

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«УФИМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АВИАЦИОННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



КОФМАН Вячеслав Моисеевич

**МЕТОДОЛОГИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ
МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
И ИХ УЗЛОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ**

**05.07.05 – Тепловые, электроракетные двигатели
и энергоустановки летательных аппаратов**

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Уфа – 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СПОСОБОВ ОСРЕДНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ НЕРАВНОМЕРНЫХ ВОЗДУШНЫХ И ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ. АНАЛИЗ МЕТОДОВ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ГТД ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ.....	22
1.1 Теоретические основы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков в каналах ГТД.....	22
1.2 Способы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков, применяемые при экспериментально-расчетном определении показателей газодинамической эффективности узлов ГТД (обзор существующих способов).....	26
1.3 Методы параметрической идентификации математических моделей ГТД по результатам испытаний (обзор существующих методов).....	35
Выводы к главе 1.....	50
ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ПРОГРАММА РАСЧЕТА НА ЭВМ ДЛЯ ОСРЕДНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ НЕРАВНОМЕРНЫХ ВОЗДУШНЫХ И ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ.....	53
2.1 Основные положения математической модели для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков.....	53
2.2 Алгоритмы и подпрограммы расчета интегральных характеристик неравномерных воздушных и газовых потоков.....	58
2.3 Алгоритмы и подпрограммы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков по площади и по массовому расходу.....	61
2.4 Алгоритмы и подпрограммы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков с сохранением интегральных характеристик потоков.....	64
2.5 Блок – схема программы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков	73

2.6 Апробирование программы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков.....	77
Выводы к главе 2.....	79
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВХОДНЫХ УСТРОЙСТВ, ВЕНТИЛЯТОРОВ И КОМПРЕССОРОВ ГТД ПО ПАРАМЕТРАМ НЕРАВНОМЕРНЫХ ВОЗДУШНЫХ ПОТОКОВ.....	81
3.1 Исследование влияния неравномерности поля скоростей и приведенной скорости в неравномерных воздушных потоках на входе ГТД на результаты осреднения параметров потоков.....	81
3.1.1 Исследование влияния неравномерности поля скоростей в воздушных потоках на входе в ГТД на результаты осреднения параметров потоков.....	82
3.1.2 Исследование влияния приведенной скорости в неравномерных воздушных потоках на входе в ГТД на результаты осреднения параметров потоков.....	92
3.2 Экспериментально-расчетное определение коэффициента восстановления полного давления во входном устройстве ВГТД по параметрам неравномерных воздушных потоков.....	99
3.3 Экспериментально-расчетное определение коэффициентов полезного действия компрессора и вентилятора ГТД по параметрам неравномерных воздушных потоков.....	107
3.4 Численное исследование влияния влажности в неравномерном воздушном потоке на интегральные характеристики потока, на КПД и параметры вентилятора ГТД.....	122
3.5 Экспериментально-расчетное определение показателей газодинамической эффективности вентилятора ГТД при окружающей неравномерности полного давления в потоке воздуха на входе.....	130
Выводы к главе 3.....	140

ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КАМЕР СГОРАНИЯ И ТУРБИН ГТД ПО ПАРАМЕТРАМ НЕРАВНОМЕРНЫХ ВОЗДУШНЫХ И ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ.....144

4.1 Исследование влияния температурной неравномерности газового потока на выходе из турбины ГТД на интегральные характеристики потока и на результаты осреднения параметров потока.....144

4.2 Исследование влияния температурной неравномерности газового потока на выходе из камеры сгорания ГТД на интегральные характеристики потока и на результаты осреднения параметров потока.....163

4.3 Определения коэффициента полезного действия осевой охлаждаемой турбины ГТД по параметрам неравномерных газовых потоков.....174

4.4 Опыт определения КПД турбины ГТД по результатам ее испытаний на турбинном стенде по параметрам неравномерных воздушных потоков.....184

4.5 Численное исследование влияния влажности воздуха и состава смеси газа на КПД турбины ГТД при ее испытаниях на турбинном стенде.....193

4.6 Определение показателей газодинамической эффективности основных камер сгорания ГТД по результатам их автономных испытаний на камерном стенде и в системе ГТД по параметрам неравномерных воздушных и газовых потоков198

4.6.1 Методы экспериментального определения показателей эффективности работы основных камер сгорания ГТД по результатам их автономных испытаний.....196

4.6.2 Определение коэффициента восстановления полного давления в основной камере сгорания ГТД по результатам ее испытаний на камерном стенде по параметрам неравномерных газовых потоков198

4.6.3 Оценка коэффициента восстановления полного давления в основной камере сгорания по результатам ее испытаний в системе ГТД по параметрам неравномерных воздушных и газовых потоков206

4.6.4 Определения коэффициента полноты сгорания в основной камере сгорания ГТД по результатам ее испытаний на камерном стенде по параметрам неравномерных газовых потоков.....	209
4.6.5 Численное исследование влияния влажности воздуха на коэффициент полноты сгорания в основной камере сгорания при ее автономных испытаниях на камерном стенде и в системе ГТД.....	216
Выводы к главе 4.....	218
ГЛАВА 5. МЕТОДИКА ИДЕНТИФИКАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ КОМПРЕССОРОВ И МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КАМЕР СГОРАНИЯ И ТУРБИН ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИХ ИСПЫТАНИЙ В СИСТЕМЕ ГТД И ГАЗОГЕНЕРАТОРА ГТД.....	221
5.1 Методика параметрической идентификации математических моделей компрессоров и вентиляторов по результатам их испытаний в системе ГТД....	221
5.2 Опыт параметрической идентификации математических моделей компрессоров и вентилятора по результатам их испытаний в системе ГТД.....	233
5.2.1 Идентификации математических моделей компрессоров ГТД в автомодельной и неавтомодельной областях по числу Рейнольдса.....	233
5.2.2 Идентификация математической модели вентилятора ГТД в автомодельной и неавтомодельной областях по числу Рейнольдса.....	243
5.3 Методики экспериментально-расчетной оценки показателей эффективности основной камеры сгорания при ее работе в системе ГТД и газогенератора ГТД.....	247
5.3.1 Методика экспериментально-расчетной оценки коэффициента восстановления полного давления в основной камере сгорания при ее работе в системе ГТД.....	248
5.3.2 Методика экспериментально-расчетной оценки коэффициентов полноты сгорания и восстановления полного давления в основной камере сгорания при ее работе в системе газогенератора ГТД с измерением при испытаниях поля температуры газа за турбиной.....	258

5.4 Опыт экспериментально-расчетной оценки характеристик основной камеры сгорания по результатам ее доводочных испытаний в системе ГТД	264
5.5. Методика экспериментально-расчетной оценки КПД турбины при ее работе в системе газогенератора ГТД с измерением при испытаниях полей температуры и полного давления газа за турбиной.....	267
Выводы к главе 5.....	273
ГЛАВА 6. МЕТОД ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ГТД И ИХ УЗЛОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ.....	275
6.1 Метод параметрической идентификации математических моделей ГТД (основные положения, уравнения и структурная схема).....	275
6.2 Программа для ЭВМ задачи оптимизации метода параметрической идентификации математических моделей ГТД.....	282
6.3 Математическая модель расчета характеристик одновального одноконтурного ГТД и газогенератора ГТД (прямая термогазодинамическая задача).....	284
6.4 Математическая модель обработки результатов стендовых испытаний одновального одноконтурного ГТД и газогенератора ГТД (обратная термогазодинамическая задача).....	289
6.5 Методика параметрической идентификации математических моделей турбин при их работе в системе газогенератора ГТД.....	294
6.6 Численные эксперименты по апробированию метода параметрической идентификации математических моделей ГТД.....	301
6.7 Опыт параметрической идентификация математической модели ГТД в автомоделной области по числу Рейнольдса.....	312
6.8 Опыт параметрической идентификация математической модели ГТД в неавтомодельной области по числу Рейнольдса.....	317
Выводы к главе 6.....	322
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ.....	324
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	328

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	329
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	349
Приложение 1. Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик и средних параметров воздушных потоков на входе в ГТД.....	349
Приложение 2. Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик воздушного потока на выходе из РОВУ ВГТД.....	357
Приложение 3. Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик и средних параметров воздушных потоков на входе и выходе из компрессора «Б» и вентилятора «И».....	358
Приложение 4. Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик и средних параметров воздушных потоков на входе и выходе из вентилятора «Р».....	366
Приложение 5. Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик и средних параметров газовых потоков «Т0» и «Т» на выходе из турбины «Б»....	370
Приложение 6. Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик и средних параметров газовых потоков «8Т0» и «8» на выходе из камеры сгорания «Л».....	374
Приложение 7. Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик и средних параметров газового потока «ТКС» на входе в турбину «Б».....	378
Приложение 8. Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик газового потока на входе в камеру сгорания «Л».....	380
Приложение 9. Сравнение величин невязок по параметрам до и после идентификации ММ ГТД «Б1» в численном эксперименте ЧЭ № 1.....	382
Приложение 10. Рисунки П10.1...П10.5 – Результаты идентификации ММ ГТД «Б».....	383
Приложение 11. Сравнение величин невязок по параметрам до и после идентификации ММ ГТД «Б».....	386
Приложение 12. Рисунки П12.1...П12.2 – Результаты идентификации ММ ГТД «Б» в неавтономной области по числу Рейнольдса.....	387

ВВЕДЕНИЕ

Общая характеристика работы

Актуальность темы диссертации.

1. Основной приоритетной задачей авиационного двигателестроения РФ является разработка и создание конкурентоспособных авиационных ГТД 5-го и 6-го поколений с низким удельным расходом топлива, с высокой удельной тягой, малой удельной массой, с низким уровнем эмиссии вредных веществ и шума, высоким ресурсом деталей.

Достижение этих целей может быть реализовано за счет увеличения параметров термодинамического цикла ГТД, применения термодинамических циклов с регенерацией теплоты и промежуточным охлаждением, применения высоконагруженных ступеней в вентиляторах, компрессорах и турбинах, применения новых (композиционных) материалов в компрессорах, жаропрочных монокристаллических никелевых сплавов в лопатках турбины, термобарьерных покрытий на деталях горячей части двигателя, применения новых конструкторских решений.

Решение поставленной задачи требует в процессе доводки ГТД существенного увеличения объемов испытаний (термогазодинамических, теплофизических, прочностных) его элементов, узлов и двигателя в целом. Значительное место в общем объеме испытаний занимают термогазодинамические испытания ГТД и их узлов, которые включают:

- автономные испытания узлов ГТД (вентиляторов, компрессоров, камер сгорания, турбин) на компрессорных, камерных и турбинных стендах,
- испытания узлов ГТД в условиях их взаимодействия при работе в системе опытных газогенераторов (ГГ) и ГТД,
- испытания ГТД на наземном и высотном стендах.

Каждый этап доводки узлов и ГТД завершается обработкой результатов испытаний с помощью специальных математических моделей (ММ) и соответствующих программ для ЭВМ.

Поля скоростей, полных давлений и температур торможения воздушных и газовых потоков на входе и выходе из узлов ГТД являются неравномерными. Поэтому в сечениях на входе и выходе из узлов при их испытаниях по результатам измерений рассчитываются средние величины параметров потоков в этих сечениях, и, далее, рассчитываются КПД узлов. Задача осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков и определения по средним параметрам величин КПД узлов и других показателей их газодинамической эффективности является в практике доводки авиационных ГТД необходимым этапом и относится к классу обратных задач – задач параметрической идентификации (ПИ) ММ узлов.

При использовании для обработки результатов испытаний ГТД и его узлов различных способов осреднения «часть свойств потока газа неизбежно утрачивается» (Л.И. Седов) [127]. Это приводит к отличию величин средних параметров, полученных по тому или иному способу осреднения в сечениях на входе и выходе из узла, и к отличию при различных способах осреднения величин КПД одноименных узлов. В процессе доводки ГТД большое значение имеет «каждый процент КПД» узла [127]. Поэтому «задача о выборе правильных методов осреднения параметров состояния и движения газа» является «важной» (Л. И. Седов, Г. Г. Черный) [127,128] и «общей» [126] (Г. С. Самойлович). Следовательно, разработка универсальных программ расчета на ЭВМ для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков по различным способам и установление научно-обоснованных способов осреднения, обеспечивающих определение по результатам испытаний с высокой достоверностью и точностью КПД и других показателей эффективности узлов ГТД, является важной и актуальной проблемой в практике современного авиационного двигателестроения.

2. Полученные при автономных испытаниях величины КПД узлов и их ММ требуют уточнения, так как в процессе этих испытаний не в полной мере обеспечиваются условия работы узлов, имеющие место при эксплуатации ГТД. Поэтому, в процессе доводки узлов ГТД по результатам их испытаний в системе

ГТД или опытного газогенератора (ГГ) на наземном стенде (при работе узлов в условиях их газодинамического взаимодействия), производится экспериментально-расчетная оценка достигнутого уровня и оценка изменения КПД узлов в случае введения в их конструкцию различных усовершенствований. От результатов этой оценки и ее достоверности зависит направление дальнейших расчетных и доводочных работ и объем испытаний узлов. Поэтому разработка методик для идентификации ММ узлов при их работе в системе ГТД, а также разработка специальных обратных термогазодинамических задач (ОТГЗ) для оценки достигнутого уровня КПД узлов при их работе в системе опытного ГГ ГТД является одной из важных и актуальных задач, решение которой обеспечивает целенаправленную доводку узлов двигателя.

3. На заключительных этапах доводки ГТД проводятся его испытания на наземном и высотном стендах для оценки соответствия выходных параметров двигателя требованиям технического задания. По результатам этих испытаний производятся ПИ ММ ГТД и окончательная оценка достигнутого уровня КПД узлов. При работе ГТД в высотно-скоростных условиях проявляется влияние на характеристики узлов ГТД эксплуатационных факторов. К ним относятся упругая раскрутка рабочих лопаток компрессора (вентилятора) в периферийных сечениях, уменьшение чисел Рейнольдса в потоках воздуха и газа на входе в узлы. Влияние эксплуатационных факторов приводит к нарушению условий геометрического и динамического подобия работы узлов ГТД. Поэтому для получения окончательных сведений о достигнутом уровне КПД узлов данные, полученные при их автономных испытаниях и при испытаниях узлов в системе опытного ГГ или ГТД на наземном стенде, необходимо уточнять по результатам испытаний узлов в системе ГТД на высотном стенде.

Полученная по результатам ПИ нелинейная ММ ГТД на установившихся режимах, адекватно отражающая на каждом из этапов доводки ГТД его характеристики, является важным инструментом, применяемым в авиационных ОКБ на всех этапах проектирования, доводки, стендовых и летных испытаний, серийного производства и эксплуатации ГТД. Поэтому разработка эффективных

методов ПИ ММ ГТД по результатам их стендовых испытаний и, на этой основе, получение адекватных ММ ГТД, обеспечивающих целенаправленную и ускоренную доводку ГТД и его узлов, является одной из важных и актуальных научно-технических проблем современного авиационного двигателестроения

Степень разработанности темы.

1) Анализ работ, по применяемым способам осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков при обработке результатов испытаний ГТД и их узлов, показал, что к настоящему времени:

- отсутствуют универсальные ММ и программы расчета на ЭВМ для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков по различным способам и с учетом изменения теплофизических свойств воздуха и газа,

- не установлены обоснованные способы осреднения, при использовании которых величины основных интегральных характеристик одномерного осредненного канонического потока (потоков массы, теплосодержания, энтропии, импульса, кинетической энергии) и среднего статического давления сохраняются равными величинам соответствующих параметров действительного неравномерного потока,

2) Анализ работ по существующим методам ПИ ММ ГТД и их узлов по результатам испытаний ГТД на наземном и высотном стендах показал, что применяемые в практике так называемые традиционный метод увязки параметров (ТМУ) и формальные методы ПИ ММ ГТД (метод наименьших квадратов (МНК), метод уравнивания и другие) имеют ограничения. Ограничением ТМУ является невысокая эффективность при поиске таких величин априорно задаваемых коэффициентов характеристик узлов, которые обеспечивают сходимость расчетных и измеренных при испытаниях параметров ГТД в эксплуатационных условиях и на режимах, имевших место при испытаниях. Поиск априорно задаваемых коэффициентов в ТМУ сводится к перебору их величин без какого-либо формального условия и зависит от опыта инженера, проводящего идентификацию.

Основным ограничением формальных методов ПИ ММ ГТД является принятие в них допущения о независимости между собой неизвестных поправок δx_n к уточняемым коэффициентам (параметрам) характеристик узлов x_n . В результате решения задачи ПИ ММ ГТД могут быть получены такие сочетания величин параметров характеристик узлов x_n , при которых формально обеспечивается хорошая сходимость расчетных параметров ГТД с экспериментальными данными, но которые физически не реализуемы.

Целью диссертационной работы является решение актуальной научно-практической проблемы – разработка методологии параметрической идентификации (ПИ) ММ узлов ГТД по результатам их автономных испытаний по параметрам неравномерных воздушных и газовых потоков и ПИ ММ ГТД и их узлов по результатам стендовых испытаний ГГ ГТД и ГТД.

Исходя из цели работы, для ее реализации, при едином методическом подходе по учету теплофизических свойств воздуха и газа, необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать ММ и универсальную программу расчета на ЭВМ для осреднения по различным способам параметров дозвуковых неравномерных воздушных и газовых потоков на входе и выходе узлов ГТД.

2. Установить обоснованные способы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков для обработки результатов автономных испытаний компрессоров, камер сгорания и турбин и испытаний этих узлов в системе ГТД.

3. Разработать систему ММ и программ расчета на ЭВМ для определения показателей эффективности компрессоров, вентиляторов, камер сгорания и турбин по результатам их автономных испытаний на компрессорных, камерных и турбинных стендах.

4. Разработать методики ПИ ММ компрессоров (вентиляторов) и турбин при их работе в системе ГГ ГТД и ГТД как нелинейных функций нескольких переменных.

5. Разработать методики и ММ ОТГЗ для экспериментально-расчетной оценки показателей эффективности основных камер сгорания и турбин при их работе в системе ГТД и в системе ГГ ГТД.

6. Разработать метод ПИ ММ ГТД и их узлов по результатам испытаний ГТД на наземных и высотных стендах, устраняющий ограничения присущие применяемым в практике традиционному методу увязки параметров и формальным методам ПИ.

Научная новизна результатов.

1. Установлено, что наиболее обоснованным способом осреднения параметров дозвуковых неравномерных воздушных и газовых потоков для экспериментально-расчетного определения коэффициента восстановления полного давления входных устройств, КПД и других показателей газодинамической эффективности компрессоров (вентиляторов), для экспериментально-расчетного определения коэффициента восстановления полного давления в камере сгорания ($\sigma_{\text{КС}}$) и КПД турбины ГТД является способ осреднения по массовому расходу. При этом способе величины интегральных характеристик G, I, I^*, Φ, S, E осредненного потока и его среднее статическое давление сохраняются равными величинам соответствующих параметров действительного неравномерного потока.

Обоснованность способа осреднения по массовому расходу проверена для диапазонов изменения в воздушных и газовых потоках приведенной среднемассовой скорости $\lambda_{\text{м}}=0,065...0,72$, коэффициента поля (характеризующего неравномерность поля скоростей) $\tau_{\text{r}}=1,031...1,36$, коэффициента неравномерности температуры торможения $(T_{\text{max}}^*/T_{\text{min}}^*)=1...1,8$, коэффициента окружной неравномерности полного давления $(p_{\text{max}}^*/p_{\text{min}}^*)=1,11...1,24$.

2. Установлено, что величины среднего полного давления, КПД и показателей эффективности входных устройств, компрессоров, при способе осреднения воздушных потоков с сохранением G, I^*, S и при относительно

невысокой неравномерности температуры торможения в потоке воздуха на выходе из компрессоров $(T_{к. max}^*/T_{к. min}^*)=1,0...1,088$, равны величинам соответствующих параметров при осреднении по массовому расходу.

3. Установлена степень влияния неравномерности температуры торможения газового потока, при $(T_{г. max}^*/T_{г. min}^*)=1,56...1,8$, на интегральные характеристики действительного потока и на средние параметры осредненных канонических потоков на входе и выходе из турбины и на выходе из камеры сгорания.

4. Путем численного исследования с помощью ММ вентилятора ГТД установлена степень влияния влажности в неравномерном потоке воздуха на входе в вентилятор ГТД на интегральные характеристики потока, на КПД и параметры вентилятора.

5. Путем численного исследования с помощью ММ турбины ГТД установлена степень влияния влажности в потоке воздуха на входе в турбину при ее испытаниях на турбинном стенде на КПД турбины. Установлена степень изменения КПД турбины в случае перехода ее работы на турбинном воздушном стенде с воздуха на смесь воздуха с продуктами сгорания.

6. Путем численного исследования с помощью ММ камеры сгорания ГТД установлена степень влияния влажности в потоке воздуха на входе камеру сгорания при ее автономных испытаниях на камерном стенде на величину коэффициента полноты сгорания (η_r).

7. Разработан методический подход для ПИ ММ компрессоров (вентиляторов) и турбин по результатам их испытаний в системе ГТД, базирующийся на применении полиномиальной формы представления ММ компрессоров и турбин и метода малых отклонений. Разработаны и апробированы ММ и программы расчета на ЭВМ для ПИ ММ компрессоров и турбин как нелинейных функций нескольких переменных с оценкой влияния на их характеристики эксплуатационных факторов (упругой раскрутки рабочих лопаток компрессора, числа Рейнольдса).

8. Разработана, апробирована и верифицирована методика и ММ ОТГЗ для экспериментально-расчетной оценки коэффициента восстановления полного давления ($\sigma_{\text{кк}}$) в камере сгорания по штатно измеряемым в процессе стендовых испытаний ГТД параметрам.

9. Разработана, апробирована и верифицирована методика и ММ ОТГЗ для экспериментально-расчетной оценки коэффициентов $\sigma_{\text{кк}}$ и $\eta_{\text{г}}$ в камере сгорания при испытаниях ГГ ГТД с измерением при испытаниях поля температуры торможения газа за турбиной.

10. Разработана и апробирована методика и ММ ОТГЗ для экспериментально-расчетной оценки КПД турбины и показателей эффективности камеры сгорания при испытаниях ГГ ГТД с измерением при испытаниях полей температуры торможения и полного давления газа за турбиной.

11. Разработан, апробирован и верифицирован новый метод ПИ ММ ГТД и их узлов по результатам испытаний ГТД на наземном и высотном стендах. Метод базируется на использовании ММ обратной и прямой ТГЗ и задачи оптимизации. Входящая в разработанный метод ПИ задача оптимизации является общей для всех типов и схем ГТД.

Теоретическая и практическая значимость работы.

Разработанные:

- ММ и программа осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков, результаты исследований по установлению обоснованных способов осреднения, ММ и программы для расчета показателей эффективности компрессоров, камер сгорания и турбин по результатам их автономных испытаний,

- ММ и программы ПИ ММ компрессоров, турбин по результатам их испытаний в системе ГТД, ММ обратных ТГЗ для оценки коэффициентов $\sigma_{\text{кк}}$ и $\eta_{\text{г}}$ в основных камерах сгорания, КПД турбин по результатам их испытаний в системе ГГ ГТД, новый метод ПИ ММ ГТД,

в совокупности представляют собой методологию ПИ ММ ГТД и их узлов по результатам испытаний.

Разработанная и апробированная методология позволяет повысить при обработке результатов испытаний ГТД и их узлов точность определения КПД узлов, получать адекватные ММ ГТД и, на этой основе, целенаправленно производить доводку ГТД и сокращать объем их испытаний.

Методы исследования. Для решения поставленных задач использовались методы технической термодинамики и прикладной газовой динамики, методы теории подобия, методы теории и расчета ВРД и авиационных лопаточных машин, методы математической статистики, методы программирования на ЭВМ, методы математического моделирования.

Результаты, выносимые на защиту.

1. ММ и универсальная программа расчета на ЭВМ для осреднения по различным способам параметров дозвуковых неравномерных воздушных и газовых потоков в каналах ГТД.

2. Результаты исследований по установлению обоснованных способов осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков при обработке результатов автономных испытаний узлов ГТД.

3. ММ и программа расчета на ЭВМ для определения КПД компрессоров (вентиляторов) по результатам их автономных испытаний и для ПИ ММ компрессоров (вентиляторов) по результатам их испытаний в системе ГТД.

4. ММ и программа расчета на ЭВМ для определения КПД турбины по результатам ее автономных испытаний на турбинном стенде.

5. ММ и программы расчета на ЭВМ для определения коэффициента полноты сгорания в камере сгорания ГТД при автономных испытаниях камеры на камерном стенде с камерой и без камеры подогрева воздуха на входе.

6. ММ ОТГЗ и программа расчета на ЭВМ для экспериментально-расчетной оценки показателей эффективности основных камер сгорания и КПД турбины при их работе в системе ГГ ГТД.

7. Методика ПИ ММ турбины при ее работе в системе ГГ ГТД.

8. Метод ПИ ММ ГТД и их узлов по результатам испытаний ГТД на наземных и высотных стендах.

9. Результаты апробации и верификации разработанных ММ и программ.

Достоверность результатов. Достоверность научных результатов исследований и полученных в работе выводов основывается: на использовании во всех разработанных программах РТМ 1667 – 83 по учету теплофизических свойств рабочего тела, разработанного в ЦИАМ им. П. И. Баранова; на верификации результатов ПИ ММ узлов и ГТД путем сравнения результатов расчетов, полученных с помощью идентифицированной ММ ГТД, с результатами эксперимента.

Реализация результатов работы.

Результаты работы по идентификации ММ вентилятора и компрессора ГТД, по исследованию влияния влажности в неравномерном воздушном потоке на КПД вентилятора и компрессора – внедрены и использованы в процессе доводки ГТД во ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют» (Москва) и ПАО «УМПО» (Уфа).

Результаты работы по определению КПД турбины ГТД при ее автономных испытаниях на турбинном стенде, по определению КПД вентилятора при окружной неравномерности полного давления на входе, по исследованию влияния влажности в неравномерном воздушном потоке на КПД вентилятора – внедрены и использованы в ОАО «Авиадвигатель» (Пермь).

Результаты по определению показателей эффективности узлов ГТД по параметрам неравномерных воздушных и газовых потоков, по ПИ ММ узлов и ГТД в виде монографий внедрены и используются в учебных процессах РГАТУ им. П.А. Соловьева (Рыбинск), УГАТУ (Уфа), СГАУ им. С. П. Королева (Самара).

Монографии, в которых изложены результаты диссертационной работы, переданы для использования в практике работы ОАО «Авиадвигатель» (Пермь), ОКБ ОАО НПО «Сатурн» (Рыбинск), ОАО «НПП Аэросила» (Ступино), ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют» (Москва), ОАО «ОМКБ» (Омск), ОАО «Климов» (С-Петербург), ЦИАМ им. П. И. Баранова (Москва), ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского (Жуковский), ОАО АМНТК «Союз» (Москва), ПАО «Кузнецов» (Самара), «Опытно-конструкторское бюро им. А. Люльки» филиал

ПАО «УМПО» (Москва), ПАО «УМПО» (Уфа), НИИ теоретической и прикладной механики СО РАН (Новосибирск), ГНЦ РФ ОАО «ЛИИ им. М. М. Громова» (Жуковский).

Методика и программа расчета на ЭВМ для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков по некоторым способам введены и используются в виде РТМ авиационной техники 1685-84 (Камеры сгорания газотурбинных двигателей. Метод определения скорости и температуры газа в выходном сечении).

Личный вклад автора. Личный вклад автора состоит в постановке и решении задач: по разработке ММ и программы для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков и по исследованию и установлению наиболее обоснованных способов осреднения; по разработке и апробации ММ и программ для расчета КПД вентиляторов, компрессоров, камер сгорания и турбин по результатам их испытаний и по исследованию влияния влажности воздуха на КПД этих узлов; по разработке и исследованию эффективности методик и программ по ПИ ММ компрессоров и турбин по результатам их испытаний в системе ГТД; по разработке и апробации ММ ОТГЗ и программ расчета на ЭВМ для оценки КПД турбины и коэффициентов $\sigma_{\text{КС}}$ и $\eta_{\text{Г}}$ в камерах сгорания; по разработке, исследованию эффективности и апробации метода ПИ ММ ГТД.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались, обсуждались и получили положительную оценку: на научно-технических семинарах в НТЦ им. А. Люльки НПО «Сатурн», (Москва, 2007); в ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют», (Москва, 2007); в ОАО «Авиадвигатель», (Пермь, 2007); в ПАО «Кузнецов», (Самара, 2011); на четырех отраслевых научно-технических семинарах ЦИАМ, (Москва, 1984, 2009, 2011, 2011); на Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», (Самара, 2014); на XXXIII Всероссийской конференции по проблемам науки и технологий, (Миасс, 2013); на VI Международной научно-практической конференции «Авиационные и ракетно-

космические технологии», «АКТО-2012», (Казань, 2012); на III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Теплофизические основы энергетических технологий», (Томск, 2012); на Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», (Самара, 2011); на VI Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики «АНТЭ-2011», (Казань, 2011); на Всероссийской научно-технической конференции «Научно-технические проблемы современного двигателестроения», (Уфа, 2011); на III и IV Международных научно-технических конференциях «Авиадвигатели XXI века», ЦИАМ, (Москва, 2010, 2015); на XXVIII Российской школе, посвященной 65-летию Южно-Уральского государственного университета, (Миасс, 2008); на X Всероссийской научно-технической конференции «Аэрокосмическая техника и высокие технологии – 2007», (Пермь, 2007); на 5-ой международной научно-технической конференции Inverse Problems: Identification, Design and Control, (Казань-Москва, 2007); на 5-ой отраслевой научно-технической конференции «Автоматизированное проектирование авиационных двигателей», ЦИАМ, (Москва, 1987); на межотраслевой научно-технической конференции «Измерение, обработка и анализ информации при доводке, серийном производстве и эксплуатации авиационных ГТД», ЦИАМ, (Москва, 1979); на 29-ой научно-технической конференции УАИ, (Уфа, 1978).

Публикации. Список публикаций по теме диссертации включает 64 научные работы, в том числе: 12 статей в журналах из перечня ВАК, 6 научно-технических отчетов УГАТУ, ФГУП ММПП «Салют», ОАО «Авиадвигатель», ПАО «УМПО», 2 монографии, 13 печатных работ, опубликованных в ЦИАМ им. П. И. Баранова, 10 свидетельств РФ о регистрации программ для ЭВМ. Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК, выполнены без соавторов.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, шести глав с выводами к каждой главе, списка литературы, включающего 169

наименований, и 12 Приложений. Основная часть работы изложена на 348 страницах машинописного текста и содержит 24 таблицы и 87 рисунков.

Краткое содержание работы.

Во введении обосновывается актуальность проблемы, формулируются цель и задачи работы, результаты, выносимые на защиту, научная новизна работы, приводятся сведения о практической ценности и реализации результатов работы, об апробации работы и публикациях по теме исследования.

В первой главе описаны предложенные Л. И. Седовым и Г. Г. Черным теоретические основы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков. Выполнен анализ существующих и применяемых в практике способов осреднения. Выполнен анализ существующих и применяемых в практике методов параметрической идентификации ММ ГТД по результатам их испытаний.

Во второй главе описаны разработанная ММ и универсальная программа на ЭВМ для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков по различным способам и выполнена апробация программы.

В третьей главе приведены результаты исследований влияния неравномерности поля скоростей и величины приведенной скорости в неравномерных воздушных потоках на результаты осреднения параметров потоков. Приведены результаты определения по параметрам неравномерных потоков коэффициента восстановления полного давления во входном устройстве ВГТД и КПД компрессора и вентилятора ГТД. Приведены результаты численного исследования влияния влажности в неравномерном воздушном потоке на расход воздуха и КПД вентилятора ГТД. Приведены результаты определения КПД вентилятора ГТД при окружной неравномерности полного давления в потоке воздуха на входе в вентилятор.

В четвертой главе приведены результаты исследования влияния температурной неравномерности газовых потоков на выходе из турбины и камеры сгорания ГТД на интегральные характеристики потоков и результаты осреднения параметров потоков. Приведены результаты определения КПД

турбины ГТД по параметрам неравномерных газовых потоков. Описаны методика и опыт определения КПД турбины ГТД по результатам ее испытаний на турбинном стенде. Приведены результаты численного исследования влияния влажности воздуха, а также состава смеси воздуха и продуктов сгорания топлива на КПД турбины ГТД при ее испытании на турбинном стенде. Приведены результаты оценки коэффициентов восстановления полного давления и полноты сгорания в основной камере сгорания по результатам ее испытаний на камерном стенде и в системе ГТД, результаты оценки влияния влажности воздуха на КПД горения в камере сгорания при ее испытаниях на камерном стенде.

В пятой главе описаны разработанная методика расчета КПД и ПИ ММ компрессоров и вентиляторов по результатам их испытаний в системе ГТД и опыт применения методики. Описаны ММ ОТГЗ для оценки коэффициентов полноты сгорания, восстановления полного давления в камерах сгорания и КПД турбины по результатам испытаний этих узлов в системе ГГ ГТД с измерением в процессе испытаний ГГ полей температуры и полного давления за турбиной.

В шестой главе приведены структурная схема, основные положения и уравнения метода ПИ ММ ГТД, описаны обратная, прямая ТГЗ применительно к одновальному одноконтурному ГТД. Описаны методика ПИ ММ турбин при их работе в системе ГГ ГТД, являющаяся составной частью ОТГЗ, и опыт применения методики. Описаны численные эксперименты по идентификации ММ ГТД. Приведены данные по апробации и верификации метода ПИ ММ ГТД применительно к одновальному одноконтурному ГТД по результатам его испытаний в автомодельной и неавтомодельной областях по числу Рейнольдса.

Глава 1. Анализ способов осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков. Анализ методов параметрической идентификации математических моделей ГТД по результатам испытаний

1.1 Теоретические основы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков в каналах ГТД

Дальнейшее совершенствование такой сложной технической системы как современный ГТД требует в процессе его доводки достоверного знания достигнутого уровня КПД узлов двигателя. Поэтому повышение точности определения КПД узлов по результатам их автономных испытаний и специальных испытаний в системе ГТД является важной задачей в практике авиационного двигателестроения.

Поля скоростей, давлений и температур воздушных и газовых потоков на входе и выходе из узлов ГТД являются неравномерными. Поэтому, при автономных испытаниях узлов для измерения локальных величин параметров неравномерных потоков в сечениях на входе и выходе из узлов устанавливаются приемники полного, статического давлений и температуры торможения воздуха и газа, расположенные при различных угловых и радиальных положениях. По величинам локально измеренных параметров рассчитываются средние параметры потоков, по которым далее рассчитываются показатели эффективности работы узлов (КПД, коэффициенты восстановления полного давления) и другие их параметры.

Осреднение параметров неравномерных потоков воздуха и газа на входе и выходе из узлов ГТД является в практике доводки авиационных двигателей необходимым этапом перед расчетом величин КПД узлов ГТД и перед последующей идентификацией ММ узлов. Процедуру осреднения также необходимо применять и при определении КПД узлов по параметрам неравномерных потоков при анализе результатов газодинамических расчетов, полученных путем математического моделирования течения [126].

Как известно, при использовании для обработки результатов испытаний ГТД и его узлов различных способов осреднения та или иная часть свойств потока неизбежно утрачивается [2, 126, 127, 128]. Это находит свое выражение в отличии величин средних параметров, полученных по тому или иному способу осреднения, и, соответственно, в отличии величин показателей эффективности, характеризующих работу узлов. В процессе доводки ГТД и его узлов большое значение имеет «каждый процент КПД» и других показателей, характеризующих эффективность работы узла [127, 128]. Поэтому при оценке достигнутого уровня газодинамического совершенства узла, характеризуемого величиной его КПД, «становится важной задача о выборе правильных и единообразных способов осреднения параметров состояния и движения газа, полученных опытным путем или определенных теоретически» [127, 128]. Задача осреднения «является важной и достаточно общей» [126].

Осреднение параметров неравномерных воздушных и газовых потоков производится с помощью различных способов. Несмотря на относительно большое количество исследований, посвященных способам осреднения неравномерных воздушных и газовых потоков и установления в них целесообразности использования в тех или иных физических задачах конкретного способа осреднения, в практике работы отечественных двигательных ОКБ и зарубежных фирм еще довольно часто, независимо от решаемой задачи, используются упрощенные способы осреднения (например, по площади). Применение упрощенных способов осреднения и принимаемых при этом допущений обусловлено, в основном, снижением трудоемкости вычислительных операций при обработке экспериментальных данных. Однако соображения практического удобства не могут быть признаны обоснованными при увеличении неравномерности исследуемых потоков и, как следствие, возрастании погрешностей расчета величин «средних» параметров и, соответственно, возрастании погрешностей расчета КПД узлов ГТД.

Вопросам осреднения параметров дозвуковых неравномерных воздушных и газовых потоков посвящены работы Л. И. Седова, Г. Г. Черного [127, 128],

Г. Н. Абрамовича [2], Г. С. Самойловича [126], А. П. Герасимова, Б. С. Виноградова [29], В. И. Васильева [19], А. С. Наталевича [114, 115], О. В. Лыжина, И. И. Межирова [106, 110], Г. Л. Гродзовского [33], А. П. Тунакова [138, 139], Л. Крокко [100], В. С. Зуева, В. С. Макарона [46], А. Я. Данцыга, В. П. Лабендика, Н. М. Петрова, О. Б. Минеева [36, 37], А. Д. Рекина [124], Е. М. Тарана, В. Я. Изаака, В. А. Шульгина [47, 132, 133], В. В. Медведева, А. В. Нерадько [109], J. L. Livesey [151].

Особенности осреднения параметров сверхзвукового потока рассмотрены в работе А. Я. Черкеза [148] и частично в работе J. L. Livesey [151].

Задача осреднения параметров неравномерного потока газа при испытаниях турбинных решеток рассмотрена в работах В. Д. Венедиктова и А. В. Грановского [22, 23].

Теоретические основы осреднения дозвуковых неравномерных потоков газа при его течении в каналах разработаны Л. И. Седовым и Г. Г. Черным [127, 128] и сводятся к следующему.

Свойства установившегося течения цилиндрического осесимметричного, закрученного в окружном направлении газа в выбранном сечении канала описываются, обладающими свойствами аддитивности, интегральными характеристиками потока – потоком массы (массовым расходом) G , потоком полного теплосодержания I^* , потоком полного импульса Φ , потоком энтропии S , потоком момента количества движения M . К интегральным характеристикам потока также относят поток теплосодержания I и поток кинетической энергии E , где $G = \rho W F$, $I^* = G c_p (T^*) T^*$, $\Phi = G W + p F$, $I = G c_p (T) T$, $E = G W^2 / 2$,

$$M = G W_u r, \quad S = G R_\Gamma \ln \left(\frac{T^{*\frac{k}{k-1}}}{p^*} \right) = G R_\Gamma \ln \left(\frac{T^{\frac{k}{k-1}}}{p} \right).$$

Вышеуказанные интегральные характеристики «являются существенными при расчете двигателя и при анализе его работы» [126]. При осреднении параметров действительного неравномерного потока он условно заменяется

осредненным каноническим равномерным потоком. При этой замене для сохранения свойств потока должно соблюдаться равенство величин интегральных характеристик осредненного канонического потока величинам соответствующих интегральных характеристик действительного неравномерного потока.

Осесимметричный цилиндрический закрученный поток имеет четыре степени свободы (p, W, T, W_u) , осесимметричный цилиндрический незакрученный – три (p, W, T) . При осреднении таких потоков можно выдержать в осредненном каноническом потоке равенство только четырех или только трех интегральных характеристик соответствующим интегральным характеристикам действительного потока, то есть при выполнении операции осреднения параметров часть свойств действительного потока теряется.

Одним из допущений, как правило, принимаемым при осреднении неравномерных воздушных и газовых потоков на входе и выходе из узлов ГТД, является одномерная аппроксимация течения элементарной газовой струйки и соответствующая форма записи уравнений интегральных характеристик потока. То есть, предполагается, что в выбранном экспериментатором сечении для измерения параметров практически отсутствует закрутка потока в окружном направлении, а угол между вектором скорости потока и осью канала в радиальном направлении мал.

Для устранения при принятии этого допущения возможных погрешностей, необходимо при экспериментальных исследованиях правильно выбирать контрольные сечения, в которых производится измерение параметров потока [127, 128]. Как указывается в [100], принимаемое допущение, как правило, оправданно и соответствует реальным условиям работы узлов ГТД, так как оно применяется для выбираемых экспериментатором таких сечений проточной части ГТД, в которых закрутка потока в окружном направлении и угол между вектором скорости потока и осью канала в радиальном направлении малы.

При рассмотрении вопроса о целесообразности использования того или иного способа осреднения в [127, 128] указывается, что «нельзя указать способ осреднения, применение которого не встретило бы возражений в том или ином

случае». В частности, в [127, 128] указывается, что осреднение с сохранением в осредненном потоке массового расхода, потока полного теплосодержания и потока энтропии (G, I^*, S) «всегда возможно», и при этом способе обеспечивается правильная оценка потерь полного давления, произошедших до рассматриваемого сечения. Однако величина среднего статического давления, рассчитанная при этом способе, может отличаться от статического давления действительного потока [127, 128].

При осреднении параметров неравномерного потока с сохранением в осредненном потоке массового расхода, потока полного теплосодержания и потока импульса (G, I^*, Φ) «вычисленные потери могут существенно отличаться от потерь в данном сечении» и осреднение по этому способу «в ряде случаев вообще невозможно» [127, 128]. Указывается [128], что «используемые в практике способы арифметического осреднения, осреднения по площади, осреднения полных давлений по массе являются необоснованными».

Теоретические положения по осреднению неравномерных воздушных и газовых потоков, разработанные в [127, 128], используются в практике авиационных ОКБ при расчетах и при обработке результатов испытаний ГТД и их узлов.

1.2 Способы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков, применяемые при экспериментально-расчетном определении показателей газодинамической эффективности узлов ГТД (обзор существующих способов)

Кроме основополагающих работ Л. И. Седова, Г. Г. Черного [127, 128] известны другие теоретические подходы и способы осреднения параметров неравномерных газовых потоков.

А. П. Герасимов и Б. С. Виноградов в [29] предложили способ описания дозвуковых газовых потоков с помощью безразмерных коэффициентов, представляющих отношение величин некоторых параметров (температуры торможения, полного и статического давлений, скорости) и интегральных характеристик (потоков массы, импульса, энтропии, полного теплосодержания)

действительного потока к значениям этих параметров и характеристик в одномерном изоэнтропическом, энергоизолированном потоке идеального газа. Величины коэффициентов интегральных характеристик могут быть выражены через коэффициенты параметров. Согласно правилам осреднения [127, 128], величины трех коэффициентов интегральных характеристик в осредненном потоке должны быть равны соответствующим коэффициентам действительного потока. Из этого условия в [29] получены формулы для расчета коэффициентов параметров осредненного потока. Описание неравномерного потока с помощью трех из четырех коэффициентов вышеуказанных интегральных характеристик позволяет выполнять осреднение параметров с помощью способов с сохранением G, I^*, S ; G, I^*, Φ [127, 128] и с сохранением G, Φ, S и Φ, I^*, S [29]. В зависимости от решаемой инженером задачи, в [29] даны рекомендации по применению предложенных способов при анализе неравномерных газовых потоков. Результаты численных расчетов по осреднению параметров и оценок погрешностей расчета средних параметров, возникающих при применении предложенных способов осреднения, в [29] не приводится.

В. И. Васильев [19] аналитически выполнил сравнение потерь полного давления при осреднении параметров неравномерного воздушного потока на входе в ВРД по способам с сохранением G, I^*, Φ и G, I^*, S , а также по массовому расходу и по площади. Установлено, что потери полного давления, полученные при осреднении дозвукового неравномерного потока по массовому расходу и с сохранением G, I^*, S практически одинаковы. В [19] получено, что потери полного давления при осреднении по площади превышают потери при осреднении с сохранением G, I^*, Φ примерно в два раза. Осреднение параметров по площади и с сохранением G, I^*, Φ приводит к завышению потерь полного давления по сравнению со способом с сохранением G, I^*, S . В [19] указывается, что при осреднении параметров неравномерного потока по площади отмечается погрешность расчета массового расхода (его завышение), которая зависит от степени неравномерности поля скоростей. Влияние изменения величины

приведенной скорости дозвукового потока и его температурной неравномерности на результаты осреднения параметров в [19] не рассматривалось.

J. L. Livesey [151] выполнил численные расчеты среднего полного давления при течении неравномерного потока воздуха в канале. Расчеты выполнены при различных эпюрах скоростей и при различной относительной толщине пограничного слоя, при различных числах M ($M = 0,2 \dots 4,0$), при постоянных температуре торможения и статическом давлении в сечении канала. Изменение теплоемкости рабочего тела от температуры не учитывалось. Рекомендуется использование способов осреднения с сохранением импульса и с сохранением энтропии, хотя указанные способы, по мнению автора [151], имеют недостатки.

А. С. Наталевич [114, 115] предложил способ осреднения неравномерного потока путем замены его двумя осредненными потоками. В одном из них сохраняется: статическое давление и G, Φ , в другом – статическое давление и G, S . Принималось, что в неравномерном потоке температура торможения постоянна ($T^* = \text{const}$). Изменение теплоемкости газа от температуры не учитывалось. Влияние степени неравномерности поля скоростей и температурной неравномерности, величины приведенной скорости потока на результаты осреднения в [114, 115] не рассматривалось.

