиадвигателестроительной отрасли расчет характеристики турбины выполняется в двумерной постановке. Для этого на основе методик, сформированных в теории лопаточных машин, формируется модель расчета турбины по высоте проточной части на расчетном режиме, расчет по которой соответствует трехмерному расчету. На основе этой модели выполняется расчет требуемого объема точек характеристики турбины. Основным достоинством такого подхода является быстрое время расчета. Недостатком является пониженная точность определения КПД ввиду применения в расчете статистических эмпирических зависимостей потерь от геометрических и газодинамических параметров.

В случае изотермического расширения подобный подход не применим ввиду отсутствия методики расчета турбины с изотермическим расширением по высоте проточной части и эмпирических зависимостей потерь от геометрических и газодинамических параметров.

Поэтому расчет характеристики турбины производился в трехмерной постановке как в случае изотермического расширения, так и в случае адиабатического. Расчетная модель описана в пункте 3.2.

4.2.2 Расчет характеристики турбины с адиабатическим расширением

Для турбины с адиабатическим расширением параметры на входе в каждой точке характеристики сохранялись неизменными. Варьировались частота вращения турбины и степень понижения давления.

Последовательно просчитывалась каждая ветка характеристики с фиксированной частотой вращения. Всего пять веток: 110 %, 100 %, 90 %, 70 %, 50 % от исходной частоты вращения.

На каждой ветке частоты рассчитывалось семь точек с различной степенью понижения давления, которая регулировалась величиной статического давления на выходе из турбины. Статическое давление задавалось долей от исходной величины: 0,8; 1,0; 1,1; 1,2; 1,4; 1,8; 2,0; 2,4. При переходе от одной частоты вращения к другой задавались расчетные точки с таким же статическим давлением потока на выходе.

На рисунке 4.1 представлена характеристика турбины с адиабатическим расширением.



Риунок 4.1 – Зависимость КПД (*a*) и пропускной способности (*б*) турбины с адиабатическим расширением от степени понижения давления в турбине для

различных значений параметра $\frac{n}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}}$

Плавность протекания веток характеристики свидетельствует о достаточном количестве расчетных точек.
4.2.3. Условие сравнения характеристики турбины с адиабатическим и изотермическим расширением и расчет характеристики турбины с изотермическим расширением

При одинаковых параметрах рабочего процесса, работа турбины С изотермическим расширением больше работы турбины с адиабатическим расширением (пункт 3.1). В системе двигателя требуемый режим работы турбины режимом работы компрессора, чтобы определяется поэтому точки на характеристике турбины с изотермическим расширением соответствовали точкам характеристике турбины с адиабатическим расширением, необходимо на выдержать условия равенства работ, что обеспечивается либо уменьшением температуры газа перед турбиной либо уменьшением степени понижения давления в турбине (пункт 3.1).

При любом из этих условий невозможно вывести поправки вида (4.4, 5.5), поскольку в точках с равной работой не будет совпадать либо параметр частоты вращения, либо степень понижения давления.

Поэтому при получении поправок условие равенства работ не учитывалось, и производился расчет точек характеристики турбины с изотермическим расширением с параметрами на входе как в случае адиабатического расширения. Степень понижения давления в турбине для каждой точки характеристики выдерживалась равной степени понижения давления в соответствующих точках характеристики турбины с адиабатическим расширением. Регулировка степени понижения давления выполнялась путем подбора статического давления на выходе из турбины в процессе расчета. Расход топлива через турбину определялся по выражению (2.52) в первом приближении и корректировался в процессе расчета для выдерживания условия изотермичности расширения. На рисунке 4.2 представлена характеристика турбины с изотермическим расширением без выдерживания условия равенства работ. Протекание кривых плавное, количество точек достаточное.



Рисунок 4.2 – Зависимость КПД (*a*) и пропускной способности (*б*) турбины с изотермическим расширением от степени понижения давления в турбине для различных значений параметра $\frac{n}{\sqrt{T_r^*}}$ при неизменных параметрах на входе в турбину

Для характеристики сравнительного анализа расчет турбины С изотермическим расширением производился при условии равенства работ. Полное давление на входе сохранялось равным полному давлению на входе адиабатическом расширении. Температура заторможенного потока, при расход топлива рассчитывались в первом приближении по выражениям (3.7) и (2.52).затем итерационно изменялись В процессе расчета, пока не выдерживалось условие равенства работ и изотермичности расширения. Статическое давление так же подбиралось в процессе расчета.

Как и турбина с адиабатическим расширением, турбина с изотермическим расширением имеет подобные режимы работы, для которых равны безразмерные параметры подобия ($\frac{n}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}}, \pi_{\Gamma}^*$). Точки характеристики турбины полученной с условием равенства работ ложатся на характеристику турбины, посчитанную при неизменной температуре на входе (рисунок 4.3).



Рисунок 4.3 – Зависимость КПД турбины с изотермическим расширением и неизменными параметрами на входе от параметра $\frac{n}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}}$ с нанесенными точками аналогичной зависимости, полученной при условии равенства работ

Подобие режимов работы турбины с изотермическим расширением объясняется тем, что работа турбины с изотермическим расширением однозначно определяется степенью понижения давления и параметром частоты вращения, как и работа турбины с адиабатическим расширением, а количество подведенной теплоты к турбине определяется работой турбины, и, следовательно,

4.3 Сравнение КПД турбины с адиабатическим и изотермическим расширением на различных режимах работы турбины

безразмерными параметрами подобия.

На рисунке 4.4 представлено сравнение изменения КПД турбин с адиабатическим и изотермическим расширением при условии равенства работ. КПД турбины с изотермическим расширением меньше КПД турбины с адиабатическим расширением практически во всем диапазоне частот и степеней понижения давления. Причем кривые протекают не эквидистантно.



Рисунок 4.4 – Сравнение изменения КПД турбин с адиабатическим (сплошные кривые) и изотермическим (пунктирные кривые) расширением при условии равенства работ при изменении параметров турбины

Относительная разница КПД турбины с адиабатическим и изотермическим расширением (рисунок 4.5) имеет кубическую зависимость от степени понижения давления.



Рисунок 4.5 – Зависимость относительной разницы КПД турбины с адиабатическим и изотермическим расширением от относительной степени понижения давления в турбине для различных частот вращения

Условно на рисунке 4.5 можно выделить три участка:

1. При увеличении относительной степени понижения давления более 0,9-1,0 разница КПД турбины стремительно возрастает до 5-8 %; при этом, чем меньше частота вращения, тем сильнее уменьшается КПД.

2. В диапазоне 0,6...0,9 относительная степень понижения давления слабо сказывается на изменении поправки КПД, поправка составляет 0...3 % и варьируется на величину не более 1-1,5 %; КПД уменьшается тем сильнее, чем выше частота вращения.

3. При относительной степени понижения давления менее 0,6 поправка КПД стремительно уменьшается, приближается к области отрицательных значений, где КПД турбины с изотермическим расширением выше КПД турбины с адиабатическим расширением, частота вращения при этом слабо сказывается на скорости изменения поправки КПД.

Температура газа на входе в турбину с изотермическим расширением, необходимая для выдерживания условия равенства работ при неизменной степени понижения давления также зависит от режима работы турбины (рисунок 4.6).



Рисунок 4.6 – Зависимость температуры газа на входе в турбину с изотермическим расширением при выполнении условия равенства работ от относительной степени понижения давления в турбине для различных частот вращения При увеличении относительной степени понижения давления больше 0,9-1 требуется большая температура ввиду увеличения относительной разницы КПД. В диапазоне относительной степени понижения давления от 0,8 до 1 график температуры на входе в турбину имеет минимум. Далее, ввиду уменьшения степени понижения давления, температура увеличивается, поскольку, чем меньше уровень степени понижения давления, тем на меньшую величину уменьшается температура на входе в турбину в сравнении с адиабатическим расширением (пункт 3.1).

В главе 3 рассматривалось два способа обеспечения условия равенства работ: при неизменности степени понижения давления и неизменности температуры газа. Выполнено сравнение изменения КПД при изменении степени понижения давления (рисунок 4.7 *a*) и работы турбины (рисунок 4.7 *б*) при этих условиях (частота вращения 100 %).





(частота вращения 100 %)

На рисунке 4.7 *а* в случае сохранения температуры газа перед турбиной кривая КПД протекает ниже из-за большей величины температуры, и, следовательно, тепловых потерь. На втором же графике кривые изменения КПД пересекаются, и в рабочей точке мы видим, что КПД при неизменной температуре газа выше, что соответствует данным, представленным в главе 3.

4.4 Сравнение пропускной способности турбины с адиабатическим и изотермическим расширением на различных режимах работы турбины

Пропускная способность турбины определяется по выражению 4.3, в которое подставляется расход газа в горле СА. В нашем случае этот расход равен расходу на входе в турбину ввиду принятого допущения об отсутствии охлаждения турбины.

Пропускная способность турбины с изотермическим расширением несколько ниже, чем турбины с адиабатическим расширением (рисунок 4.8). Это связано с изменением потерь полного давления до горла СА.



Рисунок 4.8 – Сравнение изменения пропускной способности турбин с адиабатическим (сплошные кривые) и изотермическим (пунктирные кривые) расширением при условии равенства работ, при изменении параметров турбины

График зависимости разницы пропускной способности от относительной степени понижения давления имеет сложный вид (рисунок 4.9). В большей части диапазона наблюдается увеличение относительной разницы при увеличении относительной степени понижения давления. В диапазоне относительной степени понижения давления. В диапазоне относительной степени понижения давления.



Рисунок 4.9 – Зависимость относительной разницы пропускной способности турбины с адиабатическим и изотермическим расширением от относительной степени понижения давления в турбине для различных частот вращения

Чем меньше частота вращения ТВД, тем меньше разница пропускной способности.

4.5 Вывод поправки КПД турбины с адиабатическим расширением на изотермическое расширение

Поправка КПД турбины представляет собой зависимость отношения КПД турбины с изотермическим расширением к КПД турбины с адиабатическим расширением от режима работы турбины (выражение (4.4)).

При получении поправок КПД для каждой из веток расчетной характеристики турбины зависимости поправок от относительной степени понижения давления аппроксимировались полиномами третьего порядка.

Аппроксимация производится средствами *MS Excel*, методом наименьших квадратов [82,83]. Аппроксимирующие кривые представлены на рисунке 4.10. Помимо кривых на рисунке 4.10 приведено значение остаточного квадратичного отклонения R^2 . Чем ближе значение R^2 к единице, тем достовернее кривая аппроксимации. Всего получено пять уравнений вида (4.6), в соответствии с количеством веток расчетной характеристики (*i* – номер ветки характеристики,

соответствующий определенному значению параметра n/\sqrt{T}_{Γ}^* , $a_{i0} - a_{i3} -$ коэффициенты, полученные в процессе аппроксимации).



Рисунок 4.10 – Аппроксимация зависимости поправки КПД турбины на изотермическое расширение от относительной степени понижения давления для

различных
$$\frac{n/\sqrt{T_{\Gamma}}}{n/\sqrt{T_{\Gamma}^*}}$$

В каждом из этих уравнений присутствует четыре коэффициента. Эти коэффициенты аппроксимировались полиномом второго порядка в зависимости от относительного параметра $\frac{n/\sqrt{T}_{\Gamma}}{n/\sqrt{T}_{\Gamma}_{\Gamma}}$ (рисунок 4.11).





В результате были получены четыре уравнения вида (4.7):

$$a_{j} = b_{j0} + b_{j1} \left(\frac{n/\sqrt{T}_{\Gamma}^{*}}{n/\sqrt{T}_{\Gamma PT}^{*}} \right) + b_{j2} \left(\frac{n/\sqrt{T}_{\Gamma}^{*}}{n/\sqrt{T}_{\Gamma PT}^{*}} \right)^{2}.$$

$$(4.7)$$

Значения коэффициентов в этих уравнениях представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Значения коэффициентов в двухпараметрической полиномиальной зависимости

j	b_{j2}	b_{j1}	b_{j0}
3	-3,96577	10,69266	-7,85950
2	5,33062	-16,70157	13,98879
1	-1,86795	7,952975	-8,05615
0	0,07109	-1,09071	2,46936

Полученные аппроксимирующие уравнения подставляются вместо коэффициентов а₀-а₃ в уравнение (4.8).

$$\delta\eta_{\rm T}^* = a_0 + a_1 \left(\frac{\pi_{\rm T}^*}{\pi_{\rm T\,PT}^*}\right) + a_2 \left(\frac{\pi_{\rm T}^*}{\pi_{\rm T\,PT}^*}\right)^2 + a_3 \left(\frac{\pi_{\rm T}^*}{\pi_{\rm T\,PT}^*}\right)^3. \tag{4.8}$$

В результате получается двухпараметрическая полиномиальная зависимость:

$$\begin{split} \delta\eta_{\rm T}^{*} &= \left[b_{00} + b_{01} \left(\frac{n/\sqrt{T}_{\Gamma}^{*}}{n/\sqrt{T}_{\Gamma\,\rm PT}^{*}} \right) + b_{02} \left(\frac{n/\sqrt{T}_{\Gamma}^{*}}{n/\sqrt{T}_{\Gamma\,\rm PT}^{*}} \right)^{2} \right] \\ &+ \left[b_{10} + b_{11} \left(\frac{n/\sqrt{T}_{\Gamma}^{*}}{n/\sqrt{T}_{\Gamma\,\rm PT}^{*}} \right) + b_{12} \left(\frac{n/\sqrt{T}_{\Gamma}^{*}}{n/\sqrt{T}_{\Gamma\,\rm PT}^{*}} \right)^{2} \right] \left(\frac{\pi_{\rm T}^{*}}{\pi_{\rm T}^{*}\,\rm PT} \right) \\ &+ \left[b_{20} + b_{21} \left(\frac{n/\sqrt{T}_{\Gamma}^{*}}{n/\sqrt{T}_{\Gamma\,\rm PT}^{*}} \right) + b_{22} \left(\frac{n/\sqrt{T}_{\Gamma}^{*}}{n/\sqrt{T}_{\Gamma\,\rm PT}^{*}} \right)^{2} \right] \left(\frac{\pi_{\rm T}^{*}}{\pi_{\rm T}^{*}\,\rm PT} \right)^{2} \\ &+ \left[b_{30} + b_{31} \left(\frac{n/\sqrt{T}_{\Gamma}^{*}}{n/\sqrt{T}_{\Gamma\,\rm PT}^{*}} \right) + b_{32} \left(\frac{n/\sqrt{T}_{\Gamma}^{*}}{n/\sqrt{T}_{\Gamma\,\rm PT}^{*}} \right)^{2} \right] \left(\frac{\pi_{\rm T}^{*}}{\pi_{\rm T}^{*}\,\rm PT} \right)^{3}. \end{split}$$

$$(4.9)$$

Минимальное значение критерия R^2 , полученное в процессе аппроксимации составляет 0,939 – для коэффициента a_0 .

Пересчет характеристики исследуемой ТВД с адиабатическим расширением с помощью двухпараметрического полинома (4.9) дает значение КПД ТВД с изотермическим расширением с погрешностью от расчетного значения от минус 0,93



до 1,09 % в исследуемых расчетных точках, средняя погрешность близка к нулю. Пересчитанная поправка представлена пунктирной линией на рисунке 4.12.