А. П. Тунаковым [138] рассмотрены вопросы осреднения неравномерных воздушных и газовых потоков по результатам измерений, выполненных при испытаниях лопаточных машин и ГТД. Предложено усовершенствование существующих способов осреднения параметров неравномерных потоков путем дополнительного введения в некоторые способы коэффициентов неравномерности, которые представляют собой отношения интегральных характеристик в неравномерном и осредненном потоках. Следует отметить, что введение коэффициентов неравномерности является вынужденной мерой и обусловлено тем, что к настоящему времени не установлены обоснованные способы осреднения, при которых в одномерном осредненном потоке обеспечивается сохранение интегральных характеристик (G, I, I^*, Φ, S, E)

одномерного действительного потока. Предлагаемый подход, применяемый и в ряде других работ, (например, в [133]), не имеет общего теоретического обоснования, может приводить к неоднозначности результатов расчета средних параметров потока и усложняет операцию осреднения.

Г.Л. Гродзовский [33] на основе аналитического анализа уравнений неразрывности, полного импульса и полного теплосодержания предложил при анализе неоднородного течения газа за элементами турбомашин проводить осреднение температуры торможения по массовому расходу, а среднее направление потока – по импульсу. При этом расчет среднего полного давления в [33] предлагается выполнять по площади, так как, по мнению автора [33], оно приближенно равно среднему полному давлению, полученному из уравнения полного импульса.

О. В. Лыжин, И. И. Межиров [106] при расчете среднего полного давления неравномерного дозвукового потока также предлагают использовать способ осреднения по площади. Данные о влиянии скорости потока и неравномерности поля скоростей потока на погрешность определения, при этом способе, среднего полного давления в [106] не приводятся.

В работе В. С. Зуева и В. С. Макарона [46] указывается, что при наличии в потоке температурной неравномерности (неравномерности температуры торможения) среднее полное давление, рассчитанное по способу с сохранением G, I^*, S , может превышать максимальное полное давление действительного потока. В [46] при условии, что $T_{cp}^* = \frac{1}{G} \int T^* dG$, из уравнения равенства потока энтропии осредненного канонического потока потоку энтропии действительного неравномерного потока

$$\ln \frac{(T_{cp}^*)^{\frac{k}{k-1}}}{p_{cp}^*} = \frac{1}{G} \int \ln \frac{T^{\frac{k}{k-1}}}{p^*} dG ,$$

разрешенного относительно величины $p_{\text{ср}}^*$, получено уравнение, показывающее влияние температурной неравномерности на величину среднего полного давления канонического потока

$$\ln p_{\text{ср}}^* = \frac{k}{k-1} \left[\ln \frac{1}{G} \int T^* dG - \frac{1}{G} \int \ln T^* dG \right] + \frac{1}{G} \int \ln p^* dG.$$

Вклад температурной неравномерности в осредненное полное давление отражает квадратная скобка вышеприведенного уравнения. При $T^* = \text{const}$, выражение в квадратной скобке будет равно нулю, и среднее полное давление определяется в этом случае, как и в [127, 128], по формуле

$$\ln p_{\text{ср}}^* = \frac{1}{G} \int \ln p^* dG.$$

При наличии же в потоке температурной неравномерности выражение в квадратной скобке больше нуля. Первый член выражения в квадратных скобках представляет собой среднее арифметическое значение температуры торможения T^* , а второй член квадратной скобки представляет собой среднее геометрическое значение температуры торможения T^* . Тогда, для одноступенчатой температурной неравномерности, (то есть при рассмотрении двух потоков, имеющих различную температуру торможения $T_1^* \neq T_2^*$), при $G_1 = G_2$, полученное уравнение преобразуется в [46] к виду

$$\ln p_{\text{ср}}^* = \frac{k}{k-1} \left[\ln \frac{T_1^* + T_2^*}{2} - \ln \sqrt{T_1^* T_2^*} \right] + \frac{\ln p_1^* + \ln p_2^*}{2}.$$

Так как
$$\frac{T_1^* + T_2^*}{2} > \sqrt{T_1^* T_2^*},$$

и, следовательно,
$$\ln \frac{1}{G} \int T^* dG > \frac{1}{G} \int \ln T^* dG,$$

то температурная неравномерность, при определении среднего полного давления из уравнения потока энтропии, формально всегда вносит положительный вклад в величину $p_{\text{ср}}^*$, которая возрастает и может стать сколь угодно большой [46].

И.И. Межиров [110], с помощью аналитических преобразований уравнений сохранения энтропии и потока полного теплосодержания для двух одинаковых по массе порций газа ($G_1 = G_2$) и для одноступенчатой температурной неравномерности потока, аналитически показал справедливость полученного в [46] вывода.

А. Я. Данцыг, В. П. Лабендик, Н. М. Петров [36] также отмечают недостаток способа осреднения с сохранением G, I^*, S при его использовании для обработки параметров потока газа, имеющего температурную неравномерность. В [36] предложен новый способ осреднения с сохранением в исходном и осредненном потоках одинаковых значений массового расхода, потока полного теплосодержания и соблюдением баланса энтропии. Как указывается в [36], сущность соблюдения баланса энтропии (в отличие от сохранения потока энтропии) заключается в том, что в замкнутой энергоизолированной системе при выравнивании параметров, например двух равномерных в отдельности газовых потоков, имеющих различные полные давления и температуры торможения, происходит необратимый процесс передачи тепла от одного потока к другому, сопровождающийся увеличением энтропии. То есть, при осреднении неравномерного по температуре действительного потока по способу с соблюдением баланса энтропии [36], величина потока энтропии будет больше формально заниженной величины потока энтропии, полученной при способе осреднения с сохранением G, I^*, S [127, 128].

Среднее полное давление газа по предлагаемому в [36] способу рассчитывается по формуле

$$\ln p_s^* = \frac{1}{\int_G R_T dG} \int_G R_T (\ln p^*) dG.$$

А.Д. Рекин [124] при условии сохранения G, I^* и из условия сохранения работоспособности газового потока, (или отсутствии механической работы газового потока), предложил способ определения среднего полного давления

потока газа, имеющего температурную неравномерность, с помощью уравнения средней по расходу удельной механической работы струйки газа

$$L_{\text{ср}} = -c_p \frac{1}{G} \int T_1^* \left[\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] dG,$$

где индексы 1 и 2 обозначают поперечные сечения потока на входе и выходе из идеальной лопаточной машины (модель идеального турбокомпрессора). Из предложенного уравнения в [124], при условии, что $L_{\text{ср}} = 0$ и $p_2^* = \text{const}$ и что струйки тока, находящиеся в «турбинных» условиях, передают работу струйкам тока, находящимся в «компрессорных» условиях, а также принимая, что неравномерный на входе газовый поток выравнивается на выходе только по полному давлению (при допущениях, что $c_p = \text{const}$, $k = \text{const}$), получена формула

$$p_2^{*\frac{k-1}{k}} = \frac{T_{1\text{ср}}^*}{\frac{1}{G} \int \left(\frac{T_1^*}{p_1^{*\frac{k-1}{k}}} \right) dG} = p_{1\text{ср}}^{*\frac{k-1}{k}}, \quad \text{где} \quad T_{1\text{ср}}^* = \frac{1}{G} \int T_1^* dG.$$

Давление p_2^* , рассчитанное по этой формуле из условия сохранения работоспособности газового потока в целом, считается в [124] средней величиной полного давления неравномерного потока в сечении 1 ($p_{1\text{ср}}^* = p_2^*$). Среднее полное давление, рассчитываемое с помощью предложенной в [124] формулы, определяется как изоэнтропически выровненное полное давление неравномерного потока при сохранении температурной неравномерности и при отсутствии механической работы газового потока (модель идеального турбокомпрессора).

Как указывается в [124], если вычислить энтропию осредненного потока по среднемассовой температуре торможения $T_{1\text{ср}}^*$ и полному давлению $p_{1\text{ср}}^*$, полученному с помощью предложенной формулы, то при наличии в потоке температурной неравномерности величина удельной энтропии осредненного

потока будет больше формально заниженной удельной энтропии действительного неравномерного потока.

Е. М. Таран [132], при наличии радиальной неравномерности воздушного потока на входе в ГТД, для расчета полного давления на входе в двигатель рекомендует использовать способ осреднения с сохранением G, I^*, S и осреднение неравномерного потока производить отдельно для внутреннего и наружного контуров двигателя. В [133] Е. М. Таран рассмотрел 7 способов осреднения, в том числе по площади, с сохранением G, I^*, S и G, I^*, Φ . Указывается, что с точки зрения удобства рекомендуется использовать 3 способа осреднения: 1) с сохранением p_F и I^*, E ; 2) с сохранением p_F, G и количества движения $K = \int_G W dG$; 3) с сохранением политропической работы (компрессора или турбины) и I^*, E . Однако, во всех трех рекомендуемых способах необходимо использовать предложенные в [133] четыре поправочных коэффициента неравномерности для обеспечения сохранения в потоках, осредненных по этим способам, расхода и других интегральных характеристик. Осреднение по массовому расходу и влияние на результаты осреднения величины приведенной скорости потока, степени неравномерности поля скоростей и температурной неравномерности в [132, 133] не рассматривались.

В [47] В. Я. Изаак, Е. М. Таран и В. А. Шульгин для определения параметров в сечении на выходе из сопел применяли способы осреднения с сохранением G, I^*, Φ и с сохранением G, Φ и среднего по площади статического давления.

В. В. Медведевым и А. В. Нерадько [109] аналитическим путем выполнен сравнительный анализ способов осреднения неравномерных газовых потоков. В качестве расчетной модели рассмотрена цилиндрическая камера смешения двухконтурного ГТД. Принято, что газ идеальный, а трение потока о стенки каналов отсутствует. Величины скоростей воздуха и газа, полных давлений и температур торможения во внутреннем и наружном контуре ГТД постоянны.

Рассмотрены два равномерных потока газа и воздуха во внутреннем и наружном контурах двухконтурного ГТД, образующие ступенчатую неравномерность параметров на входе в камеру смешения. Отличие температур торможения газа и воздуха в [109] характеризовалось коэффициентом $\theta = T_1^* / T_2^*$, отличие полного давления – коэффициентом $\bar{p}^* = p_2^* / p_1^*$. В результате анализа установлено [109], что при наличии в потоке температурной неравномерности ($\theta > 1,0$) и при $\bar{p}^* = 1,0$, при способе с сохранением G, I^*, S среднее полное давление может превосходить наибольшее из давлений в исходном потоке. При способах осреднения по массовому расходу и с сохранением баланса энтропии величины средних полных давлений отличаются не более чем на 0,2...0,4 %. На взгляд авторов [109], наиболее обоснованными являются способы осреднения с соблюдением баланса энтропии и по модели идеального турбокомпрессора. Следует отметить, что задача осреднения потока на входе в камеру смешения в [109] очень упрощена и сведена к замене двух действительных отдельных неравномерных потоков газа и воздуха на два равномерных потока, образующих ступенчатую неравномерность. Далее, два равномерных потока заменены на условный равномерный поток газа.

В. Х. Абианцем, Г. Л. Подвидзом и Л. М. Лебедевой [1] с помощью приближенных аналитических соотношений для процесса смешения струй холодного и горячего газа на входе в турбину, имеющих одинаковое полное давление ($p^* = \text{const}$) и прямоугольную симметричную эпюру температуры торможения, показано, что неоднородность температурного поля потока газа, по сравнению с однородным полем, приводит к незначительному увеличению расхода газа. О возможном увеличении расхода газа при наличии в потоке температурной неравномерности также указывается в работе Р. А. Колюбакина и В. Н. Серманова [49].

А. Я. Данцыг, В. П. Лабендик и О. Б. Минеев [37] предложили способ осреднения с сохранением массового расхода G , потока полного теплосодержания I^* и потока кинетической энергии E . Предложенный способ, по

мнению авторов, позволяет установить однозначную связь между потерями полного давления в узлах ГТД и его эффективным КПД. Способ с сохранением G, I^*, E , по мнению авторов [37], может быть использован для осреднения параметров неравномерного потока в устройствах, преобразующих кинетическую энергию в реактивную тягу. Результаты расчетов по осреднению параметров газовых потоков с помощью предложенного способа и возникающих при этом погрешностей в [37] не приводятся.

В работах [111], описывающей и в [116] регламентирующей метод расчета КПД компрессора по результатам испытаний, осреднение неравномерного потока воздуха в сечениях на входе и выходе из компрессора предлагается производить по способу с сохранением G, I^*, S . Алгоритм осреднения [111, 116] предусматривает использование аппроксимирующих формул термодинамических функций воздуха $i = f(T)$, $T = f(i)$, $s = f(T)$ и $T = f(s)$ согласно [7]. Расчет производится при постоянной величине газовой постоянной $R = 287,025 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ без учета влияния влажности воздуха на ее величину и на величины удельных энтальпии и энтропии.

1.3 Методы параметрической идентификации математических моделей ГТД по результатам испытаний (обзор существующих методов)

Одним из важных инструментов, применяемых на этапах проектирования, доводки, серийного производства и эксплуатации ГТД, является его нелинейная математическая модель (ММ) на установившихся режимах работы.

ММ ГТД позволяет проводить расчеты его высотно-скоростных (ВСХ) и дроссельных характеристик, формировать исходные данные для газодинамических расчетов и проектирования узлов ГТД, для проектирования САУ ГТД, для расчетов температурного состояния деталей и расчетов на прочность, для планирования различных видов испытаний и проведения диагностики состояния ГТД в процессе его эксплуатации.

Эффективность применения ММ ГТД зависит от ее адекватности реальному объекту. Процесс повышения точности ММ ГТД на установившихся режимах за

счет структурной идентификации ММ (введения в структуру ММ дополнительных уравнений, обеспечивающих повышение точности описания рабочего процесса ГТД) близок к своему завершению. Поэтому, в настоящее время на первый план выходит задача повышения точности ММ ГТД за счет параметрической идентификации (ПИ) – задачи заключающейся в уточнении по результатам стендовых испытаний ГТД математических моделей их узлов по отношению к ММ узлов ГТД, полученным расчетным путем или при автономных испытаниях узлов.

Обзор некоторых методов ПИ идентификации ММ ГТД проведен в работах А. П. Тунакова [138], С. В. Епифанова [41], а также В. А. Григорьевым в главе 11 работы [26]. В настоящем параграфе выполнен более широкий анализ методов ПИ идентификации нелинейных ММ ГТД на установившихся режимах.

Методы ПИ ММ ГТД, применяемые в практике, изложены в работах авторов этих методов – Б. Н. Амелина, О. Н. Фаворского [5], А. П. Тунакова [138], Е. М. Тарана, В. О. Боровика [11, 12, 104, 134], С. Ф. Ладыгина [102, 103], С. К. Бочкарева, А. Я. Дмитриева, В. В. Кулагина, С. В. Макеев, В. В. Мосоулина, А. А. Мосоулина [14, 15, 16, 136].

Некоторые подходы для повышения эффективности ПИ предложены в работах С. В. Епифанова и А. Н. Хусточки [41, 143], В. А. Курлыкова [101], А. М. Ахмедзянова, Х. С. Гумерова, Е. П. Марковниковой, Ю. Д. Дегтярева [6], В. И. Васильева, С. В. Жернакова [21, 43].

Традиционный метод параметрической идентификации математических моделей ГТД по результатам испытаний

Первой работой по ПИ ММ ГТД является так называемый традиционный метод увязки (ТМУ) параметров ММ ГТД с результатами его испытаний, предложенный Б. Н. Амелиным и О. Н. Фаворским в ЦИАМ им. П. И. Баранова в 1955 г. [5]. ПИ ММ в ТМУ осуществляется с помощью двух термогазодинамических задач (ТГЗ) – прямой и обратной. С помощью прямой ТГЗ (задачи расчета ВСХ ГТД) до и после проведения ПИ производится оценка адекватности ММ ГТД реальному объекту путем сравнения величин расчетных

параметров ГТД $N_{k \text{ расч}}$ с величинами экспериментально измеренных параметров $N_{k \text{ экс}}$. С помощью обратной ТГЗ по результатам стендовых испытаний ГТД определяются параметры характеристик его узлов x_n .

Количество неизвестных x_n в системе определяющих уравнений в ОТГЗ зависит от типа и схемы ГТД, а также от степени препарирования проточной части ГТД при проведении его испытаний. В систему определяющих уравнений также входит ряд известных постоянных величин – площадей характерных сечений проточной части ГТД – F_d и некоторых геометрических размеров элементов узлов ГТД (размеры хорд лопаток компрессора и турбины) – b_c .

Количество параметров ГТД, измеряемых при проведении его испытаний $N_{k \text{ экс}}$, ограничено по причине сложности размещения датчиков в проточной части ГТД, сложности обеспечения их работоспособности в условиях высоких температур, а также из-за влияния датчиков на КПД узлов и на параметры ГТД. Из-за ограничений по количеству измеряемых при испытаниях ГТД параметров система определяющих уравнений в обратной ТГЗ является незамкнутой. Для замыкания и решения системы уравнений, (на основе опыта инженера, проводящего ПИ, и на основе результатов, ранее полученных при испытаниях отдельных узлов ГТД), необходимо, из числа x_n , априорно задаться величинами ряда неизвестных коэффициентов (параметров) ММ узлов y_{j0} .

ТМУ параметров включает в себя следующие этапы:

– решение (при априорно заданных y_{j0}) с помощью обратной ТГЗ (для каждой, полученной при испытаниях ГТД экспериментальной точки) системы определяющих (нелинейных алгебраических) уравнений, описывающих рабочие процессы, происходящие в ГТД, и определение параметров ММ узлов x_i , где $x_i = x_n - y_{j0}$,

– проверка адекватности уточненной ММ ГТД (проверка путем решения прямой ТГЗ обоснованности результатов, полученных при решении обратной ТГЗ) в каждой экспериментальной точке, полученной при испытаниях ГТД.

При ПИ ММ ГТД с помощью ТМУ учитывается корреляция между неизвестными, то есть, при определении по экспериментальной информации неизвестных коэффициентов ММ узлов x_i , между ними, а также между y_{j0} и x_i всегда выдерживаются количественные соотношения, задаваемые системой определяющих уравнений. Это является достоинством ТМУ.

Ограничением ТМУ является невысокая эффективность при поиске таких величин коэффициентов y_j , (и соответственно x_i), которые (после операции отбраковки грубых ошибок измерений) обеспечивают сходимость расчетных и измеренных при испытаниях параметров ГТД при всех, существенно отличающихся, эксплуатационных условиях и режимах, имеющих место при испытаниях. Уточнение априорно заданных коэффициентов y_{j0} в ТМУ сводится к перебору их величин без какого-либо формального условия и зависит от степени достоверности начальных приближений y_{j0} и опыта инженера, проводящего идентификацию. ТМУ параметров [5] широко применяется в практике авиадвигательных ОКБ и в настоящее время [25, 144, 145].

Формальные методы параметрической идентификации

Кроме ТМУ, широко применяемого для ПИ ММ ГТД, известны так называемые формальные методы ПИ. К ним относятся: метод наименьших квадратов (МНК) [138], метод нелинейного программирования [6], метод нелинейной оптимизации [101], метод уравнивания [11, 12, 104, 134], метод наименьших модулей и квадратично-взвешенных приближений [102, 103], метод с использованием функции Хубера [14, 15, 16, 136].

При проведении ПИ ММ ГТД формальными методами используются две задачи: прямая ТГЗ и задача оптимизации. С помощью прямой ТГЗ определяются величины расчетных параметров на режимах и в условиях соответствующим тем, при которых проводился эксперимент, а также рассчитываются относительные коэффициенты влияния $\delta N_{kz} / \delta x_n$ параметров ММ узлов x_n на величины расчетных параметров ГТД.

Полученные в прямой ТГЗ коэффициенты влияния и величины невязок между измеренными при испытаниях параметрами $N_{kz_{\text{экс}}}$ и расчетными параметрами ГТД $N_{kz_{\text{расч}}}$ на режимах, имевших место при испытаниях, передаются в задачу оптимизации, с помощью которой находятся поправки δx_n к неизвестным параметрам ММ узлов x_n исходя из обеспечения минимума некоторой выбранной функции цели, (например, минимума суммы квадратов невязок между экспериментально измеренными и расчетными параметрами ГТД).

Следует отметить, что задача, названная условно задачей оптимизации, обеспечивает нахождение таких «оптимальных» величин поправок δx_n к величинам параметров ММ узлов x_n , при которых (после отбраковки грубых ошибок измерений) обеспечивается хорошая сходимость расчетных параметров ГТД с экспериментально измеренными параметрами. В общем случае «задача оптимизации» относится к классу обратных некорректно поставленных задач идентификации [137], служащих для восстановления причинных характеристик процессов, происходящих в исследуемых объектах.

К формальным методам ПИ ММ ГТД относятся следующие методы.

Метод наименьших квадратов

В методе ПИ ММ ГТД, разработанном А. П. Тунаковым и называемом, согласно используемому математическому аппарату, методом наименьших квадратов [138], система линейных условных уравнений, на основе которой формируется функция цели, имеет вид

$$\sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \delta N_{kz} + \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \sum_{n=1}^N \sqrt{P_k} \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta x_n} \right) \delta x_n = \sum_k \sum_z \sqrt{P_k} \xi_{kz}, \quad (1.1)$$

где ξ_{kz} – величины остаточных невязок между расчетными и измеренными параметрам ГТД, P_k – веса измерений параметров N_k .

Наиболее вероятные значения неизвестных определяются из условия минимума суммы квадратов остаточных невязок. Для системы условных

уравнений (1.1) это условие, согласно принципу Лежандра [149], в виде функции цели имеет вид

$$F(\delta x_n) = \left(\sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \delta N_{kz} + \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \sum_{n=1}^N \sqrt{P_k} \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta x_n} \right) \delta x_n \right)^2 = \min, \quad (1.2)$$

где δx_n – искомые относительные поправки к исходным x_{n0} величинам варьируемых параметров (коэффициентов), $n = (1, 2, \dots, N)$, $\delta x_n = \frac{x_n - x_{n0}}{x_{n0}}$; P_k – веса измерений параметров, $k = (1, 2, \dots, K)$; δN_{kz} – относительные взвешенные невязки между измеренными и расчетными параметрами

$$\delta N_{kz} = \left(\frac{N_{kz \text{ экс}} - N_{kz \text{ расч}}}{N_{kz \text{ экс}}} \right) \sqrt{P_k},$$

$(\delta N_{kz} / \delta x_n)$ – относительные коэффициенты влияния, определяемые численным способом путем решения прямой ТГЗ в каждой z -ой экспериментальной точке, $z = (1, 2, \dots, Z)$.

Необходимым условием минимума функции (1.2) является

$$\partial F / \partial (\delta x_n) = 0. \quad (1.3)$$

После дифференцирования функции (1.2), получения $(n \cdot k)$ уравнений вида (1.3) и их преобразования, получена система (n) нормальных уравнений, которая в матричной форме имеет вид

$$BX = A, \quad (1.4)$$

где $X^T = \| \delta x_1 \quad \delta x_2 \quad \delta x_3 \dots \delta x_n \|$,

$$A^T = \left\| \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \delta N_{kz} \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta x_1} \right) \quad \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \delta N_{kz} \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta x_2} \right) \dots \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \delta N_{kz} \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta x_n} \right) \right\|,$$

B – матрица коэффициентов влияния, симметричная относительно главной диагонали. Система нормальных уравнений (1.4) после ее преобразования к виду

$$X = B^{-1} A, \quad (1.5)$$

позволяет определить наиболее вероятные поправки δx_n к параметрам x_{n0} и, далее, наиболее вероятные значения неизвестных параметров ММ узлов

$$x_n = x_{n0} + \delta x_n \cdot x_{n0}.$$

При решении системы уравнений (1.5) на величины поправок δx_n накладываются ограничения

$$\delta x_{n \min} \leq \delta x_i \leq \delta x_{n \max},$$

где $\delta x_{n \min}, \delta x_{n \max}$ – относительные поправки, соответствующие предельным (минимально и максимально возможным) значениям варьируемых параметров x_n .

В качестве варьируемых параметров x_n выбираются КПД узлов или коэффициенты, входящие в ММ узла (наименее достоверные параметры ММ узлов, величины которых сохраняются постоянными на исследуемых режимах работы ГТД). При решении системы нормальных уравнений погрешности измеряемых параметров учитываются введением в нормальные уравнения весов измерений при допущении о независимости погрешностей измерений между собой и от режима работы ГТД. Принимается, что ошибки измерений подчиняются нормальному закону распределения, а ошибка расчета мала по сравнению с ошибками измерений. Вес измерения рассчитывается по формуле

$$P_k = \frac{\sigma_0^2}{\sigma_k^2},$$

где σ_k – средняя квадратичная погрешность измерения k -го параметра, σ_0 – максимальная средняя квадратичная погрешность измерения одного из параметров N_k .

Метод нелинейного программирования

В методе, названном авторами методом нелинейного программирования [6], который является некоторым развитием метода, предложенного в [138], функция цели имеет вид

$$F(\delta x_i, \Theta) = \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \left(\delta N_{kz} - \sum_{i=1}^I (\delta N_{kz} / \delta x_i) \delta x_i \right)^2 = \min, \quad (1.6)$$

при условии наложения ограничений на допустимые отклонения δx_i , где δN_{kz} – относительные невязки между измеренными и расчетными параметрами ГТД, $\delta N_{kz} = \left(\frac{N_{kz \text{ экс}} - N_{kz \text{ расч}}}{N_{kz \text{ экс}}} \right)$; δx_i – искомые относительные поправки к исходным величинам варьируемых параметров (коэффициентов) x_{i0} ; $\delta x_{i \min}, \delta x_{i \max}$ – относительные поправки, соответствующие предельным (минимально и максимально возможным) значениям варьируемых параметров; Θ – номер группы варьируемых коэффициентов, которая по сравнению с другими возможными группами, выбранными из всей совокупности коэффициентов x_n , обеспечивает минимум функции цели, $\Theta = \overline{1, L}$; n – общее количество варьируемых коэффициентов; i – число варьируемых коэффициентов в группе, $i = \overline{1, I}$; L – число возможных групп сочетаний варьируемых коэффициентов $L = \frac{n!}{i!(n-i)}$. В качестве варьируемых параметров (коэффициентов) выбираются КПД узлов или коэффициенты, входящие в ММ узлов. Все остальные положения и допущения, принимаемые в [6], соответствуют [138].

Метод нелинейной оптимизации

В методе, названном авторами методом нелинейной оптимизации [101], задача идентификации ММ ГТД сводится к определению поправок δx_n к характеристикам узлов в результате минимизации функции

$$F(\delta x_n) = \sum_{k=1}^K \left(\sum_{n=1}^N (\delta N_k / \delta x_n) \delta x_n - \delta N_k \right)^2 = \min, \quad (1.7)$$

где δN_k – отклонения измеренных параметров двигателя от расчетных; δx_n – поправки к характеристикам узлов, при этом $n \neq k$, $k < n$. Поиск поправок δx_n осуществляется с помощью метода Ньютона в области заданной ограничениями путем решения системы линейных алгебраических уравнений

$$(\delta N_1/\delta x_1)\delta x_1 + \dots + (\delta N_1/\delta x_n)\delta x_n = \delta N_1$$

$$\dots\dots\dots$$

$$(\delta N_k/\delta x_1)\delta x_1 + \dots + (\delta N_k/\delta x_n)\delta x_n = \delta N_k$$

Метод уравнивания

В методе уравнивания [11, 12, 104, 134] система линейных алгебраических уравнений для определения поправок δx_n к исходным величинам варьируемых параметров (коэффициентов) x_{n0} имеет вид

$$\begin{aligned} N_{1 \text{ экс}} - N_{1 \text{ расч}} + (\Delta N_{1 \text{ экс}} / \delta W_l) \delta W_l - (\Delta N_{1 \text{ расч}} / \delta v_n) (\delta v_n / \delta W_l) \delta W_l - \\ - (\Delta N_{1 \text{ расч}} / \delta x_n) \delta x_n = 0 \\ \dots\dots\dots (1.8) \\ N_{k \text{ экс}} - N_{k \text{ расч}} + (\Delta N_{k \text{ экс}} / \delta W_l) \delta W_l - (\Delta N_{k \text{ расч}} / \delta v_n) (\delta v_n / \delta W_l) \delta W_l - \\ - (\Delta N_{k \text{ расч}} / \delta x_n) \delta x_n = 0. \end{aligned}$$

В систему уравнений (1.8), кроме неизвестных поправок к коэффициентам (параметрам) характеристик узлов δx_n , входят неизвестные в виде поправок δW_l к независимо измеряемым при испытании параметрам W_l . (К ним в частности относятся $T_{\text{вх}}^*$, $p_{\text{тбк}}$). В систему уравнений (1.8) также входят коэффициенты, учитывающие влияние режимных параметров v_n на расчетные параметры двигателя и коэффициенты влияния независимо измеряемых параметров W_l на режимные параметры v_n . Предполагается, что поправки δx_n к величинам x_n являются независимыми.

К режимным параметрам v_n относятся $T_{\text{вх}}^*$, $p_{\text{вх}}^*$, $p_{\text{тбк}}$, частота вращения ротора $n_{\text{нд}}$, площадь сопла F_c . Следует отметить, что матрицы коэффициентов влияния $(\Delta N_{k \text{ экс}} / \delta W_l)$ и $(\delta v_n / \delta W_l)$ имеют 91...95 % нулевых членов. Из системы (1.8) необходимо определить величины поправок δx_n и δW_l .

Система линейных уравнений (1.8) содержит k уравнений и $(n+l)$ неизвестных, при этом количество уравнений меньше числа неизвестных $k < (n+l)$. Для решения системы (1.8) используется дополнительное условие, вытекающее из условия принципа максимального правдоподобия, по которому сумма квадратов оценок δx_n и δW_l (с учетом весов коэффициентов характеристик узлов P_n и весов измерений независимо измеряемых параметров P_l) должна быть минимальной

$$\sum_{l=1}^L P_l (\delta W_l)^2 + \sum_{n=1}^N P_n (\delta x_n)^2 = \min. \quad (1.9)$$

При этом принимается, что неизвестные поправки δW_l и δx_n являются независимыми случайными величинами, распределенными по нормальному закону. В случае достаточно высокой точности измерений параметров согласно требованиям [9], можно пренебречь поправками к независимо измеряемым параметрам δW_l . В этом случае система (1.8) вырождается в систему условных уравнений (1.1), являющихся основой для получения функции цели и системы нормальных уравнений, используемых в МНК [138], но решаемых в [11, 12, 104, 134] для каждой в отдельности экспериментальной точки.

Метод наименьших модулей (МНМ) с использованием квадратично-взвешенных приближений

В работах [102, 103], для случая, когда ошибки измерений и ошибки задания параметров модели распределены не по нормальному закону и при отсутствии числовых характеристик законов распределения, предложено решать задачу уравнивания [11] с помощью МНМ [113]. При этом функция цели имеет вид

$$\sum_{l=1}^L P_l |\Delta W_l| + \sum_{n=1}^N P_n |\Delta x_n| = \min. \quad (1.10)$$

Обеспечение функции цели (1.10) совпадает с требованием обеспечения максимального правдоподобия для случайных величин, распределенных по закону Лапласа. Для решения задачи предлагается воспользоваться квадратично-взвешенным приближением (КВП) [102, 103], при котором функция цели вида (1.10) в задаче уравнивания по МНМ заменяется функцией цели вида

$$f = \sum_{l=1}^L \frac{P_l^2 |\Delta W_{lm}|^2}{P_l |\Delta W_{l(m-1)}|} + \sum_{n=1}^N \frac{P_n^2 |\Delta x_{nm}|^2}{P_n |\Delta x_{n(m-1)}|} = \min, \quad (1.11)$$

где m – номер итерации (текущий шаг), $(m-1)$ – предыдущий шаг, P – веса измерений, $\Delta W_l, \Delta x_n$ – поправки к независимо измеренным параметрам и параметрам модели. По мнению автора работы [41], уравнивание по МНМ с использованием КВП [102, 103] является более устойчивым к погрешностям измерений.

Метод с использованием функции Хубера с регуляризацией решения

В [14, 15, 16, 136] для идентификации ММ ГТД используется метод с использованием функции Хубера с регуляризацией решения. Основные положения метода сводятся к следующему.

Исходными уравнениями являются система нелинейных уравнений, описывающих рабочий процесс и совместную работу узлов ГТД и связывающая параметры ГТД P с параметрами его узлов θ и входными воздействиями X (внешними условиями и режимом работы):

$$P = f(\theta, X). \quad (1.12)$$

При заданных внешних условиях и режиме работы параметры ГТД являются функцией параметров его узлов

$$P = f(\theta). \quad (1.13)$$

Идентификация такой ММ заключается в уточнении параметров узлов θ по значениям параметров двигателя P , измеренных в процессе испытаний.

В линеаризованном виде ММ ГТД имеет вид

$$\delta P_j = \sum_{i=1}^n \frac{\delta P_j}{\delta \theta_i} \delta \theta_i + \Delta_j, \quad (1.14)$$

где δP_j – отклонение измеренного значения j -го параметра ГТД от его расчетной величины, %; $\delta \theta_i$ – отклонение значения i -го параметра узла от его расчетного значения, %; $\delta P_j / \delta \theta_i$ – коэффициент влияния i -го параметра узла на j -й параметр ГТД; Δ_j – невязки, обусловленные ошибками измерения параметров ГТД; $j = 1 \dots k$, $i = 1 \dots n$; k – количество измеренных параметров; n – количество параметров характеристик узлов, подлежащих идентификации.

Задача ПИ ММ ГТД [136] состоит в оценке поправок $\delta \theta_i$ к параметрам узлов по отклонениям расчетных параметров двигателя δP_j от экспериментально измеренных. Решение системы уравнений (1.14) осуществляется при условии

$$\sum_{j=1}^k \gamma_j^2 F(\Delta_j) + \alpha \sum_{i=1}^n \gamma_i^2 F(\delta \theta_i - \delta \theta_{i0}) = \min, \quad (1.15)$$

где F – функция Хубера; γ_j – коэффициент веса, обратно пропорциональный погрешности измерения параметров ГТД, $\gamma_j = 1/\sigma(\delta P_j)$; γ_i – коэффициент веса, обратно пропорциональный заданной величине возможного разброса параметра узла, $\gamma_i = 1/\sigma(\delta \theta_i)$; θ_i – оценки параметров состояния; θ_{i0} – априорные оценки параметров состояния; α – коэффициент регуляризации (задается исследователем и учитывает относительную значимость экспериментальной информации о признаках и о параметрах состояния [15]). При $\alpha=0$ априорная информация не учитывается; при $\alpha=1$ в равной степени учитывается априорная информация и данные об измерениях параметров; при $\alpha \geq 10$ данные об измеренных параметрах в значительной степени игнорируются. По найденным в результате идентификации оценкам $\delta \theta_i$ корректируются характеристики узлов, а по нелинейной ММ ГТД рассчитываются его параметры.

Применение функции Хубера, по мнению авторов [15], позволяет ослабить влияние грубых ошибок измерений и неправильных представлений об априорных оценках параметров состояния, а также повысить значение неформализованного опыта исследователя, проводящего идентификацию.

Особенности формальных методов идентификации

Поиск решения при идентификации в методах [6, 138] производится одновременно для всех экспериментальных точек, в методах [11, 12, 101, 102, 136] – для каждой в отдельности экспериментальной точки.

При проведении идентификации с помощью методов [6, 101, 138] на область изменения искомым неизвестных x_n накладываются двухсторонние ограничения ($x_{n \min} \leq x_n \leq x_{n \max}$), что обусловлено выходом получаемых при решении величин параметров x_n за границы их реальных физических значений из-за обеспечения формального условия, задаваемого функцией цели.

Достоинством формальных методов [6, 138] является их достаточно высокая эффективность с позиций обеспечения сходимости между расчетными и экспериментально измеренными параметрами ГТД в различных условиях и на различных режимах. Методы [11, 12, 101, 102, 136] являются менее

эффективными, так как идентификации в них производится для каждой в отдельности экспериментальной точки (режима и условий работы ГТД). После идентификации с помощью метода уравнивания в [104] рекомендуется проводить многомерный регрессионный анализ для получения сведений о характере изменения параметров характеристик узлов во всем диапазоне режимов работы ГТД.

Основным ограничением формальных методов ПИ ММ ГТД [6, 11, 12, 101, 102, 136, 138] является принятие в них допущения о независимости между собой поправок δx_n к уточняемым коэффициентам характеристик узлов x_n . Как показал анализ [93], это приводит, (при заданных экспериментальных данных $N_{kz_{\text{экс}}}$), к нарушению в получаемом решении количественных соотношений (задаваемых системой определяющих уравнений, описывающих рабочие процессы, происходящие в ГТД) между уточняемыми коэффициентами. При допущении о независимости неизвестных существенно возрастает возможность получения при решении таких сочетаний величин параметров характеристик узлов x_n , при которых формально обеспечивается хорошая сходимость расчетных параметров ГТД с экспериментальными данными, но которые физически нереализуемы [93].

Ограничением формальных методов является также, принимаемое в [6, 138], допущение о постоянстве во всем эксплуатационном диапазоне работы ГТД величин искомых поправок δx_n к параметрам характеристик узлов x_n . Это допущение делается с целью сокращения количества неизвестных δx_n . Так как характеристик узлов являются нелинейными функциями двух и трех переменных, то принятие последнего допущения требует либо упрощения ММ ГТД, либо приводит к снижению качества идентификации.

При наличии в экспериментальных данных грубых ошибок измерений и при отличии их распределения от нормального, формальные методы, описанные в [6, 11, 12, 101, 136, 138], могут приводить к смещению оценок результатов идентификации. Следует отметить, что указанной особенности лишен ТМУ параметров, при использовании которого, после статистической обработки

полученных, при решении обратной ТГЗ зависимостей показателей эффективности ММ узлов от безразмерных параметров или критериев подобия, возможно отсеивание экспериментальных точек, содержащих ошибки измерения.

В работе С.В. Елифанова [41] проведен анализ работ, в которых идентификация выполняется с помощью МНК. Указывается, что МНК–оценка при выполнении определенных условий является несмещенной, состоятельной и эффективной. Также указывается [41], что задача минимизации квадратичной функции цели (например, вида (1.2), (1.6)) при ряде условий является некорректно поставленной [137], так как небольшие отклонения в исходных данных могут приводить к значительным отклонениям оценок. МНК имеет слабую робастность [41] если реальное распределение ошибок измерений отличается от нормального. МНК ограничивает возможность учета априорной информации об объекте, что не позволяет достичь наилучшего качества идентификации. Некорректность и слабая робастность МНК усиливаются [41] плохой обусловленностью матрицы линейных нормальных уравнений.

Повышение роли априорной информации

В [41, 143] в качестве одного из возможных подходов, направленных на повышение точности и устойчивости решения при ПИ ММ ГТД, предложено в максимальной степени использовать априорную информацию о ММ ГТД за счет более полного учета различного рода факторов неопределенности. К этим факторам относится неполнота информации о характеристиках двигателя и его индивидуальности, разнородность информации получаемой, например, при автономных испытаниях узла или при его испытаниях в системе ГТД, неточность алгоритмов расчета характеристик ГТД. Для максимального использования априорной информации применительно к объекту, имеющему не статистическую природу, она может быть представлена в виде утверждений в форме ограничений, например, КПД узла не может быть больше 1,0, или в форме нечеткой информации о диапазоне изменения какого-либо параметра ГТД. Для анализа ММ ГТД при разнородной о них априорной информации в [41, 143], предлагается использовать аппарат нечетких множеств, предложенный Л. Заде [44].

Указывается [143], что при проведении ПИ необходимо также учитывать частные критерии и ограничения, заданные нечетким образом на основе субъективной информации от лиц, принимающих решение – разработчиков ММ. Учитывая, что эта информация имеет не статистический характер, возможно применение теории нечетких множеств. Ключевым элементом реализации такого подхода, по мнению авторов [41, 143], является свертка частных критериев качества ММ в глобальный и задание лицами, принимающими решение, критериев адекватности (качества) ММ ГТД в виде функций желательности.

Методы теории нейронных сетей

В последнее время появились работы по идентификации ММ ГТД с помощью методов теории нейронных сетей (НС) [20, 21, 43] на основе использования современных нейрокомпьютеров, имеющих производительность более 10 миллиардов операций в секунду и мощное программное обеспечение. В указанных работах приведены примеры создания нейросетевых (НС) моделей ГТД, которые могут использоваться при контроле и диагностике технического состояния ГТД, при аппроксимации статических характеристик ГТД, при создании (на основе расчетной или экспериментально полученной динамической характеристики ГТД) динамической НС–модели ГТД, при проектировании систем управления ГТД и других целей. НС–модели обеспечивают высокую точность аппроксимации нелинейных функций многих переменных и интерполяции табличных зависимостей, имеют возможность обучения и до обучения на примерах. Идея идентификации ММ ГТД с использованием НС «основана на представлении модели ГТД в виде «черного ящика» с помощью НС–модели с заданной структурой и большим числом настраиваемых коэффициентов» [20]. При этом «задача идентификации ГТД» представляет собой задачу построения НС–модели ГТД, воспроизводящей с заданной точностью зависимость «вход-выход» [20]. Идентификация ММ ГТД, с помощью ТМУ [5] и МНК [138], представляет собой задачу, в которой на основе экспериментальных данных выявляются причинные характеристики (характеристики узлов ГТД), порождающие протекание следственных характеристик (выходных параметров

ГТД). Задачей же идентификации НС–модели, является построение нейросетевого «двойника» реального ГТД, описывающего изменение его параметров при изменении внешних условий. То есть, при идентификации НС–модели ГТД производится ее обучение и получение аппроксимирующих зависимостей, воспроизводящих следственные характеристики ГТД на основе использования результатов ограниченного эксперимента или на основе использования нелинейной ММ ГТД, идентифицированной по результатам эксперимента, например, с помощью методов [5, 138].

Методики идентификации

В работах [98, 99] предложены методики ПИ ММ ГТД, имеющие целью повышение эффективности процесса идентификации. В [98] рассмотрено усовершенствование процесса идентификации путем последовательного изменения в ее процессе структуры ММ и привлечения дополнительной информации с учетом степени ее достоверности. В [99] предложена методика идентификации ММ ГТД в системе DVIGw, устраняющая недостатки методики [98] и развивающая ее. Метод ПИ ММ ГТД, являющийся основой для методик идентификации [98, 99], и система уравнений, применяемая в этом методе, в работах [98] и в [99] не приведены.

Следует отметить, что научные работы, в которых разработаны и апробированы методики диагностики технического состояния проточной части ГТД по термогазодинамическим параметрам с использованием ММ ГТД, диагностических матриц или известных методов ПИ ММ ГТД (работы Ахмедзянова А.М., Гишварова А.С., Галиуллина К.Ф., Медведева А.В. (УГАТУ), Епишева Н.И., Гилязиева М.Г.(КАИ), Хармаца И.Г., Валавичуса В.М. (МГТУ ГА), Кажаяева В.П.(СГАУ) и другие, в настоящей диссертации не рассматриваются.

Выводы к главе 1

1. Анализ работ, посвященных осреднению параметров дозвуковых неравномерных воздушных и газовых потоков при обработке результатов испытаний ГТД и их узлов, показал, что в большинстве случаев методики осреднения базируются на положениях, изложенных в работах Л. И. Седого и

Г. Г. Черного. В соответствии с этими положениями, в зависимости от решаемой задачи, выбирается способ осреднения, при котором в одномерном осредненном каноническом потоке сохраняются три важных для решаемой задачи интегральных характеристик потока из числа таких характеристик как поток массы G , поток полного теплосодержания I^* , поток импульса Φ , поток энтропии S , поток теплосодержания I , поток кинетической энергии E .

2. Анализ работ по применению различных способов осреднения параметров неравномерных газовых потоков показал, что к настоящему времени не установлены обоснованные способы осреднения, при использовании которых в одномерном осредненном каноническом потоке сохраняются величины всех шести интегральных характеристик (G, I, I^*, Φ, S, E) одномерного действительного неравномерного потока.

3. В ряде работ, для обеспечения равенства величин интегральных характеристик осредненного канонического потока величинам соответствующих интегральных характеристик действительного неравномерного потока и устранения погрешностей, возникающих при расчете средних параметров, в алгоритмы осреднения вводятся поправочные коэффициенты неравномерности, которые представляют собой отношение интегральных характеристик или параметров в неравномерном и осредненных потоках. Введение коэффициентов неравномерности является вынужденной мерой и обусловлено тем, что к настоящему времени не установлены обоснованные способы осреднения. Предлагаемый подход не имеет общего теоретического обоснования, может приводить к неоднозначности результатов расчета средних параметров потока.

4. Способы осреднения параметров, предложенные А. Я. Данцыгом (способ с сохранением баланса энтропии) и А. Д. Рекиным (способ использующий модель идеального турбокомпрессора), направленные на устранение недостатков способа осреднения с сохранением G, I^*, S , возникающих при наличии в потоке температурной неравномерности, не получили распространения в практике

авиационного двигателестроения из-за усложненного и противоречивого физического обоснования этих способов.

5. В работах, посвященных осреднению параметров неравномерных воздушных и газовых потоков, не проведен количественный анализ влияния степени неравномерности поля скоростей, величины приведенной скорости потока на результаты осреднения параметров неравномерных потоков. Анализ влияния температурной неравномерности в газовом потоке на величины его интегральных характеристик и на погрешности расчета средних параметров потока выполнен на уровне аналитических оценок.