Рисунок 4.12 – Сравнение расчетного значения КПД (сполшная линия) со значением КПД, полученным с применением поправки (пунктирная линия)

Абсолютное значение КПД, полученное с применением поправки отличается от расчетного значения на величину от минус 0,0073 до 0,0085.

4.6 Вывод поправок пропускной способности турбины с адиабатическим расширением на изотермическое расширение

Поправки пропускной способности имеют сложную зависимость от относительной степени понижения давления (рисунок 4.13). И аппроксимация результатов численного эксперимента полиномами второго или третьего порядка не дает нужной достоверности.

Аппроксимация более сложной функцией, например рациональной или экспоненциальной высокого порядка позволяет достаточно точно описать зависимость диапазоне, малейшее В исследуемом однако изменение коэффициентов в уравнениях, в результате их аппроксимации, вызывает значительное изменение значения функции. По этой причине сформировать двухпараметрическую зависимость ДЛЯ пропускной способности не представляется возможным.



Рисунок 4.13 – Зависимость поправки пропускной способности турбины от относительной степени понижения давления в турбине при различных значениях относитель $n/\sqrt{T_{\Gamma}}^*$

относительного параметра $\frac{n/\sqrt{T}_{r}^{*}}{n/\sqrt{T}_{rPT}^{*}}$

Минимальная поправка пропускной способности турбины, полученная для исследуемого диапазона параметров, составляет 0,988; что соответствует 1,13 %

относительной разницы пропускной способности. При этом фактическая разница расходов газа в горле СА исследуемой турбины с адиабатическим и изотермическим расширением составляет 0,73 кг/с.

В термодинамических расчетах ГТД на начальной стадии проектирования закладывается погрешность (запас по температуре газа перед турбиной на отклонение параметров от проектных до 25 К). Поскольку получаемые на данном этапе исследования поправки планируется использовать именно в таких расчетах, величиной поправки пропускной способности допустимо пренебречь.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 4

1. Как КПД, так и пропускная способность турбины в случае изотермического расширения меньше, чем в случае адиабатического, причем разница существенно зависит от режима работы турбины и эта зависимость нелинейная.

2. Поправка на изотермическое расширение для КПД турбины с достаточной точностью аппроксимируется двухпараметрическим полиномом.

3. Полученная полиномиальная зависимость поправки КПД турбины на изотермическое расширение от относительной степени понижения давления и относительного параметра частоты вращения может применяться для пересчета известной характеристики одноступенчатой турбины с адиабатическим расширением в характеристику турбины с изотермическим расширением.

4. Поправку на изотермическое расширение для пропускной способности турбины аппроксимировать по имеющимся данным не представляется возможным, однако ей можно пренебречь на начальном этапе проектирования в связи с ее малым значением.

ГЛАВА 5 Расчетные исследования эффективности применения изотермического расширения в турбине ТРД(Ф) и ТРДД(Ф)_{см}

5.1 Общие особенности исследований эффективности применения изотермического расширения в турбине ТРД(Ф) и ТРДД(Ф)_{см}

В главе 5 приведены результаты расчетного исследования применения изотермического расширения в ГТД различных схем, выполненного с использованием разработанной методики (пункт 2.3). Исследование выполнено при одинаковом суммарном расходе воздуха на входе в ГТД на взлетном режиме при изотермическом и адиабатическом расширении и с учетом влияния изотермического расширения на КПД турбины [81,84]. В [85-87] представлены результаты аналогичных исследований без учета влияния изотермического расширения на КПД турбины.

Для случая ТРД производился пересчет известной характеристики турбины с адиабатическим расширением (рисунок 5.1) в характеристику турбины с изотермическим расширением (рисунок 5.2) с учетом поправки КПД в виде двухпараметрической полиномиальной зависимости (4.9). На рисунке 5.3 представлена зависимость пропускной способности турбины с адиабатическим и изотермическим расширением от степени понижения давления в турбине при различных значениях параметра $\frac{n}{\sqrt{T_{r}}}$.



Рисунок 5.1 – Зависимость КПД турбины с адиабатическим расширением от степени понижения давления в турбине при различных значениях параметра $\frac{n}{\sqrt{T_r}}$



Рисунок 5.2 – Зависимость КПД турбины с изотермическим расширением от степени





Рисунок 5.3 – Зависимость пропускной способности турбины с адиабатическим и изотермическим расширением от степени понижения давления в турбине при

различных значениях параметра
$$\frac{n}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}}$$

Для ТВД ТРДД_{см} применялась представленная в главе 4 расчетная характеристика турбины с адиабатическим и изотермическим расширением (рисунок 4.2) с поправкой на охлаждение турбины в соответствии с [88,89].

5.2 Расчетные исследования эффективности применения изотермического расширения в ТРД(Ф)

5.2.1 Анализ эффективности применения изотермического расширения в турбине ТРД(Ф) на взлетном режиме

Объектом анализа является одновальный ТРД с параметрами, близкими к параметрам ТРД для сверхзвукового беспилотного летательного аппарата. Основные параметры ТРД с адиабатическим расширением (ТРД_{*ad*}) на взлетном режиме приведены в таблице 5.1.

Поскольку изотермическое расширение в турбине ГТД позволяет, при неизменных параметрах цикла, получить большую работу цикла, чем адиабатическое расширение, целесообразно в качестве объекта сравнения, помимо ТРД, выбрать ТРДФ. Рассмотрены два ТРДФ: с температурой газа в ФК, равной температуре газа в основной камере сгорания (ОКС) (ТРДФ_{*ad* T* ϕ =T* $_{T}$) и с температурой газа в ФК, равной 2000 К (ТРДФ_{*ad* T* ϕ =2000 K}). Параметры ТРДФ так же представлены в таблице 5.1. Анализ ТРДФ_{*ad* T* ϕ =T* $_{T}$ обусловлен современной тенденцией приближения температуры на выходе из ОКС к температурам в ФК: несмотря на низкий уровень температуры, цикл ТРДФ_{*ad* T* ϕ =T* $_{T}$ качественно будет соответствовать современному.}}}

Параметр	ТРДад	ТРД $\Phi_{ad T^* \phi = T^* \Gamma}$	ТРДФ _{аd Т*ф = 2000 К}
<i>Р</i> , кН	29,0	30,5	38,9
<i>С</i> _{уд} , кг/кН*ч	125,3	145,5	224,8
<i>G</i> _в , кг/с	46,3	46,3	46,3
<i>Т</i> * _г , К	1268	1268	1268
<i>Т</i> * _Ф , К	-	1268	2000
π_{κ}^{*}	4,53	4,53	4,53
$\eta^*{}_{\kappa}$	0,815	0,815	0,815
π*,	2,07	2,06	2,06
η* _τ	0,785	0,785	0,785

Таблица 5.1 – Параметры ТРД(Ф) с адиабатиче	еским расширением в турбине
---	-----------------------------



На рисунке 5.4 представлена условные схемы ТРД и ТРДФ.

Рисунок 5.4 – Условная схема ТРД (a) и ТРДФ (δ)

При условии неизменности параметров цикла ТРД и геометрических параметров турбины при организации в ней изотермического расширения, точка «Взлетный режим» на характеристике турбины смещается от проектной в связи с понижения давления (рисунок 5.5). При уменьшением степени ЭТОМ В рассматриваемом случае, точка на графике зависимости пропускной способности турбины от степени понижения давления оказывается в области, где начинается снижение пропускной способности турбины. В результате должен уменьшиться расход воздуха на входе в ГТД, что возможно только при уменьшении частоты вращения ротора (рисунок 5.6). Однако, согласно программе регулирования, частота вращения ротора компрессора постоянна, и система регулирования двигателя выдает команду на снижение температуры газа перед турбиной.

В таблице 5.2 представлены основные параметры ТРД с изотермическим расширением в турбине (ТРД_{*is*}) с параметрами цикла и геометрическими параметрами турбины ТРД_{*ad*}, а так же относительная разница этих параметров в сравнении с ТРД_{*ad*}, ТРД $\Phi_{ad T^*\varphi = T^*r}$ и ТРД $\Phi_{ad T^*\varphi = 2000 \text{ K}}$, определенная по выражению (2.44).



Рисунок 5.5 – Смещение точки «Взлетный режим на характеристике турбины с изотермическим расширением ТРД



Рисунок 5.6 – Характеристика компрессора ТРД

Таблица 5.2 – Параметры ТРД с изотермическим расширением в турбине и относительная разница этих параметров в сравнении с ТРД_{*ad*}, ТРДФ_{*ad* T*φ = T*г}, ТРДФ_{*ad* T*φ = 2000 к}

Параметр А	ТРД _{is}	δΑ, %	δΑ, %	δΑ, %
		относительно	относительно	относительно
		ТРД _{ad}	$TPДФ_{ad T^*\phi = T^*r}$	ТРДФ _{аd Т*ф = 2000 К}
<i>Р</i> , кН	32,0	10,2	4,8	-17,8
<i>С</i> _{уд} , кг/кН*ч	137,9	10,0	-5,3	-38,7
$G_{\scriptscriptstyle m B}$, кг/с	46,3	0,0	0,0	0,0
<i>Т</i> * _г , К	1261	-0,6	-0,6	-0,5
π* _к	4,53	0,0	0,0	0,0
η* _κ	0,815	0,0	0,0	0,0
π* _т	1,97	-4,5	-4,5	-4,5
η* _т	0,768	-2,2	-2,2	-2,2

Очевидно, что организация изотермического расширения в турбине ТРД сопровождается увеличением суммарного расхода топлива (удельный расход увеличивается на 10,0%), поскольку, помимо топлива, подводимого в камере сгорания для обеспечения заданной температуры газа перед турбиной, добавляется топливо, обеспечивающее изотермическое расширение. Тяга при этом возрастает на 10,2%. Степень понижения давления в турбине уменьшается на 4,5%.

ТРД $\Phi_{ad T^*\phi = 2000 \text{ K}}$ позволяет получить тягу, на 17,8 % большую, чем двигатель с изотермическим расширением в турбине, однако удельный расход топлива при этом существенно выше (на 38,7 %). В сравнении с ТРД $\Phi_{ad T^*\phi = T^*r}$, тяга двигателя с изотермическим расширением в турбине больше на 4,8 % при меньшем на 5,3 % удельном расходе топлива.

Достоинства организации изотермического расширения в турбине проявляются при различных значениях параметров цикла, поэтому выполнен анализ варьирования параметров цикла ТРД с изотермическим расширением при условиях неизменности тяги и удельного расхода топлива. Данная группа задач решалась без учета характеристик турбины и компрессора. КПД турбины принимался постоянным и равным КПД турбины с адиабатическим расширением на проектном режиме с учетом поправок на изотермическое расширение: $\eta_{\tau}^* = 0,757$. КПД компрессора варьировался согласно выражению (5.1) при условии равенства политропного КПД компрессора политропному КПД компрессора ТРД_{*ad*}: $\eta_{\kappa pol}^* = 0,849$.

$$\eta_{\kappa}^{*} = \frac{\pi_{\kappa}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_{\kappa}^{*\frac{k-1}{k*\eta_{\kappa}^{*}pol}} - 1}.$$
(5.1)

На рисунке 5.7 представлена зависимость параметров ТРД с изотермическим расширением от температуры газа перед турбиной при условии равенства тяги тяге ТРД_{*ad*}: P = 29 кН. Чем меньше температура газа перед турбиной, тем больше требуемая степень повышения давления в компрессоре, при этом уменьшается удельный расход топлива и увеличивается степень понижения давления в турбине.



а – степень повышения давления в компрессоре; *б* – удельный расход топлива; *в* – степень понижения давления в турбине; *г* – максимально возможная температура газа на входе в РЛ

Рисунок 5.7 – Зависимость параметров ТРД с изотермическим расширением в турбине от температуры газа перед турбиной при условии равенства тяги тяге ТРД_{ad} (*P* = 29 кH)

В главе 3 показано, что при выбранном способе подвода топлива в МЛК турбины, фактический процесс в турбине протекает не изотермически: на входе в РЛ турбины образуется пик температуры. На рисунке 5.7 c представлена зависимость максимальной возможной температуры на входе в РЛ турбины $T^*_{CA max}$ от температуры газа на входе в турбину. При уменьшении последней $T^*_{CA max}$ нелинейно уменьшается.

На графиках (рисунок 5.7) выделены две характерные точки:

 $\pi^*{}_{\kappa} = \pi^*{}_{\kappa ad} - в$ этой точке температура газа на входе в турбину уменьшена на 8,6 % в сравнении с ТРД_{ad}, что обеспечивает равенство тяги ТРД с изотермическим расширением тяге ТРД_{ad} при степени повышения давления в компрессоре как у ТРД_{ad}. Удельный расход топлива при этом выше, чем у ТРД_{ad} на 6,6 %, максимально возможная температура газа на входе в РЛ турбины выше на 1,7 %, а степень понижения давления в турбине выше на 2,9 %.

 $C_{ya} = C_{ya ad} - в$ этой точке температура газа перед турбиной уменьшена на 12,4 % в сравнении с ТРД_{ad}, а степень повышения давления в компрессоре увеличена на 22,9 %. При этом выполняется условие равенства тяги и удельного расходе топлива тяге и удельному расходу топлива ТРД_{ad}. Максимально возможная температура газа на входе в РЛ турбины практически совпадает с температурой газа на входе в РЛ ТРД_{ad} (меньше на 0,1 %), а степень понижения давления в турбине выше на 22,5 % в сравнении с ТРД_{ad}.

Уменьшение температуры газа перед турбиной более чем на 12,4 % при увеличении степени повышения давления более чем на 22,9 % позволяет получить более эффективный двигатель с меньшей максимально возможной температурой газа на входе в РЛ при неизменном значении тяги. Это связано с тем, что оптимальная степень повышения давления в цикле ТРД с изотермическим расширением значительно выше, чем в цикле с адиабатическим расширением (рисунок 2.11).

На рисунке 5.8 представлена зависимость параметров ТРД с изотермическим расширением от температуры газа перед турбиной при условии равенства его удельного расхода топлива удельному расходу топлива ТРД_{*ad*}: *C*_{уд} = 125,3 кг/кН*ч. Чем меньше температура газа перед турбиной, тем меньше требуемая степень

повышения давления в компрессоре, при этом уменьшается тяга, степень понижения давления в турбине и максимально возможная температура газа на входе в рабочую лопатку турбины.





Рисунок 5.8 – Зависимость параметров ТРД с изотермическим расширением в турбине от температуры газа перед турбиной при условии равенства удельного расхода топлива удельному расходу топлива ТРД_{ad} (C_{yд} = 125,3 кг/кН*ч)

На графиках (рисунок 5.8) выделены две характерные точки:

 $T^*{}_{\Gamma} = T^*{}_{\Gamma ad} - в$ этой точке степень повышения давления увеличена на 65,4 %, что обеспечивает равенство удельного расхода топлива ТРД с изотермическим расширением удельному расходу топлива ТРД_{ad} при температуре газа перед турбиной как у ТРД_{ad}. Тяга при этом выше, чем у ТРД_{ad} на 22,3 %, максимально возможная температура газа на входе в РЛ турбины выше на 14,4 %, а степень понижения давления в турбине выше на 32,0 %.

 $P = P_{ad}$ – эта точка соответствует точке $C_{yg} = C_{yg ad}$ на рисунке 5.7.

При увеличении степени повышения давления более чем на 22,9 %, тяга ТРД с изотермическим расширением при неизменной эффективности будет выше, чем у ТРД_{*ad*}, однако при этом максимальная температура газа на входе в РЛ будет выше, чем у ТРД_{*ad*}.

5.2.2 Анализ эффективности применения ТРД(Ф) с изотермическим расширением в турбине при различных скоростях полета

Анализ скоростных характеристик выполнен для ТРД с адиабатическим и изотермическим расширением, ТРДФ с температурой газа в ФК, равной температуре газа на выходе из ОКС, и ТРД с параметрами в характерных точках рисунков 5.7 и 5.8 (таблица 5.3).

Обозначение	Описание	
ТРД _{аd}	ТРД с адиабатическим расширением,	
	параметры на взлетном режиме в таблице 5.1	
ТРД $\Phi_{ad T^* \Phi = T^* \Gamma}$	ТРДФ с адиабатическим расширением и температурой	
	газа в ФК как в ОКС,	
	параметры на взлетном режиме в таблице 5.1	
ТРД _{із}	С изотермическим расширением и параметрами цикла	
	как у ТРД _{аd} ,	
	параметры на взлетном режиме в таблице 5.2	
$TPД_{is Po is = Po ad при \pi^* \kappa is = \pi^* \kappa ad}$	Соответствует точке $\pi^*_{\kappa} = \pi^*_{\kappa ad}$ на рисунке 5.7	
	параметры на взлетном режиме в таблице 5.4	
$TPД_{is Cyp}$ is $o = Cyp ad o при T*г is = T*г ad$	Соответствует точке $T^*_{\Gamma} = T^*_{\Gamma ad}$ на рисунке 5.8	
,	параметры на взлетном режиме в таблице 5.4	
$TPД_{is Po} is = Po ad. Сул o is = Сул o ad$	Соответствует точке $P = P_{ad}$ на рисунке 5.7 и точке	
	$C_{yg} = C_{yg ad}$ на рисунке 5.8,	
	параметры на взлетном режиме в таблице 5.4	

Таблица 5.3 – ТРД, выбранные для анализа скоростных характеристик

Для ТРД с параметрами в характерных точках рисунков 5.7 и 5.8 приняты обезразмеренные характеристики компрессора и турбины ТРД_{is}, однако образмеривание характеристик производится по новым параметрам на взлетном режиме, представленным в таблице 5.4. Это обусловлено тем, что получить такие параметры узлов без изменения геометрии ТРД_{ad} невозможно ввиду существенного отличия, требуется создание новых узлов с новыми проектными параметрами.

Параметр	ТРД _{is Po is = Po ad}	ТРД <i>is Cyd is o = Cyd ad o</i>	TPД <i>is Po is = Po ad</i> ,
	при $\pi^*\kappa$ <i>is</i> = $\pi^*\kappa$ <i>ad</i>	при $T^*\Gamma$ is = $T^*\Gamma$ ad	Cуд is $o = C$ уд ad o
<i>Р</i> , кН	29,0	35,5	29,0
<i>С</i> _{уд} , кг/кН*ч	133,5	125,3	125,3
$G_{\scriptscriptstyle m B}$, кг/с	46,3	46,3	46,3
<i>Т</i> * _г , К	1159	1268	1111
π* _к	4,53	7,49	5,57
η* _κ	0,815	0,803	0,810
π* _т	2,13	2,73	2,53
η* _т	0,757	0,757	0,757

Таблица 5.4 – Параметры ТРД в характерных точках рисунков 5.7 и 5.8 на взлетном режиме

Для всех типов двигателей принят закон регулирования с поддержанием физической частоты вращения ротора 95 % (как для взлетного режима), при этом температура газа в ФК ТРДФ при изменении скорости полета меняется так же как температура на входе в турбину.

На рисунках 5.9 и 5.10 представлены зависимости тяги и удельного расхода топлива рассматриваемых типов ТРД от скорости полета. Расчет скоростных характеристик производился для полета у земли (H = 0 км). Диапазон исследуемых чисел Маха полета расширен до 2,5, для теоретических выводов, несмотря на то, что к летательным аппаратам крайне редко предъявляется требование полета у земли при числах Маха более 1,5.

С увеличением скорости полета эффективность $TPД_{is}$ увеличивается: растет преобладание тяги над тягой $TPД_{ad}$ при сокращении разницы между удельными расходами топлива. При числе Маха полета более 1,85 удельный расход топлива $TPД_{is}$ становится меньше удельного расхода $TPД_{ad}$. Отмеченная тенденция объясняется увеличением суммарной степени повышения давления при увеличении скорости полета, способствующем повышению эффективности цикла ГТД с изотермическим расширением. При этом суммарная степень повышения давления становится выше оптимальной для $TPД_{ad}$, что приводит к уменьшению его эффективности.



Рисунок 5.9 – Зависимость тяги различных типов ТРД от числа Маха полета



Рисунок 5.10 – Зависимость удельного расхода топлива различных типов ТРД от числа Маха полета (*H*_п = 0 км)

Наблюдается преобладание тяги $\text{ТР}Д_{is Po is = Po ad при } \pi^*\kappa is = \pi^*\kappa ad}$ над тягой $\text{ТР}Д_{ad}$ при числе Маха полета более 0,9. Удельный расход топлива $\text{ТР}Д_{is Po is = Po ad при } \pi^*\kappa is = \pi^*\kappa ad}$ больше удельного расхода топлива $\text{ТР}Д_{ad}$ при числе Маха полета до 2,15, далее наблюдается обратная тенденция.

Тяга ТРД_{*is* Суд *is o* = Суд *ad o* при *T**_г *is* = *T**_г *ad* преобладает над тягой ТРД_{*ad*} во всем диапазоне скоростей полета. Удельный расход топлива двигателя с изотермическим расширением при этом меньше удельного расхода топлива ТРД_{*ad*} при любом числе Маха полета больше нуля.}

Удельный расход топлива ТРД_{*is Po is = Po ad*, *Cyд is o = Cyд ad o*, практически совпадает со значениями для ТРД_{*ad*} при числе Маха полета до 1,8, а тяга при числе Маха полета до}

0,8. При больших числах Маха полета тяга ТРД_{*is Po is = Po ad*, *Cy*_д*is o = Cy*_д*ad o* больше, а удельный расход топлива меньше, чем для ТРД_{*ad*}.}

Тяга ТРД_{*is*} больше тяги ТРД $\Phi_{ad\,T^*\varphi=T^*r}$, а удельный расход меньше во всем диапазоне скоростей полета, это связано с увеличением эффективности цикла ТРД с изотермическим расширением в сравнении с циклом ТРД Φ (рисунок 5.11).



Рисунок 5.11 – Сравнение цикла ТРДФ и цикла с изотермическим расширением при одинаковой температуре газа в основной и форсажной камере сгорания

Увеличение эффективности цикла связано с тем, что в двигателе с изотермическим расширением горение происходит при большем давлении.

5.2.3 Анализ эффективности применения ТРД(Ф) с изотермическим расширением в турбине на различных высотах полета

Результаты расчета высотных характеристик приведены для типов ТРД, указанных в таблице 5.3. Закон регулирования для всех типов двигателей выбран одинаковым и представлен на рисунке 5.12.



Рисунок 5.12- Закон регулирования ТРД

Расчет высотных характеристик производился при числе Маха полета 0,8. Зависимости тяги и удельного расхода топлива от высоты полета представлены на рисунках 5.13 и 5.14.



Рисунок 5.13 – Зависимость тяги различных типов ТРД от высоты полета ($M_{\rm n} = 0.8$)



Рисунок 5.14 – Зависимость удельного расхода топлива различных типов ТРД от высоты полета (*M*_п = 0,8)

Наблюдается общая тенденция для всех анализируемых типов ТРД: увеличение высоты полета приводит к уменьшению разницы между тягой ТРД с адиабатическим и изотермическим расширением. Зависимости удельного расхода топлива от высоты полета для ТРД с адиабатическим и изотермическим расширением протекают практически эквидистантно.

Зависимости тяги ТРД_{*ad*}, ТРД_{*is Po is = Po ad* при *π**к *is = π**к *ad* и ТРД_{*is Po is = Po ad*, *Cy*д *is o = Cy*д *ad o* от высоты полета протекают практически одинаково: кривые на рисунке 5.14 сливаются.}}

5.3 Расчетные исследования эффективности применения изотермического расширения в ТРДД(Ф)_{см}

5.3.1 Анализ эффективности применения изотермического расширения в турбине ТРДД(Ф)_{см} на взлетном режиме

В качестве объекта анализа выбран двухвальный ТРДД_{см} (ТРДД_{*ad*}) с параметрами, близкими к параметрам ТРДДФ_{см} для сверхзвукового многофункционального истребителя поколения IV+. Основные параметры ТРДД_{*ad*} приведены в таблице 5.5.

Таблица 5.5 – Параметры ТРДД(Ф)_{см} с адиабатическим расширением в турбине

Параметр	ТРДД _{аd}	ТРДДФ _{ад Т*ф = Т*г}	ТРДДФ <i>аd</i> т*ф = 2080 К
<i>Р</i> , кН	77,0	107,6	121,9
<i>С_{уд}, кг/кН*ч</i>	82,6	159,9	199,0
<i>G</i> _в , кг/с	112	112	112
т	0,571	0,571	0,571
<i>Т</i> * _г , К	1665	1665	1665
<i>Т</i> * _Ф , К	-	1665	2080
π* _{КНД}	3,545	3,545	3,545
ղ* кнд	0,820	0,820	0,820
π* _{КВД}	6,48	6,48	6,48
η* _{квд}	0,862	0,862	0,862
π* _{ТВД}	2,84	2,84	2,84
η* _{твд}	0,845	0,845	0,845
π* _{THД}	2,24	2,24	2,24
η* _{тнд}	0,852	0,852	0,852

Рассмотрены так же два ТРДД Φ_{cM} : с температурой газа в ФК, равной температуре газа в ОКС (ТРДД $\Phi_{ad T^*\varphi = T^*r}$) и с температурой газа в ФК, равной 2080 К (ТРДД $\Phi_{ad T^*\varphi = 2080 \text{ K}}$). Параметры этих ТРДД Φ_{cM} так же представлены в таблице 5.5.

Условные схемы ТРДД_{см} и ТРДДФ_{см} представлены на рисунке 5.15.



Рисунок 5.15 – Условная схема ТРДД_{см} (a) и ТРДД $\Phi_{cm}(d)$

Ввиду наличия двух турбин, изотермическое расширение в ТРДД_{см} может осуществляться в ТВД, ТНД или совместно в ТВД и ТНД. Для анализа эффективности этих способов подвода выполнено их термодинамическое исследование на взлетном режиме (таблица 5.6) и при полете (рисунок 5.16) с различной скоростью без учета характеристик турбин (КПД турбин принят постоянным равным КПД турбин ТРДД_{*ad*} на проектном режиме с учетом поправки на изотермическое расширение). Относительная разница параметров в таблице 5.6 определена относительно параметров ТРДД_{*ad*}.

Таблица 5.6 – Сравнение основных параметров ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД, ТНД и совместно в ТВД и ТНД на взлетном режиме

Место организации подвода топлива	<i>Р</i> , кН	δ <i>P</i> , %	<i>С</i> _{уд} , кг/кН ч	$\delta C_{ m yд}$, %
ТВД	91,6	19,0	95,7	15,9
ТНД	83,9	9,0	94,5	14,4
ТВД и ТНД	97,5	26,6	106,3	28,7

Анализ данных, представленных в таблице 5.6, позволяет сделать вывод, что в ТРДД_{см} изотермическое расширение наиболее целесообразно организовывать только в ТВД.



Рисунок 5.16 – Зависимость тяги (*a*) и удельного расхода топлива (*б*) от числа Маха полета для ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД, ТНД и совместно в ТВД и ТНД ($H_{\pi} = 0$ км)

При подводе топлива как в ТВД так и в ТНД, выигрыш в тяге выше на 7,6 %, чем при изотермическом расширении только в ТВД, однако удельный расход топлива в этом случае увеличивается существеннее (на 12,8 %). В случае изотермического расширения только в ТНД, выигрыш в тяге существенно меньше, а удельный расход топлива практически совпадает с этим параметром при изотермическом расширении только в ТВД. Согласно данным, представленным на рисунке 5.16, сделанный вывод верен и при изменении скорости полета. Такая тенденция объясняется зависимость эффективности цикла от величины давления при котором происходит подвод теплоты. В ТНД это давление меньше, чем в ТВД (рисунок 5.17).



Рисунок 5.17 – Сравнение циклов ТРДД с изотермическим расширением в ТВД и ТНД

Далее исследуется ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД (ТРДД_{іs}). Как и для ТРД при условии неизменности параметров цикла ТРДД_{см} и геометрических параметров турбины при организации в ней изотермического расширения, точка «Взлетный режим» на характеристике ТВД смещается от проектной в связи с уменьшением степени понижения давления (рисунок 5.18). Точка на графике зависимости пропускной способности турбины от степени понижения давления в рассматриваемом случае остается в области, где пропускная способность турбины представлена горизонтальной кривой. Поэтому изменение положения точки на характеристике ТВД не сказывается на положении точки на характеристике КВД.



Рисунок 5.18 – Смещение точки «Взлетный режим на характеристике ТВД ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД

В связи с организацией изотермического расширения изменяются параметры на входе в ТНД: увеличивается температура газа и давление. Однако в рассматриваемом

случае комплекс $\frac{\sqrt{T}_{\Gamma HA}}{p_{\Gamma HA}^*}$ оказывается практически одинаковым в случае адиабатического и изотермического расширения: равен соответственно 0,05266 и 0,05263. Изменение расхода газа на входе в ТНД в результате сжигания топлива в ТВД составляет 0,9 % и не оказывает существенного влияния на пропускную способность ТНД. В результате увеличения температуры газа на входе в ТНД ТРДД_{*is*} уменьшается требуемая степень понижения давления в ТНД, однако, точка на графике зависимости пропускной способности ТНД от степени понижения давления так же остается в области горизонтального участка (рисунок 5.19).



Рисунок 5.19 – Смещение точки «Взлетный режим» на характеристике ТНД ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД

В результате увеличения температуры газа перед ТНД ТРДД_{*is*} уменьшается параметр $\frac{n}{\sqrt{T}_{\Gamma}^*}$, что оказывает влияние только на величину КПД ввиду несущественного расслоения пропускной способности по этому параметру на характеристике ТНД (рисунок 5.19).

Таким образом, изменение положения точек на характеристиках турбин ТРДД_{*is*} не будет приводить к изменению параметров цикла ГТД, в отличие от ТРД_{*is*}.