6. При ПИ ММ ГТД по результатам их испытаний в настоящее время применяются ТМУ параметров и формальные методы идентификации: МНК, метод уравнивания, метод наименьших модулей, метод с использованием функции Хубера, методы нелинейного программирования и нелинейной оптимизации.

7. ТМУ широко применяется в практике авиадвигательных ОКБ. При ПИ ММ ГТД с помощью ТМУ учитывается корреляция между неизвестными. Ограничением ТМУ является невысокая эффективность при поиске таких величин априорно задаваемых коэффициентов y_j , которые обеспечивают сходимость расчетных и измеренных при испытаниях параметров ГТД при всех, существенно отличающихся, эксплуатационных условиях и на режимах, имеющих место при испытаниях. Поиск коэффициентов y_j в ТМУ сводится к перебору их величин без какого-либо формального условия и зависит от опыта инженера, проводящего идентификацию.

8. Основным ограничением всех формальных методов ПИ ММ ГТД является принятие в них допущения о независимости между собой неизвестных поправок δx_n к уточняемым коэффициентам (параметрам) характеристик узлов x_n . Это приводит к нарушению в получаемом решении количественных соотношений между уточняемыми коэффициентами, задаваемых системой определяющих уравнений, описывающих рабочие процессы в ГТД.

Глава 2. Математическая модель и программа расчета на ЭВМ для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков

2.1 Основные положения математической модели для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков

Для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков по различным способам при обработке результатов испытаний ГТД и их узлов разработаны математическая модель (ММ) и универсальная программа для ЭВМ [56, 57, 69, 90, 161].

Одним из положений, принятых при разработке ММ и программы, является одномерная аппроксимация течения элементарной газовой струйки и соответствующая форма записи уравнений интегральных характеристик потока. То есть, предполагается, что в сечении измерения параметров практически отсутствует закрутка потока в окружном направлении, а угол между вектором скорости потока и осью канала в радиальном направлении мал. Принимаемое допущение, как правило, оправданно и соответствует реальным условиям работы узлов ГТД, так как оно применяется для выбираемых экспериментатором таких сечений проточной части ГТД, в которых закрутка потока в окружном направлении и угол наклона вектора скорости к оси канала в радиальном направлении малы [100].

Разработанные ММ и программа позволяют осуществлять осреднение параметров неравномерных воздушных и газовых потоков в цилиндрических и кольцевых каналах по двенадцати способам.

В приведенных ниже тексте и таблицах способы осреднения условно обозначены буквами латинского алфавита: по площади (F), по массовому расходу (G), а также с сохранением в осредненном каноническом потоке таких же, как и в действительном неравномерном потоке, величин трех интегральных характеристик потока: G, I, S ; G, I, Φ ; Φ, S, I ; E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S ; G, Φ, S ; G, I^*, S ; G, I^*, Φ ; G, I^*, E , где G – массовый расход, I – поток теплосодержания,

I^* – поток полного теплосодержания, Φ – поток полного импульса, S – поток энтропии, E – поток кинетической энергии. Осреднение по каждому из вышеперечисленных способов осреднения производится по соответствующей подпрограмме.

Основные положения, принятые в ММ для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков, сводятся к следующему.

Учет теплофизических свойств газа в программе осуществляется согласно [38] на уровне элементарных струек на радиусах и углах установки датчиков давления и температуры. При расчетах предполагается, что коэффициенты избытка воздуха в элементарных струйках в заданном сечении имеют одинаковое значение. Интегральные характеристики действительного неравномерного потока воздуха и газа (G, I, I^*, Φ, S, E) рассчитываются по формулам

$$G = \iint_D \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi, \quad (2.1)$$

$$I = \iint_D c_p(T) T(r, \varphi) \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi, \quad (2.2)$$

$$I^* = \iint_D c_p(T^*) T^*(r, \varphi) \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi, \quad (2.3)$$

$$\Phi = \iint_D \left(p(r, \varphi) + \rho(r, \varphi) W^2(r, \varphi) \right) r dr d\varphi, \quad (2.4)$$

$$S = R_\Gamma \iint_D \ln \left[\frac{T(r, \varphi)^{\frac{k(r, \varphi)}{k(r, \varphi)-1}}}{p(r, \varphi)} \right] \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi, \quad (2.5)$$

$$E = \iint_D \frac{1}{2} \rho(r, \varphi) W^3(r, \varphi) r dr d\varphi. \quad (2.6)$$

Величина показателя адиабаты $k(r, \varphi)$ в уравнении потока энтропии в каждой из струек потока определяется по средней температуре в струйке

$$T_{cp}(r, \varphi) = \frac{T^*(r, \varphi) + T(r, \varphi)}{2}.$$

Кроме интегральных характеристик неравномерного потока в программе рассчитываются среднемассовая скорость действительного потока

$$c_M = \frac{\iint_D \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi}{\iint_D \rho(r, \varphi) r dr d\varphi} \quad (2.7)$$

и коэффициент поля τ_r [2], величина которого характеризует степень неравномерности поля скоростей в потоке

$$\tau_r = \iint_D \rho(r, \varphi) r dr d\varphi \frac{\iint_D \rho(r, \varphi) W^2(r, \varphi) r dr d\varphi}{\left[\iint_D \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi \right]^2}, \quad (2.8)$$

где $D = \{(\varphi, R) \mid \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_M, R_1 \leq R \leq R_N\}$ – область на плоскости в полярной системе координат; $\overline{\varphi} = (\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_M)$, $\overline{R} = (R_1, R_2, \dots, R_N)$, – массивы углов и радиусов, на которых осуществляется измерение параметров p_i, p_i^*, T_i^* в элементарных струйках; ρ, W – плотность и скорость воздуха, газа; φ, r – переменные интегрирования (угол и радиус).

Для сравнительного анализа результатов осреднения неравномерных потоков в качестве критериев, характеризующих эти потоки, выбраны среднемассовая скорость c_M действительного неравномерного потока и коэффициент поля τ_r [2]. В случае равномерного поля скоростей $\tau_r = 1$, в случае неравномерного – $\tau_r > 1,0$.

При осреднении параметров неравномерных потоков по площади и по массовому расходу расчет средних давлений и температуры торможения осуществляется с помощью известных интегральных соотношений. Средняя статическая температура при этих способах, (при известных средних p, p^* и T^*), рассчитывается с помощью подпрограммы – функции TPI [38] из уравнения

$$\exp\left(\frac{1}{R} \int_{T^*}^T c_p(T) \frac{dT}{T}\right) = \frac{p}{p^*}, \quad (2.9)$$

полученного при совместном решении 1-го закона термодинамики, уравнения энтропии и уравнения состояния идеального газа для случая изоэнтропического процесса расширения.

Осесимметричный цилиндрический (незакрученный) поток газа имеет три степени свободы – p, W, T [127, 128]. Следовательно, при осреднении таких потоков можно выдержать равенство величин только трех интегральных характеристик осредненного канонического потока величинам соответствующих интегральных характеристик действительного неравномерного потока. Поэтому, при осреднении параметров по способам с сохранением в осредненном каноническом потоке трех из шести перечисленных выше интегральных характеристик действительного потока решается система соответствующих трех из следующих шести уравнений

$$G = \bar{W}F \frac{\bar{p}}{R_T \bar{T}} = \frac{m \bar{p}^* q(\bar{\lambda}) F}{\sqrt{\bar{T}^*}}, \quad (2.10)$$

$$I = G c_p (\bar{T}) \bar{T}, \quad (2.11)$$

$$I^* = G c_p (\bar{T}^*) \bar{T}^*, \quad (2.12)$$

$$\Phi = G \bar{W} + \bar{p} F = \frac{k+1}{2k} G a_{кр} z(\bar{\lambda}), \quad (2.13)$$

$$S = R_T G \ln \left[\frac{\bar{T}^{\frac{k}{k-1}}}{\bar{p}} \right] = R_T G \ln \left[\frac{\bar{T}^{*\frac{k}{k-1}}}{\bar{p}^*} \right], \quad (2.14)$$

$$E = \frac{G}{2} \bar{W}^2 \quad (2.15)$$

и определяются средние параметры $\bar{p}, \bar{T}, \bar{W}$ или $\bar{p}^*, \bar{T}^*, \bar{\lambda}$. Далее, из трех оставшихся уравнений определяются интегральные характеристики осредненного канонического потока, величины которых при данном способе осреднения могут не сохраняться равными величинам интегральных характеристик действительного неравномерного потока. При способе осреднения с сохранением

Φ, S, I , из-за наличия в трех уравнениях четырех неизвестных, предполагается, что величина расхода G известна. Результаты, полученные при этом способе осреднения, рассматриваются для сведения.

При способах осреднения, в которых сохраняется поток энтропии S , величины среднего статического давления (способы с сохранением G, I, S ; Φ, S, I ; E, G, S и G, Φ, S) и среднего полного давления (способ с сохранением G, I^*, S) определяются из уравнения потока энтропии, в котором величина показателя адиабаты является функцией средней температуры $T_{\text{ср}} = (\bar{T} + \bar{T}^*)/2$, рассчитанной по величинам температур, полученным из уравнений потоков теплосодержания I и I^* действительного неравномерного потока.

При осреднении по способам с сохранением G, I^*, S , G, I^*, Φ и G, I^*, E уравнения массового расхода и потока импульса записываются с использованием газодинамических функций $q(\lambda)$ и $z(\lambda)$ [2], соответственно,

$$G = \frac{m \bar{p} q(\bar{\lambda}) F}{\sqrt{\bar{T}^*}},$$

$$\Phi = \frac{k+1}{2k} G a_{\text{кр}} z(\bar{\lambda}).$$

При этом показатель адиабаты в этих уравнениях определяется по величине средней температуры торможения $\bar{T}^*$ потока, рассчитанной из уравнения потока полного теплосодержания I^* .

Исходные данные для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков

Исходными данными для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков являются следующие параметры:

– количество радиусов N и количество углов M , на которых при проведении эксперимента устанавливались приемники для измерения параметров потока, (температуры торможения, статического и полного давлений воздуха и газа), или на которых параметры струек получены путем интерполяции или экстраполяции);

- расход воздуха первого приближения (G_{B_1}) и расход топлива ($G_{\text{топ}}$), которые задаются для определения коэффициента избытка воздуха в потоке газа, (величина расхода воздуха G_{B_1} в первом приближении задается либо равной величине измеренного расхода воздуха $G_{B_{\text{изм}}}$, либо уточняется по результатам первого приближения после расчета в программе по уравнению (2.1) расхода газа);
- доли содержания в топливе углерода, водорода и кислорода (C, H, O);
- количество водяного пара, приходящееся на 1 кг влажного воздуха $\delta = d / (1 + d)$, где d – влагосодержание в потоке воздуха (количество водяного пара в кг, приходящееся на 1 кг сухого воздуха);
- массивы радиусов $\bar{R} = (R_1, R_2, \dots, R_N)$ (в метрах) и углов $\bar{\varphi} = (\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_M)$ (в градусах) в порядке возрастания, на которых установлены приемники для измерения параметров p_i, p_i^*, T_i^* в элементарных струйках;
- массивы измеренных статических, полных давлений и температур торможения на заданных радиусах и углах.

2.2 Алгоритмы и подпрограммы расчета интегральных характеристик неравномерных воздушных и газовых потоков

Расчет интегральных характеристик неравномерных потоков производится в подпрограмме *ROSGP* (с обращением к подпрограммам *ROSWG*, *ROSWGZ* и *INTG*). Подпрограмма *ROSGP*, (и все подпрограммы, с помощью которых производится осреднение параметров по двенадцати способам), входят в подпрограмму основного расчета *OSROS*, в начальной части которой, производится расчет коэффициента избытка воздуха $\alpha = G_B / (G_{\text{топ}} L_0)$, параметра $x = 1/\alpha$, площади канала и расчет, (согласно [38]), стехиометрического коэффициента

$$L_0 = \frac{28,966}{0,2095} \left(\frac{C}{12,01} + \frac{H}{4,032} + \frac{O}{32,0} \right).$$

В подпрограммах *ROSWG*, *ROSWGZ* по данным измерений локальных значений статического (p_i) и полного (p_i^*) давлений, температуры торможения газа (T_i^*), определяются локальные (для струек потока) значения статических температур, скоростей и плотностей (T_i, W_i, ρ_i).

Статическая температура T_i в струйках (при известных p_i , p_i^* и T_i^*) определяется с помощью подпрограммы – функции *TPI* [38] по уравнению (2.9). В этой же подпрограмме рассчитывается величина газовой постоянной рабочего тела R_r , (зависящая от состава топлива, влагосодержания и коэффициента избытка воздуха), в рассматриваемом сечении потока.

Локальные скорости в струйках потока рассчитываются с помощью уравнения энергии

$$W_i = \sqrt{2(\Delta i_i^* - \Delta i_i)},$$

в котором приращения энтальпий определяются по формулам

$$\Delta i_i^* = \int_{T_0}^{T_i^*} c_p dT, \quad \Delta i_i = \int_{T_0}^{T_i} c_p dT$$

с помощью подпрограммы – функции *DI* [38], где T_0 – условная начальная температура газа, равная $T_0 = 273,15$ К при $x > 0$ и $T_0 = 180$ К при $x = 0$, где $x = 1/\alpha$, α – коэффициент избытка воздуха.

Плотность газа в струйках потока рассчитывается с помощью уравнения состояния идеального газа $\rho_i = p_i / R_r T_i$.

Далее, в подпрограмме *ROSGP* определяются, обладающие свойством аддитивности, интегральные характеристики действительного неравномерного потока (G, I, I^*, Φ, S, E) по формулам (2.1)–(2.6).

Определение интегральных характеристик действительного потока выполняется методом трапеций с помощью разработанных подпрограмм *ROSWG*, *ROSWGZ* и *INTG*. Для этого в подпрограммах *ROSWG* и *ROSWGZ*, при заданных значениях угловых координат $\varphi = \varphi_j$, осуществляется расчет

величин функций вида: $\psi_j(r) = W(r)$, $\psi_j(r) = W(r)^2$, $\psi_j(r) = \rho(r)W(r)$,
 $\psi_j(r) = \rho(r)W(r)i(r)$, $\psi_j(r) = p + \rho(r)W(r)^2$, $\psi_j(r) = \rho(r)W(r)^3$, $\psi_j(r) = \rho(r)$,
 $\psi_j(r) = \rho(r)W(r)^2$, $\psi_j(r) = \rho(r)W(r)i^*(r)$, $\Psi_j(r) = \ln(T^{k_{cp}/(k_{cp}-1)}/p)$.

При этом подпрограмма *ROSWG* служит для определения величин функций, содержащих статическую температуру и входящих в уравнения характеристик G, I, Φ и E , а подпрограмма *ROSWGZ* – для определения функций, содержащих температуру торможения и входящих в уравнения характеристик I^* и S .

Далее, в подпрограмме *ROSGP*, (с обращением к подпрограммам *ROSWG*, *ROSWGZ*), выполняется численное интегрирование по радиусу и определение, при заданных значениях угловых координат $\varphi = \varphi_j$, величин функций S_j , по формуле

$$S_j = \int_{R_1}^{R_N} \psi(r, \varphi) r dr = \sum_{i=1}^{i=N-1} \left(\frac{\psi_j(R)_{i+1} + \psi_j(R)_i}{2} \right) \left(\frac{R_{i+1} + R_i}{2} \right) (R_{i+1} - R_i). \quad (2.16)$$

После этого в подпрограмме *INTG*, подключаемой к подпрограмме *ROSGP*, при известных значениях функций S_j , осуществляется численное интегрирование по углу и расчет интегральных характеристик неравномерного потока по формуле

$$\iint_D \psi(r, \varphi) r dr d\varphi = \int_{\varphi_1}^{\varphi_M} S(\varphi) d\varphi = \sum_{j=1}^{j=M-1} \left(\frac{S_j(\varphi) + S_{j+1}(\varphi)}{2} \right) (\varphi_{j+1} - \varphi_j). \quad (2.17)$$

В подпрограмме *ROSGP* также рассчитываются среднемассовая скорость c_m и коэффициент поля τ_r [2] (см. формулы (2.7) и (2.8)).

Последующие блоки программы представляют собой подпрограммы, с помощью которых осуществляется осреднение параметров по указанным выше двенадцати способам.

2.3 Алгоритмы и подпрограммы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков по площади и по массовому расходу

Алгоритм и подпрограмма осреднения параметров по площади

Осреднение параметров по площади производится с помощью подпрограммы *OSPLO* с обращением к подпрограмме *INGG* и, далее, к подпрограммам *INRG* и *INTG*.

Сначала, с помощью подпрограммы *INGG* (с обращением к подпрограммам *INRG* и *INTG*) рассчитываются средние значения давлений, p_F, p_F^* и температуры торможения T_F^* по интегральным соотношениям

$$p_F = \frac{1}{F} \iint_D p(r, \varphi) r dr d\varphi, \quad (2.18)$$

$$p_F^* = \frac{1}{F} \iint_D p^*(r, \varphi) r dr d\varphi, \quad (2.19)$$

$$T_F^* = \frac{1}{F} \iint_D T^*(r, \varphi) r dr d\varphi. \quad (2.20)$$

Для этого в подпрограмме *INRG* выполняется интегрирование по радиусу и нахождение, при заданных угловых координатах $\varphi = \varphi_j$, величин функций вида

$$\omega_j = \int_{R_1}^{R_N} p(r) r dr = \sum_{i=1}^{i=N-1} \left(\frac{p_j(R)_{i+1} + p_j(R)_i}{2} \right) \left(\frac{R_{i+1} + R_i}{2} \right) (R_{i+1} - R_i), \quad (2.21)$$

где $p_j(r)$ – подынтегральная функция при заданной j -ой величине угловой координаты, p – параметр (статическое или полное давление и температура торможения).

После этого, с помощью подпрограммы *INTG*, при полученных локальных значениях функции ω_j , осуществляется интегрирование по углу для определения функции вида

$$\iint_D p(r, \varphi) r dr d\varphi = \int_{\varphi_1}^{\varphi_M} \omega(\varphi) d\varphi = \sum_{j=1}^{j=M-1} \left(\frac{\omega_j(\varphi) + \omega_{j+1}(\varphi)}{2} \right) (\varphi_{j+1} - \varphi_j), \quad (2.22)$$

деление которой на площадь F дает величину параметра осредненного по площади (p_F , p_F^* и T_F^*).

Далее, по известным p_F , p_F^* и T_F^* , с помощью подпрограммы *TPI* [38], по формуле (2.9) рассчитывается средняя статическая температура T_F . С помощью подпрограммы – функции *DI* [38] рассчитываются приращения энтальпий

$$\Delta i_F^* = \int_{T_0}^{T_F^*} c_p dT, \quad \Delta i_F = \int_{T_0}^{T_F} c_p dT,$$

и с помощью уравнения энергии рассчитываются средняя, при этом способе осреднения, скорость W_F и скорость звука a

$$W_F = \sqrt{2(\Delta i_F^* - \Delta i_F)}, \quad a = \sqrt{\frac{c_p(T_F)}{c_p(T_F) - R_\Gamma} R_\Gamma T_F}.$$

Величина газовой постоянной R_Γ , здесь и далее везде, определяется с помощью подпрограммы *CPS* [38].

Критическая скорость рассчитывается по уравнению

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{c_p}{c_p - R_\Gamma} R_\Gamma T_{кр}},$$

где $c_p = f(T_{кр})$. При этом величина $T_{кр}$ (при известных T_F^* и $\chi = 1/\alpha$) определяется с помощью подпрограммы – функции *TKR* [38].

Далее, в подпрограмме *OSPLO*, по величинам средних параметров T_F , p_F , W_F рассчитываются число M_F , приведенная скорость λ_F , плотность из уравнения состояния идеального газа и интегральные характеристики $G_F, I_F, I_F^*, \Phi_F, S_F, E_F$ канонического потока осредненного по площади, которые могут быть отличны от интегральных характеристик действительного неравномерного потока. Степень этого отличия характеризует потерю свойств осредненного по площади потока по сравнению с действительным потоком. При

расчете потока энтропии S_F величина показателя адиабаты рассчитывается по средней температуре $T_{cp} = (T_F + T_F^*)/2$.

Алгоритм и подпрограмма осреднения параметров по массовому расходу

Осреднение параметров по массовому расходу осуществляется с помощью подпрограммы *OSPOM*, в которой происходит обращение к подпрограммам *ROSWG* и *INTG*. При известном массовом расходе, (рассчитанном ранее в подпрограмме *ROSGP*), в подпрограмме *OSPOM* с помощью подпрограммы *ROSWG* выполняется определение функций, например, вида $\psi_j(r) = p(r)\rho(r)W(r)$, необходимых для расчета средних параметров p_G, p_G^* и T_G^* , и численное интегрирование по радиусу для нахождения по формуле (2.16), при заданных значениях угловых координат $\varphi = \varphi_j$, функций вида

$$S_j = \int_{R_1}^{R_N} \psi_j(r, \varphi) r dr.$$

После этого, в подпрограмме *INTG*, (входящей в подпрограмму *OSPOM*), по полученным значениям функций S_j осуществляется интегрирование по углу для определения по формуле (2.17) величин функций $\psi(r, \varphi)$ вида

$$\psi_{p_G} = \iint_D p(r, \varphi) \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi.$$

По найденным функциям рассчитываются средние параметры

$$p_G = \frac{1}{G} \iint_D p(r, \varphi) \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi, \quad (2.23)$$

$$p_G^* = \frac{1}{G} \iint_D p^*(r, \varphi) \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi, \quad (2.24)$$

$$T_G^* = \frac{1}{G} \iint_D T^*(r, \varphi) \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi. \quad (2.25)$$

Далее, выполняется расчет параметров $T_G, \Delta i_G^*, \Delta i_G, W_G, a, a_{кр}, M_G, \lambda_G$ по аналогичным, как и при осреднении по площади, формулам.

Окончательно, в подпрограмме *OSPOM* рассчитываются интегральные характеристики $I_G, I_G^*, \Phi_G, S_G, E_G$ канонического осредненного по массовому расходу потока. При расчете потока энтропии S_G величина показателя адиабаты рассчитывается по средней температуре $T_{cp} = (T_G + T_G^*)/2$. Величина средней скорости рассчитывается из уравнения энергии

$$W_G = \sqrt{2(\Delta i_G^* - \Delta i_G)}. \quad (2.26)$$

2.4 Алгоритмы и подпрограммы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков с сохранением интегральных характеристик потоков

Алгоритм и подпрограмма осреднения параметров по способу с сохранением в осредненном потоке G, I, S

В подпрограмме, предназначенной для осреднения параметров с сохранением в осредненном потоке G, I, S , реализуется следующий алгоритм расчета. По известным величинам потока теплосодержания I и массового расхода G действительного неравномерного потока, из уравнения потока теплосодержания $I = Gc_p(\bar{T})\bar{T}$, (с помощью вспомогательной подпрограммы *RTWI* нахождения корня внутри интервала итерационным методом Вегстейна), рассчитывается средняя статическая температура $\bar{T}$. (Из уравнения потока полного теплосодержания $I^* = Gc_p(\bar{T}^*)\bar{T}^*$ действительного потока, также методом Вегстейна, рассчитывается средняя температура торможения $\bar{T}^*$, необходимая для нахождения показателя адиабаты по средней температуре $T_{cp} = (\bar{T} + \bar{T}^*)/2$ и подстановки его в уравнение потока энтропии). Далее, из уравнения потока энтропии определяется среднее статическое давление

$$\bar{p} = \frac{(\bar{T})^{\frac{k}{k-1}}}{y},$$

где

$$y = \exp\left(\frac{S}{R_1 G}\right).$$

Из уравнения массового расхода рассчитывается величина средней скорости

$$\bar{W} = \frac{GR_{\Gamma}\bar{T}}{F\bar{p}},$$

и по формулам $\Phi = G\bar{W} + \bar{p}F$, $E = \frac{G}{2}\bar{W}^2$, рассчитываются поток импульса и поток кинетической энергии осредненного канонического потока.

Далее, производится обращение к вспомогательной подпрограмме *PDT*, в которой рассчитываются следующие параметры:

– скорость звука и число $\bar{M}$ в осредненном потоке

$$a = \sqrt{\frac{c_p(\bar{T})}{c_p(\bar{T}) - R_{\Gamma}} R_{\Gamma} \bar{T}}, \quad \bar{M} = \bar{W}/a,$$

– приращения энтальпий $\bar{\Delta i}$ (по подпрограмме *DI* [38]), $\bar{\Delta i}^*$ и их разность

$$\bar{\Delta i} = \int_{T_0}^{\bar{T}} c_p dT, \quad \bar{\Delta i}^* = \frac{\bar{W}^2}{2} + \bar{\Delta i}, \quad \Delta i = \bar{\Delta i}^* - \bar{\Delta i}.$$

Средняя температура торможения $\bar{T}^*$ для этого способа рассчитывается с помощью подпрограммы *TI* [38] из уравнения

$$\Delta i - \int_{\bar{T}}^{\bar{T}^*} c_p(T) dT = 0.$$

С помощью подпрограммы *TKR* [38], по известным $\bar{T}^*$ и составу смеси газа, рассчитываются критическая температура $T_{кр}$ из уравнения

$$\Delta i_{кр} = \int_{T_0}^{\bar{T}^*} c_p(T) dT - \int_{T_0}^{T_{кр}} c_p(T) dT = \frac{c_p(T_{кр})}{c_p(T_{кр}) - R_{\Gamma}} \frac{R_{\Gamma} T_{кр}}{2},$$

и, далее, критическая и приведенная скорости осредненного потока

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{c_p(T_{кр})}{c_p(T_{кр}) - R_{\Gamma}} R_{\Gamma} T_{кр}}, \quad \bar{\lambda} = \bar{W}/a_{кр}.$$

С помощью подпрограммы *PIT* [38], из уравнения изэнтропического процесса сжатия, по известным величинам средних температур $\bar{T}$ и $\bar{T}^*$, рассчитываются соответствующее отношение средних давлений

$$\Pi = \frac{\bar{p}^*}{\bar{p}} = \exp \left[\frac{1}{R_r} \int_{\bar{T}}^{\bar{T}^*} \frac{c_p(T) dT}{T} \right]$$

и среднее полное давление $\bar{p}^* = \Pi \bar{p}$.

Окончательно, рассчитывается величина полного теплосодержания I^* канонического потока по величине средней температуре торможения $\bar{T}^*$.

Алгоритм и подпрограмма осреднения параметров по способу с сохранением в осредненном потоке G, I, Φ

В подпрограмме, предназначенной для осреднения параметров по способу с сохранением в осредненном потоке G, I, Φ , сначала, по известным величинам потока теплосодержания I и массового расхода G действительного неравномерного потока, из уравнения потока теплосодержания $I = G c_p(\bar{T}) \bar{T}$ рассчитывается средняя статическая температура $\bar{T}$. Далее, из уравнения потока импульса, преобразованного, с использованием уравнений массового расхода и состояния идеального газа, к виду

$$G \bar{W}^2 - \Phi \bar{W} + G R_r \bar{T} = 0,$$

рассчитывается величина средней скорости $\bar{W}$ канонического потока. Величина среднего статического давления канонического потока рассчитывается из преобразованного (с помощью уравнения состояния) уравнения массового расхода

$$\bar{p} = \frac{G R_r \bar{T}}{\bar{W} F}.$$

Затем рассчитывается поток кинетической энергии канонического потока.

Далее, производится обращение к вспомогательной подпрограмме *PDTs*, (аналогичной программе *PDT*, применяемой в способе осреднения с сохранением

G, I, S) и рассчитываются параметры: скорость звука и число $\overline{M}$ в осредненном потоке, приращения энтальпий $\overline{\Delta i}$, $\overline{\Delta i}^*$ и их разность $\Delta i = \overline{\Delta i}^* - \overline{\Delta i}$, средняя температура торможения $\overline{T}^*$ для этого способа осреднения, критическая $a_{кр}$ и приведенная скорости $\overline{\lambda} = \overline{W}/a_{кр}$, среднее полное давление $\overline{p}^*$. Поток полного теплосодержания I^* канонического потока рассчитывается по величине средней температуры торможения $\overline{T}^*$, полученной с помощью данного способа осреднения. Окончательно, рассчитывается величина потока энтропии осредненного канонического потока

$$S = R_t G \ln \left[\frac{\overline{T}^{\frac{k}{k-1}}}{\overline{p}} \right].$$

Величина показателя адиабаты в уравнении потока энтропии рассчитывается по средней температуре $T_{cp} = (\overline{T} + \overline{T}^*)/2$.

Алгоритм и подпрограмма осреднения параметров по способу с сохранением в осредненном потоке Φ, S, I

В подпрограмме, предназначенной для осреднения параметров по способу с сохранением в осредненном потоке Φ, S, I , принимается допущение, что величина массового расхода воздуха известна, и реализуется следующий алгоритм расчета. По известным величинам потока теплосодержания I и массового расхода G действительного неравномерного потока, из уравнения потока теплосодержания $I = G c_p(\overline{T})\overline{T}$ рассчитывается средняя статическая температура $\overline{T}$. По величинам массового расхода и потока энтропии действительного неравномерного потока рассчитывается параметр

$$y = \exp \left(\frac{S}{R_t G} \right).$$

Далее, из уравнений потоков энтропии и импульса рассчитываются средние статическое давление, скорость и поток кинетической энергии канонического потока

$$\bar{p} = \frac{(\bar{T})^k}{y}, \quad \bar{W} = \frac{\Phi - \bar{p}F}{G},$$

где $k = f(T_{\text{ср}})$, $T_{\text{ср}} = (\bar{T} + \bar{T}^*)/2$. При этом $\bar{T}^*$ рассчитывается из уравнения потока полного теплосодержания $I^* = Gc_p(\bar{T}^*)\bar{T}^*$ действительного потока. Окончательно происходит обращение к подпрограмме *PDT* (описанной в способе осреднения с сохранением G, I, S).

Алгоритм и подпрограмма осреднения параметров по способу с сохранением в осредненном потоке E, G, I

В подпрограмме, предназначенной для осреднения параметров по способу с сохранением в осредненном потоке E, G, I , (по известным величинам потока теплосодержания I и массового расхода G действительного неравномерного потока), из уравнения потока теплосодержания $I = Gc_p(\bar{T})\bar{T}$ рассчитывается средняя статическая температура $\bar{T}$. Из уравнения потока кинетической энергии рассчитывается средняя скорость канонического потока $\bar{W}$. Далее, из уравнения массового расхода, (с использованием уравнения состояния идеального газа), рассчитывается величина среднего статического давления

$$\bar{p} = \frac{GR_T\bar{T}}{\bar{W}F}$$

и поток импульса канонического потока. Окончательно, происходит обращение к подпрограмме *PDTs*, применяемой в способе осреднения с сохранением G, I, Φ .

Алгоритм и подпрограмма осреднения параметров по способу с сохранением в осредненном потоке E, G, Φ

В подпрограмме, предназначенной для осреднения параметров по способу с сохранением в осредненном потоке E, G, Φ , первоначально, из уравнения потока кинетической энергии рассчитывается средняя скорость канонического потока

$\bar{W}$. Из уравнения потока импульса рассчитывается величина среднего статического давления

$$\bar{p} = \frac{\Phi - G\bar{W}}{F},$$

а из уравнения массового расхода величина средней статической температуры

$$\bar{T} = \frac{\bar{W}F\bar{p}}{R_r G}.$$

Далее, по величине средней статической температуры $\bar{T}$, рассчитывается величина потока теплосодержания I канонического потока. Окончательно производится обращение к подпрограмме *PDTs*, применяемой в способе осреднения с сохранением G, I, Φ .

Алгоритм и подпрограмма осреднения параметров по способу с сохранением в осредненном потоке E, G, S

При осреднении параметров неравномерного потока воздуха или газа по способу с сохранением E, G, S , по известным величинам I и I^* действительного неравномерного потока из уравнений потоков теплосодержания рассчитываются величины средних температур $\bar{T}$, $\bar{T}^*$ и, далее, по величине температуры $T_{cp} = (\bar{T} + \bar{T}^*)/2$ рассчитывается показатель адиабаты $k = f(T_{cp})$. Затем, задаваясь величиной статической температуры первого приближения T_1 , путем решения уравнений, полученных из уравнений потоков энтропии, кинетической энергии и расхода

$$\bar{p} = \frac{(\bar{T})^{\frac{k}{k-1}}}{y}, \quad \bar{W} = \sqrt{\frac{2E}{G}}, \quad \bar{T} = \frac{\bar{W}F\bar{p}}{GR_r},$$

методом последовательных приближений, до выполнения условия $|\bar{T} - T_1| \leq \delta$, где $\delta \leq 1$ К, рассчитываются средние статическое давление $\bar{p}$, скорость $\bar{W}$ и статическая температура $\bar{T}$ канонического потока. Далее, рассчитываются поток импульса Φ и поток теплосодержания I канонического потока.

Окончательно, происходит обращение к подпрограмме *PDT*, описанной и применяемой в способе осреднения с сохранением G, I, S .

Алгоритм и подпрограмма осреднения параметров по способу с сохранением в осредненном потоке G, Φ, S

При осреднении параметров по способу с сохранением G, Φ, S , первоначально, по известным величинам потоков теплосодержания I, I^* и массового расхода G действительного неравномерного потока из уравнений потоков теплосодержания рассчитываются величины средних температур $\bar{T}, \bar{T}^*$ и, далее, по величине температуры $T_{cp} = (\bar{T} + \bar{T}^*)/2$, рассчитывается показатель адиабаты $k = f(T_{cp})$. Затем, задаваясь величиной статической температуры первого приближения T_1 , путем решения уравнений, полученных из уравнений потоков энтропии, импульса и массового расхода

$$\bar{p} = \frac{(\bar{T}_1)^k}{y}, \quad \bar{W} = \frac{\Phi - \bar{p}F}{G}, \quad \bar{T} = \frac{\bar{W}F\bar{p}}{GR_T},$$

методом последовательных приближений, до выполнения условия $|\bar{T} - T_1| \leq \delta$, (где $\delta \leq 0,1$ K), рассчитываются средние статическое давление $\bar{p}$, скорость $\bar{W}$ и статическая температура $\bar{T}$ канонического потока. Далее рассчитываются потоки теплосодержания I и кинетической энергии E канонического потока. Окончательно, происходит обращение к подпрограмме *PDTs*, применяемой в способе осреднения с сохранением G, I, Φ .

Алгоритм и подпрограмма осреднения параметров по способу с сохранением в осредненном потоке G, I^*, S

В подпрограмме, предназначенной для осреднения параметров по способу с сохранением G, I^*, S , сначала по известным величинам потока теплосодержания I^* и массового расхода G действительного потока, из уравнения потока полного теплосодержания $I^* = Gc_p(\bar{T}^*)\bar{T}^*$ рассчитывается средняя температура

торможения $\bar{T}^*$ канонического потока. Из уравнения потока энтропии определяется среднее полное давление

$$\bar{p}^* = \frac{\left(\bar{T}^*\right)^{\frac{k}{k-1}}}{y},$$

где $y = \exp\left(\frac{S}{R_T G}\right)$, $k = f(T_{cp})$, $T_{cp} = (\bar{T} + \bar{T}^*)/2$. При этом $\bar{T}$ рассчитывается из уравнения потока теплосодержания $I = G c_p (\bar{T}) \bar{T}$ действительного потока.

Из уравнения массового расхода

$$G = \frac{m \bar{p}^* q(\bar{\lambda}) F}{\sqrt{\bar{T}^*}}$$

рассчитывается газодинамическая функция $q(\bar{\lambda})$, и, далее, с помощью подпрограммы URAV 1, методом половинного деления, из уравнения $q(\bar{\lambda}) = f(\bar{\lambda}, k)$, (где $k = f(\bar{T}^*)$), определяются средняя приведенная скорость $\bar{\lambda}$. При $k = f(\bar{T}^*)$, рассчитываются газодинамические функции $\pi(\bar{\lambda})$, $\tau(\bar{\lambda})$, по величинам которых рассчитываются среднее статическое давление $\bar{p}$ и статическая температура $\bar{T}$ канонического потока. Далее рассчитываются критическая скорость, скорость звука, среднее число $\bar{M}$ и скорость $\bar{W}$ канонического потока. Окончательно, определяются потоки полного импульса Φ , кинетической энергии E и теплосодержания I канонического потока. Поток теплосодержания I канонического потока рассчитывается по величине средней статической температуры, полученной при данном способе осреднения.

Алгоритм и подпрограмма осреднения параметров по способу с сохранением в осредненном потоке G, I^*, Φ

В подпрограмме, предназначенной для осреднения параметров с сохранением G, I^*, Φ , сначала, по известным величинам потока полного теплосодержания I^* и массового расхода G действительного неравномерного

потока, из уравнения потока полного теплосодержания рассчитываются средняя температура торможения $\bar{T}^*$ и, далее, критическая скорость.

Из уравнения потока полного импульса (см. формулу 2.13) рассчитывается величина газодинамической функции $z(\bar{\lambda}) = \bar{\lambda} + 1/\bar{\lambda}$. Далее, по величине функции $z(\bar{\lambda})$, методом последовательных приближений, рассчитываются средняя приведенная скорость $\bar{\lambda}$ и, при $k = f(\bar{T}^*)$, величины газодинамических функций $q(\bar{\lambda})$, $\pi(\bar{\lambda})$, $\tau(\bar{\lambda})$. Из уравнения массового расхода

$$G = \frac{m \bar{p} q(\bar{\lambda}) F}{\sqrt{\bar{T}^*}}$$

рассчитываются величина среднего полного давления $\bar{p}^*$, и, далее, с использованием газодинамических функций, величины средних статического давления $\bar{p}$ и температуры $\bar{T}$. Затем рассчитываются скорость звука, среднее число $\bar{M}$ и средняя скорость канонического потока $\bar{W}$.

Окончательно, определяются потоки энтропии, кинетической энергии и теплосодержания канонического потока. При этом поток теплосодержания I рассчитывается по величине средней статической температуры, полученной при данном способе осреднения, а показатель адиабаты в уравнении потока энтропии определяется по величине средней температуры $T_{cp} = (\bar{T} + \bar{T}^*)/2$, рассчитываемой с использованием средних температур, полученных при данном способе осреднения.

Алгоритм и подпрограмма осреднения параметров по способу с сохранением в осредненном потоке G, I^*, E

В подпрограмме, предназначенной для осреднения параметров с сохранением G, I^*, E , сначала, по известным величинам потока полного теплосодержания I^* и массового расхода G действительного неравномерного потока, из уравнения потока полного теплосодержания рассчитывается средняя температура торможения $\bar{T}^*$. Из уравнения потока кинетической энергии

рассчитывается средняя скорость канонического потока $\bar{W}$. Далее, рассчитываются величины критической скорости, средней приведенной скорости $\bar{\lambda}$ и, при $k = f(\bar{T}^*)$, величины газодинамических функций $q(\bar{\lambda})$, $\pi(\bar{\lambda})$ и $\tau(\bar{\lambda})$.

Из уравнения массового расхода газа

$$G = \frac{m \bar{p}^* q(\bar{\lambda}) F}{\sqrt{\bar{T}^*}}$$

рассчитываются величина среднего полного давления $\bar{p}^*$, и, далее, с использованием газодинамических функций $\pi(\bar{\lambda})$, $\tau(\bar{\lambda})$, величины средних статического давления $\bar{p}$ и статической температуры $\bar{T}$. Затем рассчитываются скорость звука и среднее число $\bar{M}$ канонического потока. Окончательно, определяются потоки энтропии, теплосодержания и импульса канонического потока. При этом поток теплосодержания I рассчитывается по величине средней статической температуры, полученной при данном способе осреднения, а показатель адиабаты в уравнении потока энтропии определяется по величине средней температуры $T_{\text{ср}} = (\bar{T} + \bar{T}^*)/2$, рассчитываемой с использованием средних температур, полученных при данном способе осреднения.

2.5 Блок-схема программы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков

Разработанная ММ для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков реализована на ЭВМ в виде программы, которая составлена на языке программирования *Compaq Visual Fortran Version 6.6* [161].

Программа имеет блочную структуру, что позволяет производить ее наращивание (путем ввода в программу подпрограмм, выполняющих осреднение по другим способам) или упрощение (путем отключения некоторых подпрограмм). Блок-схема программы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков приведена на рис. 2.1 и 2.2.

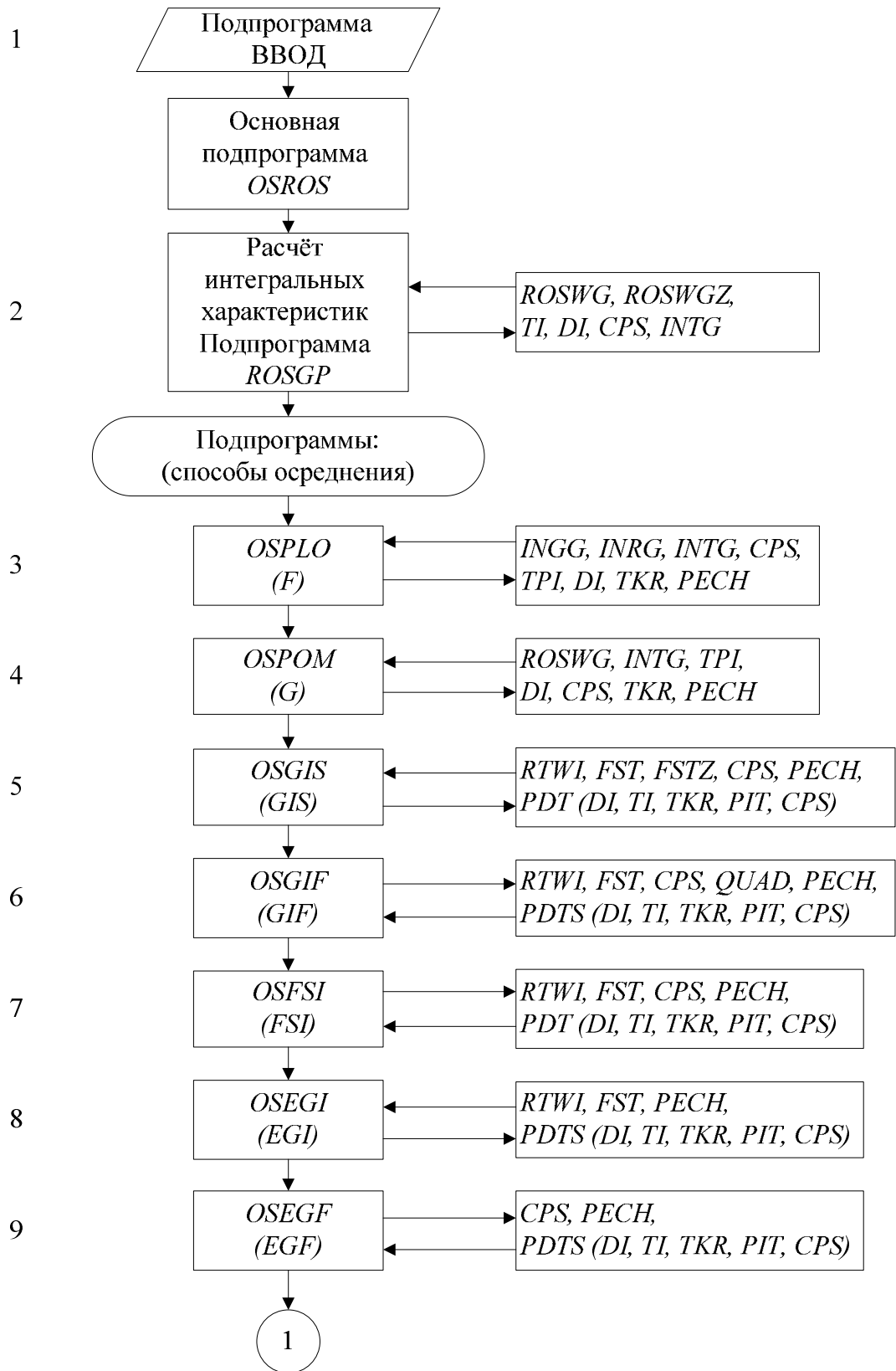


Рисунок 2.1 – Блок-схема программы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков (часть 1)

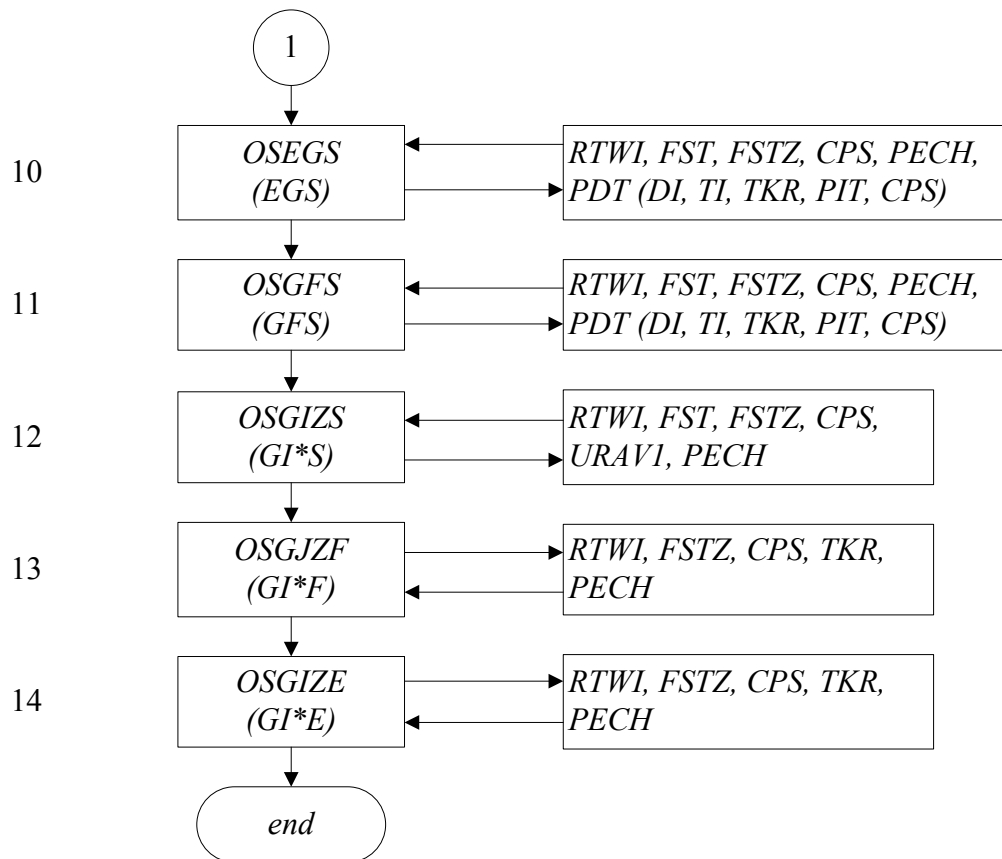


Рисунок 2.2 – Блок-схема программы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков (часть 2)

Программа включает в себя подпрограмму ввода исходных данных «ВВОД». В подпрограмме «ВВОД», по признаку в исходных данных, предусмотрена возможность задания одного значения статического и полного давлений или температуры торможения, в случае если какой-либо из этих параметров постоянен в рассматриваемом сечении. Расчет термодинамических параметров воздуха и газа в струйках и в потоках производится в программе путем обращения к разработанным в [38] подпрограммам *CPS, TI, TPI, DI, TKR, PIT*. Основу программы составляет подпрограмма основного расчета *OSROS*, которая включает в себя подпрограмму *ROSGP*, предназначенную для расчета интегральных характеристик неравномерного потока, и 12 подпрограмм для выполнения осреднения параметров неравномерных потоков по различным способам.