В таблице 5.7 представлены основные параметры ТРДД_{*is*} с параметрами цикла и геометрическими параметрами турбин ТРДД_{*ad*}, а так же относительная разница этих параметров в сравнении с ТРДД_{*ad*}, ТРДДФ_{*ad* $T^*\phi = T^*T$ и ТРДДФ_{*ad*} $T^*\phi = 2080$ к, найденная по выражению (2.44).}

Таблица 5.7 – Параметры ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД и относительная разница этих параметров в сравнении с ТРДД_{*ad*}, ТРДДФ_{*ad* T*φ = T*г}, ТРДДФ_{*ad* T*φ = 2080 K}

Параметр А	ТРДД _{is}	δΑ, %	δΑ, %	δΑ, %
		относительно	относительно	относительно
		ТРДД _{аd}	$TPДДФ_{ad T^{*}\phi} = T^{*}r$	ТРДДФ _{аd Т*ф = 2080 К}
<i>Р</i> , кН	91,8	19,2	-14,7	-24,7
<i>С</i> _{уд} , кг/кН*ч	95,4	15,5	-40,0	-52,1
<i>G</i> _в , кг/с	112	0,0	0,0	0,0
т	0,571	0,0	0,0	0,0
<i>Т</i> * _Г , К	1665	0,0	0,0	0,0
π* _{КНД}	3,545	0,0	0,0	0,0
η* _{кнд}	0,820	0,0	0,0	0,0
π* _{КВД}	6,48	0,0	0,0	0,0
η* _{КВД}	0,862	0,0	0,0	0,0
π* _{ТВД}	2,57	-9,3	-9,3	-9,3
η* _{ТВД}	0,823	-2,63	-2,63	-2,63
π* _{ТНД}	1,914	-14,5	-14,5	-14,5
η* _{тнд}	0,846	-0,7	-0,7	-0,7

Как и в случае ТРД, при неизменных параметрах цикла и геометрических параметрах турбин, изотермическое расширение в ТВД приводит к увеличению удельного расхода топлива (на 15,5 %) и увеличению тяги (на 19,2 %).

В отличие от ТРДФ, как ТРДДФ_{*ad* T* ϕ = 2080 к, так и ТРДДФ_{*ad* T* ϕ = T*r} обеспечивает значительно большую тягу, чем двигатель с изотермическим расширением: соответственно на 24,7 % и 14,7 %. Это связано с тем, что теплота в турбине двухконтурного двигателя подводится к доле рабочего тела, определяемой степенью двухконтурности, а в ФК теплота подводится ко всему объему рабочего тела. Однако, удельный расход топлива ТРДДФ_{см} существенно выше (на 52,1 % и 40,0 % в анализируемых случаях).}

Из-за изменения параметров на выходе из ТНД в случае организации изотермического расширения, при выдерживании условия равенства статических давлений на входе в смеситель, возникает проблема изменения отношения полного давления на выходе из наружного и внутреннего контуров: соотношение приведенных скоростей ТРДД_{*ad*} составляет $\frac{\lambda_{II}}{\lambda_I} = \frac{0.5}{0.5}$, а ТРДД_{*is*} $\frac{\lambda_{II}}{\lambda_I} = \frac{0.5}{0.8}$. Решить эту проблему возможно только путем изменения параметров цикла ТРДД_{*is*}.

Поскольку в ТРДД_{см} увеличивается число параметров цикла в сравнении с ТРД, решение задачи анализа их варьирования возможно в большем числе постановок (таблица 5.8).

Таблица 5.8 – Возможные варьируемые и поддерживаемые параметры ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД

Возможные параметры варьирования	Параметры, поддерживаемые
	постоянными
π* _{КНД}	Р
$\pi^*_{\text{KB}\mathcal{I}}$	Суд
$T*_{\Gamma}$	$\frac{\lambda_{II}}{\lambda_I} = \frac{0.5}{0.5}$ — обязательно
m	-

Анализ таблицы 5.8 позволяет сделать следующие заключения:

- ввиду того, что существует параметр, значение которого поддерживать обязательно, как минимум два параметра цикла должны варьироваться при заданном значении третьего;

- задача варьирования параметрами при неизменной тяге или удельном расходе топлива ТРДД_{см} с изотермическим расширением может быть решена в трех постановках:

1) $\pi^*_{\text{КНД}}$ и *m* являются функцией T^*_{Γ} при неизменной тяге и $\frac{\lambda_{II}}{\lambda_I} = \frac{0.5}{0.5}$; $\pi^*_{\text{КВД}} = const;$ 2) $\pi^*_{\text{КВД}}$ и *m* являются функцией T^*_{Γ} при неизменной тяге и $\frac{\lambda_{II}}{\lambda_I} = \frac{0.5}{0.5}$; $\pi^*_{\text{КНД}} = const;$ 3) $\pi^*_{\text{КНД}}$ и *m* являются функцией $\pi^*_{\text{КВД}}$ при неизменной тяге и $\frac{\lambda_{II}}{\lambda_I} = \frac{0.5}{0.5}$; $T^*_{\Gamma} = const;$

- в отличие от ТРД существует множество точек, удовлетворяющих условию неизменности тяги и удельного расхода топлива (при варьировании тремя параметрами при заданном значении четвертого).

Задачи варьирования параметрами при неизменной тяге или удельном расходе топлива ТРДД_{см} с изотермическим расширением решалась при условиях под номером «1» и «2».
Как и для ТРД, данная группа задач решалась без учета характеристик турбины и компрессора. КПД турбин принимался постоянным и равным КПД турбины с адиабатическим расширением на проектном режиме (с учетом поправок на изотермическое расширение для ТВД $\eta^*_{TBД} = 0,807$). КПД компрессоров варьировался согласно выражению (5.1) при условии равенства политропных КПД компрессоров политропным КПД компрессоров ТРДД_{*ad*}: $\eta^*_{KBД pol} = 0,893$, $\eta^*_{KHД pol} = 0,849$.

На рисунке 5.20 представлена зависимость параметров ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД от температуры газа перед турбиной при условии равенства тяги тяге ТРДД_{*ad*}: P = 77,0 кН. Сплошной линией изображены кривые при условиях под номером «1», а пунктирной – под номерном «2».

В случае поддерживания постоянной степени повышения давления в КВД (условия «1»), чем меньше температура газа перед турбиной, тем меньше требуемая степень повышения давления в КНД и степень двухконтурности, при этом увеличивается удельный расход топлива, увеличивается степень понижения давления в ТВД и уменьшается степень понижения давления в ТНД. Максимально возможная температура газа на входе в рабочую лопатку ТВД в абсолютном движении при этом снижается по практически линейной зависимости. Линия $T^*_{CA max} = 1635$ К соответствует температуре газа на входе в РЛ ТРДД_{ad} с учетом охлаждения СА ТВД.

В случае поддержания постоянной степени повышения давления в КНД (условия «2»), чем меньше температура газа перед турбиной, тем больше требуемая степень повышения давления в КВД и меньше степень двухконтурности, при этом медленно уменьшается удельный расход топлива, увеличивается степень понижения давления в ТВД и уменьшается степень понижения давления в ТНД. Максимально возможная температура газа на входе в рабочую лопатку ТВД в абсолютном движении при этом падает, достигает минимального значения, и затем увеличивается, не достигая уровня $T^*_{CA max} = 1635$ К. Перегиб линии $T^*_{CA max}$ вызван резким ростом требуемой степени повышения давления в КВД, который, в свою очередь, продиктован тенденцией графиков на рисунке 2.6 б (при увеличении степени повышения кривые стремятся к горизонтальным линиям).



а – степень повышения давления в КНД (постановка «1») и КВД (постановка «2»);
 б – удельный расход топлива; в – степень двухконтурности; г – степень понижения давления в ТВД; д – степень понижения давления в ТНД; е – максимально возможная температура газа на входе в РЛ ТВД

Рисунок 5.20 – Зависимость параметров ТРДДсм с изотермическим расширением в

ТВД от температуры газа перед турбиной при условии равенства тяги

тяге ТРДД_{аd} (*P* = 77,0 кН)

146

Различия в протекании кривых, соответствующих условиям «1» и «2» объясняются разным механизмом получения требуемой тяги. При поддержании постоянной степени повышения давления в КВД, влияние уменьшения температуры газа перед ТВД компенсируется уменьшением степени двухконтурности, а изменение степени повышения давления в КНД способствует выдерживанию условия равенства полных давлений на выходе из смесителя. В случае поддерживания постоянной степени повышения давления в КНД, влияние уменьшения температуры газа перед ТВД в большей степени компенсируется увеличением степени повышения давления в КНД, влияние уменьшения температуры газа перед ТВД в большей степени компенсируется увеличением степени повышения давления в КНД, влияние уменьшения степени повышения давления в КНД, влияние уменьшения температуры газа перед ТВД в большей степени компенсируется увеличением степени повышения давления в КНД, влияние и двухконтурности. Изменение последней способствует выдерживанию условия равенства полных давлений на выходе из селением степени двухконтурности. Изменение последней способствует выдерживанию условия равенства полных давлений на

На графиках (рисунок 5.20) выделены характерные точки. При условиях «1»:

- $T^*_{\Gamma} = T^*_{\Gamma ad}$; «1» – в этой точке степень двухконтурности увеличена на 97,6 % в сравнении с ТРДД_{ad}, что обеспечивает равенство тяги ТРДД с изотермическим расширением в ТВД тяге ТРДД_{ad} при температуре газа перед турбиной как у ТРДД_{ad}. Удельный расход топлива при этом выше, чем у ТРДД_{ad} на 1,7 %, максимально возможная температура газа на входе в РЛ турбины выше на 14,3 %, а степень повышения давления в КНД меньше на 0,7 %.

- $m = m_{ad}$; «1» – в этой точке температура газа перед турбиной уменьшена на 14,8 %, что обеспечивает равенство тяги ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД тяге ТРДД_{ad} при степени двухконтурности как у ТРДД_{ad}. Удельный расход топлива при этом выше, чем у ТРДД_{ad} на 6,9 %, а степень повышения давления в КНД меньше на 5,0 %. Максимально возможная температура газа на входе в РЛ ТВД практически совпадает с температурой газа на входе в РЛ ТРДД_{ad} (меньше на 0,1 %).

При условиях «2» ($\pi^*_{KHД} = const$):

- $T^*_{\Gamma} = T^*_{\Gamma ad}$; «2» — в этой точке степень повышения давления в КВД увеличена на 5,6 %, а степень двухконтурности увеличена на 101,23 % в сравнении с ТРДД_{*ad*}, что обеспечивает равенство тяги ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД тяге ТРДД_{*ad*} при температуре газа перед турбиной как у ТРДД_{*ad*}. Удельный

расход топлива при этом выше, чем у ТРДД_{*ad*} на 0,7 %, а максимальная температура газа на входе в РЛ турбины выше на 15,2 %.

- $\pi^*_{\text{ТВД}}$; «2» = 4 – в этой точке степень повышения давления в КВД увеличена на 49,0 %, степень двухконтурности увеличена на 45,3 %, а температура газа перед турбиной уменьшена на 10,2 % в сравнении с ТРДД_{*ad*}. Удельный расход топлива выше, чем у ТРДД_{*ad*} на 0,2 %. Точка выделена по двум причинам. Во-первых, она находится в области минимума максимальной температуры газа на входе в РЛ ТВД (увеличена на 9,2 %). Во-вторых, в этой точке степень понижения давления в ТВД равна четырем, и достигает условно принятой границы. В настоящее время в одноступенчатых ТВД достижимы величины степеней понижения давления до 4,5 [35], граница уменьшена до 4 ввиду предполагаемой сложности получения КПД.

Таким образом, применение изотермического расширения в ТВД ТРДД_{см}, при условиях «1», позволяет при неизменной тяге получить двигатель с меньшей температурой газа на входе в ТВД и меньшей максимально возможной температурой газа на входе в РЛ ТВД, однако, в отличие от ТРД, при этом не удается обеспечить требуемый удельный расход топлива. При условии «2», несмотря на тенденцию снижения, удельный расход топлива, в рассмотренном диапазоне температур, не достигает значения ТРДД_{аd}, хоть и отличается на доли процента, а расширение диапазона температур в область более низких значений нецелесообразно ввиду резкого роста требуемой степени повышения давления в КВД. Также при условии «2» не удается обеспечить низкое значение максимально возможной температурой газа на входе в РЛ ТВД.

На рисунке 5.21 представлена зависимость параметров ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД от температуры газа перед турбиной при условии равенства его удельного расхода топлива удельному расходу топлива ТРД_{*ad*}: $C_{yq} = 82,6$ кг/кН*ч. Сплошной линией изображены кривые при условиях под номером «1», а пунктирной – под номерном «2».



а – степень повышения давления в КНД (постановка «1») и КВД (постановка «2»);
 б – тяга; в – степень двухконтурности; г – степень понижения давления в ТВД;
 ∂ – степень понижения давления в ТНД; е – максимально возможная температура газа на входе в РЛ ТВД

Рисунок 5.21 – Зависимость параметров ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД от температуры газа перед турбиной при условии равенства удельного расхода топлива удельному расходу топлива ТРДД_{ad} (C_{уд} = 82,6 кг/кН*ч)

149

В случае поддерживания постоянной степени повышения давления в КВД (условия «1»), при уменьшении температуры газа перед турбиной, уменьшается требуемая степень повышения давления в КНД и степень двухконтурности, при этом уменьшается тяга, увеличивается степень понижения давления в ТВД, уменьшается степень понижения давления в ТНД и уменьшается максимально возможная температура газа на входе в рабочую лопатку турбины.

В случая поддерживания постоянной степени повышения давления в КНД (условия «2»), чем меньше температура газа перед турбиной, тем больше требуемая степень повышения давления в КВД и меньше степень двухконтурности, при этом медленно увеличивается тяга, увеличивается степень понижения давления в ТВД и уменьшается степень понижения давления в ТНД. Максимально возможная температура газа на входе в рабочую лопатку ТВД в абсолютном движении при этом падает, достигает минимального значения, и затем увеличивается, не достигая уровня $T^*_{CA max} = 1635$ К.

На графиках (рисунок 5.21) выделены характерные точки.

При условиях «1» ($\pi^*_{\text{КВД}} = const$), в точке $T^*_{\Gamma} = T^*_{\Gamma ad}$; «1» степень двухконтурности увеличена на 122,3 % в сравнении с ТРДД_{ad}, что обеспечивает равенство удельного расхода топлива ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД удельному расходу топлива ТРДД_{ad} при температуре газа перед турбиной как у ТРДД_{ad}. Тяга при этом меньше, чем у ТРДД_{ad} на 4,14 %, $T^*_{\text{CA max}}$ выше на 14,0 %, а степень повышения давления в КНД меньше на 5,5 %.

При условиях «2» ($\pi^*_{KHД} = const$):

- $T^*_{\Gamma} = T^*_{\Gamma ad}$; «2» — в этой точке степень повышения давления в КВД увеличена на 9,9 %, а степень двухконтурности увеличена на 105,8 % в сравнении с ТРДД_{*ad*}, что обеспечивает равенство удельного расхода топлива ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД удельному расходу топлива ТРДД_{*ad*} при температуре газа перед турбиной как у ТРДД_{*ad*}. Тяга при этом ниже, чем у ТРДД_{*ad*} на 0,4 %, а максимальная температура газа на входе в РЛ турбины выше на 15,4 %.

- $\pi^*_{\text{ТВД}} = 4$; «2» – в этой точке степень повышения давления в КВД увеличена на 49,47 %, степень двухконтурности увеличена на 49,8 %, а температура газа уменьшена

на 9,9 % в сравнении с ТРДД_{аd}. Тяга ниже, чем у ТРДД_{ad} на 0,1 %, а максимальная температура газа на входе в РЛ ТВД выше на 9,13 %.