При расчете интегральных характеристик неравномерного потока в подпрограмме *ROSGP* происходит обращение к разработанным подпрограммам *ROSWG* и *ROSWGZ* и к подпрограмме *INTG*.

В подпрограмме, предназначенной для осреднения параметров неравномерного потока по площади, производится обращение к разработанным подпрограммам интегрирования *INGG*, *INRG* и *INTG*, а при осреднении по массовому расходу – к подпрограмме интегрирования *INTG*.

В подпрограммах осреднения параметров с сохранением интегральных характеристик (кроме подпрограмм осреднения с сохранением G, I^*, S ; G, I^*, Φ и G, I^*, E) производится обращение к разработанным подпрограммам *PDT*, *PDTS* для расчета параметров осредненных канонических потоков.

Во всех подпрограммах (кроме подпрограмм осреднения по площади, массовому расходу и с сохранением E, G, Φ) используется вспомогательная подпрограмма *RTWI* (совместно с подпрограммами–функциями *FST* и *FSTZ*) для нахождения корня внутри интервала итерационным методом Вегстейна.

В подпрограмме осреднения параметров по способу с сохранением G, I, Φ используется вспомогательная подпрограмма *QUAD* для нахождения корня квадратного уравнения (средней скорости $\bar{W}$ из преобразованного уравнения потока импульса). В подпрограмме осреднения параметров с сохранением G, I^*, S используется вспомогательная подпрограмма *URAV1* для нахождения методом половинного деления средней приведенной скорости $\bar{\lambda}$ из уравнения $q(\bar{\lambda}) = f(\bar{\lambda}, k)$. Каждая из подпрограмм осреднения имеет свою подпрограмму вывода на печать результатов расчета (подпрограмма *PECH*).

Программа позволяет выполнять операцию осреднения параметров при их измерении на 20 радиусах кольцевого или цилиндрического канала и при 720 угловых положениях термопар и приемников полного и статического давлений, при их установке (или перемещении с помощью устройства кругового замера) с равномерным и неравномерным шагом.

2.6 Апробирование программы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков

Апробирование программы осуществлялось при осреднении параметров неравномерных потоков воздуха и газа в сечениях на входе в ГТД, на входе и выходе компрессора (вентилятора), камеры сгорания и турбины. Тривиальной проверкой программы является расчет при равномерном поле давлений и температур. В этом случае, при всех способах осреднения, величины интегральных характеристик и средних параметров потока идентичны.

С помощью разработанной программы была осуществлена сравнительная оценка величин среднего полного давления неравномерного потока воздуха в сечении на входе в ГТД при осреднении параметров по площади и по способу с сохранением массового расхода, потока теплосодержания и потока полного импульса (G, I^*, Φ). Необходимость такой оценки обусловлена следующим.

Как известно, в процессе стендовых испытаний ГТД при приведении его параметров к САУ, в случае неравномерного поля полного давления в потоке на входе в ГТД, величину измеренной тяги относят к величине полного давления воздуха во входном сечении, полученной, как правило, при осреднении по площади. Кроме этого, при имитации на стенде высотно-скоростных условий при испытании ГТД с присоединенным трубопроводом на входе, имитируемое число M полета рассчитывается по отношению среднего полного давления воздуха во входном сечении двигателя к статическому давлению в термобарокамере (ТБК). Очевидно, что от используемого способа осреднения полного давления в потоке воздуха на входе в ГТД зависят величины приведенной тяги двигателя и имитируемого числа M полета.

Как считает ряд исследователей, при определении приведенной тяги и числа M более обоснованным, по сравнению с осреднением по площади, является способ осреднения с сохранением в осредненном потоке величин массового расхода, потока полного теплосодержания и потока импульса (G, I^*, Φ).

С целью выявления влияния способа осреднения на величину среднего полного давления воздуха во входном сечении ГТД, с помощью разработанной программы были выполнены расчеты, результаты которых приведены ниже.

Оценка отличия величин полного давления воздуха при его осреднении по площади и по способу с сохранением G, I^*, Φ осуществлялась путем сравнительных численных расчетов. Расчеты выполнены при различной неравномерности поля скоростей условного исследуемого потока (коэффициент поля τ_r изменялся от 1,0 до 1,2) и при различной величине приведенной среднемассовой скорости на входе в двигатель ($\lambda_m = 0,3 \dots 0,72$). Температура торможения воздуха в сечении на входе в двигатель при этом принималась постоянной ($T^* = 288$ К). Обобщение результатов расчета производилось с использованием двух критериев – коэффициента поля τ_r и приведенной среднемассовой скорости потока λ_m . Результаты обобщения сравнительных расчетов приведены на рис. 2.3, из рассмотрения которого следует, что величина полного давления при осреднении по площади меньше величины полного давления при осреднении по способу с сохранением G, I^*, Φ .

Отличие средних полных давлений по способам осреднения по площади и с сохранением G, I^*, Φ (см. рис. 2.3) возрастает при увеличении приведенной среднемассовой скорости потока воздуха λ_m на входе в ГТД и степени неравномерности поля скоростей в потоке (увеличении коэффициента поля τ_r).

В процессе стендовых испытаний ГТД, при его работе на номинальном режиме с лемнискатным входным устройством на входе, величины коэффициента неравномерности и приведенной скорости в потоке воздуха на входе в ГТД составляют примерно $\tau_r \approx 1,05$ и $\lambda_m \approx 0,45 \dots 0,5$. В этом случае отличие среднего полного давления воздуха при осреднении неравномерного потока по площади от полного давления, полученного при осреднении по способу с сохранением G, I^*, Φ , составляет $0,6 \dots 0,8$ %.

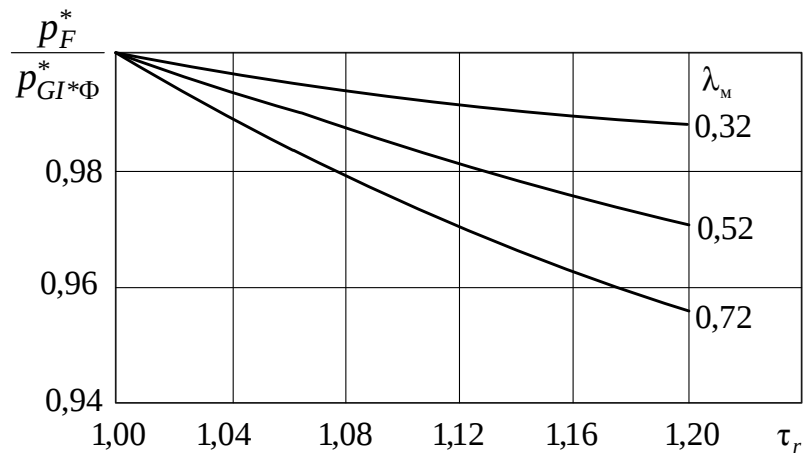


Рисунок 2.3 – Зависимость отношения полного давления, осредненного по площади, к полному давлению, осредненному с сохранением G, I^*, Φ , от коэффициента поля и приведенной среднemasсовой скорости в потоке воздуха на входе в ГТД

При увеличении приведенной среднemasсовой скорости потока воздуха на входе в ГТД до $\lambda_m \approx 0,72$, что характерно для современных и перспективных двигателей, имеющих при работе на максимальном режиме высокую лобовую производительность (до $200 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$), и при величине коэффициента поля $\tau_r \approx 1,08$, отличие полных давлений при осреднении параметров воздушного потока по площади и по способу с сохранением G, I^*, Φ возрастает до 2,0 %.

Приведенный пример наглядно показывает возможность применения разработанной программы при обработке результатов испытаний ГТД.

Выводы к главе 2

1. Разработана универсальная ММ и программа расчета на ЭВМ для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков по различным (двенадцати) способам, применяемым в практике доводки ГТД и его узлов. Программа позволяет выполнять операцию осреднения параметров при их измерении на 20 радиусах кольцевого или цилиндрического канала и при 720 угловых положениях термопар и приемников полного давления, при их установке (или перемещении с помощью устройства кругового замера) с равномерным и

неравномерным шагом. Учет изменения теплофизических свойств рабочего тела в программе производится на уровне струек и средних параметров согласно РТМ 1667 – 83, разработанному в ЦИАМ им. П. И. Баранова [38]. Программа составлена на языке программирования *Compaq Visual Fortran Version 6.6*.

2. Разработанная программа апробирована путем проведения сравнительных расчетов среднего полного давления воздуха на входе в ГТД с помощью способов осреднения по площади и с сохранением в осредненном потоке величин массового расхода, потока полного теплосодержания и потока импульса (G, I^*, Φ).

Установлено, что при осреднении параметров неравномерного воздушного потока на входе в ГТД величина среднего полного давления, полученная при осреднении по площади, по отношению к величине среднего полного давления, полученной при осреднении с сохранением G, I^*, Φ , (при приведенной среднемассовой скорости потока $\lambda_m \approx 0,45 \dots 0,5$ и коэффициенте поля $\tau_r \approx 1,05$), снижена на $0,6 \dots 0,8$ %.

Также установлено, что отличие величин среднего полного давления воздуха при выше указанных способах осреднения возрастает при увеличении в потоке приведенной среднемассовой скорости λ_m и коэффициента поля τ_r .

Глава 3. Экспериментально-расчетное определение показателей газодинамической эффективности входных устройств, вентиляторов и компрессоров ГТД по параметрам неравномерных воздушных потоков

3.1 Исследование влияния неравномерности поля скоростей и приведенной скорости в неравномерных воздушных потоках на входе в ГТД на результаты осреднения параметров потоков

При испытаниях ГТД на наземном или высотном стендах поток воздуха на входе в двигатель имеет неравномерность поля скоростей (и, соответственно, неравномерность поля полного давления) и постоянные в этом сечении температуру торможения и статическое давление. При расчете приведенных к САУ основных параметров ГТД, при определении запаса газодинамической устойчивости компрессора, при определении имитируемого числа M полета необходимо знание величины полного давления воздуха на входе в ГТД.

Так как поле полного давления на входе в ГТД неравномерно, то при обработке результатов испытаний ГТД необходимо выбирать обоснованный способ осреднения и выполнять с помощью этого способа расчет величины среднего полного давления.

Поток воздуха на входе в ГТД может иметь различную неравномерность поля скоростей и, соответственно, полного давления – от умеренно неравномерного при лемнискатном входном устройстве при стендовых испытаниях, до существенно неравномерного в радиальном и окружном направлениях в эксплуатационных условиях. Кроме изменения неравномерности поля скоростей в потоке воздуха на входе в ГТД, в широком диапазоне может изменяться величина приведенной скорости потока: от $\lambda = 0,15$ на дроссельных режимах работы до $\lambda = 0,55 \dots 0,65$ на максимальном режиме.

В связи с необходимостью повышения точности расчета среднего полного давления воздуха в сечении на входе в ГТД, важным для практики является проведение исследования и сравнительного анализа различных способов, применяемых при осреднении неравномерных потоков, имеющих различную

неравномерность поля скоростей и величину приведенной скорости. По результатам такого исследования может быть выбран наиболее обоснованный способ осреднения параметров неравномерного воздушного потока на входе в ГТД и, на этой основе, повышена точность расчета параметров двигателя при обработке экспериментальных данных.

3.1.1 Исследование влияния неравномерности поля скоростей в воздушных потоках на входе в ГТД на результаты осреднения параметров потоков

Рассмотрены два гипотетических неравномерных потока воздуха в цилиндрическом канале на входе в ГТД (поток «А» и поток «Б») при $p = \text{const}$ и $T^* = \text{const}$, имеющих примерно одинаковый расход воздуха и величину среднемассовой скорости ($G = 28,2...27,6$ кг/с, $c_m = 103...100,4$ м/с), но существенно отличающихся радиальной неравномерностью полей скоростей и полных давлений [67, 73, 90]. Величина коэффициента поля τ_r составляла в потоке «А» $\tau_r = 1,037$, в потоке «Б» – $\tau_r = 1,36$. Величины приведенной среднемассовой скорости на входе в ГТД в потоках «А» и «Б» были соответственно равны $\lambda_m = 0,331$ и $\lambda_m = 0,323$. Сравнение результатов осреднения параметров потоков «А» и «Б» дает возможность оценить влияние степени неравномерности поля скоростей воздушного потока на входе в ГТД на результаты расчета среднего полного давления и других средних параметров в потоке при применении различных способов осреднения.

Поток воздуха «А» имел профиль скорости, соответствующий усеченной параболе, характерный для потоков на входе в ГТД при их испытаниях с лемнискатным входным устройством. Скорость в пограничном слое изменялась согласно уравнению

$$W = W_0 \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/7},$$

где n – показатель полноты профиля скорости, ($n=7$), W_0 – скорость воздуха на оси канала, δ – толщина пограничного слоя, y – расстояние от стенки канала. Поток «А» имел следующие величины параметров: $T^* = 288$ К, $p = 0,8 \cdot 10^5$ Па, $Re = 3,35 \cdot 10^6$, $\tau_r = 1,037$, $\lambda_m = 0,331$. Относительная толщина пограничного слоя потока «А» составляла $(\delta/R) = 0,166$, (где R – радиус канала). Эпюры скорости и полного давления в потоке «А» на входе в ГТД приведены на рис. 3.1 и 3.2.

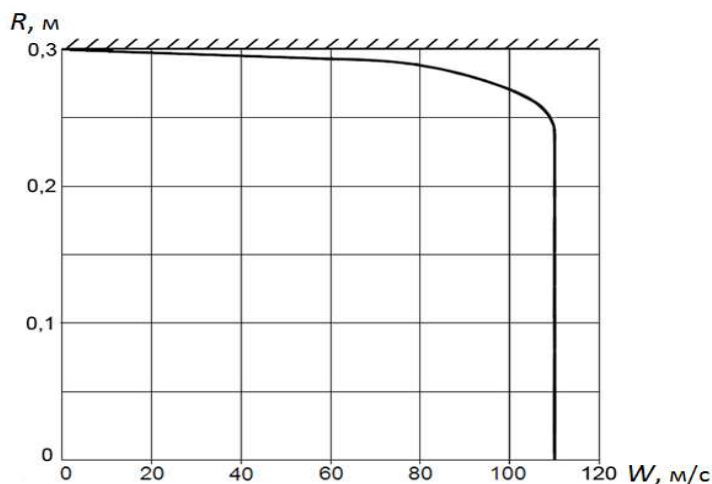


Рисунок 3.1 – Эпюра скорости в потоке воздуха «А» на входе в ГТД (поток «А»: $(\delta/R) = 0,166$, $T^* = 288$ К, $p = 0,8 \cdot 10^5$ Па, $Re = 3,35 \cdot 10^6$, $R = 0,3$ м, $\tau_r = 1,037$, $\lambda_m = 0,331$)

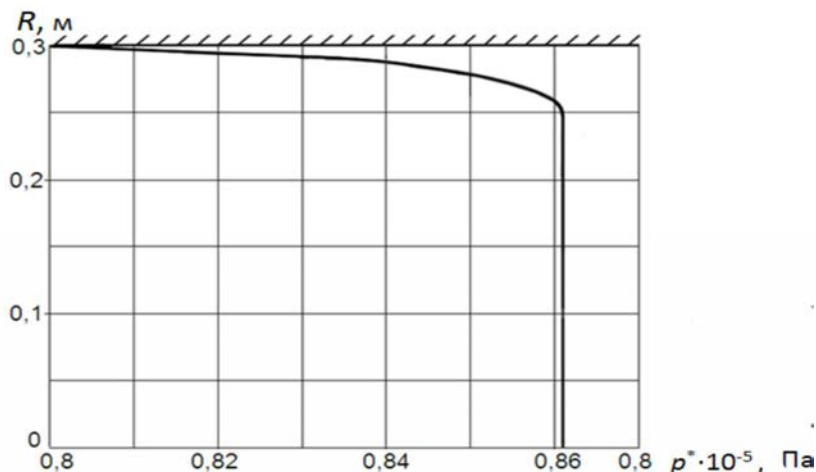


Рисунок 3.2 – Эпюра полного давления в потоке воздуха «А» на входе в ГТД (поток «А»: $(\delta/R) = 0,166$, $T^* = 288$ К, $p = 0,8 \cdot 10^5$ Па, $Re = 3,35 \cdot 10^6$, $R = 0,3$ м, $\tau_r = 1,037$, $\lambda_m = 0,331$)

Поток воздуха «Б» имел повышенную радиальную неравномерность поля скоростей. Профиль скорости потока «Б» соответствовал параболе, описываемой уравнением

$$W = W_0 \left(1 - \frac{r_i^2}{R^2} \right), \quad \text{где } r_i - \text{текущий радиус.}$$

Поток воздуха «Б» имел следующие величины параметров: $T^* = 288$ К, $p = 0,8 \cdot 10^5$ Па, $Re = 3,28 \cdot 10^6$, $\tau_r = 1,36$, $\lambda_m = 0,323$. Относительная толщина пограничного слоя потока «Б» составляла $(\delta/R) = 1,0$, ($R = 0,3$ м). Эпюры скорости и полного давления в потоке «Б» приведены на рис. 3.3 и 3.4.

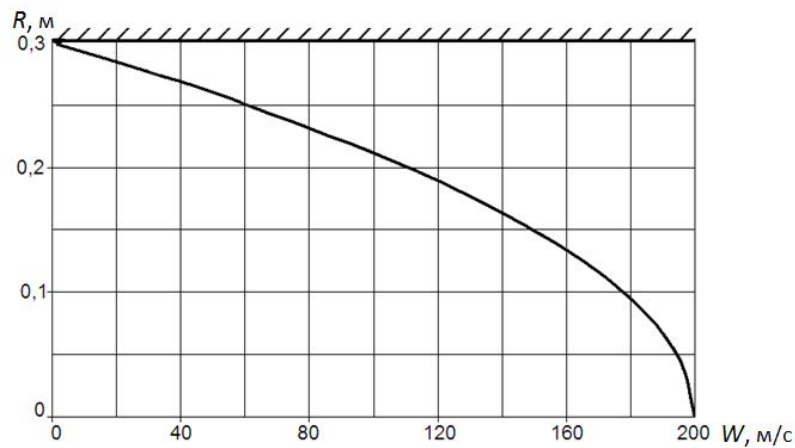


Рисунок 3.3 – Эпюра скорости в потоке воздуха «Б» на входе в ГТД, (поток «Б»: $(\delta/R) = 1,0$, $T^* = 288$ К, $p = 0,8 \cdot 10^5$ Па, $Re = 3,28 \cdot 10^6$, $R = 0,3$ м, $\tau_r = 1,36$, $\lambda_m = 0,323$).

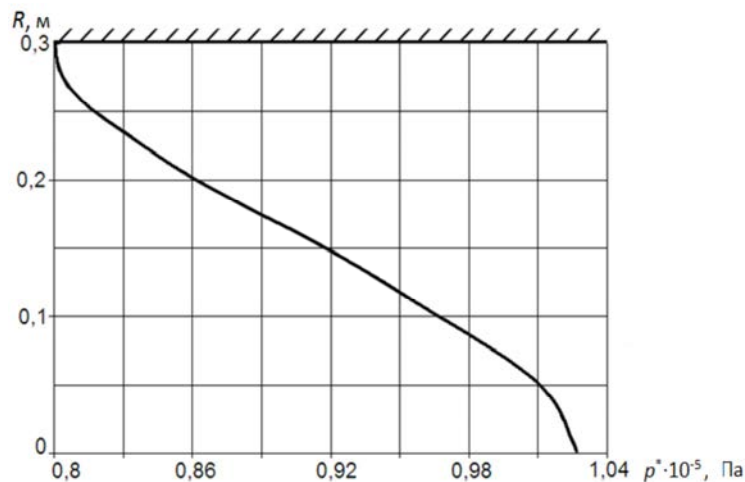


Рисунок 3.4 – Эпюра полного давления в потоке воздуха «Б» на входе в ГТД, (поток «Б»: $(\delta/R) = 1,0$, $T^* = 288$ К, $p = 0,8 \cdot 10^5$ Па, $Re = 3,28 \cdot 10^6$, $R = 0,3$ м, $\tau_r = 1,36$, $\lambda_m = 0,323$).

Результаты осреднения потоков «А» и «Б» на входе в ГТД с помощью различных способов приведены в табл. П1.1, П1.2 и П1.3 Приложения 1.

В табл. П1.1 и П1.2 приведены относительные величины интегральных характеристик $\bar{G}$, $\bar{I}$, $\bar{I}^*$, $\bar{\Phi}$, $\bar{S}$, $\bar{E}$ осредненных канонических потоков «А» и «Б». Отнесение осуществлялось к величинам соответствующих интегральных характеристик действительных неравномерных потоков.

В табл. П1.1 и П1.2 также приведены, полученные в результате осреднения по соответствующему способу, величины относительных статических давлений $\bar{p}$ и относительных средних скоростей W канонических потоков воздуха. Отнесение давлений и скоростей соответственно производилось к величинам статического давления и среднемассовой скорости потока c_m , имеющим место в действительных неравномерных потоках «А» и «Б». Для действительного неравномерного потока относительные величины $\bar{G}$, $\bar{I}$, $\bar{I}^*$, $\bar{\Phi}$, $\bar{S}$, $\bar{E}$, $\bar{p}$, W/c_m , соответственно, равны 1,0.

В табл. П1.3 для канонических потоков «А» и «Б» приведены относительные величины средних параметров p^* , T^* , T и λ , полученные при различных способах осреднения. Отнесение среднего полного давления осуществлялось к величине среднего полного давления, полученной при способе осреднения с сохранением G, I^*, S , при котором, как указывается в [127, 128], это давление рассчитывается наиболее обоснованно. Отнесение величин средних температуры торможения и статической температуры осуществлялось соответственно к величинам температур, полученным из уравнений потоков полного (I^*) и статического (I) теплосодержания при способах осреднения с сохранением G, I^*, S и G, I, S . Отнесение величин приведенных скоростей канонических потоков осуществлялось к величинам приведенной среднемассовой скорости λ_m действительных потоков «А» и «Б».

Данные, приведенные в табл. П1.1–П1.3, показывают в какой степени в результате операции осреднения параметров неравномерных воздушных потоков

«А» и «Б» по тому или иному способу имеет место отличие величин интегральных характеристик и параметров канонических потоков от величин характеристик и параметров действительных неравномерных потоков.

Анализ результатов численных расчетов по осреднению воздушных потоков «А» и «Б», имеющих примерно одинаковую приведенную среднемассовую скорость ($\lambda_m = 0,331$ и $\lambda_m = 0,323$), но отличающихся степенью радиальной неравномерности поля скоростей ($\tau_r = 1,037$ и $\tau_r = 1,36$), показал следующее.

***Результаты осреднения параметров неравномерных воздушных потоков
«А» и «Б» по площади***

При осреднении параметров неравномерного воздушного потока «А» ($\tau_r = 1,037$, $\lambda_m = 0,331$) по площади, отмечается погрешность расчета (завышение) расхода воздуха, которая составляет 1,9 % (см. табл. П1.1). При увеличении в потоке неравномерности поля скоростей (поток «Б», $\tau_r = 1,36$, $\lambda_m = 0,323$) погрешность расчета расхода воздуха увеличивается до 18,1 % (см. табл. П1.2). Из-за наличия при осреднении по площади погрешности расчета расхода воздуха, при этом способе, примерно с такой же погрешностью, рассчитываются и величины интегральных характеристик I , I^* , S осредненных по площади канонических потоков «А» и «Б» (см. табл. П1.1, П1.2).

Величина потока импульса Φ осредненного по площади потока «А» ($\tau_r = 1,037$) равна величине потока импульса действительного потока. При $\tau_r = 1,36$ (поток «Б») отмечается незначительная погрешность расчета величины потока импульса осредненного по площади потока, которая составляет 0,3 % (табл. П1.1, П1.2).

При осреднении по площади величины интегральных характеристик I , I^* , S , E в каноническом потоке «А» отличаются от величин соответствующих характеристик действительного потока «А» ($\tau_r = 1,037$) примерно на 2 %, в потоке «Б» ($\tau_r = 1,36$) – на 18,1...20 % (табл. П1.1, П1.2).

При осреднении по площади величина среднего полного давления в потоке «А» ($\tau_r = 1,037$, $\lambda_m = 0,331$) снижена на 0,3 % по отношению к величине среднего

полного давления, полученной при осреднении этого потока по способу с сохранением G, I^*, S . При увеличении неравномерности поля скоростей потока (поток «Б», $\tau_r=1,36$, $\lambda_m=0,323$) это снижение возрастает до 4,1 % (табл. П1.3).

Таким образом, применение в процессе обработки результатов стендовых испытаний ГТД способа осреднения параметров воздушного потока по площади приводит к погрешности расчета (завышению) расхода воздуха через двигатель и погрешности расчета (занижению) величины среднего полного давления в каналах на входе в ГТД.

Величины средней W и приведенной λ скоростей, полученные при осреднении по площади потоков «А» и «Б», превышают величины среднемассовой c_m и приведенной среднемассовой скоростей λ_m действительных потоков: при $\tau_r=1,037$, (поток «А») – на 1,9 %, при $\tau_r=1,36$, (поток «Б») – на 18 % (см. табл. П1.1 – П1.3).

Результаты осреднения параметров неравномерных воздушных потоков «А» и «Б» по массовому расходу

Анализ результатов численных расчетов, полученных при осреднении параметров потока «А» ($\tau_r=1,037$, $\lambda_m=0,331$) и потока «Б» ($\tau_r=1,36$, $\lambda_m=0,323$) по массовому расходу показал (см. табл. П1.1, П1.2), что при этом способе величины интегральных характеристик I, I^*, Φ, S, E канонических потоков «А» и «Б» и их среднее статическое давление сохраняются практически равными величинам соответствующих параметров действительных потоков «А» и «Б».

При осреднении параметров потока «Б» ($\tau_r=1,36$) по массовому расходу отмечается превышение величин потока кинетической энергии E_G и потока импульса Φ_G канонического потока «Б» над величинами соответствующих параметров действительного потока на 2,48 и 0,9 % (табл. П1.2)..

Величины средних температуры торможения и статической температуры, полученные при осреднении по массовому расходу параметров потока «Б» ($\tau_r=1,36$, $\lambda_m=0,323$), равны величинам соответствующих температур, полученным из

уравнений потоков теплосодержания I^* и I действительного потока «Б» (см. табл. П1.3).

Таким образом, способ осреднения параметров воздушного потока по массовому расходу, при $\lambda_m = 0,331...0,323$ и при $\tau_r = 1,037...1,36$, обеспечивает практическое сохранение в каноническом осредненном потоке основных свойств действительного неравномерного потока.

Величина среднего полного давления, полученная при способе осреднения по массовому расходу, в потоке «А» ($\tau_r = 1,037$) равна величине среднего полного давления, полученной при способе осреднения с сохранением G, I^*, S , (см. табл. П1.3). При высокой радиальной неравномерности поля скоростей (поток «Б», $\tau_r = 1,36$) отличие величин полных давлений, полученных при осреднении параметров потока «Б» по массовому расходу и по способу с сохранением G, I^*, S не превышает 0,25 % (см. табл. П1.3).

Величины средней W и приведенной λ скоростей, полученные при осреднении параметров потоков «А» и «Б» по массовому расходу, превышают величины среднемассовой c_m и приведенной среднемассовой скорости λ_m действительного потока «А» на 3,94 %, потока «Б» – на 44,75 % (табл. П1.1–П1.3).

Результаты осреднения параметров неравномерных воздушных потоков «А» и «Б» по способам с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; G, I^*, S ; G, I^*, Φ и G, Φ, S

При осреднении параметров неравномерных потоков «А» и «Б» по способам с сохранением G, I, S и G, I, Φ отмечаются погрешности расчета величин потока теплосодержания I^* и средней температуры торможения по отношению к величинам потока теплосодержания I^* действительного потока и температуры торможения, полученной из уравнения потока полного теплосодержания действительного потока. При невысокой неравномерности поля скоростей (поток «А», $\tau_r = 1,037$, $\lambda_m = 0,331$) эти погрешности незначительны (не более (– 0,2) %) (см. табл. П1.1, П1.3). При увеличении неравномерности поля

скоростей (поток «Б», $\tau_r=1,36$, $\lambda_m = 0,323$) погрешности расчета величин I^* и T^* канонических потоков возрастают до $(-1,9...-2,1) \%$ (см. табл. П1.2, П1.3).

При осреднении параметров по способам с сохранением G, I^*, S и G, I^*, Φ отмечаются погрешности расчета величин потока теплосодержания I и средней статической температуры по отношению к величинам потока теплосодержания действительного потока и статической температуры, полученной из уравнения потока теплосодержания действительного потока. Величины I и T канонических потоков повышены по отношению к величинам соответствующих параметров действительных потоков: при $\tau_r = 1,037$, (поток «А», $\lambda_m = 0,331$) – на $0,2 \%$ (см. табл. П1.1, П1.3), при $\tau_r = 1,36$, (поток «Б», $\lambda_m = 0,323$) – на $2,0...2,13 \%$ (см. табл. П1.2, П1.3).

При осреднении параметров потоков «А» и «Б», имеющих различную неравномерность поля скоростей, по способам с сохранением G, I, Φ и G, I^*, Φ обеспечивается практическое равенство величин потоков энтропии канонических потоков величинам потоков энтропии действительных потоков. Отличие возрастает при увеличении коэффициента поля τ_r , но не превышает по абсолютной величине $0,5 \%$ (см. табл. П1.1, П1.2).

При осреднении параметров потока «А» ($\tau_r=1,037$) по способам с сохранением G, I, S и G, I^*, S отмечаются погрешности расчета величин потоков импульса Φ канонических потоков ($-0,5 \%$ при способе G, I, S и 0% при способе G, I^*, S). При увеличении коэффициента поля до $\tau_r = 1,36$ (поток «Б») вышеуказанные погрешности расчета потока импульса возрастают до $(-4) \%$ при способе G, I, S и до $(+2) \%$ при способе G, I^*, S .

Величины потоков кинетической энергии E при осреднении по способам с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; G, I^*, S и G, I^*, Φ снижены по отношению к величине потока кинетической энергии действительного потока: при $\tau_r = 1,037$

(поток «А») – на 7,6...8,6 % (табл. П1.1), при $\tau_r = 1,36$ (поток «Б») – на 52...57 % (см. табл. П1.2).

При осреднении параметров потоков «А» и «Б» ($\lambda_m = 0,331...0,323$) по способу осреднения с сохранением G, I, S величины среднего статического давления в канонических потоках (при увеличении коэффициента поля от $\tau_r = 1,037$ до $\tau_r = 1,36$) сохраняются равными величинам статических давлений действительных потоков (см. табл. П1.1, П1.2).

При способах осреднения с сохранением G, I, Φ ; G, I^*, S и G, I^*, Φ отмечается потеря свойств осредненного потока по статическому давлению. Величина среднего статического давления при этих способах повышена по отношению к величине статического давления действительного потока: при $\tau_r = 1,037$ (поток «А») – на 0,5 % (табл. П1.1), при $\tau_r = 1,36$ (поток «Б») – на 5...7,6 % (табл. П1.2).

Анализ величин средних полных давлений, полученных при способах осреднения с сохранением G, I, S ; G, I, Φ и G, I^*, Φ , показал, что при этих способах отмечается погрешность расчета (снижение) величины среднего полного давления по отношению к величине среднего полного давления, полученной при способе осреднения с сохранением G, I^*, S . При способе осреднения с сохранением G, I, S эта погрешность для потока «А» ($\tau_r = 1,037$) составляет (– 0,5) %, для потока «Б» ($\tau_r = 1,36$) – (– 6,4) %. При способах осреднения с сохранением G, I, Φ и G, I^*, Φ погрешности расчета величин среднего полного давления составляют: при $\tau_r = 1,037$ (поток «А») (– 0,03...– 0,04) %, при $\tau_r = 1,36$, (поток «Б») – (– 2,1...– 2,2) % (см. табл. П1.3).

Анализ результатов осреднения параметров потоков «А» и «Б», полученных при способе осреднения с сохранением G, Φ, S , показал, что при этом способе имеют место примерно такие же качественные и количественные отличия величин интегральных характеристик и средних параметров канонических

потоков от величин характеристик и параметров действительных потоков, как и при способе осреднения с сохранением G, I^*, Φ .

Результаты осреднения параметров неравномерных воздушных потоков «А» и «Б» по способам с сохранением E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S и G, I^*, E

На основании результатов численных расчетов по осреднению параметров неравномерных воздушных потоков «А» и «Б» по способам с сохранением E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S и G, I^*, E установлены следующие закономерности.

При осреднении параметров потоков «А» и «Б» по способу с сохранением E, G, I обеспечивается равенство величин потоков полного теплосодержания I^* и температур торможения T^* канонических потоков величинам потоков полного теплосодержания действительных потоков и температур торможения, полученным из уравнений потоков полного теплосодержания действительных потоков. При осреднении параметров потоков «А» и «Б» по способу с сохранением G, I^*, E обеспечивается равенство величин потоков теплосодержания I и статических температур T осредненных потоков величинам потоков теплосодержания действительных потоков и статических температур, полученным из уравнений потоков теплосодержания действительных потоков (см. табл. П1.1–П1.3).

При способах осреднения с сохранением E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S и G, I^*, E отмечается достаточно существенное отличие величин не сохраняемых, при каждом из этих способов, интегральных характеристик, а также средних статических давлений канонических потоков, от величин соответствующих характеристик и параметров действительных потоков. Это отличие возрастает с увеличением коэффициента поля τ_r (см. табл. П1.1, П1.2).

Величины средних полных давлений при способах осреднения с сохранением E, G, I ; E, G, S и G, I^*, E в потоках «А» и «Б» существенно снижены по отношению к величине среднего полного давления, полученной при способе

осреднения с сохранением G, I^*, S : в потоке «А» ($\tau_r = 1,037$) – на 3,9...5,2 % , в потоке «Б» ($\tau_r = 1,36$) – на 31...39,3 % (см. табл. П1.3).

При способе осреднения с сохранением E, G, Φ отмечается уменьшение величины среднего полного давления по отношению к величине среднего полного давления, полученной при осреднении по способу с сохранением G, I^*, S (в потоке «А» – на 0,3 %, в поток «Б» – на 4,7 %) (см. табл. П1.3).

Сравнение средних скоростей канонических воздушных потоков со среднемассовой скоростью действительного неравномерного потока и со средней скоростью при осреднении по массовому расходу

При всех способах осреднения величины средних скоростей W канонических потоков достаточно существенно отличаются от величины среднемассовой скорости c_m действительного неравномерного потока (см. табл. П1.1, П1.2). Исключение составляет способ осреднения с сохранением G, I, S при $\tau_r = 1,037$ (поток «А»), (см. табл. П1.1).

Кроме оценки отличия величин средних скоростей, полученных при различных способах осреднения, от величины среднемассовой скорости действительного потока, проведена оценка отличия величин средних скоростей осредненных канонических потоков от величины средней скорости, полученной при осреднении по массовому расходу. Результаты сравнения вышеуказанных скоростей при различных способах осреднения приведены в табл. П1.4.

3.1.2 Исследование влияния приведенной скорости в неравномерных воздушных потоках на входе в ГТД на результаты осреднения параметров потоков

С помощью различных способов выполнено осреднение параметров двух гипотетических неравномерных потоков воздуха в цилиндрическом канале на входе в ГТД (потоки «В» и «Г»), при $p = \text{const}$ и $T^* = \text{const}$, ($T^* = 288 \text{ K}$), имеющих примерно одинаковую радиальную неравномерность поля скоростей ($\tau_r = 1,05$ и $\tau_r = 1,082$), но отличающихся величиной приведенной среднемассовой скорости ($\lambda_m = 0,348$ и $\lambda_m = 0,72$) [67, 73, 90]. Потоки воздуха «В» и «Г» имеют профили

скорости, соответствующие усеченной параболе. Скорость в пограничном слое в потоках «В» и «Г» изменяется по закону $W = W_0(y/\delta)^{1/n}$, где W_0 – скорость воздуха на оси канала, δ – толщина пограничного слоя, y – расстояние от стенки канала, n – показатель полноты профиля.

Потоки «В» и «Г» имели следующие величины параметров:

– поток «В»: $p = 0,95 \cdot 10^5$ Па, $Re = 3,35 \cdot 10^6$, $\tau_r = 1,05$, $\lambda_M = 0,348$, $n = 3$,

– поток «Г»: $p = 0,7 \cdot 10^5$ Па, $Re = 5,51 \cdot 10^6$, $\tau_r = 1,082$, $\lambda_M = 0,72$, $n = 2$.

Относительная толщина пограничного слоя (δ/R) в потоках «В» и «Г» составляла $(\delta/R) = 0,125$. Лобовая производительность [142] канала входного устройства ГТД с потоком «Г» составляла $G_B/F_{\text{лоб.}} = 203,8$ кг/(с·м²), что характерно для современных и перспективных ГТД [28, 125]. Эпюры скорости и полного давления в потоках «В» и «Г» приведены на рис. 3.5 и 3.6.

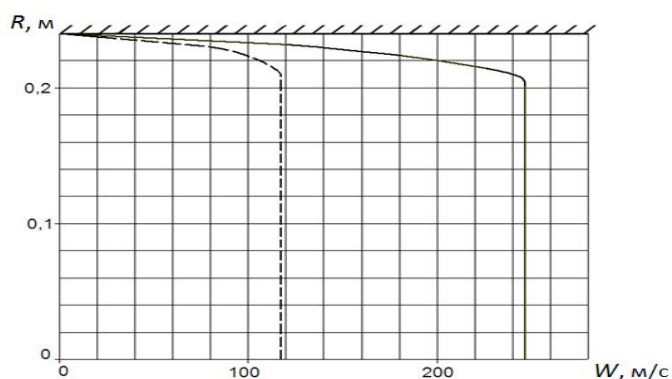


Рисунок 3.5 – Эпюры скорости в потоке воздуха на входе в ГТД,
 ----- поток «В» ($\tau_r = 1,05$, $\lambda_M = 0,348$), ————— поток «Г» ($\tau_r = 1,082$, $\lambda_M = 0,72$)

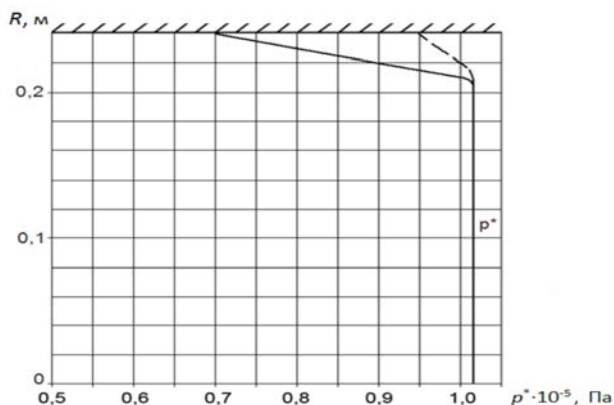


Рисунок 3.6 – Эпюры полного давления в потоке воздуха на входе в ГТД,
 ----- поток «В», ————— поток «Г»

Сравнение результатов осреднения параметров потоков «В» и «Г» дает возможность оценить влияние величины приведенной скорости воздушного потока на результаты расчета среднего полного давления и других средних параметров в потоке на входе в ГТД при применении различных способов осреднения.

Результаты осреднения потоков «В» и «Г» на входе в ГТД с помощью различных способов приведены в табл. П1.5, П1.6 и П1.7 Приложения 1.

В табл. П1.5 и П1.6 приведены относительные величины интегральных характеристик $\bar{G}$, $\bar{I}$, $\bar{I}^*$, $\bar{\Phi}$, $\bar{S}$, $\bar{E}$, относительных средних статических давлений и скоростей осредненных канонических потоков, в табл. П1.7 – относительные величины средних параметров p^* , T^* , T и λ для этих потоков. Отнесение характеристик и параметров выполнялось аналогично, как и при рассмотрении результатов, полученных в подразделе 3.1.1.

Анализ результатов численных расчетов по осреднению параметров потоков «В» и «Г», существенно отличающихся по величине приведенной среднемассовой скорости потока ($\lambda_m = 0,349$ и $\lambda_m = 0,72$), показал следующее.

Результаты осреднения параметров неравномерных воздушных потоков «В» и «Г» по площади

При осреднении параметров неравномерного воздушного потока «В» ($\lambda_m = 0,349$) по площади отмечается погрешность расчета (завышение) расхода воздуха, которая составляет 2,5 % (см. табл. П1.5). При увеличении приведенной скорости в потоке (поток «Г», $\lambda_m = 0,72$) эта погрешность увеличивается и достигает 4,7 % (см. табл. П1.6). Из-за наличия погрешности расчета расхода воздуха при этом способе осреднения примерно с такой же погрешностью рассчитываются и величины интегральных характеристик I , I^* , S канонических потоков «В» и «Г».

Величина потока импульса Φ осредненного потока при осреднении параметров по площади при $\lambda_m = 0,349$ (поток «В») равна, а при $\lambda_m = 0,72$ (поток «Г») отличается на 0,5 % от соответствующей величины в действительном потоке (см. табл. П1.5, П1.6).

При осреднении параметров по площади величины интегральных характеристик I, I^*, S, E канонических потоков «В» и «Г» отличаются от величин соответствующих характеристик действительных потоков: в потоке «В» ($\lambda_m = 0,349$) примерно на 2,5 %, в потоке «Г» ($\lambda_m = 0,72$) – на 2,6...5,5 % (табл. П1.5, П1.6). При использовании способа осреднения по площади, при $\lambda_m = 0,349$ (поток «В»), величина среднего полного давления канонического потока снижена по отношению к величине среднего полного давления, полученной при способе осреднения с сохранением G, I^*, S на 0,5 %, а при $\lambda_m = 0,72$ (поток «Г») – на 2,8 % (см. табл. П1.7).

***Результаты осреднения параметров неравномерных воздушных потоков
«В» и «Г» по массовому расходу***

Анализ результатов численных расчетов, полученных при осреднении параметров потоков «В» ($\lambda_m = 0,349$) и «Г» ($\lambda_m = 0,72$) по массовому расходу (см. табл. П1.5, П1.6), показал, что величины интегральных характеристик I, I^*, Φ, S, E и среднего статического давления канонических потоков «В» и «Г», при увеличении приведенной скорости потока от $\lambda_m = 0,348$ до $\lambda_m = 0,72$, сохраняются практически равными величинам соответствующих параметров действительных неравномерных потоков «В» и «Г».

При способе осреднения параметров по массовому расходу величины средних температуры торможения и статической температуры в канонических потоках «В» и «Г» равны величинам соответствующих температур, полученным из уравнений потоков теплосодержания I^* и I действительных потоков. Величина среднего полного давления при осреднении по массовому расходу, как в потоке «В», так и в потоке «Г», равна величине среднего полного давления, полученной при способе осреднения с сохранением G, I^*, S (см. табл. П1.7).

***Результаты осреднения параметров неравномерных воздушных потоков
«В» и «Г» по способам с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; G, I^*, S ; G, I^*, Φ и G, Φ, S***

При осреднении параметров потоков «В» и «Г» по способам с сохранением G, I, S и G, I, Φ отмечаются погрешности расчета (занижение) величин потоков

теплосодержания I^* и средних температур торможения канонических потоков по отношению к величинам потоков теплосодержания I^* действительных потоков и температур торможения, полученным из уравнений потоков полного теплосодержания действительных потоков (0,2...0,3 % в потоке «В», ($\lambda_m = 0,349$), и 1,7...3,8 % в потоке «Г», ($\lambda_m = 0,72$)) см. табл. П1.5... П1.7.