Таким образом, применение изотермического расширения в ТВД ТРДД_{см}, при условиях «1», позволяет при неизменном удельном расходе топлива, получить двигатель с меньшей температурой газа на входе в ТВД и меньшей максимально возможной температурой газа на входе в РЛ ТВД, однако, в отличие от ТРД, при этом не удается обеспечить требуемую тягу.

При условии «2», несмотря на тенденцию увеличения, тяга ТРДД_{см} с изотермическим расширением, в рассмотренном диапазоне температур, не достигает значения ТРДД_{*ad*}, хотя отличается менее чем на 0,5 %, также при этом условии не обеспечивается низкое значение $T^*_{CA max}$.

То есть, при условии неизменности удельного расхода топлива, кривые, как при условиях «1», так и при условиях «2», ведут себя аналогично соответствующим кривым при неизменном значении тяги ТРДД_{см} (рисунок 5.20).

Перейдем к анализу изменения параметров при условии постоянства тяги и удельного расхода топлива (сплошные кривые на рисунке 5.22).

Фактически, кривые при этом условии протекают близко к рассмотренным ранее кривым, полученным при условии «2» при постоянстве тяги или удельного расхода топлива. Для сравнения эти кривые приведены на рисунке 5.22 штриховой и пунктирной линией соответственно.

На графиках (рисунок 5.22) выделены две характерные точки:

- $T^*_{\Gamma} = T^*_{\Gamma ad}$ – в этой точке степень повышения давления в КВД увеличена на 11,1 %, степень повышения давления в КНД увеличена на 0,6 % а степень двухконтурности увеличена на 104,2 % в сравнении с ТРДД_{*ad*}, что обеспечивает равенство удельного расхода топлива и тяги ТРДД_{*cm*} с изотермическим расширением в ТВД удельному расходу топлива и тяге ТРДД_{*ad*} при температуре газа перед турбиной как у ТРДД_{*ad*}. При этом $T^*_{CA max}$ выше на 15,7 %.

- $\pi^*_{TBД} = 4 - в$ этой точке степень повышения давления в КВД увеличена на 50,9 %, степень повышения давления в КНД увеличена на 0,2 %; степень



двухконтурности увеличена на 47,8 % в сравнении с ТРДД_{*ad*}. Максимально возможная температура газа на входе в РЛ ТВД *Т**_{СА *max*} выше на 9,5 %.

а – степень повышения давления в КНД; *б* – степень повышения давления в КВД;
 в – степень понижения давления в ТВД; *г* – степень понижения давления в ТНД;
 д – степень двухконтурности; *е* – максимально возможная температура газа на входе в РЛ ТВД

Рисунок 5.22 – Зависимость параметров ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД от температуры газа перед турбиной при условии равенства удельного расхода топлива и тяги удельному расходу топлива и тяге ТРДД_{ad}

В отличие от ТРД, в случае ТРДД_{см} не удается одновременно обеспечить требуемую тягу и удельный расход топлива при низком значении максимально возможной температуры газа на входе в РЛ ТВД.

5.3.2 Анализ эффективности применения ТРДД(Ф)_{см} с изотермическим расширением в турбине при различных скоростях полета

В данном пункте анализируются скоростные характеристики (при $H_n = 0$ км) ТРДД_{см} с адиабатическим (ТРДД_{ad}) и изотермическим (ТРДД_{is}) расширением, ТРДДФ с температурой газа в ФК, равной температуре газа на выходе из ОКС (ТРДДФ_{ad T*ф = T*r}), ТРДДФ_{см} с температурой газа в ФК 2080 К (ТРДДФ_{ad T*ф = 2080 K}), а так же и ТРДД_{см} с параметрами в некоторых характерных точках рисунков 5.20-5.22. Целесообразно выбрать следующие характерные точки:

- $m = m_{ad}$; «1» на рисунке 5.20, поскольку в данной точке, на взлетном режиме, обеспечивается требуемая тяга при меньшей на 14,8 % температуре газа на входе в турбину и максимальной температуре газа на входе в РЛ ТВД как у ТРДД_{ad};

- $T^*_{\Gamma} = T^*_{\Gamma ad}$ на рисунке 5.22; на взлетном режиме данная точка не имеет термодинамических преимуществ по сравнению с ТРДД_{ad}, однако, следует исследовать, появятся ли преимущества при увеличении скорости полета. Кроме того, ввиду существенного увеличения степени двухконтурности, при неизменном суммарном расходе воздуха на входе в ГТД, следует ожидать уменьшения массы ТРДД_{см} с изотермическим расширением;

- $\pi^*_{\text{ТВД}} = 4$ на рисунке 5.22, в данной точке требуемая тяга и удельный расход топлива ТРДД_{см} обеспечиваются при меньшей на 9,9 % температуре газа перед турбиной; $T^*_{\text{СА max}}$ при этом выше, чем у ТРДД_{ad}, однако, в главе 3 объясняется, что фактическая температура может быть меньше. Кроме того, преимущества ТРДД_{см} с изотермическим расширением могут проявиться при увеличении скорости полета.

Как и в случае ТРД, для ТРДД_{см} с параметрами в характерных точках рисунков 5.20-5.22 приняты обезразмеренные характеристики компрессора и турбины ТРДД_{*is*}, образмеривание характеристик производится по новым параметрам на взлетном

режиме, представленным в таблице 5.9. Так же в таблице 5.9 приведено обозначение ТРДД_{см} с параметрами в анализируемых характерных точках.

Таблица 5.9 – Параметры ТРДД_{см} в некоторых характерных точках рисунков 5.20-5.22 на взлетном режиме

Точка	$m = m_{ad};$ «1» на	$T^*_{\Gamma} = T^*_{\Gamma ad}$ на рисунке	$\pi^*_{\text{ТВД}} = 4$ на рисунке
	рисунке 5.20	5.22	5.22
Обозначение	ТРДД _{is Po is = Po ad}	ТРДД _{is Po is = Po ad,}	ТРДД <i>is Po is = Po ad</i> ,
ТРДД _{см}	при m <i>is</i> = m <i>ad</i>	Суд <i>o is</i> = Суд <i>o ad</i> при <i>T</i> *г <i>is</i> = <i>T</i> *г <i>ad</i>	Суд o is = Суд o ad при π^* т is = 4
<i>Р</i> , кН	77,0	77,0	77,0
<i>С</i> _{уд} , кг/кН*ч	88,3	82,6	82,6
<i>G</i> _в , кг/с	112	112	112
m	0,571	1,166	0,843
<i>Т</i> * _г , К	1418	1665	1500
π* _{КНД}	3,37	3,57	3,55
η* _{КНД}	0,821	0,820	0,820
π* _{КВД}	6,48	7,20	9,78
η* _{квд}	0,862	0,860	0,855
π* _{ТВД}	3,06	2,81	4,05
η* _{твд}	0,810	0,810	0,810
π* _{ТНД}	2,08	2,51	2,36
η* _{тнд}	0,852	0,852	0,852

Для двигателей применялся комбинированной всех типов закон из ОКС 1765 К регулирования: при температуре газа на выходе до поддерживалась постоянной частота вращения ротора КНД, а при достижении указанной температуры постоянной поддерживалась она. Кроме этого, в случае ТРДДФ_{аd Т*ф = Т*г}, температура в ФК при изменении скорости полета меняется так же как температура на входе в турбину; а в случае ТРДД $\Phi_{ad T^*b = 2080 \text{ K}}$ постоянным поддерживался коэффициент избытка воздуха в ФК. Диапазон исследуемых чисел Маха полета расширен до 2,5, для теоретических выводов, несмотря на то, что к летательным аппаратам крайне редко предъявляется требование полета у земли при числах Маха более 1,5.

На рисунках 5.23, 5.24 представлены зависимости тяги и удельного расхода топлива рассматриваемых типов ТРДД_{см} от числа Маха полета.

Тяга ТРДД_{*is*} больше тяги ТРДД_{*ad*} во всем диапазоне скорости полета, причем тем больше чем больше последняя. Увеличение скорости полета сопровождается уменьшением разницы между удельными расходами топлива, при числе Маха полета более 2,2 удельный расход топлива ТРДД_{*is*} становится меньше, чем ТРДД_{*ad*}.

Как тяга так и удельный расход топлива ТРДДФ_{*ad* T*ф = T*г} и ТРДДФ_{*ad* T*ф = 2080 к больше тяги и удельного расхода топлива ТРДД_{*is*} во всем диапазоне скорости полета.}

Тяга ТРДД_{*is Po is* = *Po ad* при m *is* = m *ad* совпадает с тягой ТРДД_{*ad*} вплоть до числа Маха полета 0,9; далее тяга ТРДД_{*is Po is* = *Po ad* при m *is* = m *ad* больше. Причем при числе Маха полета более 2,13 тяга ТРДД_{*is Po is* = *Po ad* при m *is* = m *ad* начинает преобладать и над тягой ТРДД_{*is*}, что объясняется законом регулирования: в ТРДД_{*is*} температура газа перед турбиной уже достигла максимального значения, а в ТРДД_{*is Po is* = *Po ad* при m *is* = m *ad* Этот параметр еще может расти.}}}}



Рисунок 5.23 – Зависимость тяги (*a*) и удельного расхода топлива (б) ТРДД_{*ad*}, ТРДД_{*is*}, ТРДДФ_{*ad* T*ф = T*г} и ТРДДФ_{*ad* T*ф = 2080 к от числа Маха полета (*H*_п = 0 км)}



а – тяга; *б* – удельный расход топлива; *в* – укрупненно *б*

Рисунок 5.24 – Зависимость тяги (*a*) и удельного расхода топлива (б) ТРДД_{*ad*}, ТРДД*is*, ТРДД*is Po is* = *Po ad* при m *is* = m *ad*, ТРДД*is Po is* = *Po ad*, *Cy*д *o is* = *Cy*д *o ad* при *T**_Г *is* = *T**_Γ *ad* и ТРДД*is Po is* = *Po ad*, *Cy*д *o is* = *Cy*д *o ad* при π*_T *is* = 4 от числа Маха полета (*H*_п = 0 км)

156

Удельный расход топлива ТРДД_{*is Po is = Po ad* при m *is = m ad* больше удельного расхода ТРДД_{*ad*} при числе Маха полета до 2,18 далее наблюдается обратная тенденция. Удельный расход топлива ТРДД_{*is Po is = Po ad* при m *is = m ad* меньше удельного расхода топлива ТРДД_{*is*} во всем рассмотренном диапазоне скорости полета.}}

Тяга ТРДД_{*is Po is = Po ad, Суд о is = Суд о ad* при *T**_г*is = T**_г*ad* совпадает с тягой ТРДД_{*ad*} вплоть до числа Маха полета 2,1 а удельный расход топлива вплоть до числа Маха полета 1,7. При больших числах Маха полета тяга двигателя с изотермическим расширением больше, а удельный расход топлива меньше.}

Тяга ТРДД_{*is Po is = Po ad, Cyg o is = Cyg o ad* при л*т *is = 4* совпадает с тягой ТРДД_{*ad*} вплоть до числа Маха полета 0,9, а удельный расход топлива – вплоть до числа Маха полета 1,7. При больших числах Маха полета тяга двигателя с изотермическим расширением больше, а удельный расход топлива меньше, причем в данном случае удельный расход топлива достигает величин, наименьших среди всех рассмотренных типов ТРДД_{см}.}

Таким образом, зависимость тяги и удельного расхода топлива от скорости полета качественно соответствует полученной для ТРД: растет преобладание тяги над тягой ТРДД_{*ad*} при сокращении разницы между удельными расходами топлива, однако, в сравнении с ТРД, в меньшей степени и при больших числах Маха полета.

5.3.3 Анализ эффективности применения ТРДД(Ф)_{см} с изотермическим расширением в турбине на различных высотах полета

Рассмотрим протекание высотных характеристик для числа Маха полета 0,8 анализируемых типов ТРДД_{см} (за исключением ТРДДФ_{*ad* T*ф = 2080 к}) (рисунок 5.25). Для всех типов двигателей принят закон регулирования с поддержанием постоянной физической частоты вращения ротора низкого давления.







Как и в случае ТРД, увеличение высоты полета приводит к уменьшению разницы между тягой ТРДД_{см} с адиабатическим и изотермическим расширением, а зависимости удельных расходов топлива от высоты полета протекают практически эквидистантно. Равенство тяги и удельного расхода топлива ТРДД_{ad}, ТРДД_{is Po is = Po ad, Cyд o is = Cyд o ad при π^* т is = 4 и ТРДД_{is Po is = Po ad, Cyд o is = Cyд o ad при π^* т is = 4 и ТРДД_{is Po is = Po ad, Cyд o is = Cyд o ad при π^* т is = 7*г сохраняется во всем диапазоне высоты полета.}}}

158

5.4 Исследование влияния полноты сгорания топлива в турбине с изотермическим расширением на основные параметры ГТД

В связи с ограниченностью выбранной 3D модели турбины с изотермическим расширением в настоящей работе не исследован важнейший режимный параметр турбины с изотермически расширением, а именно, полнота сгорания топлива в турбине. В представленных термодинамических расчетных исследованиях полнота сгорания топлива принята равной 0,995.

Согласно исследованиям [17,18] полнота сгорания топлива в турбине с изотермическим расширением, подвод топлива в которую конструктивно реализован по схеме, представленной на рисунке 1.18, составляет 0,99-0,95. Данных по полноте сгорания для схемы подвода топлива, представленной на рисунке 1.16 нет.

Уменьшение полноты сгорания приводит к увеличению расхода топлива, необходимого для обеспечения изотермического расширения в турбине ГТД. На рисунках 5.26, 5.27 представлено, как будут изменяться параметры рассматриваемых ТРД_{*is*} и ТРДД_{*is*} на взлетном режиме при изменении полноты сгорания топлива.



Рисунок 5.26 – Зависимость тяги (*a*) и удельного расхода топлива (б) ТРД с изотермическим расширением от полноты сгорания топлива в турбине



Рисунок 5.27 – Зависимость тяги (*a*) и удельного расхода топлива (*б*) ТРДД_{см} с изотермическим расширением в ТВД от полноты сгорания топлива в турбине

Тяга при уменьшении полноты сгорания топлива в турбине незначительно увеличивается в связи с увеличением расхода рабочего тела через реактивное сопло. Удельный расход топлива увеличивается. На рисунке 5.28 представлено изменение относительного удельного расхода топлива при изменении полноты сгорания топлива в турбине ТРД (*a*) и ТРДД_{см} (*б*) с изотермическим расширением в турбине.



Рисунок 5.28 – Изменение относительного удельного расхода топлива ТРД (*a*) и ТРДД_{см} (б) с изотермическим расширением в турбине при изменении полноты сгорания топлива в турбине

Уменьшение полноты сгорания от 0,995 до 0,900 приводит к увеличению удельного расхода топлива в ТРД на 1,9 %, а в ТРДД_{см} – на 3,1 %.

160

5.5 Коэффициент избытка воздуха при изотермическом расширении в турбине и доля топлива, приходящаяся на турбину

Коэффициент избытка воздуха $\alpha_{\rm T}$ (выражение (5.2)) так же является важнейшим режимным параметром турбины ГТД с изотермическим расширением.

$$\alpha_{\rm T} = \frac{G_{\rm B\Gamma}}{L_0 G_{\rm TT}},\tag{5.2}$$

где *L*₀ – стехиометрический коэффициент.