При осреднении по способам с сохранением G, I^*, S ; G, I^*, Φ отмечаются погрешности расчета (завышение) величин потоков теплосодержания I и средних статических температур канонических потоков по отношению к величинам потоков теплосодержания I действительных потоков и статических температур, рассчитанным из уравнений потоков теплосодержания действительных потоков (0,2...0,26 % в потоке «В», ($\lambda_m = 0,349$), и 3,1...3,3% в потоке «Г», ($\lambda_m = 0,72$)) см. табл. П1.5... П1.7.

Величина потока энтропии S при осреднении по способу с сохранением G, I, Φ , при $\lambda_m = 0,349$, (поток «В») снижена по отношению к величине потока энтропии действительного потока на 0,1 % (см. табл. П1.5), при $\lambda_m = 0,72$, (поток «Г»,) – на 1,3 % (см. табл. П1.6). Величина потока энтропии S при осреднении параметров с сохранением G, I^*, Φ , при $\lambda_m = 0,349$, (поток «В») равна, а при $\lambda_m = 0,72$ (поток «Г») практически равна величине потока энтропии действительного потока (см. табл. П1.5, П1.6).

При осреднении параметров потоков «В» и «Г» по способу с сохранением G, I, S отмечается погрешности расчета потоков импульса Φ канонических потоков, величины которых снижены по отношению к величинам потоков импульса действительных потоков: при $\lambda_m = 0,349$, (поток «В») на 0,7 % (см. табл. П1.5), при $\lambda_m = 0,72$, (поток «Г») – на 3,6 % (см. табл. П1.6).

При осреднении параметров потока «В» ($\lambda_m = 0,349$) по способу с сохранением G, I^*, S величина потока импульса Φ канонического потока, при равна величине потока импульса действительного потока (см. табл. П1.5). При

$\lambda_m = 0,72$, (поток «Г») и осреднении параметров этого потока по способу с сохранением G, I^*, S величина потока импульса канонического потока превышает величину потока импульса действительного потока на 0,4 % (см. табл. П1.6).

Величины потоков кинетической энергии E при осреднении по способам с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; G, I^*, S ; G, I^*, Φ и G, Φ, S снижены по отношению к величинам потока кинетической энергии действительных потоков: при $\lambda_m = 0,349$, (поток «В») – на 10,1...11,7 % (см. табл. П1.5), при $\lambda_m = 0,72$, (поток «Г») – на 16,5...36,3 % (см. табл. П1.6).

При способе осреднения параметров с сохранением G, I, S величины среднего статического давления в канонических потоках «В» ($\lambda_m = 0,349$) и «Г» ($\lambda_m = 0,72$) сохраняются равными величинам статического давления действительных потоков (см. табл. П1.5, П1.6).

При способах осреднения с сохранением G, I, Φ ; G, I^*, S и G, I^*, Φ отмечается потеря свойств осредненного потока по статическому давлению. Величины среднего статического давления при этих способах повышены по отношению к статическому давлению действительных потоков: при $\lambda_m = 0,349$, (поток «В») – на 0,8...0,9 %, при $\lambda_m = 0,72$, (поток «Г») – на 10,6...14,4 % (см. табл. П1.5, П1.6).

Анализ величин средних полных давлений, полученных при способах осреднения с сохранением G, I, S ; G, I, Φ и G, I^*, Φ , показал, что при этих способах имеет место отличие величин среднего полного давления от величины среднего полного давления, полученной при способе с сохранением G, I^*, S . При способе осреднения с сохранением G, I, S и при $\lambda_m = 0,349$ (поток «В») это отличие составляет (– 0,8) %, а при $\lambda_m = 0,72$ (поток «Г») – (– 5,8) % (см. табл. П1.7). При способах осреднения с сохранением G, I, Φ и G, I^*, Φ это отличие

относительно невелико и составляет соответственно $(-0,1...-0,05) \%$ при $\lambda_m = 0,349$ (поток «В») и $(+0,3...-0,6) \%$ при $\lambda_m = 0,72$ (поток «Г») (см. табл. П1.7).

Анализ результатов осреднения параметров неравномерных потоков «В» ($\lambda_m = 0,349$) и «Г» ($\lambda_m = 0,72$), показал, что при способе осреднения с сохранением G, Φ, S , имеют место примерно такие же качественные и количественные отличия величин интегральных характеристик и средних параметров канонических потоков от величин характеристик и параметров действительных потоков, как и при способе осреднения с сохранением G, I^*, Φ .

Результаты осреднения параметров неравномерных воздушных потоков «В» и «Г» по способам с сохранением E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S и G, I^*, E

На основании анализа результатов численных расчетов по осреднению параметров неравномерных воздушных потоков «В» ($\tau_r = 1,05$, $\lambda_m = 0,349$) и «Г» ($\tau_r = 1,082$, $\lambda_m = 0,72$) по способам с сохранением E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S и G, I^*, E установлены следующие закономерности.

При осреднении параметров неравномерных потоков «В» и «Г» по способу с сохранением E, G, I обеспечивается равенство величин потоков полного теплосодержания I^* и температур торможения T^* канонических потоков величинам потоков полного теплосодержания действительных потоков и температур торможения, полученным из уравнений потоков полного теплосодержания действительных потоков. При осреднении параметров потоков «В» и «Г» по способу с сохранением G, I^*, E обеспечивается равенство величин потоков теплосодержания I и статических температур T канонических потоков величинам потоков теплосодержания действительных потоков и статических температур, полученным из уравнения потоков теплосодержания действительных потоков (см. табл. П1.5–П1.7).

При способах осреднения параметров потоков «В» и «Г» с сохранением E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S и G, I^*, E отмечается достаточно существенное отличие

величин не сохраняемых при каждом из этих способов интегральных характеристик и средних статического и полного давлений от величин соответствующих параметров действительных потоков, которое возрастает с увеличением приведенной среднemasсовой скорости потока (см. табл. П1.5, П1.6).

Сравнение средних скоростей канонических воздушных потоков со среднemasсовой скоростью неравномерного действительного потока и со средней скоростью при осреднении по массовому расходу

При всех способах осреднения величины средних скоростей W канонических потоков достаточно существенно отличаются от величин среднemasсовой скорости c_m действительных потоков (см. табл. П1.5, П1.6). Исключение составляет способ осреднения с сохранением G, I, S для случая умеренной приведенной скорости (поток «В», $\lambda_m = 0,349$), (см. табл. П1.5).

Для потоков «В» и «Г» выполнена также оценка отличия величин средних и приведенных скоростей осредненных канонических потоков от величин соответствующих средних скоростей при осреднении по массовому расходу. Результаты сравнения этих скоростей, приведенные в табл. П1.8, качественно подтвердили закономерности, полученные для потоков «А» и «Б» (табл. П1.4).

3.2 Экспериментально-расчетное определение коэффициента восстановления полного давления во входном устройстве ВГТД по параметрам неравномерных воздушных потоков

Одной из конструктивных особенностей ВГТД является наличие в нем радиально-осевого входного устройства (РОВУ), служащего для подвода воздуха к компрессору. На входе в РОВУ ВГТД для предотвращения попадания в двигатель посторонних предметов (птиц, льда, града) устанавливается защитная сетка, а в ряде случаев, обусловленных особенностью компоновки ВГТД на летальном аппарате (ЛА), перед сеткой устанавливается специальный двигательный воздухозаборный кожух. Наличие перед РОВУ кожуха и сетки приводит к увеличению потерь и неравномерности полного давления на входе в компрессор ВГТД.

Для расчета высотно-климатических характеристик ВГТД с помощью его ММ необходимо иметь зависимость, характеризующую потери полного давления

воздуха в РОВУ с учетом влияния воздухозаборного кожуха и защитной сетки. Эта зависимость может быть, в частности, получена экспериментальным путем при специальных стендовых испытаниях ВГТД с измерением расхода воздуха через двигатель с помощью расходомерного коллектора (РМК) и с установкой на входе и выходе РОВУ приемников полного, статического давлений и температуры торможения воздуха.

С помощью разработанных ММ и программы для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков [56, 57, 69, 90, 161] выполнена обработка экспериментальных данных, полученных при снятии дроссельной характеристики ВГТД в процессе его специальных стендовых испытаний [58] при участии и под руководством автора.

РОВУ ВГТД, схема которого приведена на рис. 3.7, представляет собой радиально-осевой конфузорный канал со степенью конфузорности 0,36. На его входе установлен воздухозаборный кожух и защитная сетка. Последняя изготовлена из проволоки диаметром 0,0012 м и имеет ячейки «в свету» $0,007 \times 0,007$ м. Степень затенения входного сечения РОВУ сеткой составляет 0,27. В канале РОВУ имеются равномерно расположенные в окружном направлении шесть силовых ребер со скругленной входной и утоненной выходной кромками. Часть воздуха попадает на вход в РОВУ через входное сечение кожуха и сетку в секторе $\Delta\varphi = 90$ градусов, другая часть – через входное сечение кожуха, через кольцевой зазор ($h = 0,091$ м) между кожухом и сеткой и, далее, через сетку в секторе $\Delta\varphi = 270$ градусов. При проведении испытаний ВГТД помещался в специальную камеру, на входе в которую устанавливался РМК для измерения расхода воздуха. Схема камеры с РМК приведена на рис. 3.8.

Для измерения параметров воздушного потока, поступающего в двигатель, в сечении на входе в воздухозаборный кожух были установлены шесть точечная гребенка и шесть термометров сопротивления. Для измерения полного давления в выходном сечении РОВУ были установлены шесть пяти точечных гребенок (см. рис. 3.7).

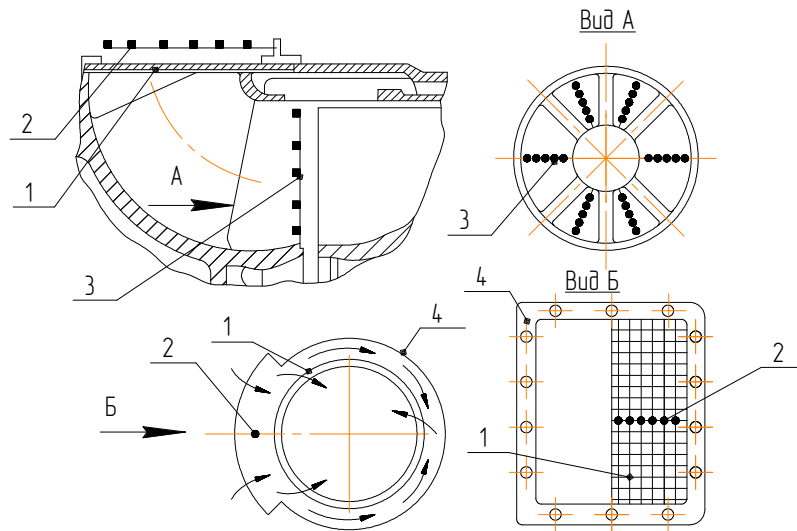


Рисунок 3.7 – Схема РОВУ ВГТД:

1 – защитная сетка; 2, 3 – гребенки полного давления на входе и выходе из РОВУ;
4 – воздухозаборный кожух РОВУ

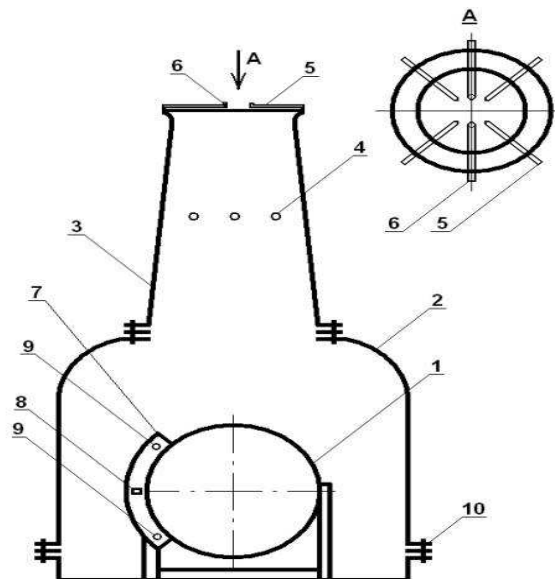


Рисунок 3.8 – Схема камеры с РМК для измерения расхода воздуха через ВГТД:

1 – двигатель; 2 – камера; 3 – расходомерный коллектор; 4 – приемники статического давления;
5 – приемники температуры; 6 – приемники полного давления; 7 – двигательный
воздухозаборный кожух; 8 – приемники полного давления на входе в кожух;
9 – приемники температуры на входе в кожух; 10 – резиновые теплостойкие прокладки.

Погрешность каналов измерения давлений и температур не превышала 0,3 % от измеряемого значения [117]. Величины полного давления на входе в РМК и входе в кожух, статического давления в мерном сечении РМК измерялись с помощью водяных пьезометров с погрешностью ± 5 мм вод. ст. [118].

Расход воздуха через двигатель при испытаниях измерялся согласно [118]. Результаты расчета расхода воздуха, выполненные с помощью программы

осреднения параметров [69], отличались от результатов его измерений не более 0,7 %. Статическое давление воздуха на выходе из РОВУ рассчитывалось методом последовательных приближений с использованием уравнения расхода (2.1) до обеспечения равенства расчетной величины расхода его величине, измеренной с помощью РМК.

При обработке результатов испытаний ВГТД была проведена оценка неравномерности воздушного потока на выходе из РОВУ. Анализ эпюр полного давления в этом сечении показал, что в секторе $\Delta\phi = 270^\circ$, соответствующем подводу воздуха в РОВУ из кольцевого зазора между воздухозаборным кожухом и защитной сеткой, на выходе из РОВУ в периферийной части канала ($R = 0,143$ м) отмечается снижение полного давления, достигающее 5...6 % от величины полного давления в ядре потока (рис. 3.9).

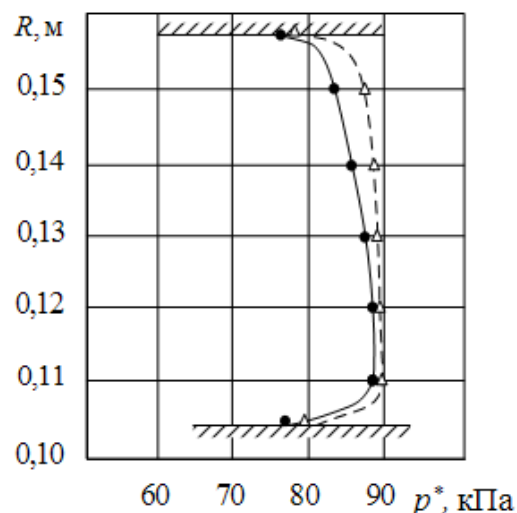


Рисунок 3.9 – Эпил давлений воздуха на выходе из РОВУ, $n = 105$ %

Δ – эпил в секторе $\Delta\phi = 90^\circ$ подвода воздуха через входное сечение воздухозаборного кожуха
 ● – эпил в секторе $\Delta\phi = 270^\circ$ подвода воздуха через кольцевой зазор между сеткой и кожухом

В секторе, соответствующем подводу воздуха из РОВУ непосредственно через входное сечение кожуха и сетку ($\Delta\phi = 90^\circ$), снижение полного давления в периферийной части канала ($R = 0,143$ м) составило лишь 1,5...2 % (см. рис. 3.9).

Таким образом, установка воздухозаборного кожуха увеличивает неравномерность полного давления воздуха на входе в компрессор ВГТД и

приводит к увеличению потерь полного давления в секторе $\Delta\varphi = 270^\circ$ в периферийной части канала на выходе из РОВУ.

Для обобщения экспериментальных данных и математического описания потерь полного давления в РОВУ была выбрана зависимость вида $\sigma_{\text{вх}} = f(\lambda_{\text{м.вых}})$. Снятие дроссельных характеристик ВГТД осуществлялось в диапазоне частоты вращения $n = 70 \dots 105 \%$, при $T_{\text{вх}}^* = 288,25 \text{ К}$. При этом величины $\lambda_{\text{м}}$ и τ_r на выходе из РОВУ соответственно составляли $\lambda_{\text{м}} = 0,186 \dots 0,435$, $\tau_r = 1,131 \dots 1,121$.

Методика исследования

По измеренным величинам полного давления и температуры торможения в сечении на выходе из РОВУ ВГТД в каждой экспериментальной точке дроссельной характеристики производилось осреднение параметров неравномерного воздушного потока по различным способам. Далее, по величинам средних полных давлений на выходе ($p_{\text{вых.ср}i}^*$) и входе ($p_{\text{вх.ср}}^*$) в РОВУ при каждом из способов осреднения рассчитывался коэффициент восстановления полного давления $\sigma_{\text{вх},i} = p_{\text{вых.ср}i}^* / p_{\text{вх.ср}}^*$. Как показал анализ результатов испытаний, отличие величин полного давления на входе в РОВУ, измеренного с помощью шести приемников, составляло не более чем 10–20 мм вод. ст. Поэтому осреднение полного давления воздуха в сечении на входе в РОВУ осуществлялось среднеарифметическим способом.

Результаты экспериментально-расчетного определения коэффициента восстановления полного давления во входном устройстве ВГТД

Результаты осреднения параметров неравномерного потока воздуха в сечении на выходе из РОВУ ВГТД и результаты расчета коэффициента $\sigma_{\text{вх}}$ в РОВУ ВГТД (при максимальной в процессе испытаний частоте вращения ротора $n = 105 \%$, $n_{\text{пр}} = 104,98 \%$) приведены в табл. П2.1 и табл. 3.1. Величины коэффициента поля и приведенной среднemasсовой скорости на выходе из РОВУ на этом режиме работы ВГТД составляли $\tau_r = 1,121$ и $\lambda_{\text{м}} = 0,435$. В табл. П2.1 приведены относительные величины интегральных характеристик $\bar{G}$, $\bar{I}$, $\bar{I}^*$,

$\overline{\Phi}$, $\overline{S}$, $\overline{E}$, средних статических давлений и скоростей осредненных канонических потоков, в табл. 3.1 – относительные величины средних параметров p^* , T^* , T и λ для этих потоков. Отнесение характеристик и параметров выполнялось аналогично, как и при рассмотрении результатов, полученных в подразделе 3.1.1.

В табл. 3.1 приведены величины $\sigma_{\text{вх},i}$ в РОВУ, полученные при различных способах осреднения, а также отклонения $\delta\sigma_{\text{вх},i}$ от величины $\sigma_{\text{вх}}$, полученной на этом режиме работы ВГТД при осреднении параметров на выходе из РОВУ по массовому расходу.

Полученные, при снятии дроссельной характеристики ВГТД в результате обработки экспериментальных данных при каждом из способов осреднения, зависимости $\sigma_{\text{вх}} = f(\lambda_{\text{м.вых.}})$ приведены на рис. 3.10 и 3.11.

Как показали результаты расчетов, при способе осреднения по массовому расходу (см. табл. П2.1) на максимальном режиме работы ВГТД ($n=105\%$) величины интегральных характеристик G, I, I^*, Φ, S, E осредненного потока равны величинам соответствующих характеристик действительного неравномерного потока. Аналогичная закономерность также наблюдается и на дроссельных режимах работы ВГТД при $n = 75...100\%$.

Из табл. 3.1 и рис. 3.10 следует, что величина коэффициента $\sigma_{\text{вх}}$ в РОВУ ВГТД при осреднении параметров потока воздуха по массовому расходу, во всем исследуемом диапазоне приведенной скорости в сечении на выходе из РОВУ ($\lambda_{\text{м.вых.}} = 0,186... 0,435$), равна величине коэффициента $\sigma_{\text{вх}}$, полученной при осреднении по способу с сохранением G, I^*, S .

При осреднении параметров потока по способу с сохранением G, I^*, S (при $n_{\text{пр}} = 104,98\%$) отмечается отличие таких интегральных характеристик как I ($\delta I = 1,0\%$), E ($\delta E = -25,6\%$) и статического давления p ($\delta p = 3,75\%$) осредненного канонического потока от соответствующих параметров действительного потока (см. табл. П2.1). Средние скорости W и λ при способе

осреднения с сохранением G, I^*, S снижены по отношению к среднемассовым скоростям c_m и λ_m действительного потока на 3,1 % (см. табл. 3.1).

Таблица 3.1 – Результаты сравнительного расчета средних параметров воздушного потока на выходе из радиально-осевого входного устройства ВГТД и расчета коэффициента восстановления полного давления

Способы осреднения	Поток на выходе из РОВУ $\tau_r = 1,121$, $\lambda_m = 0,435$, $Re = 0,87 \cdot 10^6$, $T_{bx}^* = 288,25$ K, $n = 105$ %, $n_{пр} = 104,98$ %					
	$\frac{T^*}{T_{GIS}^*}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{p^*}{p_{GIS}^*}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$	$\sigma_{bx,i}$	$\delta\sigma_{bx,i}, \%$
F	1,000	1,004	0,9847	1,062	0,954	–1,507
G	1,000	0,9999	1,0001	1,124	0,9687	0
G, I, S	0,991	1	0,9703	0,999	0,940	–2,95
G, I, Φ	0,989	1	0,9985	0,965	0,967	–0,165
Φ, S, I	0,9998	1	0,9995	1,122	0,968	–0,06
E, G, I	1,000	1	0,8857	1,123	0,858	–11,42
E, G, Φ	1,122	1,128	0,9837	1,060	0,952	–1,71
E, G, S	0,955	0,953	0,850	1,149	0,823	–15,03
G, Φ, S	0,998	1,009	0,997	0,971	0,966	–0,268
G, I^*, S	1	1,0106	1	0,969	0,9686	–0,01
G, I^*, Φ	1	1,0104	0,9976	0,972	0,966	–0,268
G, I^*, E	1	1,000	0,8858	1,123	0,858	–11,42

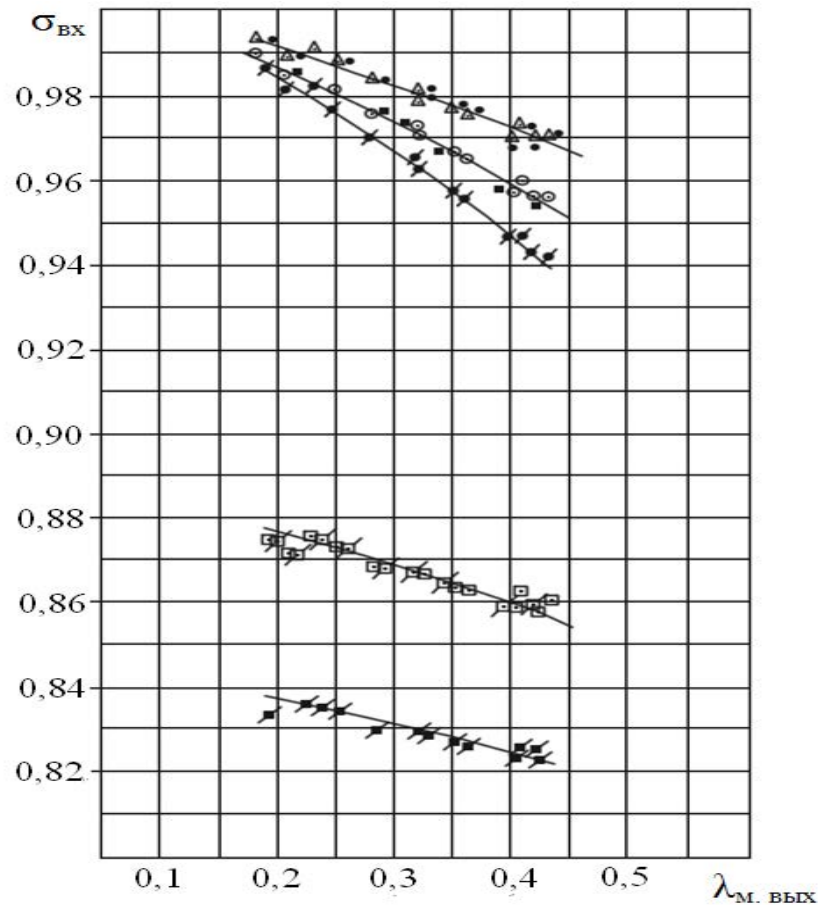


Рисунок 3.10 – Зависимость коэффициента восстановления полного давления в РОВУ ВГТД от приведенной скорости при различных способах осреднения, ($D_{PMK} = 272$ мм):

- – осреднение с сохранением G, I^*, S , Δ – осреднение по массовому расходу,
- – осреднение с сохранением E, G, Φ , $\odot$ – осреднение по площади,
- ∇ – осреднение с сохранением G, I, S , ∇ – осреднение с сохранением E, G, I ,
- $\square$ – осреднение с сохранением G, I^*, E , ∇ – осреднение с сохранением E, G, S

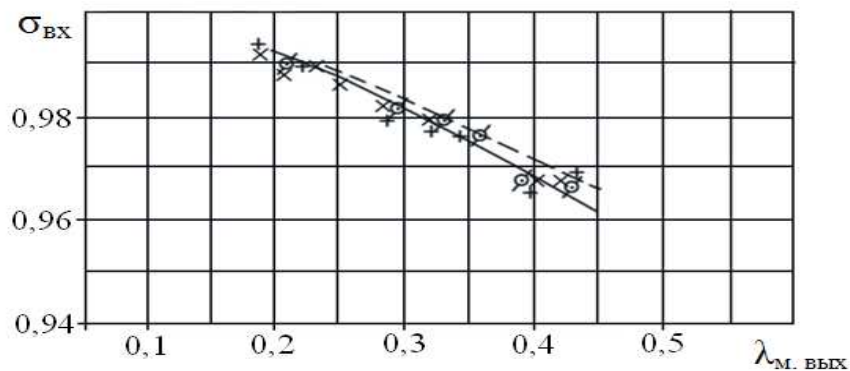


Рисунок 3.11 – Зависимость коэффициента восстановления полного давления в РОВУ ВГТД от приведенной скорости при различных способах осреднения,

- ∇ – осреднение с сохранением G, I, Φ , $+$ – осреднение с сохранением G, I^*, Φ ,
- $\times$ – осреднение с сохранением G, Φ, S , ----- осреднение с сохранением G, I^*, S

Величина коэффициента $\sigma_{\text{ВХ}}$, полученная при осреднении по площади меньше величины коэффициента $\sigma_{\text{ВХ}}$, полученной при осреднении по массовому расходу: при $\lambda_{\text{м. Вых}} = 0,2$ – на 0,4 % (см. рис. 3.10), при $\lambda_{\text{м. Вых}} = 0,435$ – на 1,5 % (см. табл. 3.1, рис. 3.10). Погрешность расчета расхода воздуха при осреднении параметров потока воздуха в сечении на выходе из РОВУ по площади, на максимальном режиме работы ВГТД, составила 6,2 % (см. табл. П2.1).

При способах осреднения с сохранением G, I, S ; E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S и G, I^*, E отмечается существенное отличие (снижение) величины коэффициента $\sigma_{\text{ВХ}}$ в РОВУ от соответствующей величины, полученной при осреднении по массовому расходу и с сохранением G, I^*, S . Это отличие, при $\lambda_{\text{м. Вых}} = 0,435$ и при способах осреднения с сохранением E, G, I и G, I^*, E , составляет 11,4 %, при способе с сохранением E, G, S – 15 % (табл. 3.1). При способах осреднения с сохранением G, I, Φ , G, Φ, S и G, I^*, Φ отличие величины $\sigma_{\text{ВХ}}$ значительно меньше (при $\lambda_{\text{м. Вых}} = 0,186$ оно практически равно нулю, а при $\lambda_{\text{м. Вых}} = 0,435$ составляет $(-0,2 \dots -0,3)$ %, (см. рис. 3.11, табл. 3.1).

3.3 Экспериментально-расчетное определение коэффициентов полезного действия компрессора и вентилятора ГТД по параметрам неравномерных воздушных потоков

Уровень удельных параметров ГТД (удельной тяги, удельного расхода топлива) зависит от величин показателей эффективности работы его узлов, в частности, от КПД вентилятора и компрессора. Так, при увеличении КПД вентилятора или компрессора высокого давления проектируемого двухконтурного ГТД (ТРДДсм), имеющего степень двухконтурности $m \approx 0,5$, на 1 %, его удельный расход топлива снижается на 0,3...0,4 %, а удельная тяга возрастает на 0,7...0,8 %.

Дальнейшее совершенствование современных ГТД требует в процессе их доводки знания достигнутого уровня КПД его узлов с погрешностью не более

0,3 %. Поэтому повышение точности определения по результатам испытаний вентилятора (компрессора) величин их КПД, а также других показателей их газодинамической эффективности, является важной научно-практической задачей в современном авиационном двигателестроении.

К числу показателей и параметров, которые характеризуют газодинамическую эффективность и режим работы вентилятора (компрессора) ГТД, относятся: степень повышения полного давления π_k^* , физический расход воздуха G_v , расход воздуха, приведенный к САУ ($G_{v,пр}$), изоэнтропический КПД по заторможенным параметрам η_k^* , приведенная частота вращения $n_{пр}$.

В процессе доводки вентилятора (компрессора) ГТД для определения показателей их газодинамической эффективности, а также для оценки влияния вводимых конструктивных усовершенствований, проводятся автономные испытания вентилятора (компрессора) на компрессорных стендах с установкой в сечениях на их входе и выходе приемников для измерения параметров воздуха.

К числу измеряемых параметров, по величинам которых определяются показатели газодинамической эффективности вентилятора (компрессора), относятся температуры торможения, полные и статические давления воздуха в сечениях на входе и выходе из вентилятора – $T_{вх}^*, T_k^*, p_{вх}^*, p_k^*, p_{вх}, p_k$, расход воздуха G_v .

Действительный поток воздуха имеет на входе и выходе из вентиляторов (компрессоров) ГТД неравномерное поле скоростей, а на выходе – неравномерное поле температуры торможения (температурную неравномерность). Поэтому расчет показателей, характеризующих газодинамическую эффективность работы вентилятора (компрессора), производят по величинам средних параметров, полученным при обработке неравномерных потоков воздуха в сечениях на их входе и выходе с помощью того или иного способа осреднения.

На погрешность расчета средних параметров в сечениях на входе и выходе из вентилятора (компрессора), кроме неравномерности поля скоростей, как

показано в [67] и в подразделе 3.1.2, влияет величина приведенной скорости потока. Величины приведенных скоростей потоков воздуха в цилиндрических каналах на входе в ГТД составляют при $H=0$ км, $M_{\Pi}=0$ (на максимальном режиме работы) $\lambda_{\text{вх.дв}} = 0,47...0,62$, в кольцевых каналах на выходе из вентиляторов (компрессоров) – $\lambda_{\text{к}} = 0,32...0,52$ (см. табл. 3.2). В сечении кольцевого канала непосредственно на входе в вентилятор (компрессор) величина приведенной скорости составляет $\lambda_{\text{вх.ком}} = 0,51...0,71$.

Таблица 3.2 – Скорости воздушных потоков на входе и выходе компрессоров и вентиляторов ГТД (z-количество ступеней)

	$\lambda_{\text{вх.дв}}$	$W_{\text{вх.дв}}$, м/с	$\lambda_{\text{вх.ком}}$	$W_{\text{вх.ком}}$, м/с	$\lambda_{\text{к}}$	$W_{\text{к}}$, м/с	$\pi_{\text{к}}^*$	z
компрессор «Б»	0,525	163	0,684	212	0,365	147	4,6	6
компрессор «С»	0,52	162	0,68	211	0,37	150	4,6	6
компрессор «М1» (КНД)	0,547	169	0,681	211	0,516	197	3,5	3
компрессор «М2» (КВД)	0,516	197	0,516	197	0,38	170	2,6	5
компрессор «А»	0,513	159	0,65	202	0,32	142	7,8	9
вентилятор «И», $n = 87\%$	0,473	147	0,515	161	0,45	165	2,5	3
вентилятор С178-1[28]	0,62	192	—	—	—	—	1,4	1
вентилятор «Х»	0,525	163	0,713	222	0,455	—	—	4

Одним из параметров, характеризующих работу вентилятора (компрессора), является величина лобовой производительности $\bar{G}_{\text{лоб}} = G_{\text{в}}/F_{\text{лоб}}$ [142], которая рассчитывается по величине расхода воздуха и лобовой площади колеса вентилятора (компрессора) и составляет у дозвуковых компрессоров 150...160 кг/(с·м²) [125]. У современных компрессоров величина $\bar{G}_{\text{лоб}}$ достигает 200

кг/(с·м²) [28, 125]. При этом приведенная скорость на входе в двигатель может достигать величин $\lambda_{\text{вх,дв}} = 0,6 \dots 0,7$.

Так как при использовании различных способов осреднения неравномерных потоков характеристики одного и того же режима движения воздуха могут отличаться [128], то при определении величин средних параметров воздуха на входе и выходе из вентилятора (компрессора), их КПД и других показателей эффективности, необходимо выбирать обоснованные способы осреднения.

Согласно ОСТ 1 02595-86 [116], осреднение параметров неравномерных воздушных потоков рекомендуется выполнять по способу с сохранением в осредненном каноническом потоке величин интегральных характеристик G, I^*, S действительного потока, а величину изоэнтروпического КПД компрессора по заторможенным параметрам η_k^* рекомендуется рассчитывать по формуле

$$\eta_k^* = \frac{i_{\text{из.к}}^* - i_{\text{вх}}^*}{i_k^* - i_{\text{вх}}^*}. \quad (3.1)$$

Величину изоэнтропической температуры $T_{\text{из.к}}^*$, которая определяет величину входящей в формулу (3.1) удельной энтальпии $i_{\text{из.к}}^*$, при известных величинах средних полных давлений на входе и выходе из компрессора и средней температуры торможения на входе, в [116] предлагается рассчитывать по величине удельной изобарной энтропии с помощью полинома вида $T_{\text{из.к}}^* = f(s_{\text{из.к}}^*)$, полученного в [7]. При этом $s_{\text{из.к}}^*$ рассчитывается по формуле

$$s_{\text{из.к}}^* = s_{\text{вх}}^* + R \ln \left(\frac{p_k^*}{p_{\text{вх}}^*} \right), \quad (3.2)$$

где

$$s^* = \int_{T_0}^{T^*} c_p(T) \frac{dT}{T},$$

T_0 – условная начальная температура, $T_0 = 180$ К. Величины удельных энтальпий, входящих в формулу (3.1), в [116] рекомендуется рассчитывать с помощью

полиномов вида $i^* = f(T^*)$, полученных в [7]. Влияние влажности воздуха на его теплофизические свойства в [7] не учитывается.

Рассмотрение формул (3.1)–(3.2) показывает, что погрешность определения изоэнтروпического КПД вентилятора (компрессора) зависит от погрешностей расчета величин средних температур $T_{\text{вх}}^*$, $T_{\text{к}}^*$ и средних полных давлений $p_{\text{вх}}^*$, $p_{\text{к}}^*$, которые могут возникать при применении того или иного способа осреднения. Величины коэффициентов, показывающих влияние погрешностей определения средних температур $T_{\text{вх}}^*$, $T_{\text{к}}^*$ и средних полных давлений $p_{\text{вх}}^*$, $p_{\text{к}}^*$ на величину рассчитываемого КПД вентилятора (компрессора), приведены на рис. 3.12.

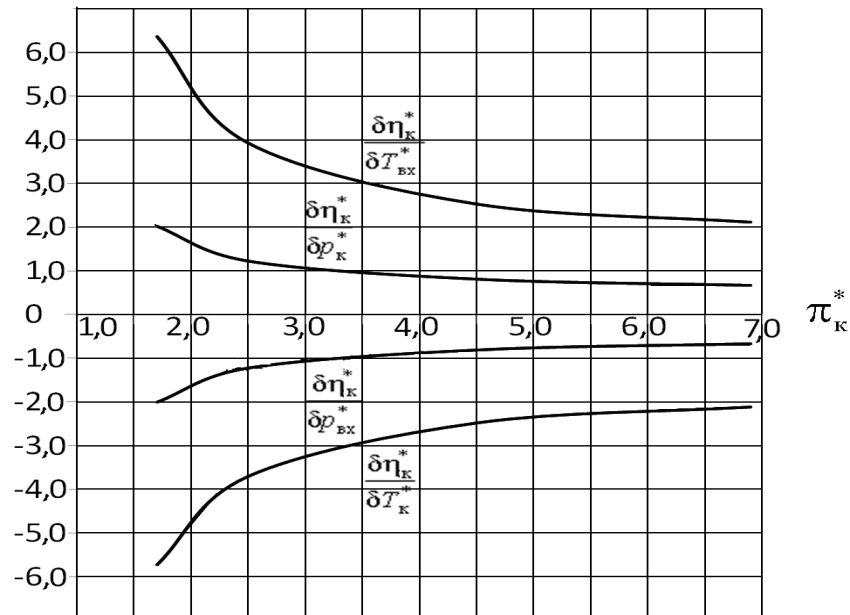


Рисунок 3.12 – Зависимость относительных коэффициентов влияния $\delta\eta_{\text{к}}^*/\delta p_{\text{вх}}^*$, $\delta\eta_{\text{к}}^*/\delta p_{\text{к}}^*$, $\delta\eta_{\text{к}}^*/\delta T_{\text{вх}}^*$ и $\delta\eta_{\text{к}}^*/\delta T_{\text{к}}^*$ от степени повышения давления в компрессоре

Как следует из рис. 3.12, погрешность расчета изоэнтропического КПД вентилятора (компрессора), обусловленная погрешностями расчета величин средних параметров $p_{\text{вх}}^*$, $p_{\text{к}}^*$, $T_{\text{вх}}^*$ и $T_{\text{к}}^*$, возрастает при уменьшении степени повышения полного давления в вентиляторе (компрессоре). При этом погрешность расчета КПД из-за погрешностей расчета средних температур $T_{\text{вх}}^*$ и

T_k^* примерно в три раза больше, чем погрешность расчета КПД, обусловленная погрешностями расчета средних полных давлений $p_{\text{вх}}^*$ и p_k^* (см. рис. 3.12).

Для повышения точности оценки по результатам испытаний величин КПД вентилятора (компрессора) целесообразно выполнить сравнительный анализ величин показателей их газодинамической эффективности, рассчитанных по величинам средних параметров $p_{\text{вх}}^*$, p_k^* , $T_{\text{вх}}^*$ и T_k^* , полученным с помощью различных способов осреднения. Такой анализ выполнен в [70, 76, 90] и в настоящем разделе применительно к компрессору «Б» и вентилятору «И».

Объекты исследования

Выполнен сравнительный расчет показателей газодинамической эффективности компрессора «Б» ($\pi_k^* = 4,6$) при его работе в системе ГТД с использованием средних параметров, полученных при различных способах осреднения [76]. Расчеты по осреднению параметров и оценке КПД компрессора «Б» выполнены для стендового максимального режима работы ГТД. Сведения о величинах давлений и температур действительных потоков на входе и выходе из компрессора «Б» были приняты по данным [153]. Приведенная среднемассовая скорость и коэффициент поля в воздушных потоках в сечениях на входе и выходе из компрессора «Б» составляли: на входе $\lambda_m = 0,539$, $\tau_r = 1,047$, на выходе – $\lambda_m = 0,382$, $\tau_r = 1,076$. Коэффициент, характеризующий неравномерность температуры торможения в потоке воздуха на выходе из компрессора «Б», составлял $(T_{k,\text{max}}^* / T_{k,\text{min}}^*) = 1,057$.

Сравнительный расчет показателей газодинамической эффективности при использовании различных способов осреднения был также выполнен применительно к вентилятору «И» при его работе на номинальном режиме ($n = 87 \%$, $\pi_k^* = 2,5$) [70]. Величины λ_m и τ_r на входе и выходе из вентилятора «И» на этом режиме составляли: на входе $\lambda_m = 0,494$, $\tau_r = 1,0317$, на выходе – $\lambda_m = 0,47$, $\tau_r = 1,108$. Коэффициент неравномерности температуры в потоке воздуха на

выходе из вентилятора «И» составлял $(T_{k,max}^*/T_{k,min}^*)=1,066$. Температура торможения воздуха в сечениях на входе в компрессор «Б» и вентилятор «И», принималась при расчетах, соответственно, $T_{вх}^* = 289$ К и $T_{вх}^* = 291,5$ К. Расчеты выполнялись при относительной влажности атмосферного воздуха $\phi=0$ %. Погрешности измерений температур и давлений воздуха при испытаниях не превышали $\pm 0,3$ % от измеряемого значения [117]. Принятые для расчета эпюры полного давления, температуры торможения воздуха на входе и выходе из компрессора «Б», приведены на рис. 3.13 – 3.15.

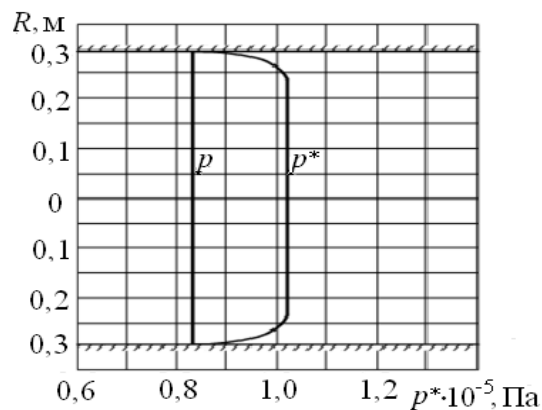


Рисунок 3.13 – Эпюра полного давления в потоке воздуха на входе в компрессор «Б»

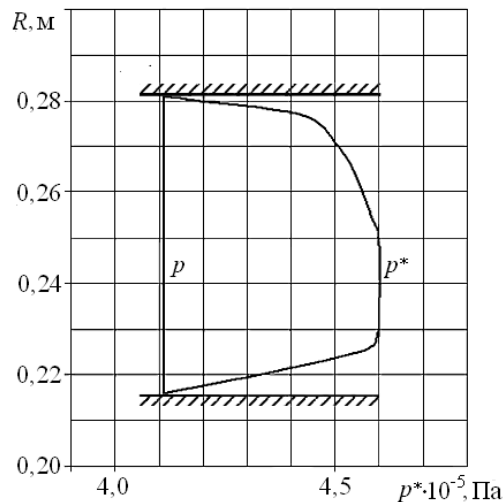


Рисунок 3.14 – Эпюра полного давления в потоке воздуха на выходе из компрессора «Б»

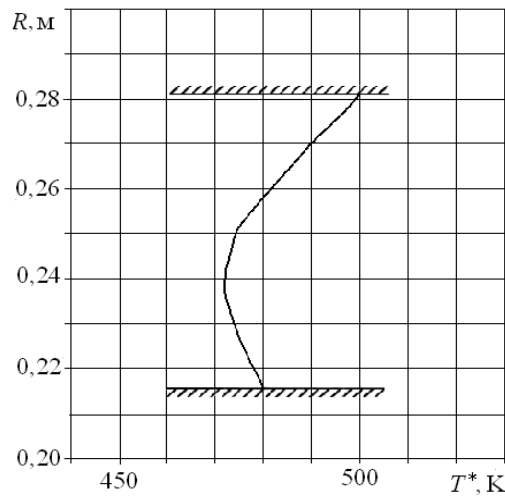


Рисунок 3.15 – Эпюра температуры торможения в потоке воздуха на выходе из компрессора «Б», $T_{к.маx}^*/T_{к.мин}^* = 1,057$

Используемые при проведении расчетов эпюры полного давления, температуры торможения воздуха на входе и выходе из вентилятора «И» [70], приведены на рис. 3.16, 3.17 и 3.18.

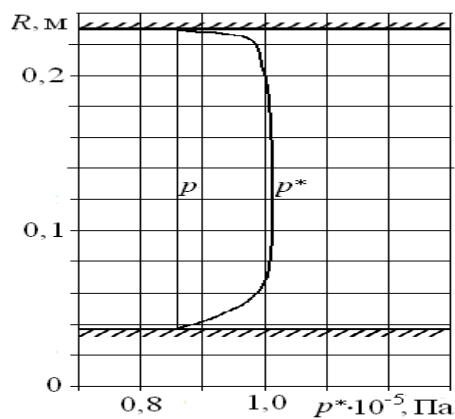


Рисунок 3.16 – Эпюра полного давления в потоке воздуха на входе в вентилятор «И»

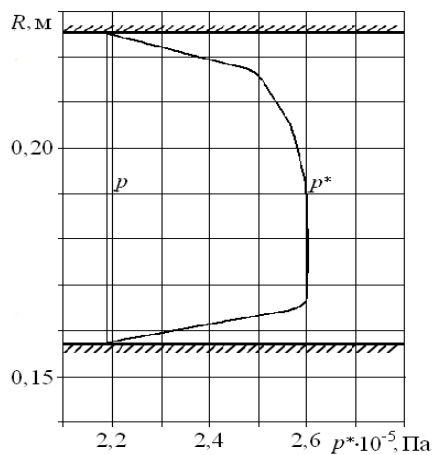


Рисунок 3.17 – Эпюра полного давления в потоке воздуха на выходе из вентилятора «И»

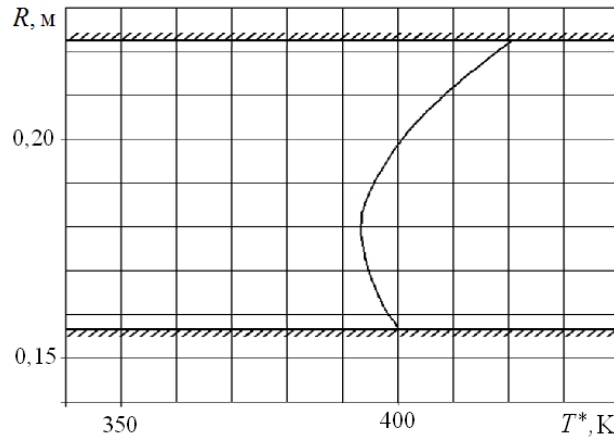


Рисунок 3.18 – Эпюра температуры торможения в потоке воздуха на выходе из вентилятора «И», $(T_{к.маx}^*/T_{к.мин}^*) = 1,066$

Методики исследования

Определение средних параметров на входе и выходе компрессора «Б» и вентилятора «И» по параметрам неравномерных воздушных потоков производилось с помощью ММ и программы на ЭВМ, описанных в [56, 57, 69, 90, 161] и главе 2.