Он характеризует отношение фактического количества воздуха на входе в турбину к количеству воздуха, необходимого для полного сгорания топлива в ней. Существует определенный диапазон коэффициента избытка воздуха в топливной смеси, при котором существует устойчивое горение. Этот диапазон зависит от рода топлива, давления и температуры потока. Чем выше давление и температура потока, тем шире диапазон устойчивого горения [90,91].

Значение коэффициента избытка воздуха так же определяет область самовоспламенения топливо - воздушной смеси [90,91].

Величина коэффициента избытка воздуха в турбине с изотермическим расширением зависит от температуры газа на выходе из камеры сгорания. Чем она выше, тем меньше коэффициент избытка воздуха в камере сгорания и соответственно в турбине. В настоящей работе не исследовался диапазон изменения коэффициента избытка воздуха, при котором возможно устойчивое горение топлива в турбине.

В таблице 5.10 приведены значения коэффициентов избытка воздуха в турбине для ТРДД_{*is*} и ТРДД_{*is Po is* = *Po ad*, *Cy*_д *o is* = *Cy*_д *o ad* при π*т *is* = 4, а так же коэффициент избытка воздуха в ФК ТРДДФ_{*ad* T*ф = 2080 к. Из таблицы 5.10 видно, что в турбине рассмотренных ТРДД_{см} происходит горение бедной смеси (в сравнении с горением в ФК). Воздуха на выходе из камеры сгорания более чем достаточно для осуществления сгорания топлива в турбине.}}

Таблица 5.10 — Коэффициент избытка воздуха в ТРДД_{*is*}, ТРДД_{*is* Po is = Po ad, Суд o is = Суд o ad при $\pi^{*_{T}}$ is = 4 и ФК ТРДДФ_{ad} $T^{*_{\Phi}}$ = 2080 K, а так же доля топлива, сжигаемая в турбине или ФК}

Вариант ТРДД _{см}	α	$\alpha_{\phi\kappa}$	$\frac{G_{\rm TT}}{G_{\rm T\Sigma}} * 100, \%$	$\frac{G_{\mathrm{T}}\phi\kappa}{G_{\mathrm{T}\Sigma}}*100,\%$
ТРДД _{is}	1,93	-	27,4	-
$\mathbf{TP} \square \square is Po is = Po ad,$	2,26	-	41,4	-
ТРДДФ _{аd Т*ф} = 2080 К	-	1,12	-	73,8

Положительное влияние на горение в турбине оказывает высокая температура газа на входе в турбину (в сравнении с температурой воздуха на входе в основную или газа в форсажную камеру сгорания). При высокой температуре расширяется область устойчивого горения по составу смеси, топливо-воздушная смесь самовоспламеняется.

Очевидно, что при горении в основной камере сгорания, близком к стехиометрическому, осуществить изотермическое расширение не удастся. Однако в настоящее время температуры в ОКС, близкие к стехиометрическим, не достижимы, а изотермическое расширение целесообразно применять для снижения температуры газа перед турбиной.

В таблице 5.10, в качестве справочных данных приведена доля топлива, сжигаемая в турбине при изотермическом расширении.

5.6 Область применения изотермического расширения в ГТД

На основе обобщающего анализа высотно-скоростных характеристик ГТД подведем итог об области целесообразности применения изотермического расширения в турбине.

На рисунке 5.29 представлены расчетные высотно-скоростные характеристики ТРД с адиабатическим расширением (ТРД_{*ad*}), изотермическим расширением (ТРД_{*is*}) и параметрами цикла, равными параметрам цикла ТРД_{*ad*}, изотермическим расширением (ТРД_{*is*}) и параметрами цикла, равными параметрам цикла ТРД_{*ad*},

расходом топлива на взлетном режиме как у ТРД_{*ad*}. Рисунок 5.29 наглядно демонстрирует область целесообразного применения изотермического расширения в турбине ТРД.



Рисунок 5.29 – Зависимость тяги (*a*) и удельного расхода топлива (б) ТРД от числа Маха и высоты полета

Независимо от высоты и скорости полета, изотермическое расширение в турбине ТРД приводит к увеличению тяги двигателя. С увеличением скорости полета удельный расход топлива ТРД с изотермическим расширением становится меньше удельного расхода топлива ТРД (таблица 5.11).

На рисунке 5.30 представлены аналогичные зависимости для ТРДД_{см} с адиабатическим расширением (ТРДД_{ad}), изотермическим расширением (ТРДД_{is}) и параметрами цикла, равными параметрам цикла ТРДД_{ad}, изотермическим

расширением (ТРДД_{*is Po is = Po ad, Суд o is = Суд o ad* при $\pi^{*_{T}}$ *is = 4*) с тягой и удельным расходом топлива на взлетном режиме как у ТРДД_{*ad*} при степени понижения давления в турбине четыре.}

В данном случае тяга двигателя с изотермическим расширением так же выше тяги двигателя с адиабатическим расширением независимо от высоты полета. С ростом скорости полета сокращается разница удельного расхода топлива ТРДД_{см} с изотермическим и адиабатическим расширением, однако медленнее, чем для ТРД (таблица 5.11).



Рисунок 5.30 – Зависимость тяги (*a*) и удельного расхода топлива (б) ТРДД_{см} от числа Маха и высоты полета

В таблице 5.11 приведена относительная разница тяги и удельного расхода топлива рассмотренных ГТД с изотермическим и адиабатическим расширением на некоторых режимах полета.

Таблица 5.11 – Относительная разница тяги и удельного расхода топлива ГТД с изотермическим и адиабатическим расширением

	ТРД				ТРДД _{см}			
Режим	ТРД _{іs}		TPД <i>is Po is = Po ad</i> ,		ТРДД _{іs}		ТРДД _{is Po is = Po ad,}	
полета			Cуд is $o = C$ уд ad o				C уд o is = C уд o ad при π^* т is = 4	
	δ <i>P</i> ,%	δС _{уд} , %	δ <i>P</i> ,%	δ <i>С</i> _{уд} , %	δ <i>P</i> ,%	δС _{уд} , %	δ <i>P</i> ,%	δ <i>С</i> _{уд} , %
$M_{\Pi} = 0,$ $H_{-} = 0$ KM	10,2	10,0	0,0	0,0	19,2	15,5	0,0	0,0
$M_{\rm II} = 0$ KM $M_{\rm II} = 2,2,$	(0.7	7.1	77.1	0.1	26.6	4.9	16.0	0.1
$H_{\rm II} = 8$ км	60,7	-/,1	//,1	-9,1	30,0	4,8	16,9	-0,1
М _п = 2,4, Н _п = 15 км	78,9	-12,1	112,3	-15,0	40,8	3,9	25,5	-0,3

Основным достоинством ГТД с изотермическим расширением является большое значение оптимальной степени повышения давления в цикле, которое позволяет, в сравнении с ГТД с адиабатическим расширением в турбине, получать двигатель с требуемым удельным расходом топлива и тягой при меньшей температуре газа перед турбиной (на величину 10-15 % в анализируемых расчетных моделях). В случае ТРД при этом максимально возможная температура газа на входе в РЛ будет такой же, как при адиабатическом расширении, а в случае ТРДД_{см} эта температура, при изотермическом расширении выше, чем при адиабатическом. Однако теоретически возможно получить меньшую фактическую температуру на входе в РЛ. Обеспечение меньшей максимально возможной температуры газа на входе в РЛ ТВД ТРДД_{см} при изотермическом расширении возможно, однако, ценой увеличения удельного расхода топлива.

Помимо уменьшения температуры газа перед турбиной, большое значение оптимальной степени повышения давления в цикле повышает эффективность работы ГТД с изотермическим расширением в турбине при увеличении скорости полета. Этот вывод соответствует выводам, сделанным в работах [23-25].

При сохранении температуры газа перед турбиной, ГТД с изотермическим расширением в турбине обладает большей удельной тягой, а значит, для получения требуемой тяги необходим меньший расход воздуха, и, соответственно, диаметральные размеры двигателя.

Чем меньше степень двухконтурности ГТД, тем эффективнее изотермическое расширение, поскольку тепло в турбине подводится к большему объему газа.

Таким образом, двигатель с изотермическим расширением в турбине наиболее целесообразно применять для самолетов военного и гражданского назначения со сверхзвуковой скоростью полета и небольшой степенью двухконтурности.

Подвод топлива в турбине может производиться непрерывно, или включаться на режимах с требуемым повышенным значением тяги для кратковременного форсирования ГТД. Достоинством форсирования ГТД за счет организации изотермического расширения в турбине является меньшее увеличение массы и размеров в сравнении с ГТД с ФК.

Отдельно следует выделить возможность применения изотермического расширения в турбине короткоресурсных ТРД особого назначения. В данном классе двигателей не так опасен перегрев рабочей лопатки турбины и особо важны малые размеры и масса ГТД при требовании высокого значения тяги.

Так же следует отметить, что в наземных ГТД изотермическое расширение в турбине, как способ достижения требуемой мощности при меньшей температуре газа в турбине, может применяться для снижения уровня эмиссии.

Для перспективных двигателей усложнение термодинамического цикла за счет изотермического расширения в турбине может служить хорошей альтернативой циклу ГТД с адиабатическим расширением. Поскольку возможность увеличения температуры газа перед турбиной при формировании двигателя нового поколения близится к пределу.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 5

1. Выполнено расчетное исследование организации изотермического расширения в турбине ТРД и ТРДД_{см} с неизменными параметрами цикла и геометрическими параметрами турбины, а так же комплексное исследование варьирования параметров цикла ТРД и ТРДД_{см} с изотермическим расширением при условиях неизменности тяги и удельного расхода топлива.

Выполнено сравнительное исследование ВСХ ТРД и ТРДД_{см} с адиабатическим расширением и с изотермическим расширением и различными параметрами цикла.

Расчетные исследования производились с учетом влияния изотермического расширения на КПД турбины на взлетном режиме и на характеристику турбины.

2. Изотермическое расширение в ТРДД_{см} целесообразно организовывать только в ТВД.

3. Достоинство организации изотермического расширения в турбине ТРД и ТРДД_{см} с неизменными параметрами цикла и геометрическими параметрами турбины заключается в увеличении тяги на всех режимах полета, и в особенности при высоких скоростях:

- для ТРД на взлетном режиме тяга увеличивается на 10,2 %, а на режиме $M_{\rm II} = 2,4, H_{\rm II} = 15$ км на 78,9 %;

- для ТРДД_{см} на взлетном режиме тяга увеличивается на 19,2 %, а на режиме $M_{\rm II} = 2,4, H_{\rm II} = 15$ км на 40,8 %.

Удельный расход топлива при этом на взлетном режиме выше, чем в случае адиабатического расширения. С увеличением скорости полета разница удельных расходов топлива сокращается, и на высоких скоростях полета удельный расход топлива ГТД с изотермическим расширением становиться меньше удельного расхода топлива ГТД с адиабатическим расширением (на режиме $M_{\rm n} = 2,4$, $H_{\rm n} = 15$ км на 12,1 % для ТРД).

4. Чем больше степень повышения давления в компрессоре и меньше степень двухконтурности, тем сильнее преимущество двигателя с изотермическим расширением в турбине. При правильном выборе параметров можно получить двигатель с требуемой тягой и удельным расходом топлива и меньшей на 10-12 % температурой газа перед турбиной. В случае ТРД при этом максимально возможная температура газа на входе в РЛ будет такой же, как при адиабатическом расширении, а в случае ТРДД_{см} эта температура, при изотермическом расширении выше, чем при адиабатическом. Однако теоретически возможно получить меньшую фактическую температуру на входе в РЛ. Обеспечение меньшей максимально возможной температуры газа на входе в РЛ ТВД ТРДД_{см} при изотермическом расширении также возможно, однако, ценой увеличения удельного расхода топлива.

5. Тенденция сравнительного увеличения эффективности ГТД с изотермическим расширением при увеличении скорости полета наблюдается при всех проанализированных сочетаниях параметров цикла ГТД.

6. Помимо традиционных параметров режима работы турбины с адиабатическим расширением (параметр частоты вращения и степень понижения давления в турбине) на режим работы турбины с изотермическим расширением существенное влияние оказывают полнота сгорания топлива в канале турбины и коэффициент избытка воздуха в турбине. Влияние этих параметров на режим работы турбины требует отдельного детального исследования, которое выходит за рамки поставленных задач. Однако проанализировано влияние полноты сгорания топлива в канале турбины на удельный расход топлива ГТД с изотермическим расширением ГТД: при уменьшении полноты сгорания от 0,995 до 0,900 удельный расход топлива увеличивается на 2-3 %. Величина коэффициента избытка воздуха в турбине рассмотренных ТРДД_{ем} находится в диапазоне 1,83-2,85.

7. Двигатель с изотермическим расширением в турбине наиболее целесообразно применять для самолетов военного и гражданского назначения со сверхзвуковой скоростью полета и небольшой степенью двухконтурности. Изотермическое расширение в турбине ТРД при правильном выборе параметров целесообразно применять и на дозвуковых режимах полета.

168

Основные результаты работы и выводы

1. Сформированы теоретические основы изотермического расширения применительно к турбине ГТД. Впервые получены уравнения работы и термического КПД идеального цикла ГТД с изотермическим расширением в турбине, выявлены закономерности влияния параметров цикла на его работу и термический КПД.

Разработана методика термодинамического расчета турбины ГТД с изотермическим расширением и ее математическая модель в составе базового модуля «Турбина газовая» СИМ *DVIGwT*. Модуль расчета турбины с изотермическим расширением (*TurbinaIs*) (зарегистрирован в Роспатенте № 2016614665 от 27.04.2016 г.) позволяет синтезировать модели ГТД с изотермическим расширением в турбине на проектном режиме и выполнять расчет характеристик ГТД.

Относительная разница результатов расчета ТРД по методике термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением и эквивалентной модели с многократным промежуточным подводом тепла не превышает 0,2 %, что подтверждает адекватность разработанной методики.

2. На основе численного исследования изотермического расширения в турбине ГТД определено следующее:

 топливо в канал турбины наиболее целесообразно подавать через сопловой аппарат турбины. Приведенная скорость истечения топлива в канал турбины должна быть около 0,4. Отверстия для подвода топлива следует располагать в верхней части сопловой лопатки, для уменьшения температуры у стенки рабочей лопатки в относительном движении (до 55 К для исследуемой турбины);

- применение изотермического расширения в одноступенчатой турбине с заданной геометрией приводит к уменьшению КПД на 2–5% при увеличении приведенной скорости и уменьшении угла потока на выходе вследствие увеличения степени реактивности турбины. Уменьшается температура газа на входе в турбину или степень понижения давления на 7–10% при сохранении работы турбины;

- фактическое изменение температуры заторможенного потока вдоль МЛК турбины не является изотермическим и имеет пик на входе в рабочую лопатку. Фактическая максимальная температура в межлопаточном канале турбины по результатам численного эксперимента меньше, чем максимально возможная на 21 К. Теоретически, пик температуры можно уменьшить путем организации процесса горения большей части топлива в МЛК, однако это может вызвать местный перегрев рабочей лопатки. Поэтому исследование способа сжигания топлива в МЛК необходимо проводить на основе совмещенного теплового и газодинамического расчета.

3. Впервые получена характеристика турбины с изотермическим расширением на основе трехмерного моделирования, позволяющая выполнять термодинамический расчет характеристик ГТД с изотермическим расширением в турбине с учетом изменения режима ее работы.

По результатам численного исследования работы турбины ГТД с адиабатическим и изотермическим расширением на нерасчетных режимах впервые определены поправки характеристики турбины с адиабатическим расширением на изотермическое расширение, которые могут применяться для пересчета известной характеристики одноступенчатой турбины с адиабатическим расширением в характеристику турбины с изотермическим расширением.

4. Выявлено, что достоинство организации изотермического расширения в турбине (высокого давления) ТРД и ТРДД_{см} с неизменными параметрами цикла и геометрическими параметрами турбины заключается в увеличении тяги: для ТРД на взлетном режиме тяга увеличивается на 10,2 %, для ТРДД_{см} – на 19,2 %.

Изотермическое расширение в турбине ГТД тем эффективнее, чем выше степень повышения давления в компрессоре и ниже степень двухконтурности. Поэтому можно получить ГТД с требуемой эффективностью и тягой при меньшей на 10–12 % температуре газа перед турбиной. В случае ТРДД_{см} при этом максимально возможная температура газа на входе в РЛ ТВД выше, чем при адиабатическом расширении; обеспечение меньшей максимально возможной температуры возможно ценой увеличения удельного расхода топлива.

При увеличении скорости полета наблюдается тенденция увеличения эффективности ГТД с изотермическим расширением. Например, для ТРД с изотермическим расширением и тягой и удельным расходом топлива на взлетном режиме как в ТРД с адиабатическим расширением выигрыш в тяге на режиме $M_{\rm n} = 2,4, H_{\rm n} = 15$ км составляет 112,3 %, удельный расход топлива при этом ниже, чем у ТРД с адиабатическим расширением на 15 %.

Полученные результаты подтверждают эффективность применения изотермического расширения как способа совершенствования термодинамического цикла ТРД и ТРДД с малой степенью двухконтурности. В связи с высокой эффективностью при больших степенях повышения давления в компрессоре и снижении температуры газа перед турбиной изотермическое расширение в турбине целесообразно применять в двигателяхVI поколения.

Детальное исследование процессов горения топлива в канале турбины, формирование методологии проектирования высокоэффективной турбины с изотермическим расширением, а так же проработка конструктивной реализации изотермического расширения в турбине являются перспективными направлениями развития тематики данной диссертации.

Принятые обозначения и сокращения

Сокращения

ГТД – газотурбинный двигатель;

ГТУ – газотурбинная установка;

КПД – коэффициент полезного действия;

МЛК – межлопаточный канал;

РК – рабочее колесо;

РЛ – рабочая лопатка;

СА – сопловой аппарат;

ТРД – турбореактивный двигатель;

ТРДД – двухконтурный турбореактивный двигатель;

ТРДФ – турбореактивный двигатель с форсажной камерой сгорания;

ТРДДФ – двухконтурный турбореактивный двигатель с форсажной камерой сгорания.

Обозначения параметров

А– пропускная способность турбины, кг* $\sqrt{K/(\kappa\Pi a^*c)}$;

а, b-коэффициенты в двухпараметрической полиномиальной зависимости;

с – скорость истечения газа из сопла, м/с;

 $C_{12}H_{23}$ – керосин;

СО – оксид углерода;

СО₂ – диоксид углерода;

 C_p - теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг*К);

 C_{yg} – удельный расход топлива, кг/(кН*ч);

d – диаметр (отверстий подвода топлива), мм;

G – расход (воздуха, газа, топлива), кг/с;

Н-высота (полета, лопатки), м;

h – энтальпия газа, Дж/кг;

 H_20 – вода;

*H*_{*u*} – низшая теплотворная способность топлива, Дж/кг;

- *k* коэффициент изоэнтропы;
- *l* линейный масштаб турбулентности, м;
- L-удельная работа (турбины, компрессора, цикла), Дж/кг;
- *L*₀- стехиометрический коэффициент топлива;
- т степень двухконтурности;
- М-число Маха;
- *N* мощность (турбины, компрессора), Вт;
- *n* частота вращения ротора, об/мин;
- *N*₂ азот;
- *NO_x* оксиды азота;
- O_2 кислород;
- *P* тяга, кН;
- р– давление, Па;
- *q* удельное количество теплоты, Дж/кг, приведенный расход топлива;
- *R*-газовая постоянная, Дж/(кг*К);
- S площадь, м²;
- *s* энтропия, (Дж/кг*К), относительная криволинейная координата профиля;
- Т-температура, К;
- Ти интенсивность турбулентности, %;
- и- окружная скорость, м/с;
- *V* скорость полета, м/с
- Х длина зоны выгорания топлива, мм;
- *z* количество (отверстий подвода топлива);

α – коэффициент избытка воздуха, угол потока в абсолютном движении, угол подвода топлива в канал турбины;

- ΔА абсолютная разница величины А;
- δА относительная разница величины А;
- δ_A поправка величины А;
- η– КПД (турбины, цикла);
- η_г коэффициент полноты сгорания топлива;

θ- степень повышения температуры в цикле;

 λ – приведенная скорость;

 π – степень повышения (понижения) давления, газодинамическая функция давления потока;

ρ – степень реактивности турбины.

Индексы

* – по заторможенным параметрам;

- 0 параметр на взлетном режиме;
- а проекция в осевом направлении;
- ad адиабатический;
- *i*, *j* порядковый номер;
- *is* изотермический;
- pol-политропический;
- *s* изоэнтропный (идеальный адиабатический);
- *t* термический;
- и проекция в окружном направлении;
- *w* в относительном движении;
- Σ суммарный;
- в воздух;
- В значение параметра в сечении на входе в компрессор;
- ВУ входное устройство;
- г газ;
- Г значение параметра в сечении на входе в турбину;
- ид идеальный;
- К значение параметра в сечении на выходе из компрессора;
- к компрессор;
- КВД параметр компрессора высокого давления;
- кин кинематический;
- КНД параметр компрессора низкого давления;
- кс основная камера сгорания;

м – механический;

н – атмосферный параметр;

отв – отверстие;

отв. – отведенный;

п – полет;

подв. – подведенный;

промежут. - с промежуточным теплоподводом;

РТ – расчетная точка;

С – значение параметра в сечении на срезе сопла;

см – со смешением потоков;

ср – средний;

ст – ступень;

Т – значение параметра в сечении на выходе из турбины;

т – турбина, топливо;

T*s* – значение параметра в сечении на выходе из турбины в случае изоэнтропного расширения;

тт – топливо в турбине;

Ф – значение параметра в сечении на входе в форсажную камеру сгорания;

ФК – параметр форсажной камеры;

Ц-цикл.

Точки на диаграммахТ-s, h-s, p-v

В*, (В) – вход в двигатель;

К* – выход из компрессора;

Г* – вход в турбину;

Т* – выход из турбины;

T*_s – выход из турбины с изоэнтропным (идеальным адиабатическим) расширением;

Т*_{*is*} – выход из турбины с изотермическим расширением;

С – выход из сопла.

Сечения в канале турбины

- 0 вход в СА;
- 1 выход из СА, вход в РК;
- 2 выход из РК.

Список литературы

1. Скибин, В. А. Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний в обеспечение создания перспективных авиационных двигателей (аналитический обзор) / В. А. Скибин, В. И. Солонин, В. А. Палкин. – Казань : филиал ОАО «ТАТМЕДИА» «ПИК «Идеал-Пресс», 2010. – 676с.

2. Мураева, М. А. Изотермический подвод тепла в турбине авиационных ГТД / М. А. Мураева, В. Ф. Харитонов, И. М. Горюнов // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2014. – Т. 18, № 1. – С. 11–18.

3. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок: Учебник для вузов, 2-е изд., перераб. и доп. / Ю.С. Елисеев [и др.] – М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 640 с.

4. Иванов, В. А. Оптимизация цикла газотурбинных установок / В. А. Иванов. – Пермь : Перм. гос. тех. ун-т., 2006. – 112 с.

5. Андрющенко, А. И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок / А. И. Андрющенко. – М. : Высшая школа, 1968. – 288 с.

6. Иванов, В. А. Термодинамическая эффективность газотурбинных двигателей с двухступенчатым подводом тепла в турбине : автореф. ...канд. техн. наук : 05.07.05 / В. А. Иванов ; Казань: КГТУ, 1996. – 19 с.

7. Иванов, В. А. Обеспечение максимальной работы цикла как перспективное направление развития ГТУ / В. А. Иванов // Изв. вузов. Авиационная техника. – 2009. – №4. – С. 38 – 41.

8. Иванов, В. А. Исследование реальных циклов ГТД с одно- и двухсупенчатым подводом тепла при равенстве их эффективных КПД /
В. А. Иванов // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1995. – №3. – С. 29 – 31.

9. Иванов, В. А. Сравнение эффективности реальных циклов обычных и двухкамерных ТВВД с учетом возможного повышения КПД узлов / В. А. Иванов // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1991. – № 3. – С. 94 – 99.

10. Иванов, В. А. Особенности проектирования ГТУ сложного цикла GT24 /
В. А. Иванов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – №3(19). – С. 109 – 112.

11. Таблица технических характеристик GT26 [электронный ресурс] // Режим доступа : http://www.manbw.ru/files/alstom/alstom_gt26.pdf.

12. Liew, K. H. A parametric cycle analysis of a separate-flow turbofan with interstage turbine burner / K. H. Liew, E. Urip, S. L. Yang. // NASA / CR-2005-213657, July 2005. – 18 p.

13. Liew, K. H. Parametric (on-design) cycle analysis for a separate-exhaust turbofan engine with interstage turbine burne r/ K. H. Liew, E. Urip, S. L. Yang. // NASA/TM-2005-213658, July 2005. -54 p.

14. Liew, K. H. Performance (off-design) cycle analysis for a turbofan engine with interstage turbine burner / K. H. Liew, E. Urip, S. L. Yang. // NASA/TM-2005-213659, July 2005. – 80 p.

15. Исследование перспективных ТРДД сложных термодинамических циклов / М. М. Цховребов [и др.] // ЦИАМ 2001-2005. Основные результаты научно – технической деятельности: в 2т. Под общ. ред. В. А. Скибиниа, В. И. Солонина, М. Е. Иванова. – М.: ЦИАМ, 2005. – 472 с.

16. Conrad, M. M. Integration of an inter turbine burner to a jet turbine engine /M. M. Conrad. – Dayton: Air force institute of technology, 2013. – 127 p.

17. Numerical study of an inter-turbine burner (ITB) concept with curved radial vane / H. Thornburg, [et al] // AIAA Paper-2007-649.– January, 2007. – 12 p.

18. Effect of curved radial vane cavity arrangements on predicted inter-turbine burner (ITB) performance / H. Thornburg, [et al] // Proceedings of the HPCMP users group conference 2007. High performance computing modernization program: a bridge to future defense. 18-21 June 2007 / Pittsburgh, Pennsylvania. – IEEE, 2008. P. 110 – 119.

19. Holder, R. J. The effect of bluff body flameholders on the inter-turbine burner performance. – Knoxville: University of Tennessee, 2008. – 78 p.

20. Research of flame stabilization and mixing mechanisms for turbine inter-vane burner based on jet-vortex flow / H. Zheng, [et al] // Elsevier. Energy Procedia. N_{2} 66. – 2015. P. 113–116.

21. Gas turbine reheat using in-situ combustion, Final Report / D. M. Bachovchin,[et. al.]. – Siemens Westinghouse Power Corporation, 2004. – 112 p.

22. Ramohalli, K. N. R. Isothermal combustion for improved performance in airbreathing engines / K. N. R. Ramohalli // Journal of Propulsion and Power. -1990 -Vol. 6, No 5. - P. 654-659.

23. Sirignano, W. A Performance increases for gas turbine engines through combustion inside the turbine / W. A. Sirignano, F. Liu // Journal of Propulsion and Power. – 1999. – Vol. 15, No.1, January-February. – P. 111–118.

24. Liu, F. Turbojet and turbofan engine performance increases through turbine burners / F. Liu, W. A. Sirignano // AIAA Paper-2000-0741, January 2000. – 22 p.

25. Sirignano, W. A Turbojet and turbofan engine performance increases through turbine burners / W. A. Sirignano, F. Liu // Journal of Propulsion and Power. – 2001. – Vol. 17, No. 3, May–June. – P. 695–705.

26. Chiu, Y. A performance study of a super-cruise engine with isothermal combustion inside the turbine / Y. Chiu. – Blacksburg, Virginia, 2004. – 142 p.

27. Adavbiele, A.S. Optimization of the performance of a super-cruise engine with isothermal combustion inside the turbine using exergy method / A.S. Adavbiele, S.O. Amiebenomon // Journal of Engineering and Applied Sciences. – 2008. No. 3 (4). – P. 357 - 362.

28. Rice, M. Simulation of isothermal combustion in gas turbines / M. Rice. – Blacksburg, Virginia, 2004. – 108 p.

29. Патент US 7784261 В2.

30. Патент US 20070271898 А1.

31. Патент US 20100251689 А1.

32. Fang, X. Ignition and flame studies for an accelerating transonic mixing layer / X. Fang, F. Liu, and W.A. Sirignano // Journal of Propulsion and Power. – 2001. – Vol. 17, No. 5, September.- October. – P. 1058 – 1066.

33. Cheng, F. Nonpremixed combustion in an accelerating transonic flow undergoing transition / F. Cheng, F. Liu, and W. A. Sirignano // AIAA Journal 45. – 2007, pp. 2935 – 2946.

34. Turbine burners: flameholding in accelerating flow/ W. A. Sirignano [et. al] // AIAA Paper-2009-5410, August 2009 . – 25 p.

35. Иноземцев, А. А. Газотурбинные двигатели / А. А. Иноземцев, В. Л. Сандрацкий. – Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. – 1204 с.

36. Холщевников, К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин / К. В. Холщевников. – М. : Машиностроение, 1970. – 610 с.

37. Кириллин, В. А. Техническая термодинамика / В. А. Кириллин. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.

38. Ястрежембский, А. С. Техническая термодинамика / А. С. Ястрежембский. – М. Транспечать НКПС, 1931. – 391 с.

39. Мураева, М. А. Термодинамические основы изотермического расширения и методика расчета турбины ГТД с изотермическим расширением / М. А. Мураева, И. М. Горюнов, В. Ф. Харитонов // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2015. – Т. 19, № 3. – С. 111 – 118.

40. Мураева, М. А. Термодинамические основы изотермического расширения в турбине ГТД. / М. А. Мураева, Д. М. Сайфутдинова // ХL Гагаринские чтения: Международная молодежная научная конференция: сб. тр. в 9 т. Том 2 // МАТИ-РГТУ. – Москва: МАТИ, 2014. – 364 с. – С. 298 – 299.

41. Сергель, О. С. Прикладная гидрогазодинамика: Учебник для авиационных вузов / О. С. Сергель. – М. : Машиностроение, 1981. – 374 с.

42. Копелев, С. З. Расчет турбин авиационных двигателей / С. З. Копелев, Н. Д. Тихонов – М. : Машиностроение, 1974. – 268 с.

43. Абианц, В. Х. Теория газовых турбин реактивных двигателей / В. Х. Абианц – М. : Машиностроение, 1965. – 310 с.