Расчет КПД компрессора «Б» и вентилятора «И» и других их параметров производился с помощью разработанной методики [77, 78] и программы для ЭВМ [160]. Учет теплофизических свойств воздуха в [77, 78], как и в [56, 57, 69, 90], осуществлялся согласно [38]. Расчет КПД вентилятора и компрессора производился по формуле

$$\eta_k^* = \frac{\Delta i_{из.к}^* - \Delta i_{вх}^*}{\Delta i_k^* - \Delta i_{вх}^*}, \quad (3.3)$$

где $\Delta i_{из.к}^*$ – приращение удельной энтальпии от T_0 до температуры $T_{из.к}^*$ в конце изэнтропического повышения давления воздуха в компрессоре от $p_{вх}^*$ до p_k^* , Δi_k^* – приращение удельной энтальпии воздуха от T_0 до температуры торможения воздуха на выходе из компрессора T_k^* ; $\Delta i_{вх}^*$ – приращение удельной энтальпии воздуха от T_0 до температуры торможения воздуха на входе в компрессор $T_{вх}^*$,

$$\Delta i_i^* = \int_{T_0}^{T_i^*} c_p dT, \quad T_0 - \text{условная начальная температура воздуха (180 K)}.$$

Изоэнтропическая температура $T_{из.к}^*$, по которой определяется величина удельной энтальпии $i_{из.к}^*$, при известных (в каждом из способов осреднения) величинах средних полных давлений на входе и выходе из компрессора и средней температуре торможения на входе, рассчитывалась согласно [38] с помощью уравнения

$$\exp\left(\frac{1}{R} \int_{T_{вх}^*}^{T_{из.к}^*} C_p(T) \frac{dT}{T}\right) = \frac{p_{к}^*}{p_{вх}^*}, \quad (3.4)$$

Величина приведенного расхода воздуха рассчитывалась по формуле (3.5), с учетом поправки (см. раздел 3.4) на изменение газовой постоянной и показателя адиабаты при изменении температуры и влажности воздуха на входе в компрессор (вентилятор)

$$G_{в.пр} = G_{в} \sqrt{\frac{T_{вх}^*}{288,15} \frac{101325}{p_{вх}^*} \left(\frac{m_0}{m}\right)}. \quad (3.5)$$

Результаты осреднения параметров и экспериментально-расчетного определения коэффициентов полезного действия компрессора и вентилятора ГТД по параметрам неравномерных воздушных потоков

1. Из результатов осреднения параметров воздуха в сечениях на входе и выходе из компрессора «Б» и вентилятора «И» [70, 76, 90], приведенных в таблицах ПЗ.1–ПЗ.8 Приложения 3, следует, что при способе осреднения по массовому расходу в каждом из этих сечений величины интегральных характеристик G, I, I^*, Φ, S, E осредненного потока и его среднее статическое давление сохраняются равными величинам соответствующих параметров действительного потока, а величины средних статической и температуры торможения равны величинам соответствующих температур, полученным из уравнений теплосодержаний действительного потока. Также установлено, что величины средних полных давлений и температур торможения в сечениях на входе и выходе компрессора «Б» и вентилятора «И», полученные при осреднении по массовому расходу, равны величинам соответствующих средних параметров, полученным при осреднении по способу с сохранением G, I^*, S . Отличие не

превышает 0,02 % (табл. ПЗ.2, ПЗ.4, ПЗ.6, ПЗ.8). При этом величины интегральных характеристик I , Φ и E и статического давления осредненных канонических потоков, при способе осреднения с сохранением G, I^*, S , отличаются от величин соответствующих параметров действительного потока (см. табл. ПЗ.1, ПЗ.3, ПЗ.5, ПЗ.7).

2. Результаты расчета относительных отклонений параметров на входе и выходе из компрессора «Б», его степени повышения давления и КПД при применении различных способов осреднения, по отношению к величинам соответствующих параметров, полученным при осреднении по массовому расходу, приведены в табл. 3.3. Аналогичные данные для вентилятора «И» приведены в табл. 3.4. В табл. 3.3 и 3.4 в качестве способа, при котором относительные величины средних параметров приняты за единицу, выбран способ осреднения по массовому расходу.

3. Из табл. 3.3 и 3.4 следует, что величины показателей эффективности работы компрессора «Б» и вентилятора «И» ($\pi_k^*, G_{в.пр}, \eta_k^*$), полученные при использовании способов осреднения по массовому расходу и с сохранением G, I^*, S , имеют одинаковые значения (отличие не превышает 0,036 %).

4. Из табл. 3.3 и 3.4 следует, что при осреднении параметров потока в сечениях на входе в компрессор «Б» и вентилятор «И» по площади величина расхода воздуха, рассчитанная по полученным при этом способе средним параметрам, превышает расход воздуха в действительном потоке у компрессора «Б» на $\delta G_F = 2,57$ %, у вентилятора «И» – на $\delta G_F = 1,69$ %. Отличие погрешностей расчета расхода воздуха при осреднении по площади в компрессоре «Б» ($\delta G_F = 2,57$ %) и вентиляторе «И» ($\delta G_F = 1,69$ %) обусловлено увеличенным на 1,48 % коэффициентом поля τ_r на входе в компрессор «Б» и увеличенной на 9,1 % приведенной скоростью потока на входе в компрессор «Б» ($\tau_r = 1,047$, $\lambda_m = 0,539$), по сравнению с величинами соответствующих параметров на входе в вентилятор «И» ($\tau_r = 1,0317$, $\lambda_m = 0,494$).

Таблица 3.3 – Результаты расчета относительного отклонения параметров (в %) на входе и выходе из компрессора «Б» ($\pi_{\text{к}}^* = 4,6$) при применении различных способов осреднения (вход – $\tau_r = 1,047$, $\lambda_{\text{м}} = 0,539$, выход – $\tau_r = 1,076$, $\lambda_{\text{м}} = 0,382$, $(T_{\text{к.макс}}^*/T_{\text{к.мин}}^*) = 1,057$)

Способы осредне- ния	$\delta p_{\text{вх}}^*$	$\delta p_{\text{к}}^*$	$\delta T_{\text{вх}}^*$	$\delta T_{\text{к}}^*$	$\delta G_{\text{в}}$	$\delta \pi_{\text{к}}^*$	$\delta \eta_{\text{к}}^*$	$\delta G_{\text{в.пр}}$	$\delta \left(\frac{\pi_{\text{к}}^*}{G_{\text{в.пр}}} \right)$
F	–0,90	–0,78	0,000	0,27	2,57	0,12	–0,616	3,51	–3,28
G	0	0	0	0	0	0	0	0	0
G, I, S	–1,82	–1,42	–0,52	–0,40	0	0,40	0,049	2,16	–1,175
G, I, Φ	–0,001	–0,15	–0,79	–0,47	0	–0,15	–0,86	–0,39	0,245
Φ, S, I	–0,07	–0,12	–0,02	–0,029	0	–0,06	–0,012	0,06	–0,117
E, G, I	–4,97	–7,57	0,000	0,004	0	–2,75	–2,34	5,23	–7,59
E, G, Φ	–0,98	–0,85	4,87	7,84	0	0,13	–6,93	3,43	–3,19
E, G, S	–6,46	–10,0	–1,83	–2,87	0	–3,84	–0,37	5,92	–9,22
G, Φ, S	–0,13	–0,17	–0,08	–0,06	0	–0,04	–0,12	0,10	–0,138
G, I^*, S	–0,02	0,006	0,000	0,004	0	0,026	0,012	0,02	0,006
G, I^*, Φ	–0,08	–0,32	0,000	0,004	0	–0,24	–0,246	0,088	–0,331
G, I^*, E	–4,97	–7,44	0,000	0,004	0	–2,60	–2,158	5,23	–7,45

Таблица 3.4 – Результаты расчета относительного отклонения параметров (в %) на входе и выходе из вентилятора «И» ($\pi_k^* = 2,5$) при применении различных способов осреднения (вход – $\tau_r = 1,0317$, $\lambda_M = 0,494$, выход – $\tau_r = 1,105$, $\lambda_M = 0,471$, $(T_{k,\max}^*/T_{k,\min}^*) = 1,066$)

Способы осредне- ния	$\delta p_{\text{вх}}^*$	$\delta p_{\text{к}}^*$	$\delta T_{\text{вх}}^*$	$\delta T_{\text{к}}^*$	$\delta G_{\text{в}}$	$\delta \pi_{\text{к}}^*$	$\delta \eta_{\text{к}}^*$	$\delta G_{\text{в.пр}}$	$\delta \left(\frac{\pi_{\text{к}}^*}{G_{\text{в.пр}}} \right)$
F	–0,53	–1,58	0,000	0,32	1,69	–1,08	–2,42	2,23	–3,22
G	0	0	0	0	0	0	0	0	0
G, I, S	–1,03	–3,06	–0,29	–0,87	0	–2,05	–0,24	0,90	–2,92
G, I, Φ	–0,03	–0,12	–0,40	–1,15	0	–0,10	2,79	–0,19	0,083
Φ, S, I	–0,07	–0,06	–0,02	–0,017	0	0,007	0,12	0,03	–0,031
E, G, I	–3,39	–10,3	0,000	0,003	0	–7,15	–8,85	3,49	–10,29
E, G, Φ	–0,58	–1,67	3,29	10,88	0	–1,11	–22,4	2,23	–3,27
E, G, S	–4,44	–13,4	–1,22	–3,96	0	–9,42	–1,58	3,98	–12,88
G, Φ, S	–0,079	–0,25	–0,09	–0,11	0	–0,18	–0,10	0,037	–0,22
G, I^*, S	–0,01	0,01	0,000	0,003	0	0,02	0,036	0,00	0,02
G, I^*, Φ	–0,05	–0,34	0,000	0,003	0	–0,25	–0,36	0,037	–0,29
G, I^*, E	–3,38	–10,2	0,000	0,003	0	–7,11	–8,73	3,49	–10,25

Установлено [76], что изменение погрешности расчета расхода воздуха при увеличении коэффициента поля τ_r больше на два порядка изменения погрешности, обусловленной увеличением приведенной скорости потока λ_m . Величины этих погрешностей характеризуются относительными коэффициентами влияния $\delta G_F / \delta \tau_r = 0,519$ и $\delta G_F / \delta \lambda_m = 0,0058$, которые показывают изменение расхода воздуха, рассчитанного при осреднении по площади, при изменении параметров τ_r и λ_m на 1 %.

6. Анализ результатов численных расчетов по осреднению параметров в сечениях на входе и выходе из компрессора «Б» (см. табл. 3.3) и вентилятора «И» (см. табл. 3.4) показал, что при способах осреднения по площади и с сохранением G, I, S ; E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S и G, I^*, E имеют место значительные (от $-0,5$ % до -13 %) погрешности расчета средних полных давлений воздуха на входе и на выходе компрессора и вентилятора. (Под погрешностью понимается отклонение, при выбранном способе осреднения, величины среднего полного давления от величины среднего полного давления, полученной при способе осреднения по массовому расходу).

7. При способах осреднения с сохранением G, I, Φ ; G, Φ, S и G, I^*, Φ величины погрешностей расчета средних полных давлений в сечениях на входе и выходе из компрессора «Б» и вентилятора «И» невелики и составляют $(-0,001 \dots -0,34)$ %.

8. Следует отметить, что при появлении погрешности расчета среднего полного давления воздуха в сечении на входе в вентилятор (компрессор) возникают соответствующие, но с противоположным знаком, погрешности расчета степени повышения полного давления и приведенного расхода воздуха через вентилятор (компрессор). От степени повышения полного давления π_k^* зависит величина изоэнтропической температуры торможения $T_{из.к}^*$, от которой, при прочих равных условиях, зависит величина изоэнтропического КПД компрессора по заторможенным параметрам. Поэтому, при увеличении

погрешности расчета степени повышения давления, при способах осреднения по площади и с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; G, Φ, S ; G, I^*, Φ ; E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S ; и G, I^*, E происходит увеличение погрешностей расчета изэнтропической температуры торможения и КПД компрессора (вентилятора). Согласно расчетам, погрешность определения степени повышения давления в 1 % приводит к погрешности расчета КПД по формуле (3.1) для компрессора «Б» ($\pi_k^* = 4,5$) – $\delta\eta_k^* = 0,81$ %, для вентилятора «И» ($\pi_k^* = 2,5$) – $\delta\eta_k^* = 1,23$ %.

9. По результатам осреднения параметров неравномерных воздушных потоков на входе и выходе из компрессора «Б» и вентилятора «И» (см. табл. 3.3, 3.4), получено, что при способах осреднения с сохранением G, I^*, S ; G, I^*, Φ ; G, I^*, E ; E, G, I и по массовому расходу величины средних температур торможения имеют одинаковое значение.

10. Анализ результатов расчетов по осреднению параметров в сечениях на входе и выходе из компрессора «Б» и вентилятора «И» (см. табл. 3.3, 3.4) показал, что при способах осреднения с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; E, G, Φ ; G, Φ, S и E, G, S (по сравнению со способом осреднения по массовому расходу и способами с сохранением G, I^*, S ; G, I^*, Φ ; G, I^*, E и E, G, I) имеют место погрешности расчета величин средних температур торможения воздуха на входе и выходе из компрессора и вентилятора. Наименьшие погрешности расчета средних температур торможения (от – 0,06 до – 0,11 %) отмечаются при способе осреднения с сохранением G, Φ, S , наибольшие (от 3,29 до 10,88 %) – при способе осреднения с сохранением E, G, Φ .

При увеличении коэффициента поля τ_r и приведенной скорости в сечениях на входе и выходе из компрессора (вентилятора) погрешности расчета средних температур торможения $T_{\text{вх}}^*$, T_k^* по этим способам возрастают, и, соответственно, возрастают погрешности экспериментально-расчетной оценки КПД и параметров компрессора (вентилятора) ГТД (см. табл. 3.3 и 3.4).

11. При осреднении воздушных потоков по площади, при наличии в сечении на выходе из компрессора «Б» неравномерности температуры торможения, возникает погрешность расчета средней температуры торможения в этом сечении $\delta T_k^* = 0,27 \%$ (см. табл. 3.3). Это приводит, (согласно зависимости $\delta \eta_k^* / \delta T_k^* = f(\pi_k^*)$ на рис. 3.12), к погрешности расчета КПД компрессора «Б» $\delta \eta_k^* = -0,67 \%$. Аналогичная погрешность расчета температуры торможения воздуха возникает на выходе из вентилятора «И» ($\pi_k^* = 2,5$, $(T_{k,\max}^* / T_{k,\min}^*) = 1,066$), которая составляет $\delta T_k^* = 0,32 \%$ (см. табл. 3.4), что приводит к погрешности расчета КПД вентилятора «И» $\delta \eta_k^* = -1,18 \%$.

12. Погрешности расчета средних полных давлений при способах осреднения по площади и с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; G, Φ, S ; G, I^*, Φ ; E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S ; G, I^*, E и погрешности расчета температур торможения при способах осреднения по площади и с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; E, G, Φ ; G, Φ, S и E, G, S приводят к погрешностям расчета величин КПД, приведенного расхода воздуха $G_{в.пр}$ и параметра $(\pi_k^* / G_{в.пр})$, необходимого при оценке запаса газодинамической устойчивости компрессора (вентилятора), (см. табл. 3.3 и 3.4). Наибольшие погрешности расчета этих параметров имеют место при способах осреднения по площади и с сохранением E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S и G, I^*, E . (см. табл. 3.3 и 3.4). Следует отметить, что величины погрешностей экспериментально-расчетной оценки КПД компрессора и вентилятора возрастают с увеличением отличия в их входном и выходном сечениях величин коэффициентов поля τ_r и приведенных среднемассовых скоростей потоков λ_m .

3.4 Численное исследование влияния влажности в неравномерном воздушном потоке на интегральные характеристики потока, на КПД и параметры вентилятора ГТД

Испытания вентилятора могут проводиться в различных атмосферных условиях, в частности, при различной относительной влажности и,

соответственно, влагосодержании атмосферного воздуха. Для повышения точности расчета величин средних параметров неравномерного потока и показателей эффективности работы вентилятора ГТД при выполнении операции осреднения следует учитывать влияние влажности воздуха на изменения его теплофизических свойств (газовой постоянной, удельной теплоемкости, показателя адиабаты). Изменение теплофизических свойств воздуха может оказывать влияние: на результаты расчета интегральных характеристик воздушного неравномерного потока (в том числе на величину массового расхода воздуха), на величины средних параметров $T_{\text{вх}}^*, T_{\text{к}}^*, p_{\text{вх}}^*, p_{\text{к}}^*, p_{\text{вх}}, p_{\text{к}}, W_{\text{вх}}, W_{\text{к}}$, на результаты расчета энтальпий $i_{\text{вх}}^*, i_{\text{к}}^*, i_{\text{к.из.}}^*$, (по величинам которых рассчитывается КПД вентилятора), на результаты расчета приведенных к САУ частоты вращения вентилятора $n_{\text{пр}}$ и расхода воздуха через вентилятор $G_{\text{в.пр}}$.

В разделе 3.3 выполнен сравнительный расчетный анализ величин КПД компрессора «Б» и вентилятора «И» ГТД, а также других показателей ($\pi_{\text{к}}^*$, $G_{\text{в}}$ и $G_{\text{в.пр}}$), рассчитанных по величинам средних параметров ($T_{\text{вх}}^*, T_{\text{к}}^*, p_{\text{вх}}^*, p_{\text{к}}^*$), полученных с помощью различных способов осреднения параметров неравномерных воздушных потоков для случая сухого воздуха.

В настоящем разделе приведены результаты численного исследования [72, 75, 90] влияния влажности атмосферного воздуха на интегральные характеристики и средние параметры неравномерных воздушных потоков в сечениях на входе и выходе из вентилятора «И» ГТД и на величины основных показателей газодинамической эффективности этого вентилятора.

Объект исследования

Анализ влияния влажности воздуха на интегральные характеристики и средние параметры потока воздуха на входе и выходе из вентилятора, на КПД вентилятора выполнен применительно к вентилятору «И» ГТД при его работе на номинальном режиме ($n_{\text{пр}} = 87 \%$, $\pi_{\text{к}}^* = 2,5$) [75, 156, 157].

Для произведения расчетов выбраны эпюры давления и температуры торможения воздуха на входе и выходе из вентилятора «И» [70], приведенные на рис. 3.16, 3.17 и 3.18. Величины статического давления воздуха в кольцевом сечении на входе в вентилятор и статического давления в кольцевом сечении на выходе из вентилятора приняты постоянными. Поле температуры торможения воздуха на входе в вентилятор было равномерным. Коэффициент неравномерности температуры торможения на выходе из вентилятора составлял $(T_{к, \max}^* / T_{к, \min}^*) = 1,066$. Температура торможения воздуха на входе в вентилятор составляла $T_{вх}^* = 291,5$ К. Атмосферное давление воздуха было равно 99358 Па ($1,01317$ кг/см²). Коэффициент поля в потоке на входе в вентилятор «И» составлял $\tau_r = 1,0317$, на выходе из вентилятора – $\tau_r = 1,105$. Приведенная среднемассовая скорость действительного потока воздуха составляла на входе в вентилятор $\lambda_m = 0,494$, на выходе из вентилятора – $\lambda_m = 0,47$.

Методики исследования

Осреднения параметров воздушных потоков на входе и выходе из вентилятора «И» выполнялось с помощью ММ и программы для ЭВМ, описанных в [56, 57, 69, 90, 161] и главе 2. Учет влияния влажности на теплофизические свойства воздуха выполнялся согласно [38]. Анализ влияния влажности на величины КПД и показатели эффективности вентилятора выполнялся с помощью методики [59, 77, 78] и программы для ЭВМ [160]. Расчет КПД вентилятора в [78] выполнялся по формуле (3.3). Давление водяного пара на линии насыщения $p_{п.нас}$, (кг/см²) рассчитывалось, согласно [27], по формуле

$$\lg p_{п.нас} = 0,0141966 - 3,142305 \left(\frac{1000}{T_H} - \frac{1000}{373,15} \right) + 8,2 \lg \left(\frac{373,15}{T_H} \right) - 0,0024804(373,15 - T_H), \quad (3.6)$$

влажностное содержание воздуха рассчитывалось согласно [104] по формуле

$$d = 0,622 \frac{\bar{\Phi} p_{п.нас}}{p_H - \Phi p_{п.нас}}. \quad (3.7)$$

Результаты исследования

Осреднение параметров и расчет показателей газодинамической эффективности работы вентилятора «И» производилось для сухого ($\varphi = 0 \%$, $d = 0$) и для влажного воздуха ($\varphi = 90 \%$, $\bar{\varphi} = 0,9$). Влагосодержание воздуха d (содержание водяного пара в сухом воздухе) составляло при этом $d = 0,0121$. При анализе принималось, что в воздухе отсутствуют посторонние примеси, вызывающие конденсацию паров воды гетерогенного типа, а конденсация паров воды гомогенного типа на входе в вентилятор отсутствует. Согласно [10], при величине приведенной скорости λ на входе в ГТД менее 0,6, атмосферном давлении 101325 Па, атмосферной температуре $T_n = 273...303$ К и при относительной влажности воздуха $\varphi = 100 \%$, на входе в ГТД не может возникать конденсации паров воды гомогенного типа.

1. На первом этапе анализа при осреднении параметров в сечениях на входе и выходе из вентилятора «И» при сухом ($d = 0$) и влажном воздухе ($d = 0,0121$) получены: отклонения газовой постоянной, удельной теплоемкости, показателя адиабаты влажного воздуха по сравнению с сухим воздухом; отклонения интегральных характеристик неравномерных потоков влажного воздуха по сравнению с соответствующими характеристиками в потоках сухого воздуха; отклонения величин средних давлений, температур и скоростей потоков влажного воздуха по сравнению с величинами соответствующих параметров в потоках сухого воздуха (см. табл. 3.5, 3.6 и 3.7).

Таблица 3.5 – Относительные отклонения (в %) теплофизических характеристик воздуха на входе и выходе вентилятора «И» при изменении влажности от $\varphi = 0$ до $\varphi = 90 \%$

	δR_v	$\delta c_p(T)$	$\delta c_p(T^*)$	$\delta k(T)$	$\delta k(T^*)$	$\delta(T_{cp})$	$\delta k(T_{cp})$
Вход	0,726	1,004	1,0288	-0,143	-0,143	0,007	-0,120
Выход	0,726	1,077	1,053	-0,143	-0,143	0,007	-0,128

Таблица 3.6 – Относительные отклонения (в %) интегральных характеристик потоков воздуха на входе и выходе вентилятора «И» при изменении влажности от $\phi = 0$ до $\phi = 90\%$

	δG	δI	δI^*	$\delta \Phi$	δS	δE
Вход	-0,346	0,66	0,66	0	0,916	0,35
Выход	-0,384	0,68	0,68	0	0,978	0,36

Таблица 3.7 – Диапазоны относительных отклонений (в %) величин средних температур, давлений и скоростей воздушного потока на входе и выходе вентилятора «И» при изменении влажности от $\phi = 0$ до $\phi = 90\%$

	δT	δT^*	δp	δp^*	δW
Вход	0,01...0,025	0...0,013	-0,01...0,012	-0,007...0	0,36...0,39
Выход	0,01...0,028	0...0,015	-0,004...0,02	0...0,018	0,36...0,38

В табл. 3.5 приведены отклонения газовой постоянной ($R_b = f(d)$), а также теплофизических характеристик воздуха (k, c_p), рассчитанных по величинам средних температур T и T^* , полученным из уравнений потоков теплосодержания для потоков сухого и влажного воздуха. Изменение показателя адиабаты в табл. 3.5 дано как для величин средних температур, полученных из уравнений теплосодержания, так и для средней температуры $T_{cp} = (T + T^*)/2$, по величине которой определяется показатель адиабаты k_{cp} в уравнении потока энтропии. Как следует из табл. 3.5, при увеличении влажности воздуха от 0 до 90 % удельная теплоемкость воздуха c_p возрастает на 1 %, показатель адиабаты k уменьшается на 0,14 %, а величина газовой постоянной R_b возрастает на 0,726 %. Полученные оценки изменения k, c_p и R_b воздуха при изменении его влажности согласуются с данными, приведенными в [104]. Из табл. 3.6 следует, что увеличение относительной влажности в неравномерном потоке воздуха на входе вентилятор ГТД от $\phi = 0\%$, ($d=0$) до $\phi = 90\%$ ($d = 0,0121$) приводит к уменьшению величины расхода воздуха через вентилятор на 0,346 %.

Из табл. 3.6 также следует, что величины потоков теплосодержания (I^* , I) при увеличении влажности возрастают в сечениях на входе и выходе из вентилятора на 0,68 %, величины потоков энтропии (S) и кинетической энергии (E) возрастают, соответственно, на 0,916...0,978 % и 0,35...0,36 %. Величина потока импульса (Φ) при увеличении влажности воздуха не изменяется.

В табл. 3.7 приведены диапазоны относительных изменений величин средних температур, давлений и скоростей воздушного потока на входе и выходе вентилятора «И» при изменении относительной влажности от $\varphi = 0$ до $\varphi = 90$ % для 12 способов осреднения. Как следует из табл. 3.7, изменения величин средних параметров ($T_{\text{вх}}^*$, $T_{\text{к}}^*$, $p_{\text{вх}}^*$, $p_{\text{к}}^*$, $p_{\text{вх}}$, $p_{\text{к}}$) канонических потоков на входе и выходе из вентилятора при всех рассмотренных способах осреднения, при изменении относительной влажности воздуха от 0 до 90 %, практически равны нулю. Отмечается лишь отклонение (увеличение) величин средних скоростей канонических потоков воздуха на входе и выходе из вентилятора $W_{\text{вх}}$, $W_{\text{к}}$, которое составляет 0,36...0,39 %. Механизм изменения интегральных характеристик потока и других параметров при изменении влажности воздуха подробно объяснен с помощью метода малых отклонений в [90].

2. На втором этапе анализа выполнена оценка влияния изменения влажности воздуха на величины показателей эффективности работы вентилятора – на степень повышения давления ($\pi_{\text{к}}^*$), приведенную частоту вращения ($n_{\text{пр}}$), приведенный расход воздуха ($G_{\text{в.пр}}$) и изоэнтропический КПД вентилятора ($\eta_{\text{к}}^*$).

Изменение степени повышения полного давления в вентиляторе ($\delta\pi_{\text{к}}^*$) при изменении влажности равно нулю, что обусловлено при всех способах осреднения нулевыми отклонениями средних полных давлений $p_{\text{вх}}^*$, $p_{\text{к}}^*$.

Изменение приведенной частоты вращения и приведенного расхода воздуха при изменении влажности воздуха, учитывается в методике [77] и программе [160] введением поправок в полученные с помощью теории подобия формулы

приведения параметров к САУ ($T_{\text{вх}}^* = 288,15$ К и $p_{\text{вх}}^* = 101325$ Па). При этом приведенная частота вращения вентилятора рассчитывается по формуле

$$n_{\text{пр}} = n \sqrt{\frac{288,15}{T_{\text{вх}}^*}} \frac{A_0}{\sqrt{((2k/(k+1))R_{\text{в}})}} = n \sqrt{\frac{288,15}{T_{\text{вх}}^*}} \left(\frac{A_0}{A} \right), \quad (3.8)$$

где

$$A_0 = \sqrt{((2k_0/(k_0+1))R_{\text{в}0})},$$

k_0 и $R_{\text{в}0}$ – показатель адиабаты и газовая постоянная сухого воздуха при $T_{\text{вх}}^* = 288,15$ К, ($k_0 = 1,402$, $R_{\text{в}0} = 287,04$ Дж/(кг·К), при которых $A_0 = 18,305$ (Дж/(кг·К))^{0,5}. Расчеты показывают, что при влажности воздуха $\phi = 90\%$ и при имевших место при испытаниях вентилятора «И» температуре атмосферного воздуха 291,5 К и атмосферном давлении воздуха 99358 Па, влагосодержание воздуха составляет $d = 0,0121$. При этом газовая постоянная, показатель адиабаты и величина параметра A равны $R_{\text{в}} = 289,125$ Дж/(кг·К), $k = 1,400$, $A = 18,366$ (Дж/(кг·К))^{0,5}. Величина поправки (A_0/A) в формуле приведенной частоты вращения составляет 0,99667. То есть, в случае учета влажности атмосферного воздуха, величина рассчитываемой приведенной частоты вращения, при $T_{\text{вх}}^* = \text{idem}$, $n = \text{idem}$, уменьшается на 0,333 % ($\delta n_{\text{пр}} = -0,333\%$).

Величина приведенного расхода воздуха рассчитывается по формуле

$$G_{\text{в.пр}} = G_{\text{в}} \sqrt{\frac{T_{\text{вх}}^*}{288,15}} \frac{101325}{p_{\text{вх}}^*} \left(\frac{m_0}{m} \right),$$

где

$$m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}},$$

m_0 – величина параметра, используемого в формуле расхода и рассчитанного при $k_0 = 1,402$, $R_{\text{в}0} = 287$ Дж/(кг·К), при которых $m_0 = 0,04043$ ((кг·К)/Дж)^{0,5}. Для рассматриваемых при испытании вентилятора «И» атмосферных условий (температуре атмосферного воздуха 292 К и атмосферном давлении воздуха

99360 Па) при $\phi=90\%$ ($d=0,0121$), величина параметра m равна $m=0,04027 ((\text{кг} \cdot \text{К})/\text{Дж})^{0,5}$, а отношение $\left(\frac{m_0}{m}\right)=1,004$. То есть, при $G_b = \text{idem}$, и учете влияния влажности атмосферного воздуха на его газовую постоянную и показатель адиабаты, величина рассчитываемого приведенного расхода воздуха увеличивается на $0,40\%$ ($\delta G_{b,\text{пр}} = 0,40\%$).

При увеличении влажности атмосферного воздуха от $\phi=0$ до $\phi=90\%$ в формуле для расчета КПД вентилятора происходит пропорциональное увеличение удельных энтальпий в числителе и знаменателе за счет увеличения удельной теплоемкости воздуха на 1% .

Величина изоэнтропической температуры торможения в конце изоэнтропического процесса сжатия воздуха в вентиляторе, согласно [38], рассчитывается из уравнения, полученного при совместном решении 1-го закона термодинамики, уравнения энтропии и уравнения состояния идеального газа

$$\frac{1}{R_b} \int_{T_{\text{вх}}}^{T_{\text{к,из}}} C_p(T) \frac{dT}{T} = \ln \left(\frac{p_{\text{к}}^*}{p_{\text{вх}}^*} \right).$$

При увеличении влажности воздуха, при постоянной правой части рассматриваемого уравнения и при увеличении газовой постоянной на $0,726\%$, величина изоэнтропической температуры торможения незначительно уменьшается (на $0,083\%$). Расчеты также показывают, что при увеличении влажности в потоке воздуха от $\phi=0$ до $\phi=90\%$, и при соответствующем увеличении удельной теплоемкости на 1% , в формуле для расчета КПД вентилятора, происходит пропорциональное увеличение энтальпий с увеличением разности энтальпий в знаменателе в большей степени по сравнению с числителем.

Это, в свою очередь, приводит, при всех рассмотренных способах осреднения, к снижению КПД вентилятора «И» ($\pi_{\text{к}}^*=2,5$) на $0,349...0,366\%$. Таким образом, при изменении относительной влажности в неравномерном потоке воздуха на входе в вентилятор ГТД от $\phi=0\%$ до $\phi=90\%$ (изменении

влажностердержания с $d = 0$ до $d = 0,0121$) величина КПД вентилятора «И» уменьшается на $0,35...0,37 \%$, ($\delta\eta_k^* = -(0,35 \%...0,37) \%$).

Для выявления влияния изменения степени повышения давления в вентиляторе на отклонение КПД вентилятора, обусловленное изменением влажности потока, были проведены дополнительные расчеты по осреднению параметров неравномерных воздушных потоков в сечениях на входе и выходе гипотетического вентилятора «И 17», имеющего степень повышения полного давления в вентиляторе $\pi_k^* \approx 1,7$. Выполнен расчет КПД вентилятора «И 17» при сухом воздухе и влажном воздухе ($\phi = 90 \%$). Поля температур и давлений в сечениях на входе и выходе из вентилятора «И17» были приняты подобными полям на входе и выходе из вентилятора «И».

Расчеты показали, что при увеличении влажности атмосферного воздуха от $\phi = 0$ до $\phi = 90 \%$ (увеличении влагосодержания от $d = 0$ до $d = 0,0121$), величины отклонений КПД вентилятора, при всех рассмотренных выше способах осреднения, у вентилятора, имеющего $\pi_k^* \approx 1,7$, сохранились такими же, как и у вентилятора, имеющего $\pi_k^* \approx 2,5$, и составили $\delta\eta_k^* = -(0,36...0,4) \%$.

Таким образом, изменение КПД вентилятора при изменении влажности атмосферного воздуха не зависит от величины степени повышения давления в вентиляторе и определяется только изменением теплофизических свойств воздуха при изменении его влажности.

3.5 Экспериментально-расчетное определение показателей газодинамической эффективности вентилятора ГТД при окружной неравномерности полного давления в потоке воздуха на входе

Неравномерность поля скоростей и полного давления в действительном потоке воздуха на входе в ГТД может изменяться в широких пределах. При стендовых испытаниях ГТД с лемнискатным входным устройством на входе в ГТД имеет место относительно невысокая радиальная неравномерность поля скоростей и полного давления.

При работе ГТД в системе ЛА могут иметь место повышенные радиальная и окружная неравномерность полного давления в потоке воздуха на входе в ГТД на режиме взлета ЛА из-за срыва потока воздуха с острых кромок сверхзвукового входного устройства, на режимах маневрирования ЛА, при сверхзвуковом полете ЛА из-за взаимодействия замыкающего скачка уплотнения в канале входного устройства с выросшим по длине канала пограничным слоем.

При наличии на входе в вентилятор окружной неравномерности полного давления, как следствие, на его выходе возникает окружная неравномерность полного давления и температуры торможения воздушного потока, что обусловлено изменением режима работы вентилятора в том секторе, на входе в который имеется повышенная неравномерность полного давления.

На выходе из вентилятора также имеет место радиальная неравномерность поля температур торможения, которая может быть обусловлена вторичными потерями, имеющими место в периферийном и корневом сечениях межлопаточных каналов.

В настоящее время при разработке вентиляторов (компрессоров) ГТД широко применяются трехмерные методы расчета течения вязкого газа в каналах [28], что позволяет повысить точность расчета параметров воздушного потока на входе и выходе из вентилятора при наличии на входе неравномерности полного давления. Вышеуказанные методы расчета позволяют сократить дорогостоящие натурные испытания вентиляторов и компрессоров ГТД, но не могут заменить эти испытания, так как окончательным этапом, на котором наиболее достоверно определяется достигнутый уровень показателей газодинамической эффективности узлов ГТД, является эксперимент. Поэтому в процессе доводки вентилятора ГТД проводятся его автономные испытания на компрессорном стенде.

Так как действительный поток воздуха на входе и выходе из вентилятора ГТД имеет неравномерность полного давления, а в сечении на выходе – температурную неравномерность, то расчет показателей, характеризующих эффективность работы вентилятора, производят по величинам средних

параметров. Для выбора обоснованных способов осреднения параметров неравномерных воздушных потоков и, на этой основе, повышения точности определения КПД вентилятора ГТД, целесообразно, при наличии в потоке воздуха на входе в вентилятор окружной неравномерности полного давления, выполнить сравнительные расчеты КПД вентилятора по величинам средних параметров, полученным при различных способах осреднения. Результаты таких расчетов изложены в настоящем разделе применительно к вентилятору «Р» ГТД, когда в потоке воздуха на его входе имели место окружная и радиальная неравномерность полного давления [71, 155].

Объект исследования

Вентилятор «Р» на исследуемом режиме работы имел степень повышения давления $\pi_k^* = 3,2$. Величина приведенной среднemasсовой скорости неравномерного потока воздуха в кольцевом канале на входе в вентилятор составляла $\lambda_m = 0,6$. В процессе испытаний вентилятора «Р» с помощью пластинчатого интерцептора, установленного во входном устройстве, создавалась неравномерность полного давления. Интерцептор был установлен на расстоянии $L_2 = 2,5$ м от сечения входа в вентилятор. Относительное затенение интерцептором площади входа составляло 28,9 %. Схема установки интерцептора во входном устройстве приведена на рис. 3.19.

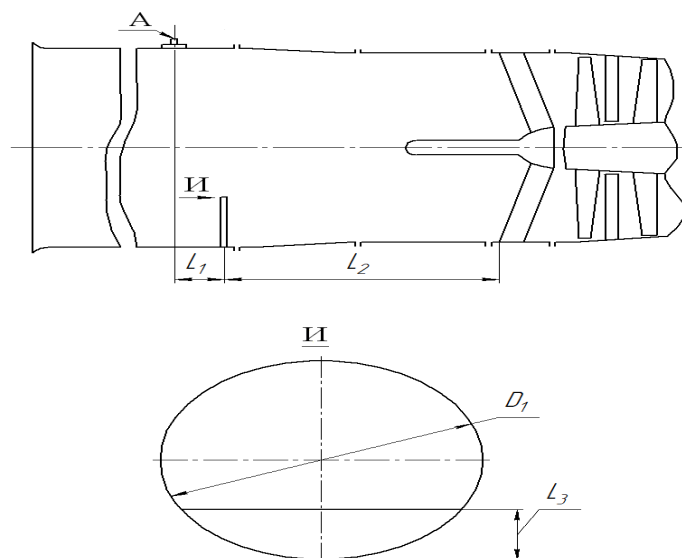


Рисунок 3.19 – Схема установки интерцептора во входном устройстве

При проведении испытаний в сечениях на входе и выходе из вентилятора были установлены приемники для измерения полного давления, температуры торможения и статического давления [155]. Погрешность измерения давлений и температур воздуха не превышала $\pm 0,3\%$ от измеряемого значения [117]. Расход воздуха через вентилятор измерялся с помощью РМК согласно требованиям [118]. Мерное сечение «А» в РМК (см. рис. 3.19) располагалось на расстоянии $L_1 = 1,5$ м вверх по потоку от интерцептора.

Результаты измерения параметров неравномерных потоков воздуха на входе и выходе из вентилятора «Р»

Результаты измерения полного давления в сечении на входе в вентилятор «Р» в окружном направлении (при $R_4 = 0,314$ м) приведены на рис. 3.20, в радиальном направлении, при $\varphi = 202^\circ$ и при $\varphi = 22^\circ 30'$, – на рис. 3.21 и 3.22.

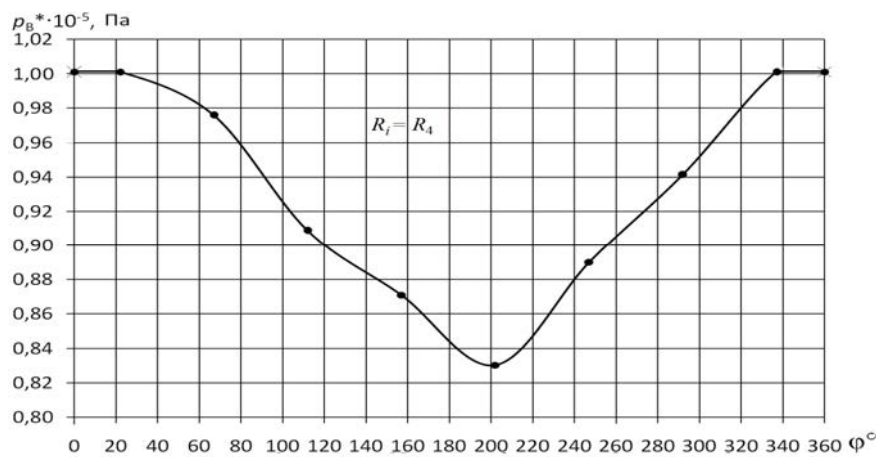


Рисунок 3.20 – Эпюра полного давления воздуха на входе в вентилятор «Р» ($R_4 = 0,314$ м)

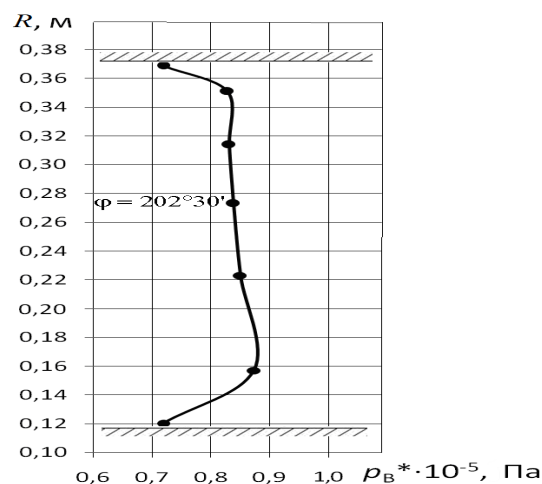


Рисунок 3.21 – Эпюра полного давления воздуха на входе в вентилятор «Р» ($\varphi = 202^\circ 30'$)

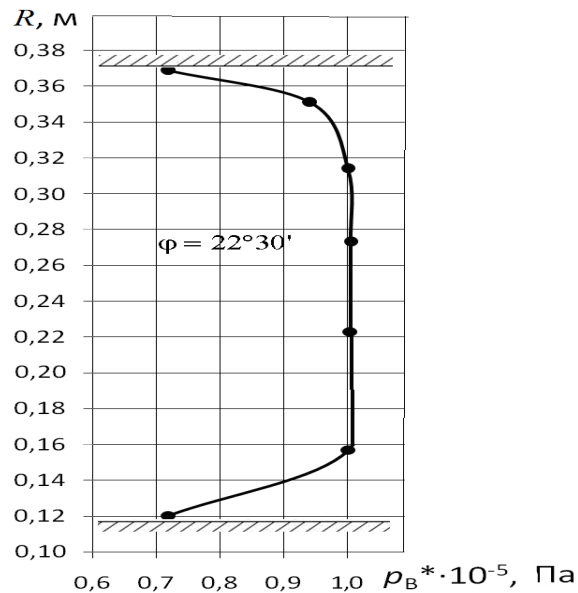


Рисунок 3.22 –Эпюра полного давления воздуха на входе в вентилятор «Р», ($\varphi = 22^\circ 30'$)

Статическое давление воздуха в сечении на входе в вентилятор принималось постоянным и равным среднему давлению, измеренному в 4-х точках на внешней стенке канала на входе. Температура торможения воздуха на входе в вентилятор составляла 294,6 К. Результаты измерения полного давления в сечении на выходе из вентилятора «Р» в окружном направлении (при $R_1 = 0,2545 \text{ м}$) приведены на рис. 3.23, в радиальном направлении – на рис. 3.24.

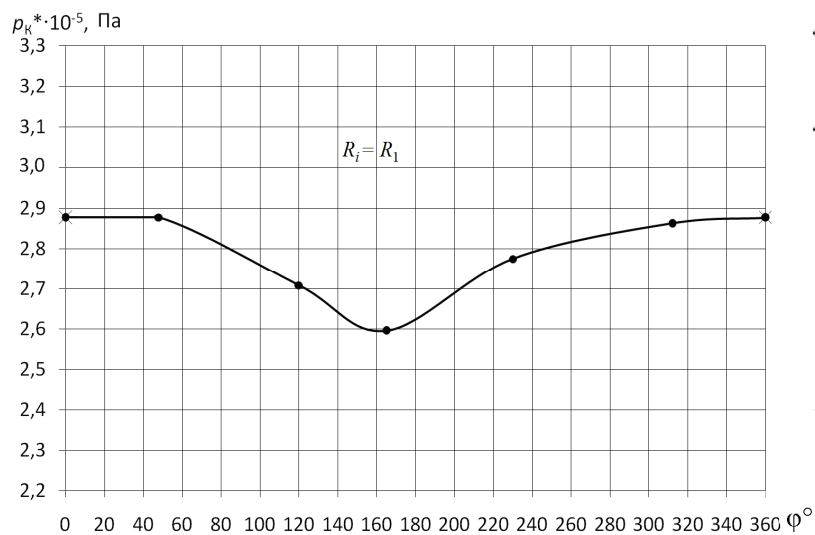


Рисунок 3.23 – Эпюра полного давления воздуха на выходе из вентилятора «Р», ($R_1 = 0,2545 \text{ м}$)

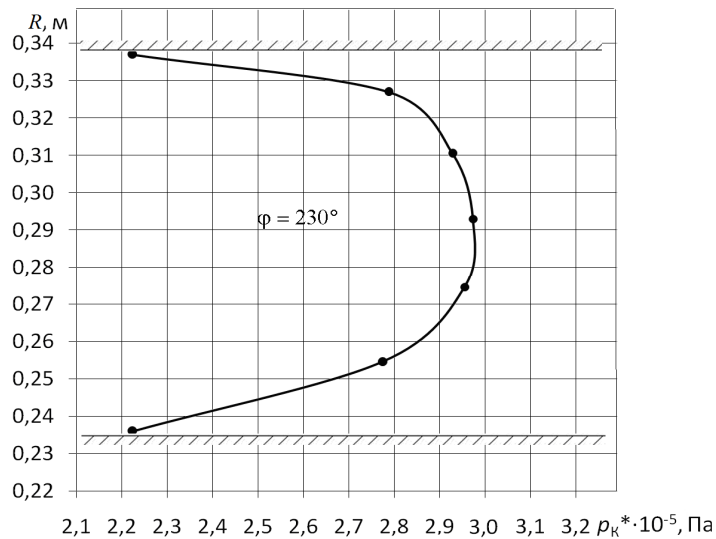


Рисунок 3.24 – Эпюра полного давления воздуха на выходе из вентилятора «Р», ($\varphi = 230^\circ$)

Статическое давление воздуха в сечении на выходе из вентилятора принималось постоянным и равным среднему давлению, измеренному в шести точках на внешней стенке канала. Из рассмотрения рис. 3.20 и 3.23 следует, что в секторе установки интерцептора в сечении на входе в вентилятор в окружном и радиальном направлениях имеет место понижение полного давления. Максимальное снижение полного давления в окружном направлении в сечении на входе отмечается в секторе $\Delta\varphi = 120^\circ \dots 260^\circ$ (рис. 3.20), в сечении на выходе – в секторе $\Delta\varphi = 120^\circ \dots 200^\circ$ (рис. 3.23).

Результаты измерения температуры торможения в сечении на выходе из вентилятора «Р» в радиальном направлении, при $\varphi = 195^\circ$, приведены на рис. 3.25.

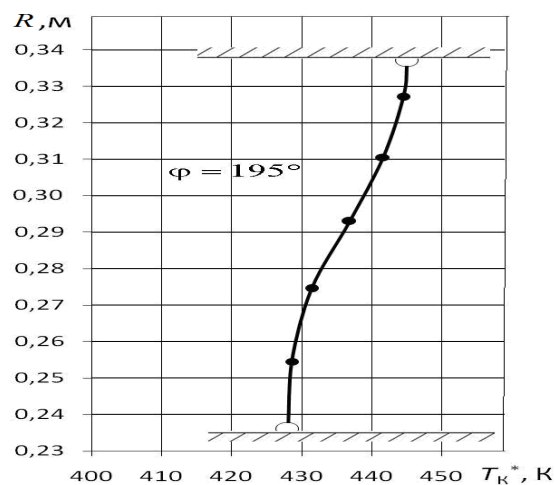


Рисунок 3.25 – Эпюра температуры торможения на выходе из вентилятора ($\varphi = 195^\circ$)

Количественно окружная неравномерность полного давления на входе в вентилятор «Р» может быть оценена с помощью показателя окружной неравномерности потока $\overline{\Delta\sigma^*}$, используемого в [105],

$$\overline{\Delta\sigma^*} = \left(\frac{\sigma_{\text{ср}}^* - \sigma^*}{\sigma_{\text{ср}}^*} \right) \cdot 100\%, \quad (3.10)$$

где $\sigma_{\text{ср}}^*$ – средний по всей площади входа коэффициент восстановления полного давления (от сечения на входе в мерный коллектор до сечения на входе в вентилятор), σ^* – средний по площади коэффициент восстановления полного давления в зоне пониженного полного давления (в зоне $\Delta\varphi$) (от сечения на входе в мерный коллектор до сечения на входе в вентилятор).

Для рассматриваемых эпюр полных давлений на входе в вентилятор «Р», при нахождении зоны пониженного полного давления в диапазоне углов $\Delta\varphi \approx 112^\circ \dots 247^\circ$, величина показателя окружной неравномерности полного давления составила $\overline{\Delta\sigma^*} = 4,94\%$. Отношение максимального полного давления к минимальному в сечении на входе в вентилятор «Р» составляло $(p_{\text{max}}^* / p_{\text{min}}^*)_{\text{вх}} \approx 1,24$. Величина аналогичного параметра в сечении на выходе из вентилятора «Р» была равна $(p_{\text{max}}^* / p_{\text{min}}^*)_{\text{вых}} \approx 1,11$.

Коэффициент, характеризующий неравномерность температуры торможения в потоке воздуха на выходе из вентилятора «Р», составлял $(T_{\text{к. max}}^* / T_{\text{к. min}}^*) = 1,088$. Величины коэффициента поля и приведенной среднемассовой скорости в неравномерных потоках воздуха в сечениях на входе и выходе из вентилятора «Р» составляли: на входе $\tau_r = 1,064$, $\lambda_m = 0,601$, на выходе – $\tau_r = 1,18$, $\lambda_m = 0,454$. Величина коэффициента поля τ_r в сечении на выходе из вентилятора ($\tau_r = 1,18$), больше, чем на входе ($\tau_r = 1,064$), что обусловлено в основном большей в сечении на выходе радиальной неравномерностью поля скоростей по сравнению с сечением на входе.

Методики исследования

Определение средних параметров на входе и выходе вентилятора «Р» по параметрам неравномерных воздушных потоков производилось с помощью ММ и программы для ЭВМ, описанных в [56, 57, 69, 90, 161] и главе 2. Расчет КПД вентилятора «Р» производился с помощью методики [59, 77, 78] и программы для ЭВМ [160].

Результаты осреднения параметров неравномерных потоков воздуха на входе и выходе из вентилятора «Р»

Результаты осреднения параметров неравномерных потоков воздуха в сечениях на входе и выходе из вентилятора «Р» приведены в [71, 90, 155] и в табл. П4.1–П4.4 Приложения 4. Из них следует (табл. П4.1, П4.3), что при способе осреднения по массовому расходу в каждом из этих сечений величины интегральных характеристик G, I, I^*, Φ, S, E осредненного потока и его среднее статическое давление сохраняются равными величинам соответствующих параметров действительного потока. Отмечается лишь незначительное отличие потоков импульса (0,3...0,5 %) и кинетической энергии (0,62...1,1 %).

Величины средних статических температур и температур торможения в сечениях на входе и выходе из вентилятора при осреднении параметров по массовому расходу равны величинам соответствующих температур, полученным из уравнений потоков теплосодержания действительного потока (см. табл. П4.2, П4.4). Величины средних полных давлений в этих сечениях, полученные при осреднении по способу с сохранением G, I^*, S , равны величинам среднего полного давления, полученным при осреднении по массовому расходу. Отличие не превышает 0,08...0,2 % (см. табл. П4.2, П4.4).

Следует отметить, что при способе осреднения параметров в сечениях на входе и выходе из вентилятора «Р» с сохранением G, I^*, S величины интегральных характеристик канонических потоков I, Φ, E и средних статических давлений, отличаются от величин соответствующих параметров действительных неравномерных потоков (см. табл. П4.1, П4.3).

При осреднении параметров потока на входе и выходе из вентилятора «Р» по площади имеют место погрешности расчета расхода воздуха (3,77 % на входе и 9,4 % на выходе) и погрешности расчета среднего полного давления по отношению к величине давления, полученной при осреднении по способу с сохранением G, I^*, S , (соответственно – 1,9 % и – 2,84 %), (см. табл. П4.1 – П4.4).

Результаты экспериментально-расчетного определения показателей газодинамической эффективности вентилятора «Р» ГТД

1. В результате осреднения параметров неравномерных воздушных потоков на входе и выходе из вентилятора «Р» для каждого из способов были рассчитаны средние полные давления, температуры торможения воздуха и показатели эффективности работы вентилятора, величины которых были отнесены к величинам соответствующих параметров, полученным при способе осреднения по массовому расходу. Были также рассчитаны отклонения средних параметров по отношению к их величинам при способе осреднения по массовому расходу. Полученные результаты (см. табл. 3.8) подтвердили закономерности, ранее полученные при обработке неравномерных полей параметров потоков на входе и выходе компрессора «Б» и вентилятора «И».

2. При способах осреднения параметров неравномерных воздушных потоков по площади и с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; G, Φ, S ; G, I^*, Φ ; E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S и G, I^*, E по отношению к способу осреднения по массовому расходу имеют место погрешности расчета величин средних полных давлений от – 0,67 до – 21,6 % (табл. 3.8). При способах осреднения по площади и с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; E, G, Φ ; G, Φ, S и E, G, S имеют место погрешности расчета величин средних температур торможения (от – 0,185 % до 18,72 %). Погрешности расчета средних полных давлений и температур торможения при вышеуказанных способах приводят к погрешностям расчета параметров вентилятора: π_k^* (от – 12,9 % до 0,335 %), $G_{в.пр}$ (от – 0,15 % до 9,47 %), η_k^* (от – 26,9 % до 0,689 %), $(\pi_k^*/G_{в.пр})$ (от – 20,48 % до 0,013 %), (см. табл.3.8).

Таблица 3.8 – Результаты расчета относительного отклонения параметров (в %) на входе и выходе из вентилятора «Р» ($\pi_k^* = 3,2$) при применении различных способов осреднения
(вход: $\tau_r = 1,064$, $\lambda_M = 0,601$, выход: $\tau_r = 1,18$, $\lambda_M = 0,454$, $(T_{k,\max}^*/T_{k,\min}^*) = 1,088$)

Способы осредне- ния	$\delta p_{\text{вх}}^*$	δp_k^*	$\delta T_{\text{вх}}^*$	δT_k^*	δG_B	$\delta \pi_k^*$	$\delta \eta_k^*$	$\delta G_{\text{в.пр}}$	$\delta \left(\frac{\pi_k^*}{G_{\text{в.пр}}} \right)$
F	-2,12	-2,91	0,000	-0,185	3,779	-0,81	-0,23	6,03	-6,44
G	0	0	0	0	0	0	0	0	0
G, I, S	-3,77	-5,25	-1,03	-1,485	0	-1,54	-0,05	3,37	-4,75
G, I, Φ	-0,672	-0,81	-1,62	-1,858	0	-0,14	0,689	-0,15	0,0137
Φ, S, I	-0,822	-0,49	-0,17	-0,116	0	0,335	0,175	0,732	-0,393
E, G, I	-7,86	-16,9	0,000	0,000	0	-9,77	-10,3	8,53	-16,87
E, G, Φ	-2,53	-3,22	7,09	18,72	0	-0,71	-26,9	6,18	-6,49
E, G, S	-9,97	-21,6	-2,85	-6,56	0	-12,9	-1,61	9,47	-20,48
G, Φ, S	-0,95	-0,99	-0,27	-0,284	0	-0,04	0,011	0,815	-0,846
G, I^*, S	-0,245	-0,08	0,000	0,000	0	0,164	0,152	0,235	-0,071
G, I^*, Φ	-0,961	-1,11	0,000	0,000	0	-0,15	-0,18	0,967	-1,11
G, I^*, E	-7,85	-16,8	0,000	0,000	0	-9,69	-10,3	8,51	-16,78

В связи с этим вышеуказанные способы не могут быть использованы в практике для осреднения параметров и последующих расчетов показателей эффективности работы вентиляторов (компрессоров).

3. При осреднении параметров неравномерного потока по площади, в случае наличия в потоке воздуха в сечении на выходе из вентилятора «Р» температурной неравномерности, возникает погрешность расчета средней температуры торможения в этом сечении равная $\delta T_{\kappa}^* = -0,185\%$ (см. табл. 3.8), что приводит, (согласно зависимости $\delta \eta_{\kappa}^* / \delta T_{\kappa}^* = f(\pi_{\kappa}^*)$ на рис. 3.12) к погрешности расчета КПД вентилятора «Р» $\delta \eta_{\kappa}^* = 0,55\%$. В целом, при способе осреднения по площади, погрешность расчета КПД вентилятора «Р» составляет $\delta \eta_{\kappa}^* = -0,23\%$ (см. табл. 3.8). Погрешности расчета π_{κ}^* и $G_{в.пр}$ составляют при осреднении по площади, соответственно, $-0,81\%$ и $6,03\%$ (см. табл. 3.8).

4. Из табл. 3.8 следует, что отклонения величин средних полных давлений, средних температур торможения, степени повышения полного давления, КПД вентилятора, приведенного расхода и параметра $(\pi_{\kappa}^* / G_{в.пр})$ при способе осреднения с сохранением G, I^*, S , по сравнению с величинами соответствующих параметров и показателей, полученными при способе осреднения по массовому расходу, малы (отличие не превышает $0,235\%$).

Выводы к главе 3

1. По результатам осреднения параметров дозвуковых неравномерных воздушных потоков в канале на входе в ГТД, в канале на выходе из РОВУ ВГТД, в сечениях на входе и выходе из компрессора «Б», вентилятора «И» и вентилятора «Р», (имеющих существенно различную приведенную среднемассовую скорость $\lambda_m = 0,186 \dots 0,72$, различную радиальную неравномерность поля скоростей $\tau_r = 1,037 \dots 1,36$, различную окружную неравномерность полного давления $(p_{\max}^* / p_{\min}^*) \approx 1,11 \dots 1,24$, умеренную неравномерность температуры торможения $(T_{\kappa, \max}^* / T_{\kappa, \min}^*) = 1,0 \dots 1,088$),

установлено, что наиболее обоснованным способом осреднения параметров неравномерных воздушных потоков является способ осреднения по массовому расходу. При этом способе величины интегральных характеристик G, I, I^*, Φ, S, E и среднее статическое давление осредненного канонического потока равны или практически равны величинам соответствующих параметров действительного неравномерного потока, а величины средних статической и температуры торможения равны соответствующим величинам температур, полученным из уравнений потоков теплосодержания I и I^* .

При других способах осреднения имеет место отличие величин не сохраняемых при этих способах интегральных характеристик канонических осредненных потоков от величин интегральных характеристик действительного неравномерного потока. Это отличие существенно возрастает при увеличении степени неравномерности поля скоростей воздушного потока (коэффициента поля τ_r) и приведенной среднемассовой скорости потока λ_m .

2. Установлено, что при указанных выше величинах параметров потоков величина среднего полного давления, полученная при осреднении по способу осреднения с сохранением G, I^*, S , равна величине полного давления, полученной при осреднении по массовому расходу.

При осреднении параметров неравномерного воздушного потока по способу с сохранением G, I^*, S имеют место погрешности расчета величин средних статического давления и статической температуры, которые возрастают при увеличении степени неравномерности поля скоростей потока (коэффициента поля τ_r) и приведенной среднемассовой скорости потока λ_m .

3. Установлено, что при осреднении параметров неравномерного воздушного потока по площади имеют место погрешности расчета расхода воздуха (его завышение) и среднего полного давления (его занижение) по отношению к величинам этих параметров, полученным при способе осреднения с сохранением G, I^*, S и по массовому расходу. Вышеуказанные погрешности

возрастают при увеличении неравномерности поля скоростей потока (увеличении коэффициента поля τ_r) и приведенной среднemasсовой скорости потока λ_m .

4. Установлено, что при осреднении параметров неравномерных воздушных потоков по способу с сохранением E, G, I обеспечивается равенство температуры торможения осредненного потока температуре торможения T^* , полученной из уравнения потока полного теплосодержания I^* действительного потока, а при осреднении параметров неравномерных потоков по способу с сохранением G, I^*, E обеспечивается равенство статической температуры T осредненного потока статической температуре, полученной из уравнения потока теплосодержания I действительного потока.

5. При обработке результатов испытаний вентилятора (компрессора) ГТД применение способов осреднения неравномерных воздушных потоков в сечениях на входе и выходе по площади и по способам с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; G, Φ, S ; G, I^*, Φ ; E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S и G, I^*, E нецелесообразно, так как:

- при этих способах осреднения имеют место погрешности расчета средних полных давлений (отклонения величин средних полных давлений от величин средних полных давлений, полученных при осреднении по массовому расходу и способу с сохранением G, I^*, S);

- при применении способов осреднения по площади и с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; G, Φ, S ; E, G, Φ и E, G, S имеет место погрешность расчета средней температуры торможения (отклонение величины средней температуры торможения от величины температуры торможения, полученной при осреднении по массовому расходу и способам с сохранением G, I^*, S ; G, I^*, Φ ; G, I^*, E).

Наличие, при вышеуказанных способах осреднения, погрешностей расчета средних полных давлений и температур торможения приводит к погрешности расчета КПД и других показателей газодинамической эффективности вентилятора (компрессора), а также к погрешности расчета коэффициента восстановления полного давления во входных устройствах ГТД.

6. Результаты численных расчетов показали, что увеличение относительной влажности в потоке воздуха на входе в вентилятор ГТД от $\varphi = 0$ до $\varphi = 90 \%$ (влажностного содержания от $d = 0$ до $d = 0,0121$), приводит к уменьшению расхода воздуха через ГТД и вентилятор на $0,35 \%$.

7. Результаты осреднения параметров неравномерного потока воздуха показали, что при увеличении его относительной влажности от $\varphi = 0$ до $\varphi = 90 \%$ (влажностного содержания от $d = 0$ до $d = 0,0121$) изменяются (кроме потока импульса) величины интегральных характеристик неравномерного потока воздуха на входе и на выходе из вентилятора на $0,35...0,978 \%$. При этом, при всех рассмотренных способах осреднения, изменения величин средних параметров ($T_{\text{вх}}^*, T_{\text{к}}^*, p_{\text{вх}}^*, p_{\text{к}}^*$) канонических потоков на входе и выходе из вентилятора при изменении влажности практически равны нулю (не более $0,03\%$). Отмечается лишь увеличение величин средних скоростей канонических потоков воздуха на входе и выходе из вентилятора $W_{\text{вх}}, W_{\text{к}}$, которое составляет $0,36...0,39 \%$.

8. Результаты численных расчетов показали, что при всех рассмотренных способах осреднения параметров неравномерного воздушного потока увеличение его относительной влажности от $\varphi = 0$ до $\varphi = 90 \%$ (влажностного содержания от $d = 0$ до $d = 0,0121$) приводит к снижению величины КПД вентилятора «И» ($\pi_{\text{к}}^* = 2,5$) на $0,35...0,37 \%$. Изменение КПД вентилятора при изменении влажности в потоке воздуха не зависит от величины степени повышения давления в вентиляторе и определяется только изменением теплофизических свойств воздуха.

9. Учет изменения относительной влажности атмосферного воздуха от $\varphi = 0$ до $\varphi = 90 \%$ (влажностного содержания от $d = 0$ до $d = 0,0121$), приводит, при расчете параметров вентилятора, к уменьшению величины приведенной частоты вращения на $\delta n_{\text{пр}} = -0,333 \%$ и к увеличению (при $G_{\text{в}} = \text{idem}$) величины приведенного расхода воздуха на $\delta G_{\text{в.пр}} = 0,42 \%$.

Глава 4. Экспериментально-расчетное определение показателей газодинамической эффективности камер сгорания и турбин ГТД по параметрам неравномерных воздушных и газовых потоков

4.1 Исследование влияния температурной неравномерности газового потока на выходе из турбины ГТД на интегральные характеристики потока и на результаты осреднения параметров потока

Повышение КПД и газодинамической эффективности турбин современных ГТД требует, (наряду с применением методов расчета пространственного течения газа в турбинах [24]), экспериментального исследования газодинамических характеристик охлаждаемых решеток [22], систем охлаждения лопаток [51] и экспериментального определения характеристик турбин.

В процессе доводки ГТД для определения величины КПД турбины и оценки влияния на КПД введенных в проточную часть турбины конструктивных изменений, а также для проверки методов проектирования турбины, проводятся испытания полноразмерных турбин на специальных турбинных стендах [130], а также специальные испытания турбин в системе ГТД.

Поток газа в сечениях на входе и выходе из турбины ГТД имеет неравномерность поля скоростей и температуры торможения. В качестве коэффициентов, характеризующих неравномерность температуры торможения, могут быть приняты коэффициент равный отношению максимальной температуры торможения газа к минимальной $T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^*$ и коэффициент

$$K_T = \frac{T_{г. \max}^* - T_{г. \min}^*}{T_{г. \text{cp}}^*} 100 \%,$$

где $T_{г. \text{cp}}^*$ – величина средней температуры газового потока, полученная из уравнения потока полного теплосодержания.

Результаты измерений температур торможения газа на входе и выходе из турбин при их работе в системе ГТД показывают, что величина коэффициента $T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^*$ может составлять 1,4...1,8, а коэффициента K_T – 30...57 %.

Известно [36, 46, 110, 124], что при осреднении параметров газового потока, имеющего температурную неравномерность, при некоторых способах осреднения могут иметь место значительные погрешности расчета величин средних полного и статического давлений газа. Поэтому для определения по результатам испытаний турбины с достаточной точностью показателей эффективности ее работы возникает необходимость исследования влияния температурной неравномерности газового потока на результаты осреднения его параметров при применении различных способов осреднения и выбора на этой основе, из применяемых способов, наиболее обоснованного. Результаты такого исследования применительно к неравномерному газовому потоку в сечении на выходе из турбины ГТД «Б» приведены в [79, 82, 83, 90] и описаны в настоящем разделе.

Объект исследования

Сравнительный анализ результатов осреднения параметров неравномерного газового потока, полученных с помощью различных способов осреднения, выполнен применительно к неравномерному газовому потоку (назовем его поток «Т») в сечении на выходе из одноступенчатой охлаждаемой осевой реактивной турбины ГТД «Б». Исследуемый газовый поток «Т» в сечении на выходе из турбины имел высокую приведенную среднемассовую скорость ($\lambda_m = 0,654$) и высокую температурную неравномерность ($T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^* = 1,755$, $K_T = 53$ %).

Коэффициент поля τ_r [2] в потоке «Т», составлял $\tau_r = 1,108$. Число Рейнольдса в потоке «Т» было равно $Re = 1,162 \cdot 10^6$, где $Re = \frac{G_{г.} d_{гидр}}{F_{г.} \mu_{г.}}$.

Результаты измерений полей параметров неравномерного газового потока в сечении на выходе из турбины, ранее использованные в работах [55, 66], были получены работниками УМКБ «Союз» Н.И. Морозовой и Е.Ф. Туком в процессе стендовых испытаний ГТД «Б» при операции контроля неравномерности температурного поля на выходе из камеры сгорания путем измерения температурного поля на выходе из турбины. В процессе испытаний ГТД на

заданном режиме его работы в сечении за турбиной производилось измерение температуры торможения, полного и статического давлений газа в радиальном и окружном направлениях по методике, применяемой при испытаниях полноразмерных камер сгорания [147]. За турбиной ГТД был установлен технологический диффузор с вращающейся турелью, на которой устанавливались две шести точечные гребенки с приемниками температуры и две шести точечные гребенки с приемниками, соответственно, для измерения статического и полного давлений. Гребенки для измерения температуры и давлений были расположены относительно друг друга в окружном направлении через 90 градусов. Приемники температуры и давления на гребенках расположены в радиальном направлении с шагом, обеспечивающим их расположение в центрах равновеликих кольцевых площадей. Схема технологического диффузора приведена на рис. 4.1. Измерение температур производилось термопарами типа хромель–алюмель. Регистрация показаний термопар производилась с помощью автоматических потенциометров при повороте турели через каждые 5 градусов с отметкой на диаграммах потенциометров положений приемников. Погрешность каналов измерения температуры газа при испытаниях не превышала $\pm 0,3 \%$ от измеряемого значения [117]. Результаты измерения температуры торможения газа на выходе из турбины в окружном направлении, при $R_1 = R_3$, приведены на рис. 4.2.

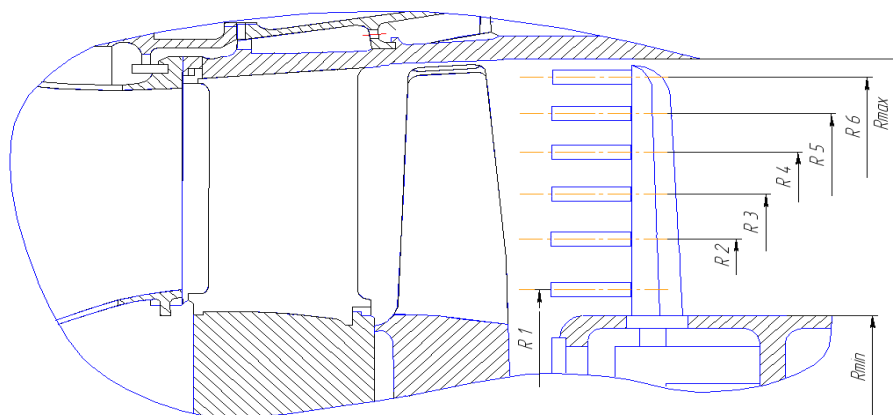


Рисунок 4.1 – Схема технологического диффузора для измерения параметров газа на выходе из турбины ГТД

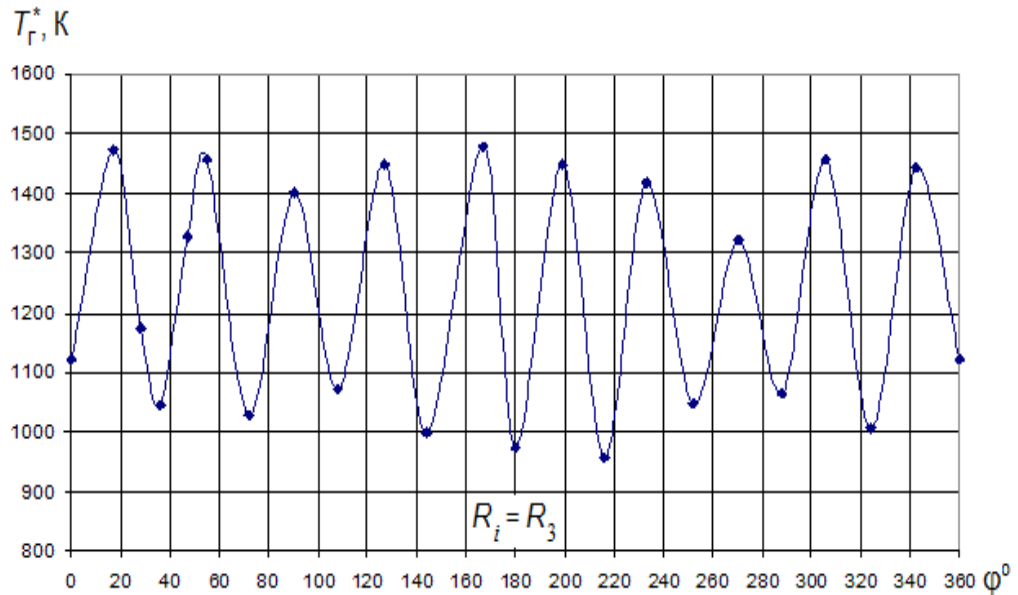


Рисунок 4.2 – Результаты измерения температуры газа на выходе из турбины «Б» в окружном направлении ($R_i = R_3$)

Результаты измерения показали наличие плавных волновых колебаний температуры торможения в окружном направлении относительно средних значений температур на каждом из радиусов, где были установлены приемники. Количество волн температуры торможения соответствует количеству форсуночных головок кольцевой камеры сгорания ГТД «Б». Результаты измерения температуры торможения газа в радиальном направлении, при $\varphi = 17^\circ$ градусов, приведены на рис. 4.3.

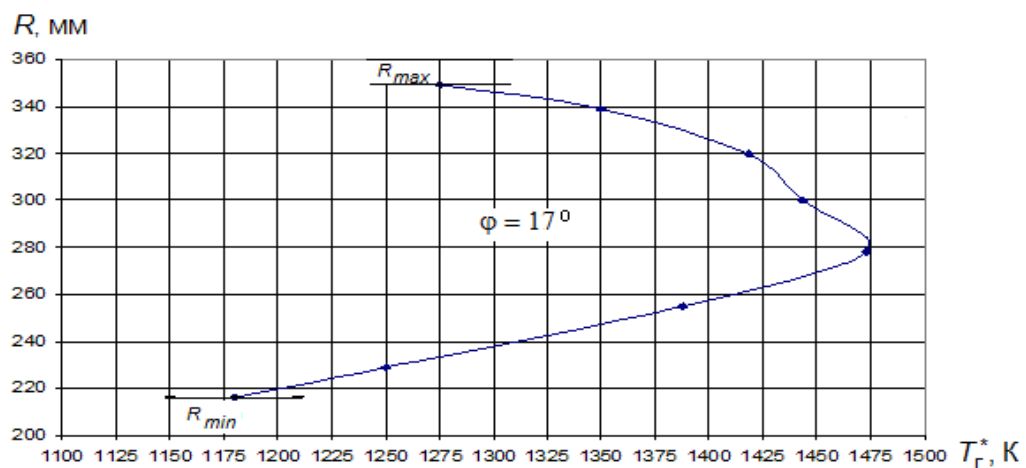


Рисунок 4.3 – Результаты измерения температуры газа на выходе из турбины «Б» в радиальном направлении ($\varphi = 17^\circ$)

Качественный характер изменения температуры торможения газа в радиальном и окружном направлениях, соответственно, на других радиусах и при

других углах установки турели технологического диффузора, аналогичен характеру изменения температуры, показанному на рис. 4.2 и 4.3. Так как температура газа на минимальном радиусе ($R_{\min}$) и на максимальном радиусе ($R_{\max}$) в сечении за турбиной не измерялась, то величины температур на этих радиусах определялись путем линейной экстраполяции кривой изменения температуры по радиусу. Измерение статического и полного давлений в сечении за турбиной производилось теплостойкими датчиками автоматического контроля ДАТ–1 и ДАТ–2,5, соответственно. Сигналы от датчиков регистрировались с помощью ЭВМ. Погрешности каналов измерения давлений газа не превышали $\pm 0,3$ % от измеряемого значения [117].

Результаты измерения в сечении за турбиной статического давления газа показали наличие его плавных волновых колебаний ($-3,6...+4,2$) % в окружном направлении относительно среднего давления на каждом из радиусов, где были установлены приемники.

В процессе испытаний в сечении за турбиной измерялся также угол закрутки потока газа в окружном направлении с помощью трех специальных, предварительно тарированных, зондов. По результатам измерений получено, что угол закрутки потока газа (угол между вектором абсолютной скорости газа и фронтом решетки) составлял 7 градусов по направлению вращения ротора в периферийном сечении ($\alpha_{2\text{ пер}} = 97^\circ$) и 13 градусов против направления вращения в корневом сечении ($\alpha_{2\text{ кор}} = 77^\circ$). На основании результатов измерения статического давления и углов закрутки потока в сечении на выходе из турбины при проведении последующих расчетов принималось, что статическое давление газа в этом сечении постоянно и равно его среднему в радиальном направлении значению.

Результаты измерения полного давления газа в сечении за турбиной показали наличие его неравномерных волновых колебаний в окружном направлении на каждом из радиусов $\bar{R} = (R_1, R_2...R_6)$, где были установлены приемники, в среднем на $\pm 4,5$ %. Количество волн полного давления

соответствовало количеству охлаждаемых сопловых лопаток турбины ГТД «Б». Средние в окружном направлении эпюры полного и статического давлений газа за турбиной ГТД «Б» на максимальном режиме его работы, принятые для проведения последующих расчетов, приведены на рис. 4.4.

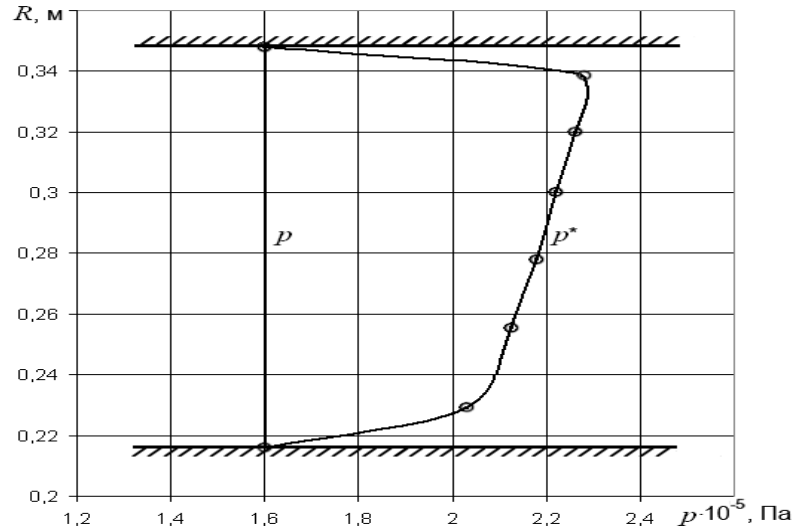


Рисунок 4.4 – Эпюры статического и полного давлений газа на выходе из турбины ГТД «Б»

Методика исследования

Для проведения исследования были использованы ММ и программа расчета на ЭВМ для осреднения параметров неравномерных газовых потоков [56, 57, 69, 90, 161]. Изменение теплофизических свойств газа от температуры и от коэффициента избытка воздуха учитывалось согласно [38].

Этапы исследования

Расчеты и анализ результатов осреднения параметров неравномерного газового потока в сечении на выходе из турбины проводились в два этапа. На первом этапе выполнено осреднение параметров неравномерного по температуре торможения потока газа «Т», в котором имели место $\tau_r = 1,108$, $\lambda_m = 0,654$, $Re = 1,162 \cdot 10^6$, $K_T = 53 \%$, $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,755$. На втором этапе было выполнено осреднение параметров неравномерного газового потока (назовем его поток «Т0»), в котором, при прочих равных условиях, температура торможения газа постоянна ($K_T = 0 \%$, $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,0$) и равна средней температуре торможения, полученной из уравнения полного теплосодержания для потока «Т»,

имеющего температурную неравномерность. В потоке «Т0» имели место $\tau_r = 1,089$, $\lambda_m = 0,668$, $Re = 1,159 \cdot 10^6$. Сравнение результатов осреднения потоков «Т0» и «Т» позволяет, при прочих равных условиях, оценить влияние температурной неравномерности в потоке газа «Т» на его интегральные характеристики и на результаты осреднения параметров газового потока по различным способам..

***Влияние температурной неравномерности газового потока
на его интегральные характеристики***

Результаты расчетов, показывающие, при прочих равных условиях, влияние температурной неравномерности газового потока на изменение величин его интегральных характеристик G, I, I^*, Φ, S, E (при переходе от равномерного по температуре потока «Т0» к неравномерному по температуре потоку «Т»), приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1 – Влияние температурной неравномерности газового потока на выходе из турбины «Б» на изменение интегральных характеристик потока (в %)

	δG	δI	δI^*	$\delta \Phi$	δS	δE
Поток «Т0» $T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^* = 1,0$	0	0	0	0	0	0
Поток «Т» $T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^* = 1,755$	0,286	0,319	0,297	0	–0,245	0,507

Величины интегральных характеристик действительного потока «Т» на выходе из турбины ГТД «Б», имеющего температурную неравномерность, по сравнению с характеристиками потока «Т0», изменились на 0,3...0,5 % (см. табл. 4.1). При этом расход газа в потоке «Т» увеличился на $\delta G = 0,286$ %, что количественно согласуется с приближенными аналитическими оценками, полученными в [1]. Величина потока энтропии в потоке «Т» уменьшилась на $\delta S = -0,245$ %. Величина потока полного импульса в потоке «Т» сохранилась такой же, как и в потоке «Т0». Величины потоков теплосодержания I, I^* увеличились на 0,3...0,32 %. Величина потока кинетической энергии увеличилась на 0,507 %.

Результаты расчетов интегральных характеристик и средних параметров осредненных потоков

Результаты расчетов интегральных характеристик и средних параметров, осредненных канонических потоков, полученные при различных способах осреднения параметров неравномерных газовых потоков «Т0» и «Т», приведены в табл. П5.1 – П5.4 Приложения 5. В табл. П5.1 и П5.2 приведены относительные величины интегральных характеристик $\bar{G}$, $\bar{I}$, $\bar{I}^*$, $\bar{\Phi}$, $\bar{S}$, $\bar{E}$, средних статических давлений и скоростей осредненных канонических потоков «Т0» и «Т». В табл. П5.3 приведены относительные величины средних параметров T^* , T и λ канонических потоков «Т0» и «Т». Отнесение характеристик и параметров выполнялось аналогично, как и при рассмотрении результатов, полученных в подразделе 3.1.1.

В табл. П5.4 приведены данные, показывающие отличие средних полных давлений в канонических потоках «Т» и «Т0». В табл. П5.4 также приведены, рассчитанные по различным способам осреднения, величины средних полных давлений в канонических потоках «Т0» и «Т», отнесенные к полученному при осреднении по массовому расходу среднему полному давлению, величина которого, как показали расчеты, не изменяется при появлении в газовом потоке температурной неравномерности.

В табл. П5.4 дополнительно приведены величины средних полных давлений канонических потоков «Т» и «Т0», отнесенные к максимальной величине полного давления газа в действительном и гипотетическом потоках «Т» и «Т0».

Влияние температурной неравномерности газового потока на интегральные характеристики и параметры осредненных потоков

Из рассмотрения результатов осреднения параметров газовых потоков «Т0» и «Т» (см. табл. П5.1 – П5.3) следует, что в потоке «Т», при способах осреднения, в которых обеспечивается сохранение потока энтропии (G, I, S ; E, G, S ; G, Φ, S и G, I^*, S), погрешности расчета величин не сохраняемых при этих способах интегральных характеристик осредненных потоков, средних статических давлений, статических температур и температур торможения, по

сравнению с потоком «Т0», как правило, увеличиваются. При способах осреднения, в которых по принятым условиям осреднения не соблюдается сохранение потока энтропии, (способы осреднения по площади, с сохранением G, I, Φ ; E, G, I ; E, G, Φ ; G, I^*, Φ ; G, I^*, E), в потоке «Т», имеющем температурную неравномерность, погрешности расчета не сохраняемых при этих способах интегральных характеристик осредненных потоков, средних статических давлений, статических температур и температур торможения, по сравнению с потоком «Т0», изменились не более чем на 1,0 % (см. табл. П5.1 – П5.3).

Влияние температурной неравномерности на интегральные характеристики и параметры осредненного по площади потока

Результаты осреднения параметров неравномерных газовых потоков «Т0» и «Т» показали, что величина расхода газа, рассчитанная по средним параметрам полученным при осреднении по площади, превышает действительный расход газа, рассчитанный путем интегрирования по струйкам. Это превышение составляет в потоках «Т0» и «Т», соответственно, 5,0 и 4,8 % (см. табл. П5.1, П5.2).

Величины интегральных характеристик I, I^*, S , полученные при осреднении параметров по площади, рассчитываются с погрешностями, которые составляют в потоке «Т0» 4,98...5,7 % (табл. П5.1), в потоке «Т» – 4,5...5,4 % (табл. П5.2).

Величина потока кинетической энергии при осреднении параметров по площади рассчитывается в потоках «Т0» и «Т» с погрешностью, соответственно, (– 3,0) и (– 3,6) %, величина потока импульса – с погрешностью 0,4 %.

Величина средней статической температуры при осреднении параметров по площади рассчитывается в потоках «Т0» и «Т» с погрешностью, соответственно, 0,6 и 0,3 % (см. табл. П5.3).

В потоке «Т» при осреднении параметров по площади возникает погрешность расчета средней температуры торможения (– 0,3) % (см. табл. П5.3).

При осреднении по площади параметров потоков «Т0» и «Т» величины средних полных давлений соответствующих канонических потоков «Т0» и «Т» снижены, по отношению к величине среднего полного давления полученной при осреднении по массовому расходу, на 2,5 % (см. табл. П5.4).

***Влияние температурной неравномерности на потоки
теплосодержания I^* и температуру торможения T^* осредненных потоков***

Результаты расчетов показали, что как при отсутствии неравномерности температуры (поток «Т0»), так и при ее наличии (поток «Т»), при способах осреднения по массовому расходу и с сохранением E, G, I (также, как и при способах G, I^*, S ; G, I^*, Φ ; G, I^*, E) обеспечивается равенство величин потоков полного теплосодержания I^* осредненных и действительных потоков и равенство величин температур торможения канонических потоков «Т0» и «Т» величинам температур торможения, полученным из уравнений потоков полного теплосодержания I^* действительных потоков (см. табл. П5.1–П5.3).

При способах осреднения с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; G, Φ, S и E, G, S отмечается отличие величин потоков полного теплосодержания I^* осредненных канонических потоков от величин потоков полного теплосодержания действительных потоков, которое составляет (– 0,2...– 3,1) % для потока «Т0» и (– 2,5...– 6,4) % для потока «Т» (см. табл. П5.1, П5.2).

Соответственно, при способах осреднения с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; G, Φ, S ; E, G, S , величины средних температур торможения канонических потоков рассчитываются (по отношению к величинам температур торможения, полученным из уравнений потоков полного теплосодержания действительных потоков) с погрешностью, которая составляет (– 0,2...– 2,6) % для потока «Т0» и (– 2,2...– 5,5) % для потока «Т» (см. табл. П5.3).

При способе осреднения с сохранением E, G, Φ величины потоков полного теплосодержания I^* канонических потоков «Т0» и «Т» превышают величины потоков полного теплосодержания в действительных потоках «Т0» и «Т», соответственно, на 10,4 и 10,0 % (см. табл. П5.1, П5.2). Погрешность расчета

средней температуры торможения при этом способе в канонических потоках «Т0» и «Т» составила, соответственно, 8,9 и 8,5 % (см. табл. П5.3).

Влияние температурной неравномерности на потоки теплосодержания I и статическую температуру T осредненных потоков

Результаты расчетов показали, что как при отсутствии в потоке неравномерности температуры (поток «Т0»), так и при ее наличии (поток «Т»), при способах осреднения по массовому расходу и с сохранением G, I^*, E (также, как и при способах G, I, S ; G, I, Φ ; E, G, I) обеспечивается равенство величин потоков теплосодержания I осредненных и действительных потоков (см. табл. П5.1, П5.2) и равенство статических температур осредненных потоков величинам статических температур, полученным из уравнений потоков теплосодержания I действительных потоков (см. табл. П5.3).

При способах осреднения с сохранением G, I^*, Φ и G, I^*, S отмечается погрешность расчета величин потоков теплосодержания I канонических потоков по отношению к величинам потоков теплосодержания действительных потоков, которая составляет (2,3...2,5) % для потока «Т0» (см. табл. П5.1) и (2,2...4,2) % для потока «Т» (табл. П5.2). При способе осреднения с сохранением G, I^*, S погрешность расчета величины потока теплосодержания I канонического газового потока «Т», при появлении в нем температурной неравномерности, увеличивается с 2,5 до 4,2 % (см. табл. П5.1, П5.2).

Соответственно, при способах осреднения с сохранением G, I^*, Φ и G, I^*, S , величины средних статических температур канонических потоков рассчитываются с погрешностью, которая составляет (2,0...2,1) % для потока «Т0» и (1,9...3,5) % для потока «Т» (см. табл. П5.3).

При осреднении параметров потоков «Т0» и «Т» по способам с сохранением E, G, Φ ; E, G, S и G, Φ, S также отмечаются погрешности расчета величин потоков теплосодержания I канонических потоков по отношению к величинам потоков теплосодержания действительных потоков, (и соответственно погрешности расчета статических температур), которые при появлении в потоке

температурной неравномерности изменяются: при способе E, G, Φ – погрешности уменьшаются с 11,5 до 10,9 %, при способе E, G, S – увеличиваются с (– 3,4) % до (– 7,1) %, при способе G, Φ, S – уменьшаются с 2,2 % до (– 0,5) % (см. табл. П5.1 – П5.3). Погрешности расчета средней статической температуры при способе E, G, Φ в канонических потоках «Т0» и «Т» составляют, соответственно, 9,7 % и 9,2 %, при способе E, G, S – (– 2,8) % и (– 6,1) %, при способе G, Φ, S – (1,9) % и (– 0,4) %, (см. табл. П5.3).

Влияние температурной неравномерности на среднее статическое давление осредненных потоков

Среднее статическое давление газа на выходе из турбины в осредненном потоке «Т0» (при отсутствии температурной неравномерности) равно статическому давлению действительного потока газа только при способах осреднения по площади, по массовому расходу и с сохранением G, I, S (см. табл. П5.1).

В потоке «Т» (имеющем температурную неравномерность) статическое давление в осредненном потоке сохраняется равным статическому давлению действительного потока только при способах осреднения по площади и по массовому расходу (см. табл. П5.2), то есть

$$p_F (\text{при } T^* \neq \text{const}) = p_F (\text{при } T^* = \text{const}) = p_{\text{дейст}},$$

$$p_G (\text{при } T^* \neq \text{const}) = p_G (\text{при } T^* = \text{const}) = p_{\text{дейст}}.$$

При всех других способах отмечаются погрешности расчета среднего статического давления (см. табл. П5.1, П5.2).

Анализ влияния температурной неравномерности на параметры осредненного по массовому расходу потока

Сравнение результатов осреднения по массовому расходу параметров потока «Т0», в котором отсутствует температурная неравномерность, и параметров потока «Т», имеющего температурную неравномерность, показало следующее.