44. Мураева, М. А. Цикл ГТД с изотермическим расширением в турбине / М. А. Мураева, И. М. Горюнов, В. Ф. Харитонов // Вестник Уфимского
государственного авиационного технического университета. – 2015. – Т. 19, № 2. – С. 111 – 118.

45. Мураева, М. А. Термодинамический цикл ГТУ с дожиганием топлива в межлопаточном канале рабочего колеса турбины / М. А. Мураева // Проблемы и перспективы развития авиации и авиастроения России: Всероссийская научнотехническая конференция. / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2013. – 251 с. – С. 105 – 109.

46. Мураева, М. А. Анализ цикла ГТД с изотермическим расширением в турбине / М. А. Мураева, И. М. Горюнов, В. Ф. Харитонов // Авиадвигатели XXI века: Всероссийская научно-техническая конференция. / ФГУП «ЦИАМ» им. Баранова – Москва: ЦИАМ, 2015. –1133 с. – С. 87 – 89.

47. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник / В. И. Бакулев, [и др.]; под ред. В. А. Сосунова, В. М. Чепкина. – М. : МАИ, 2003. – 688 с.

48. Кулагин, В. В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. 2-е изд., исправл. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термодинамический анализ. Кн. 1. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. Кн. 2. / В. В. Кулагин. – М. : Машиностроение, 2003. – 616 с.

49. Шляхтенко, С. М. Теория воздушно-реактивных двигателей / С. М. Шляхтенко. – М. : Машиностроение, 1975. – 568с.

50. Термогазодинамические расчеты авиационных ГТД: Учебное пособие / А. М. Ахмедзянов, [и др.] – Уфа : УАИ, 1990. – 340 с.

51. Горюнов, А. И. Моделирование распределенного отбора и подвода охлаждающего воздуха в ГТД / А. И. Горюнов, И. М. Горюнов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – Ч 1, № 3 (19). – С. 232 – 234.

52. Горюнов, И. М. Система математического моделирования тепловых схем теплоэнергетических установок *DVIGwT* [Текст]: научно-технический отчет

в 7 кн. Кн. 3. Алгоритмы основных элементов системы / И. М. Горюнов. – УГАТУ, ИЦ КП ОАО «Энергомаш (ЮК) Лимитед», 2004. – 442 с.

53. Горюнов, И. М. Система математического моделирования тепловых схем теплоэнергетических установок *DVIGwT* [Текст]: научно-технический отчет в 7 кн. Кн. 4. Представление характеристик узлов в системе / И. М. Горюнов – УГАТУ, ИЦ КП ОАО «Энергомаш (ЮК) Лимитед», 2004. – 74 с.

54. Термогазодинамический анализ рабочих процессов ГТД в компьютерной среде DVIGw: учебное пособие/ Ахмедзянов Д. А. [и др.]. – Уфа: УГАТУ, 2003. – 162 с.

55. Горюнов, И. М. Структурно-параметрический синтез и анализ авиационных ГТД и энергетических установок на их основе : дис. ...д-ра техн. наук : 05.07.05 / Иван Михайлович Горюнов ; Уфимск. гос. авиац. тех. ун-т. –Уфа, 2007. – 330 с.

56. Горюнов, И. M. Термогазодинамические расчеты ГТД И 18 установок p. теплоэнергетических с использованием системы / И. Горюнов // Вестник Уфимского государственного M. авиационного технического университета. – 2006. – Т 7, № 1 (14). – С. 61 – 70.

57. Горюнов, И. М. Структурно-параметрический синтез и анализ ГТД и ЭУ / И. М. Горюнов // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2008. Т 11, № 2 (29). С. 30 – 38.

58. Мураева, М. А. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016614665. Модуль расчета турбины с изотермическим расширением (Turbinals) / М. А. Мураева, И. М. Горюнов. – М.: Роспатент, 2016.

59. Таблица технических характеристик GT24 [электронный ресурс] // Режим доступа – www.manbw.ru/files/alstom/alstom_gt24.pdf

60. Мураева, М. А. Оценка эффективности процесса горения в межлопаточном канале турбины для реализации изотермического расширения / М. А. Мураева, В. Ф. Харитонов, И. М. Горюнов // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2015. – Т. 19, № 2. – С. 87 – 92.

61. Мураева, М. А. Исследование процесса дожигания топлива в межлопаточном канале турбины. / М. А. Мураева // Мавлютовские чтения: Всероссийская молодежная научная конференция: сб. тр. в 5 т. Том 1 / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2013. –116 с. – С. 24.

62. Мураева, М. А. Дожигание топлива в межлопаточном канале турбины. / М. А. Мураева // Молодежь и будущее авиации и космонавтики: Международный межотраслевой молодежный научно-технический форум. / Московский авиационный институт (нац. иссл. ун-т). – Москва: МАИ, 2013. – 349 с. – С. 117 – 118.

63. Мураева, М. А. Оптимизация процесса дожигания топлива в межлопаточном канале турбины. / М. А. Мураева // XII Королёвские чтения: Международная молодежная научная конференция: сб. тр. / Самарский гос. авиац. ун-т. (нац. иссл. ун-т). – Самара: СГАУ, 2013. – 271 с. – С. 77.

64. Мураева, М. А. Моделирование процесса сжигания топлива в межлопаточном канале турбины. / М. А. Мураева, И. М. Горюнов, В. Ф. Харитонов // Авиадвигатели XXI века: Всероссийская научно-техническая конференция. / ФГУП «ЦИАМ» им. Баранова – Москва: ЦИАМ, 2015. – 1133 с. – С. 306 – 308.

65. Мураева, М. А. Численное исследование изотермического расширения в турбине. / М. А. Мураева, И. М. Горюнов // Мавлютовские чтения: Российская научно-техническая конференция: сб. тр. в 7 т. Т. 2. Проблемы расчета, проектирования и производства авиационно-ракетной техники / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2016. – 118 с. – С. 71 – 74.

66. Wilcox, D. C. Turbulence modeling for CFD / D. C. Wilcox. – California: Griffin Printing, 1994. – 460 p.

67. ANSYS CFX-Solver, Release 13.0: Modeling Guide.

68. ANSYS CFX-Solver, Release 13.0: Theory Guide.

69. WEB-портал компании ANSYS, Inc. ANSYS Customer Portal [электронный pecypc]//https://support.ansys.com/portal/site/AnsysCustomerPortal

70. WEB -портал Единой Службы Технической Поддержки компании КАДФЕМ Си-Ай-Эс – CADFEM Support Center [электронный ресурс] // https://sc.cadfem-cis.ru/portal/

71. Menter, F. R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications / F. R. Menter // AIAA Jornal. – 1994. – 32, № 11. – P. 1299 – 1310.

72. Грасько, Т. В. Методика анализа процессов горения в регулируемой основной камере сгорания перспективного газотурбинного двигателя численными методами/ Т. В. Грасько, С. А. Маяцкий. // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2014. – Т.18, №3 (64). – С. 23–29.

73. Кишалов, А. Е. Верификация моделирования процесса горения гомогенной бензино-воздушной смеси, определение тепловых границ факела за одиночным V-образным стабилизатором / А. Е. Кишалов // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2012. – Т.16, №2 (47). – С. 113–119.

74. Westbrook, K. C. Simplified reaction mechanism for the oxidation of hydrocarbon fuels in flames / K. C. Westbrook, L. F. Dryer // Combustion Science and Technology. – 1981. – Vol 27. – P. 31 – 43.

75. Coffee, T. P., A lumped parameter code for regenerative liquid propellant guns: technical report BRL-TR-2703/ T. P. Coffee. – Maryland. : U.S. Army Ballistic Research Laboratory, 1985. – 159 p.

76. Хомылев, С. А. Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей: часть 1 – верификация расчетного метода / С. А. Хомылев, С.Б. Резник, С.В. Ершов // Энергетические и тепловые процессы и оборудование. – 2008. – №6. – С. 23 – 31.

77. The 1980-81 AFOSR-HTTM-Stanford Conference on Complex Turbulent Flows, Vol. 3 - Comparison of computation with experiment / ed. by S.J. Kline, B.J. Cantwell, G.M. Lilley. – Stanford University, Stanford. – 1982. – 503 P.

78. Cook, P.H. Aerofoil RAE 2822 - pressure distributions, and boundary layer and wake measurements / P.H. Cook, M.A. McDonald, M.C.P. Firmin. // AGARD Advisory Report. – 1979.– No. 138. – P. A6.1 – A6.77.

79. Венедиктов, В. Д. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин / В. Д. Венедиктов. – М. : ЦИАМ, 1990. – 393 с.

80. Мураева, М. А. Расчет и анализ характеристики турбины с изотермическим расширением. / М. А. Мураева // Мавлютовские чтения: Российская научнотехническая конференция: сб. тр. в 7 т. Т. 2. Проблемы расчета, проектирования и производства авиационно-ракетной техники / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа : УГАТУ, 2016. – 118 с. – С. 66 – 70.

81. Мураева, М. А. Характеристика турбины с изотермическим расширением и учет ее влияния на ВСХ ГТД / М. А. Мураева, И. М. Горюнов // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. 22-24 июня 2016г. / Самарский университет. – Самара: Самарский университет, 2016. В 2 ч. Ч.1–256 с. – С. 73–74.

82. Турчак, Л. И. Основы численных методов: Учебное пособие / Л. И. Турчак. – М. : Наука, 1987. – 320 с.

83. Гутер, Р. С. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыт / Р. С. Гутер, Б. В. Овчинский. – М. : Государственное издательство физико-математической литературы, 1962. – 356 с.

84. Мураева, М. А. Изотермическое расширение в турбине газотурбинного двигателя / М. А. Мураева // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. 22-24 июня 2016 г. / Самарский университет – Самара: Самарский университет, 2016. В 2 ч. Ч.1 – 256 с. – С. 71 – 73.

85. Мураева, М. А. Эффективность применения изотермического расширения в турбине ГТД различных схем / М. А. Мураева, И. М. Горюнов, В. Ф. Харитонов // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета – 2016. – Т.20, №1 (71). – С. 108 – 115.

86. Мураева, М. А. Анализ высотно-скоростных характеристик ГТД с адиабатическим и изотермическим расширением в турбине. / М. А. Мураева // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: Международная научнотехническая конференция: сб. тр.в 2 ч. Часть 2. / Самарский гос. авиац. ун-т. (нац. иссл. ун-т). – Самара: СГАУ, 2014. –215 с. – С. 138 – 139.

87. Мураева, М. А. Анализ целесообразности организации изотермического расширения в турбине авиационных ГТД / М. А. Мураева // Мавлютовские чтения:

Всероссийская молодежная научная конференция: сб. тр. в 3 т. Т. 1 / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2015. – 101 с. – С. 67 – 68.

88. Белоусов, А. Н. Теория и расчет авиационных осевых лопаточных машин: Учебное пособие / А. Н Белоусов, Н. Ф. Мусаткин, В. М. Радько. – Самара : Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2001. – 240 с.

89. Богомолов, Е. Н. Рабочие процессы в охлаждаемых турбинах газотурбинных двигателей с перфорированными лопатками / Е. Н. Богомолов. – М. : Машиностроение, 1987. 160 с.

90. Харитонов, В. Ф. Проектирование камер сгорания / В. Ф. Харитонов.– Уфа : УГАТУ, 2008. – 138 с.

91. Лефевр, А. Процессы в камерах сгорания ГТД / А. Лефевр. – М.: Мир, 1986. – 566 с.

Приложение А

(обязательное)

Акты о внедрении результатов кандидатской диссертации

«Утверждаю»

Проректор ФГБОУ ВО ТАТУ» по учебной работе Н.Г. Зарипов 2016 г.

АКТ

о внедрении результатов кандидатской диссертации Мураевой Марии Алексеевны в учебный процесс кафедры Авиационные двигатели

Комиссия в составе:

председателя комиссии – д.т.н. зав. кафедрой авиационных двигателей проф. Гишварова А. С.,

членов комиссии: декана ФАДЭТ, д.т.н., проф. каф. авиационных двигателей Ахмедзянова Д. А., д.т.н., проф. каф. авиационных двигателей Кривошеева И. А., начальника учебного управления Косьяненко Н. Г. отмечает, что полученные Мураевой М. А. результаты используются обучающимися по направлениям подготовки 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей», 24.03.05 «Двигатели летательных аппаратов», 24.04.05 ««Двигатели летательных аппаратов» в процессе выполнения выпускных квалификационных работ.

Теоретические основы изотермического расширения в турбине ГТД, модуль расчета турбины ГТД с изотермическим расширением Turbinals (свидетельство о государственной регистрации № 2016614665 от 27.04.2016 г.) а так же поправки характеристики турбины ГТД с адиабатическим расширением на изотермическое расширение существенно расширяют возможную область термодинамических исследований ГТД, включая в нее перспективные и малоизученные схемы.

Применение результатов диссертационной работы Мураевой М. А. в учебном процессе позволяет повысить качество усвоения материала, дает более наглядную возможность изучения сложных термодинамических циклов.

Председатель комиссии	А.С.Гишваров
Члены комиссии:	Д. А. Ахмедзянов
X	И.А.Кривошеев
(16	Н. Г. Косьяненко

2016 г. «17» UNDER

«Утверждаю» И. о. Генерального конструктора HITI «Morop AO О.И. Волдырев 016 г.

АКТ

о внедрении результатов кандидатской диссертации Мураевой Марии Алексеевны в научно-производственную деятельность АО «НПП «Мотор»

Комиссия в составе:

7) исполняющего обязанности главного конструктора по двигателям гражданского назначения, к. т. н. Лоскутникова А. А.;

8) начальника ОКБ Фокина Н. И.;

9) секретаря НТС АО «НПП «Мотор», ведущего конструктора по лабораторному и наземному оборудованию Савичева А. П.:

10) начальника отдела 30 «Турбина» Валеева М. Р.;

11) начальника отдела 10 «Перспективные разработки» Шабалина М. Ю.;

12) начальника сектора 21, расчетно-экспериментального сектора отдела «Компрессор» Суворова С. Г.

отмечает, что полученные М. А. Мураевой результаты используются в практике термодинамических расчетов ГТД различных схем при анализе альтернативных вариантов рабочего процесса в рамках научной деятельности АО «НПП «Мотор».

При проведении расчетных термодинамических исследований предприятие использует систему моделирования DVIGwT, в состав которой включена разработанная Мураевой М. А. математическая модель турбины ГТД с изотермическим расширением (модуль TurbinaIs, свидетельство о государственной регистрации № 2016614665 от 27.04.2016 г.).

Использование модуля Turbinals в составе системы моделирования DVIGwT расширило возможности предприятия при математическом моделировании рабочих процессов ГТД, а именно, позволило производить термодинамические расчеты ГТД с изотермическим расширением в турбине на взлетном режиме и расчет характеристик, тем самым исследовать новые, малоизученные, альтернативные схемы ГТД.

И. о. главного конструктора Начальник ОКБ

Ведущий конструктор

Начальник отдела 30

Начальник отдела 10

Начальник сектора 21 ОКБ

A. P. Caruso А. А. Лоскутников P. N. Tanuacuapob Н.И.Фокин

А. П. Савичев М. Р. Валеев М. Ю. Шабалин С. Г. Суворов