Величины средних температуры торможения и статической температуры, полученные при осреднении параметров неравномерных газовых потоков «Т0» и

«Т» по массовому расходу, равны величинам температуры торможения и статической температуры, полученным из уравнений соответствующих потоков теплосодержания (I, I^*) действительных потоков (см. табл. П5.3), то есть

$$T_G^* = T_{GI^*S}^*, \quad T_G = T_{GIS}.$$

Величина среднего полного давления в газовом потоке «Т», имеющем температурную неравномерность, при осреднении его параметров по массовому расходу, равна величине среднего полного давления, полученной при осреднении по этому способу параметров потока «Т0», имеющего постоянную температуру торможения (см. табл. П5.4), то есть

$$p_G^* (\text{при } T^* \neq \text{const}) = p_G^* (\text{при } T^* = \text{const}).$$

Величина среднего статического давления в газовых потоках «Т0» и «Т», полученная при осреднении по массовому расходу, как указывалось выше, сохраняется равной величине статического давления действительного потока

$$p_G (\text{при } T^* \neq \text{const}) = p_G (\text{при } T^* = \text{const}) = p_{\text{дейст}}.$$

Величины интегральных характеристик $I_G^*, I_G, \Phi_G, E_G, S_G$, осредненного по массовому расходу канонического потока «Т0», и интегральных характеристик I_G^*, I_G, Φ_G, E_G , осредненного по массовому расходу канонического потока «Т», равны величинам соответствующих характеристик действительных неравномерных потоков «Т0» и «Т» (см. табл. П5.1, П5.2).

Исключением является поток энтропии S_G , полученный при осреднении потока «Т» по массовому расходу, величина которого на 0,508 % больше величины потока энтропии S действительного неравномерного потока «Т», имеющего температурную неравномерность (см. табл. П5.2).

Полученное отличие обусловлено тем, что, при прочих равных условиях, величина удельной энтропии s неравномерного по температуре торможения потока «Т», пропорциональная соотношению

$$\frac{1}{G} \int \ln \left(T^{*\frac{k}{k-1}} \right) dG,$$

формально, при выполнении операции численного интегрирования и замене интеграла суммами, меньше величины удельной энтропии потока (в котором отсутствует температурная неравномерность), то есть, имеет место неравенство Коши [18, 46, 124]

$$\frac{1}{G} \int_G \ln \left(T^{*\frac{k}{k-1}} \right) dG \leq \ln T_{\text{ср}}^{*\frac{k}{k-1}}, \quad (4.1)$$

где $\ln T_{\text{ср}}^* = \ln \left(\frac{1}{G} \int T^* dG \right)$, $T_{\text{ср}}^*$ – средняя температура торможения в неравномерном по температуре потоке.

Как было показано выше (см. табл. 4.1), при переходе от потока «Т0», имеющего постоянную температуру газа в выходном сечении турбины «Б», к потоку «Т», в котором имеется неравномерность температуры, расход газа в потоке «Т» увеличился на $\delta G = 0,286 \%$, а поток энтропии действительного потока уменьшился на $\delta S = -0,245 \%$.

С помощью уравнений потока энтропии и удельной энтропии

$$S = R_{\text{г}} G \ln \left(\frac{T^{\frac{k}{k-1}}}{p} \right) = R_{\text{г}} G \ln \left(\frac{T^{*\frac{k}{k-1}}}{p^*} \right) = sG, \quad (4.2)$$

$$s = S / G \quad (4.3)$$

из последнего уравнения, записанного в малых отклонениях [146], можно получить изменение удельной энтропии действительного потока «Т»

$$\delta s = \delta S - \delta G = -0,245 - 0,286 = -0,531 \%.$$

Расчет потока энтропии путем интегрирования по струйкам в заданном сечении выполняется при условии, что смешение струй в этом сечении отсутствует. Если же смешение струй с различной температурой торможения имеет место, то оно происходит в сечении канала вниз по потоку и приводит к увеличению потока энтропии в результате смешения струй. Поэтому полученное путем интегрирования по струйкам формальное уменьшение удельной энтропии действительного потока «Т» ($\delta s = -0,531 \%$) при появлении в нем температурной неравномерности противоречит физическому смыслу.

При осреднении неравномерного по температуре потока «Т» по массовому расходу величина удельной энтропии s_G канонического потока, рассчитанная по величинам, полученным при осреднении по массовому расходу давления и температуры (p_G^* и T_G^*), сохраняется такой же, как и в потоке «Т0», то есть

$$s_G(\text{при } T^* \neq \text{const}) = s_G(\text{при } T^* = \text{const}).$$

Величина же потока энтропии S_G в неравномерном по температуре торможения потоке «Т», при осреднении его по массовому расходу, возрастает по сравнению с величиной потока энтропии S_G потока «Т0» ровно в той степени (0,286 %), в какой увеличивается в потоке «Т» расход газа.

В результате, при осреднения параметров потока «Т», имеет место превышение примерно на 0,508 % величины потока энтропии S_G , полученной при осреднении параметров потока «Т» по массовому расходу, по отношению к величине потока энтропии действительного потока «Т» (см. табл. П5.2). Это превышение, как было показано выше, является следствием возникающей формальной погрешности расчета [46, 124] (уменьшения) удельной энтропии s в действительном неравномерном по температуре потоке газа «Т».

Выбор обоснованного способа осреднения параметров неравномерного газового потока, имеющего температурную неравномерность

Критерием выбора обоснованного способа осреднения неравномерного газового потока является условие равенства величин интегральных характеристик и среднего статического давления осредненного потока величинам соответствующих параметров действительного неравномерного потока. В этом случае свойства осредненного канонического потока соответствуют свойствам действительного неравномерного потока.

При проведении автономных испытаний узла ГТД для определения его КПД важно знание интегральных характеристик потока газа (расхода, полного теплосодержания) и полного давления. Как указывается в [127, 128], наиболее обоснованным способом осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков, обеспечивающим правильное определение средних температуры

торможения и полного давления потока, является способ осреднения с сохранением G, I^*, S .

Как показано в главе 3 (см. разделы 3.3 и 3.5) и в [70, 71, 76, 90], при осреднении параметров неравномерных воздушных потоков, имеющих относительно невысокую величину коэффициента неравномерности температуры торможения $(T_{к. max}^* / T_{к. min}^*) = 1,057 \dots 1,088$, при способе с сохранением G, I^*, S обеспечивается правильное определение среднего полного давления потока воздуха во входном устройстве ГТД и в сечениях на входе и выходе из вентиляторов и компрессоров. Этот вывод обусловлен тем, что величина среднего полного давления, полученная при способе с сохранением G, I^*, S , равна величине среднего полного давления, полученной при способе осреднения по массовому расходу, при котором обеспечивается соблюдение критерия выбора обоснованного способа осреднения.

В случае увеличения температурной неравномерности в газовом потоке, при способе с сохранением G, I^*, S , имеет место погрешность расчета среднего полного давления из-за формальной ошибки при расчете удельной энтропии действительного неравномерного по температуре потока [18, 46, 124].

Необходимо отметить, что при увеличении температурной неравномерности потока, при способе осреднения с сохранением G, I, S , имеет место погрешность расчета среднего статического давления, также возникающая из-за формальной ошибки при расчете потока удельной энтропии действительного потока.

Для оценки влияния изменения величин массового расхода и потока энтропии на величины средних полного и статического давлений, полученных с помощью способов осреднения с сохранением G, I^*, S и G, I, S , запишем основные уравнения для расчета средних давлений $(\bar{p}^*, \bar{p})$ в малых отклонениях

$$S = R_r G \ln \left(\frac{\bar{T}^{\frac{k}{k-1}}}{\bar{p}} \right) = R_r G \ln \left(\frac{\bar{T}^{\frac{k}{k-1}}}{\bar{p}^*} \right), \quad (4.4)$$

$$\frac{\overline{p}^*}{y} = \frac{\left(\frac{\overline{T}^*}{T}\right)^{\frac{k}{k-1}}}{y}, \quad (4.5)$$

$$\frac{\overline{p}}{y} = \frac{\left(\frac{\overline{T}}{T}\right)^{\frac{k}{k-1}}}{y}, \quad (4.6)$$

где

$$y = \exp\left(\frac{S}{RG}\right), \quad (4.7)$$

$$\delta p = \delta\left(T^{\frac{k}{k-1}}\right) - \delta y, \quad (4.8)$$

$$\delta p^* = \delta\left(T^{*\frac{k}{k-1}}\right) - \delta y. \quad (4.9)$$

Как следует из полученных в малых отклонениях уравнений, некоторое увеличение расхода газа и уменьшение потока энтропии в неравномерном по температуре потоке газа «Т» приводит к относительному уменьшению параметра y и, соответственно, к относительному увеличению среднего полного и статического давлений при способах осреднения с сохранением G, I^*, S и G, I, S .

Как показали расчеты, при переходе от потока «Т0» к потоку «Т», средняя температура торможения при способе осреднения с сохранением G, I^*, S и средняя статическая температура при способе с сохранением G, I, S сохраняются практически неизменными (отличие температур не превышает 0,044 %). Поэтому в малых отклонениях, при переходе от потока «Т0» к потоку «Т», при способе осреднения с сохранением G, I^*, S величина $\delta T^* = 0$, а при способе с сохранением G, I, S величина $\delta T = 0$. Следовательно, в малых отклонениях при этих способах имеют место равенства $\delta p^* = -\delta y$ и $\delta p = -\delta y$. Таким образом, уменьшение параметра y в потоке «Т» приводит, по сравнению с потоком «Т0», при способе осреднения с сохранением G, I^*, S к повышению среднего полного давления, а при способе с сохранением G, I, S – к повышению среднего статического давления.

По результатам расчетов получено, что в потоке «Т», имеющем температурную неравномерность, из-за увеличения в этом потоке расхода газа

($\delta G = 0,286 \%$) и уменьшения величины потока энтропии ($\delta S = - 0,245 \%$), (см. табл. 4.1) происходит уменьшение параметра y на $11,5 \%$ ($\delta y = - 11,5 \%$).

При способе осреднения с сохранением G, I^*, S уменьшение параметра y в потоке «Т» привело к повышению величины среднего полного давления, по сравнению с потоком «Т0», на $\delta p^* = 11,5 \%$ и к погрешности расчета среднего полного давления газового потока «Т» $11,5 \%$ (табл. П5.4). При этом величина среднего полного давления при способе осреднения с сохранением G, I^*, S превысила величину максимального полного давления в потоке «Т» на $6,5 \%$ (см. табл. П5.4). Величина погрешности расчета среднего статического давления при способе с сохранением G, I^*, S увеличилась с $9,2 \%$ в потоке «Т0» до $29,3 \%$ в потоке «Т» (см. табл. П5.1, П5.2).

При способе осреднения параметров при способе с сохранением G, I, S уменьшение параметра y в потоке «Т» привело к появлению погрешности расчета среднего статического давления $11,6 \%$ (табл. П5.1, П5.2), к повышению величины среднего полного давления, по сравнению с давлением в потоке «Т0», на $\delta p^* = 6,31 \%$ и к изменению погрешности расчета среднего полного давления с $(- 5,1) \%$ (в потоке «Т0») до $0,94 \%$ (в потоке «Т»), (см. табл. П5.4).

Таким образом, появление температурной неравномерности в потоке газа «Т» приводит при способе осреднения с сохранением G, I^*, S , по сравнению с равномерным по температуре потоком «Т0», к появлению существенной погрешности расчета среднего полного давления и увеличению погрешности расчета среднего статического давления, а при способе осреднения с сохранением G, I, S – к появлению существенной погрешности расчета среднего статического давления и изменению (уменьшению) погрешности расчета среднего полного давления.

Рассмотрение результатов осреднения неравномерных газовых потоков «Т0» и «Т», приведенных в табл. П5.1, П5.2, показывает, что практически при всех рассмотренных способах осреднения параметров величины тех или иных

интегральных характеристик осредненных потоков не сохраняются равными величинам интегральных характеристик действительных неравномерных потоков. Это приводит к погрешности расчета либо средних температур торможения (см. табл. П5.3), либо средних полных давлений (см. табл. П5.4), необходимых для расчета КПД турбины.

В целом, из всего вышеуказанного следует, что при осреднении параметров неравномерных по температуре торможения газовых потоков наиболее обоснованным является только способ осреднения по массовому расходу, так как при этом способе обеспечивается:

- равенство величин интегральных характеристик и статического давления осредненного канонического потока величинам соответствующих параметров действительного неравномерного потока,

- равенство величин средних температуры торможения и статической температуры канонического потока величинам температур, полученным из уравнений потоков теплосодержания действительного неравномерного потока.

Величина среднего полного давления в газовом потоке, имеющем температурную неравномерность, при осреднении его параметров по массовому расходу, при прочих равных условиях, равна величине среднего полного давления, полученной при этом способе в потоке с постоянной температурой торможения. Полученный результат при осреднении по массовому расходу соответствует физическому смыслу, так как условное внесение в поток или исключение из него температурной неравномерности, при прочих равных условиях, не может изменить существующую в действительном потоке газа эпюру полного давления и, соответственно, изменить среднее значения полного давления в этом потоке.

Следовательно, при расчете КПД турбины ГТД по параметрам газовых потоков, имеющих неравномерные поля скоростей и температур торможения в сечениях на входе и выходе из турбины, наиболее целесообразным является применение способа осреднения параметров неравномерного газового потока по массовому расходу.

4.2 Исследование влияния температурной неравномерности газового потока на выходе из камеры сгорания ГТД на интегральные характеристики потока и на результаты осреднения параметров потока

В разделе 4.1 выполнено исследование влияния температурной неравномерности газового потока в сечении на выходе из осевой турбины ГТД «Б» на интегральные характеристики потока и на результаты осреднения параметров потока. Так как величины коэффициента неравномерности температуры торможения газа в сечении на выходе из камеры сгорания ГТД и в сечении на выходе из турбины ГТД могут существенно отличаться, то для установления общих закономерностей влияния температурной неравномерности в потоке газа на интегральные характеристики потока и на результаты осреднения его параметров выполнена обработка полей параметров неравномерного потока газа в сечении на выходе из основной кольцевой камеры сгорания ГТД [81, 90]. Для обработки полей параметров газового потока на выходе из камеры использованы ММ и программа расчета на ЭВМ для осреднения параметров неравномерных газовых потоков [56, 57, 69, 90, 161].

Объект исследования

Сравнительный анализ способов осреднения выполнен применительно к неравномерному газовому потоку (назовем его поток «8») в сечении на выходе из основной кольцевой камеры сгорания ГТД «Л». Температурное поле газа на выходе из серийно изготавливаемой камеры сгорания «Л» получено по результатам ее автономных испытаний на камерном стенде [40, 81]. При проведении испытаний камеры на соответствующих мерных участках стенда производилось измерение подаваемого в испытываемую камеру расхода воздуха и отбираемого из камеры расхода воздуха (газа). Расход воздуха, подаваемый от генератора воздуха в камеру подогрева, установленную перед испытываемой камерой сгорания «Л», и расход газа, отбираемый из испытываемой камеры для имитации отбора воздуха в систему охлаждения турбины, измерялись с помощью мерных сопел согласно [30].

В выходном сечении камеры в радиальном и окружном направлениях измерялась температура торможения с помощью устройства кругового замера, на

котором были установлены две гребенки «А» и «Б» с термопарами (по 5 термопар на каждой гребенке) [40]. Схемы установки гребенок для измерения температуры газа на выходе из камеры сгорания «Л» приведены на рис. 4.5 и 4.6.

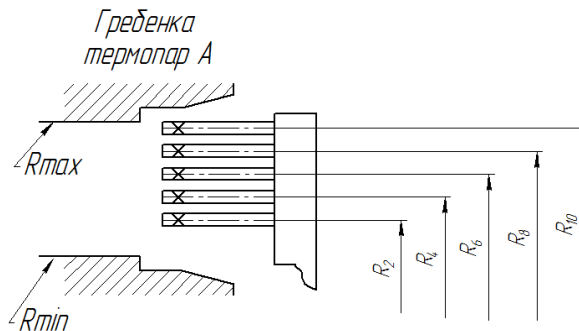


Рисунок 4.5 – Схема установки гребенки «А» для измерения температуры газа

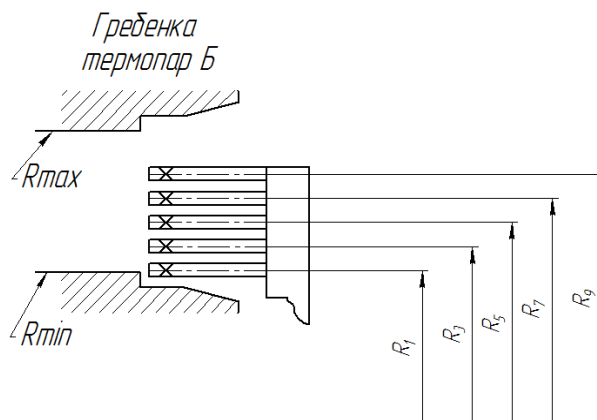


Рисунок 4.6 – Схема установки гребенки «Б» для измерения температуры газа

В радиальном направлении термопары устанавливались с неравномерным шагом для обеспечения расположения термопар в центрах равновеликих кольцевых площадей. Измерение температуры газа производилось на 10 радиусах при 112 угловых положениях устройства кругового замера. Погрешность измерения температуры не превышала 0,3% от измеряемого значения [117]. Результаты измерения температуры газа на выходе из камеры сгорания ГТД «Л» на одном из углов и на одном из радиусов приведены на рис. 4.7 и 4.8.

Так как полное давление газа на выходе из камеры сгорания при испытаниях на камерном стенде не измерялось, то для выполнения расчетов по осреднению в этом сечении параметров потока газа использовалась, принятая при ряде допущений, зависимость изменения относительного полного давления от относительной высоты канала

$$\frac{p_{\Gamma}^*}{p_{\Gamma, \max}^* - p_{\Gamma}} = \frac{p_{\Gamma i}^* - p_{\Gamma}}{p_{\Gamma, \max}^* - p_{\Gamma}} = f(\bar{h}),$$

где $\bar{h}$ – относительная высота канала, p_{Γ} – статическое давление воздуха в выходном сечении камеры сгорания.

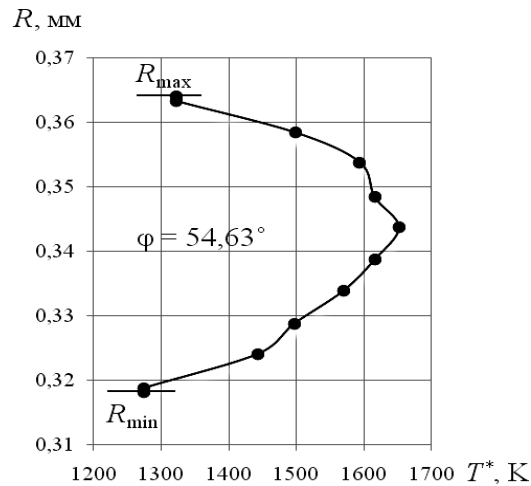


Рисунок 4.7 – Результаты измерения температуры газа на выходе из камеры сгорания ГТД «Л» в радиальном направлении ($\varphi = 54,63^\circ$)

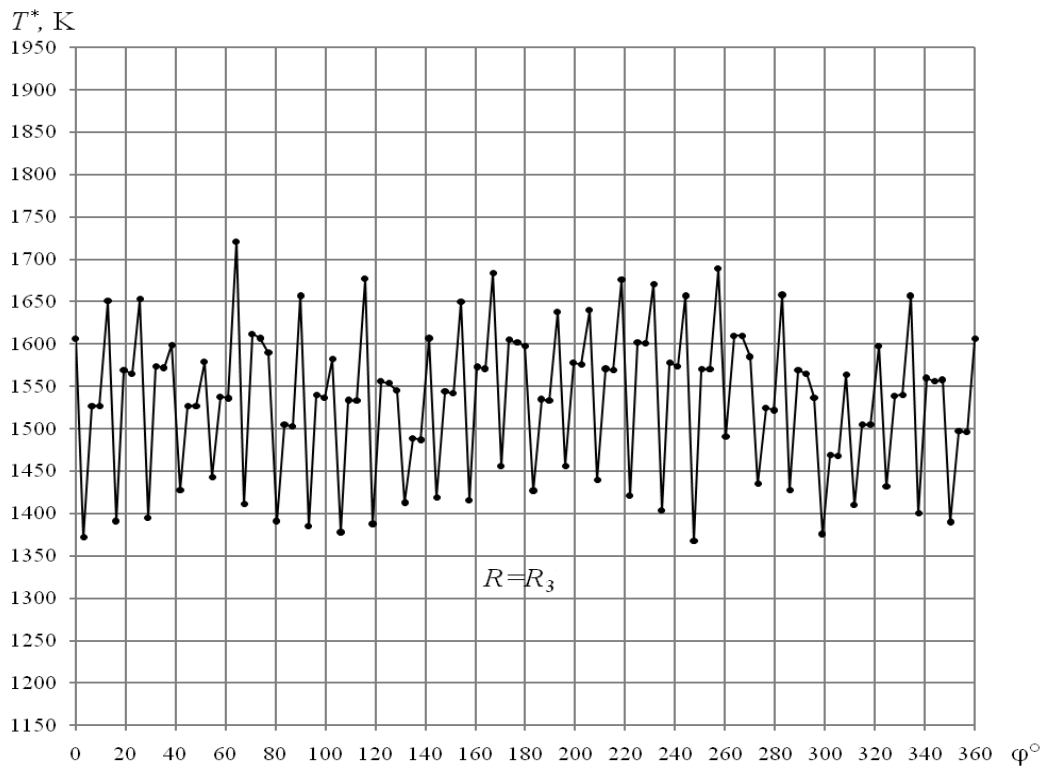


Рисунок 4.8 – Результаты измерения температуры газа на выходе из камеры сгорания ГТД «Л» в окружном направлении ($R = R_3$)

Эпюра полного давления газа в сечении на выходе из камеры сгорания «Л», (приведенная на рис. 4.9), была получена путем расчета на основе принятой эпюры $\bar{p}_r^* = f(\bar{h})$ в сечении на выходе из камеры. При проведении расчетов по осреднению параметров статическое давление газа в сечении на выходе из камеры «Л» принималось постоянным.

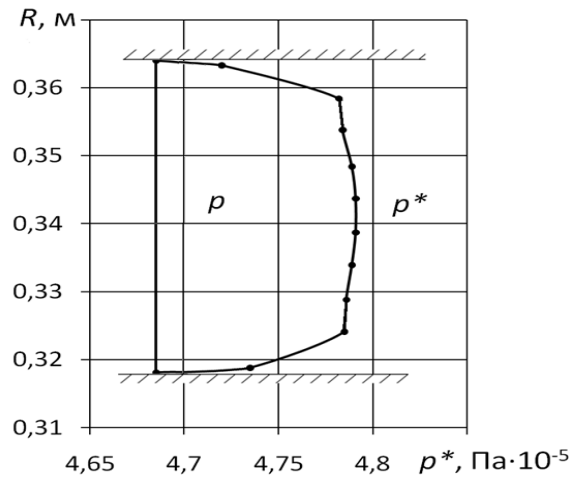


Рисунок 4.9 – Эпюра полного давления газа на выходе из камеры сгорания «Л»

Следует отметить, что режим испытания камеры «Л» на камерном стенде отличается от режима работы камеры на максимальном режиме в системе ГТД «Л» пониженными значениями давлений, расхода воздуха и газа в сечениях на входе и выходе из камеры.

Расход газа в выходном сечении камеры на режиме ее испытания рассчитан путем интегрирования по струйкам по формуле (2.1) [56, 57, 69, 90], на основе приведенных выше эпюр температуры торможения и рассчитанных полного и статического давлений. Полученный путем расчета по уравнению (2.1) расход газа на выходе из камеры «Л», отличался от алгебраической суммы измеренных при испытаниях расхода воздуха на входе в камеру подогрева, расходов топлива, подаваемых в камеру подогрева и испытываемую камеру, расхода газа отбираемого из камеры, на 0,23 %.

Этапы исследования

Анализ результатов осреднения параметров неравномерного газового потока на выходе из камеры сгорания «Л» выполнялся в два этапа.

На первом этапе проводилось осреднение, полученных при испытаниях камеры «Л», параметров действительного неравномерного потока газа на выходе из камеры (поток «8»). Поток «8» имел относительно невысокий уровень коэффициента поля ($\tau_r = 1,0417$) и приведенной среднемассовой скорости ($\lambda_m = 0,1826$). Температурная неравномерность потока «8» характеризовалась коэффициентами $K_T = 41,4 \%$ и $T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^* = 1,56$. На втором этапе, при тех же исходных данных, что и для потока «8», но при условии, что температурная неравномерность потока отсутствует, было выполнено осреднение параметров неравномерного газового потока «8Т0». При обработке параметров потока «8Т0», (имеющего $\tau_r = 1,0314$, $\lambda_m = 0,1845$), принималось, что величина температуры торможения газа в нем постоянна ($K_T = 0 \%$, $T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^* = 1,0$) и равна величине средней температуры торможения, полученной из уравнения потока полного теплосодержания потока «8», имеющего температурную неравномерность. Сравнение результатов осреднения параметров газовых потоков «8Т0» и «8» по различным способам позволяет оценить влияние температурной неравномерности в сечении на выходе из камеры сгорания «Л» на интегральные характеристики газового потока «8» и на результаты осреднения его параметров. Следует отметить, что в потоке «8» на выходе из камеры сгорания «Л» величины λ_m , τ_r и коэффициентов K_T и $T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^*$ были меньше величин соответствующих параметров в потоке «Т» в сечении на выходе из турбины «Б» (см. табл. 4.2).

Таблица 4.2 – Параметры газовых потоков в сечениях на выходе из турбины «Б» и камеры сгорания «Л»

	λ_m	τ_r	$K_T, \%$	$T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^*$
Газовый поток «Т» на выходе из турбины «Б»	0,654	1,108	53	1,755
Газовый поток «8» на выходе из камеры сгорания «Л»	0,1845	1,0417	41,4	1,56

**Влияние температурной неравномерности газового потока
на его интегральные характеристики**

Данные, показывающие, при прочих равных условиях, влияние температурной неравномерности газового потока в сечении на выходе из камеры «Л» на изменение интегральных характеристик G, I, I^*, Φ, S, E при переходе от потока «8Т0» к потоку «8», приведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3 – Влияние температурной неравномерности газового потока на выходе из камеры сгорания ГТД «Л» на изменение его интегральных характеристик (в %)

	δG	δI	δI^*	$\delta \Phi$	δS	δE
Поток «8Т0» $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,0$	0	0	0	0	0	0
Поток «8» $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,56$	0,065	0,072	0,073	0	-0,0716	0,43

Величины интегральных характеристик действительного неравномерного потока «8» на выходе из камеры «Л», имеющего температурную неравномерность, по сравнению с характеристиками потока «8Т0», не имеющего температурной неравномерности, при прочих равных условиях, изменились незначительно – на 0,07...0,43 % (см. табл. 4.3).

Качественные закономерности изменения интегральных характеристик потока «8» из-за влияния температурной неравномерности аналогичны закономерностям, полученным при исследовании потока «Т» на выходе из турбины «Б». В количественном отношении, изменение интегральных характеристик потока в сечении на выходе из камеры «Л» меньше, чем в потоке «Т» в сечении на выходе из турбины, что обусловлено меньшей температурной неравномерностью в газовом потоке «8» на выходе из камеры (см. табл. 4.2).

**Результаты расчетов интегральных характеристик и средних параметров
осредненных потоков**

Результаты расчетов интегральных характеристик и средних параметров, осредненных канонических потоков «8Т0» и «8», полученных при различных

способах осреднения параметров действительных неравномерных газовых потоков «8Т0» и «8», приведены в табл. П6.1 – П6.4 Приложения 6.

В табл. П6.1 и П6.2 приведены относительные величины интегральных характеристик $\bar{G}$, $\bar{I}$, $\bar{I}^*$, $\bar{\Phi}$, $\bar{S}$, $\bar{E}$, средних статических давлений и скоростей, полученные при осреднении по различным способам параметров потоков «8Т0» и «8».

В табл. П6.3 приведены относительные величины средних параметров T^* , T и λ , полученные при осреднении по различным способам параметров потоков «8Т0» и «8». Отнесение характеристик и параметров выполнялось аналогично, как и при рассмотрении результатов, полученных в подразделе 3.1.1.

В табл. П6.4 приведены данные, показывающие отличие величин средних полных давлений в осредненных потоках «8» и «8Т0» и величины средних полных давлений в канонических потоках «8Т0» и «8», отнесенные, к полученному при осреднении по массовому расходу среднему полному давлению, величина которого, как показали расчеты, не изменяется при появлении в газовом потоке температурной неравномерности. В табл. П6.4 дополнительно приведены величины средних полных давлений осредненных канонических потоков «8» и «8Т0», отнесенные к максимальной величине полного давления в действительных потоках «8» и «8Т0».

Влияние температурной неравномерности газового потока на интегральные характеристики и параметры осредненных потоков

1. В результате осреднения параметров неравномерных газовых потоков «8Т0» и «8» установлено, что величины погрешностей расчета интегральных характеристик и средних параметров канонических, осредненных по различным способам, потоков в сечении на выходе из камеры сгорания «Л» существенно меньше, чем при осреднении потоков «Т0» и «Т» в сечении на выходе из турбины «Б» (см. раздел 4.1). Это обусловлено относительно невысокой неравномерностью поля скоростей и низкой приведенной среднemasсовой скоростью в потоках «8Т0» и «8» ($\tau_r = 1,0314...1,0417$, $\lambda_m = 0,1826...0,1845$) по сравнению с аналогичными параметрами в потоках «Т0» и «Т» ($\tau_r = 1,089...1,108$,

$\lambda_m = 0,654 \dots 0,668$) и меньшей температурной неравномерностью газового потока «8» ($T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^* = 1,56$) на выходе из камеры «Л», по сравнению с температурной неравномерностью газового потока «Т» ($T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^* = 1,755$) на выходе из турбины «Б».

Однако качественные закономерности изменения погрешностей расчета интегральных характеристик, средних статического и полного давлений, средних статической и температуры торможения, средних скоростей, при переходе от потока «8Т0» к потоку «8», в сечении на выходе из камеры «Л», сохраняются такими же (см. табл. П6.1– П6.4), как и при переходе от потока «Т0» к потоку «Т» на выходе из турбины «Б» (см. табл. П5.1– П5.4).

2. Не останавливаясь на количественной оценке погрешностей расчета интегральных характеристик и средних параметров в потоках «8Т0» и «8» рассмотрим закономерности, имеющие место при осреднении параметров этих потоков по способам с сохранением G, I^*, S и G, I, S и по массовому расходу.

Выбор для анализа способов осреднения с сохранением G, I^*, S и G, I, S обусловлен тем, что при этих способах, в случае появления в потоке температурной неравномерности, существенно возрастают погрешности расчета средних полного и статического давлений (см. раздел 4.1). Выбор же способа осреднения по массовому расходу обусловлен тем, что, как показали результаты выполненных исследований, приведенные в главе 3 и в разделе 4.1, этот способ осреднения является наиболее обоснованным.

3. Как показано выше (см. табл. 4.3), при переходе от потока «8Т0» к потоку «8», в котором имеется неравномерность температуры, расход газа в потоке «8» увеличился на $\delta G = 0,065 \%$, а поток энтропии уменьшился на $\delta S = -0,0716 \%$.

С помощью уравнений потока энтропии и удельной энтропии (4.2) и (4.3) можно получить в малых отклонениях [146] изменение удельной энтропии действительного потока «8» при появлении в нем температурной неравномерности

$$\delta s = \delta S - \delta G = -0,0716 - 0,065 = -0,1366 \%$$

Полученное снижение удельной энтропии, как показано в разделе 4.1, обусловлено тем, что, при прочих равных условиях, величина удельной энтропии s неравномерного по температуре торможения потока формально, (при выполнении операции численного интегрирования и замене интеграла суммами), меньше величины удельной энтропии потока, в котором отсутствует температурная неравномерность [18, 46, 124]. Следует отметить, что величина формальной ошибки при расчете удельной энтропии в потоке «8» на выходе из камеры «Л» ($\delta s = -0,1366\%$) меньше аналогичной ошибки в потоке «Т» на выходе из турбины «Б» ($\delta s = -0,531\%$). Это обусловлено меньшей величиной коэффициентов неравномерности температуры в потоке «8» ($T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^* = 1,56$, $K_T = 41,4\%$), по сравнению с величинами этих коэффициентов в потоке «Т» ($T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^* = 1,755$, $K_T = 53\%$).

Снижение величины удельной энтропии в потоке «8», (несмотря на увеличение в нем расхода газа), приводит к снижению величины потока энтропии. В результате из-за возникновения формальной ошибки [18, 46, 124] при расчете удельной энтропии, и, как следствие, ошибки при расчете потока энтропии, возникают погрешности расчета среднего полного давления при способе осреднения с сохранением G, I^*, S и среднего статического давления при способе осреднения с сохранением G, I, S . Расчеты проведенные методом малых отклонений с помощью уравнений (4.4) – (4.9) показали, что из-за увеличения в потоке «8» расхода газа ($\delta G = 0,065\%$) и уменьшения потока энтропии ($\delta S = -0,0716\%$) (табл. 4.3) происходит уменьшение параметра y на $\delta y = -3,22\%$. Уменьшение параметра y в потоке «8», при $\delta T_{GI^*S}^* = 0$ и $\delta T_{GIS} = 0$, привело, по сравнению с потоком «8Т0», при способе с сохранением G, I^*, S , к повышению величины среднего полного давления на $\delta p^* = 3,24\%$ и к погрешности расчета среднего полного давления $3,25\%$ (табл. П6.4). Погрешность расчета среднего статического давления при способе с сохранением G, I^*, S увеличилась при этом с $0,1\%$ (в потоке «8Т0») до $3,5\%$ (в потоке «8»), (см. табл. П6.1, П6.2).

При способе осреднения с сохранением G, I, S уменьшение параметра u на 3,22 % в потоке «8» привело к появлению погрешности расчета среднего статического давления 3,2 % (табл. П6.1, П6.2), к повышению величины среднего полного давления, по сравнению с давлением в потоке «8Т0», на $\delta p^* = 3,1$ % и к изменению погрешности расчета среднего полного давления с $(-0,2)$ % в потоке «8Т0» до 2,97 % в потоке «8», (см. табл. 6.4). При этом величина среднего полного давления при способе осреднения с сохранением G, I, S превысила величину максимального полного давления в потоке «8» на 2,8 % (см. табл. П6.4).

В целом, результаты осреднения параметров неравномерных газовых потоков «8Т0» и «8» в сечении на выходе из камеры сгорания «Л» подтвердили закономерности изменения средних давлений при способах осреднения с сохранением G, I^*, S и G, I, S при появлении в потоке «8» температурной неравномерности, ранее полученные при осреднении неравномерных потоков «Т0» и «Т» в сечении на выходе из турбины «Б».

4. Сравнение результатов осреднения по массовому расходу параметров потока «8Т0», в котором отсутствует температурная неравномерность, и результатов осреднения по этому способу параметров потока «8», имеющего температурную неравномерность, также подтвердило качественные закономерности, полученные при осреднении газовых потоков «Т0» и «Т» на выходе из турбины «Б» по массовому расходу (см. раздел 4.1).

Среднее статическое давление газа в сечении на выходе из камеры сгорания «Л» в потоке «8Т0» (при отсутствии в нем температурной неравномерности) и в потоке «8» (имеющем температурную неравномерность) при способе осреднения по массовому расходу равно статическому давлению действительного потока газа (см. табл. П6.1, П6.2), то есть p_G (при $T^* \neq \text{const}$) = p_G (при $T^* = \text{const}$) = $p_{\text{дейст.}}$.

Величины средних температуры торможения и статической температуры, полученные при осреднении по массовому расходу параметров газовых потоков «8Т0» и «8», равны величинам температуры торможения и статической

температуры, полученным из уравнений соответствующих потоков теплосодержания (см. табл. П6.3), то есть $T_G^* = T_{GI^*S}^*$, $T_G = T_{GIS}$.

Среднее полное давление в газовом потоке «8», имеющем температурную неравномерность, при осреднении его параметров по массовому расходу, равно среднему полному давлению, полученному при этом способе в потоке «8Т0» с постоянной температурой торможения (см. табл. П 6.4), то есть

$$p_G^* (\text{при } T^* \neq \text{const}) = p_G^* (\text{при } T^* = \text{const}).$$

При осреднении по массовому расходу параметров неравномерных потоков «8Т0» и «8» величины интегральных характеристик I_G^* , I_G , Φ_G , E_G осредненных по этому способу потоков «8Т0» и «8», как при отсутствии в потоке температурной неравномерности (поток «8Т0»), так и при ее наличии (поток «8»), равны величинам соответствующих характеристик действительных неравномерных потоков (см. табл. П6.1, П6.2).

Исключением является величина потока энтропии S_G , полученная при осреднении потока «8» по массовому расходу, которая больше на 0,14 % величины потока энтропии S действительного неравномерного потока «8», имеющего температурную неравномерность (см. табл. П6.2). Полученное отличие, как показано в разделе 4.1, обусловлено возникновением формальной ошибки при расчете величины удельной энтропии s действительного неравномерного по температуре торможения потока [18, 46, 124].

Таким образом, результаты осреднения параметров неравномерного по температуре торможения газового потока «8» на выходе из камеры сгорания «Л» подтвердили, что обоснованным способом осреднения неравномерных по температуре торможения газовых потоков является только способ осреднения по массовому расходу. Следовательно, при расчете показателей эффективности камер сгорания ГТД по параметрам неравномерных газовых потоков, наиболее целесообразным является применение этого способа осреднения.

4.3 Определение коэффициента полезного действия осевой охлаждаемой турбины ГТД по параметрам неравномерных газовых потоков

Газодинамическое совершенство турбины ГТД определяется ее КПД, от величины которого зависит топливная экономичность двигателя.

Особенностью охлаждаемых турбин современных ГТД является высокая удельная работа, получаемая в одной ступени (400...450 кДж/кг), трансзвуковые и сверхзвуковые приведенные скорости на выходе из сопловых и рабочих лопаток ($\lambda_{c1 ад} = 1,1...1,4$, $\lambda_{w2 ад} = 0,9...1,2$) [22]. В сечении на входе в турбину имеет место высокий уровень температуры торможения газа (1800...1900 К) и высокая неравномерность температуры торможения газового потока, генерируемая камерой сгорания ГТД.

Для обеспечения прочности деталей турбины применяется открытое воздушное охлаждение ее лопаток, что приводит (из-за необходимости размещения в лопатках охлаждающих каналов) к утолщению профилей лопаток и радиусов их входных и выходных кромок. Утолщение охлаждаемых лопаток, их кромок, выпуск охлаждающего воздуха в проточную часть турбины, высокий уровень скоростей газового потока на выходе из лопаток приводят к увеличению профильных, волновых, кромочных потерь и появлению дополнительных потерь при смешении охлаждающего воздуха с газом [22, 51]. Как следствие, в проточной части турбины увеличивается неравномерность поля скоростей и неравномерность температуры торможения.

В целом, увеличение гидравлических потерь в охлаждаемых турбинах современных ГТД приводит к снижению КПД турбин и топливной экономичности двигателя. Поэтому одной из важных задач, направленных на повышение эффективности работы современного ГТД, является задача повышения КПД охлаждаемых турбин.

Необходимость повышения газодинамической эффективности турбин ГТД требует, наряду с применением методов расчета пространственного течения вязкого сжимаемого газа в турбинах [24], увеличения объема экспериментальных исследований и испытаний турбин на турбинных стендах и в системе ГТД. По

результатам этих испытаний может быть проверена достоверность методов газодинамического расчета турбины, определены достигнутый уровень КПД турбины и его изменение при введении в конструкцию турбины различных усовершенствований.

Газодинамическая эффективность турбины в системе ГТД может оцениваться, согласно [22, 51], с помощью первичного [22] («увязочного» [51]) КПД по параметрам заторможенного потока, величина которого характеризует газодинамическое совершенство проточной части турбины

$$\eta_T^* = \frac{N_T}{G_\Gamma H_{\Gamma.ад}^*} = \frac{N_T}{G_\Gamma \frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} R_\Gamma T_\Gamma^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{*\frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1}}} \right)}, \quad (4.10)$$

где N_T – мощность турбины, G_Γ – расход газа на входе в турбину, $H_{\Gamma.ад}^*$ – адиабатическая работа расширения газа в турбине, T_Γ^* – температура торможения осредненного потока газа в сечении на входе в турбину, $\pi_T^* = p_\Gamma^* / p_T^*$ – степень понижения давления газа в турбине, p_Γ^* и p_T^* – полные давления осредненных потоков газа в сечениях на входе и выходе из турбины, k_Γ – показатель адиабаты газа, рассчитываемый по величине T_Γ^* и составу смеси газа в сечении на входе в турбину.

Газодинамическая эффективность охлаждаемой турбины, согласно [22, 51], также оценивается с помощью эффективного [22] (термодинамического [51]) КПД по параметрам заторможенного потока. Величина этого КПД зависит как от газодинамического совершенства проточной части турбины, так и от геометрических и газодинамических параметров системы охлаждения и ее гидравлического сопротивления,

$$\eta_{T.эф}^* = \frac{N_T}{G_\Gamma H_{\Gamma.ад}^* + \sum_i G_{в.и} H_{в.ад.и}^*}, \quad (4.11)$$

где

$$H_{\text{в.ад.}i}^* = \frac{k_{\text{в}}}{k_{\text{в}} - 1} R_{\text{в}} T_{\text{к.}i}^* \left[1 - \left(\frac{p_{\text{т}}^*}{p_{\text{к.}i}^*} \right)^{\frac{k_{\text{в}} - 1}{k_{\text{в}}}} \right],$$

$H_{\text{в.ад.}i}^*$ – адиабатическая работа охлаждающего воздуха при его расширении от давления $p_{\text{к.}i}^*$ и температуры $T_{\text{к.}i}^*$ в i -ом месте отбора до среднего полного давления газа $p_{\text{т}}^*$ в сечении за турбиной, $G_{\text{в}}$ – расход охлаждающего воздуха, подводимого к лопаткам турбины, $k_{\text{в}}$ – показатель адиабаты воздуха, $k_{\text{в}} = f(T_{\text{к.}i}^*)$.

Расчет КПД турбины по результатам ее испытаний на турбинном стенде выполняется по величинам измеренных частоты вращения, крутящего момента и величинам средних параметров $T_{\text{г}}^*$, $p_{\text{г}}^*$ и $p_{\text{т}}^*$, полученным при обработке неравномерных газовых потоков на входе и выходе из турбины. В практике двигателестроения при обработке результатов испытаний турбин используются различные способы осреднения параметров неравномерных газовых потоков (по площади, по массовому расходу и другие). Как известно, при использовании различных способов осреднения неравномерных газовых потоков характеристики одного и того же режима движения газа могут отличаться на несколько процентов [127, 128]. Соответственно, при этом могут отличаться и величины КПД турбины, рассчитанные по величинам средних параметров, полученным с использованием различных способов осреднения.

Учитывая это обстоятельство, для повышения точности расчета КПД турбин по результатам их испытаний на турбинных стендах и в системе ГТД, целесообразно выполнение оценки погрешностей расчета КПД турбины, возникающих при использовании применяемых в практике различных способов осреднения.

Объект исследования

Для решения поставленной задачи выполнен расчет величины КПД одноступенчатой осевой охлаждаемой реактивной турбине ГТД «Б» по параметрам неравномерных газовых потоков [80, 84] при использовании различных способов осреднения. Турбина на максимальном режиме работы ГТД

имеет степень понижения давления газа $\pi_t^* = 1,9$, степень реактивности на среднем диаметре $\rho = 0,37$. Сопловые и рабочие лопатки турбины имеют конвективные системы охлаждения, реализованные путем установки дефлекторов во внутренних полостях лопаток. Расход воздуха на охлаждение сопловых, рабочих лопаток и корпуса (с учетом выпуска охлаждающего воздуха в осевой зазор между сопловым аппаратом и за рабочим колесом) составляет 6 %.

Для расчета КПД турбины использовались эпюры температур торможения, газового потока (потока «Т») в сечении за турбиной, полученные путем измерения с помощью технологического диффузора (см. параграф 4.1). Результаты измерения температуры торможения газа в сечении за турбиной в окружном направлении на одном из радиусов ($R_i = R_3$) и в радиальном направлении, при одном из угловых положений гребенки с приемниками температуры ($\varphi = 17^\circ$), приведены на рис.4.2, 4.3. Полученные с помощью технологического диффузора и используемые для расчета КПД турбины результаты измерения полного и статического давлений в сечении на выходе из турбины приведены на рис. 4.4.

В неравномерном газовом потоке «Т» в сечении на выходе из турбины имели место: $\lambda_m = 0,654$, $\tau_r = 1,108$, $T_{r.\max}^* / T_{r.\min}^* = 1,755$, $K_T = 53 \%$, $Re = 1,162 \cdot 10^6$.

Температурное поле газа на выходе из камеры сгорания (на входе в турбину) ГТД «Б» было получено по результатам перерасчета измеренного температурного поля газа на выходе из турбины этого ГТД. При перерасчете температурного поля газа от сечения за турбиной к сечению на входе в турбину, неравномерность температурного поля увеличивалась с помощью введения поправочных коэффициентов. При этом качественный характер эпюры температуры газа на входе в турбину был сохранен таким же, как и на выходе из турбины. Смещение зон максимальных и минимальных температур в окружном направлении при прохождении газа через турбину при расчетах не учитывалось, так как это смещение (то есть принимаемое за точку отсчета значение угла $\varphi = 0^\circ$) не оказывает влияния на результаты осреднения параметров.

Полученные в результате пересчета температурные поля газа в сечении на выходе из камеры сгорания (на входе в турбину) ГТД «Б», на одном из радиусов и при одном из углов, приведены на рис. 4.10, 4.11.

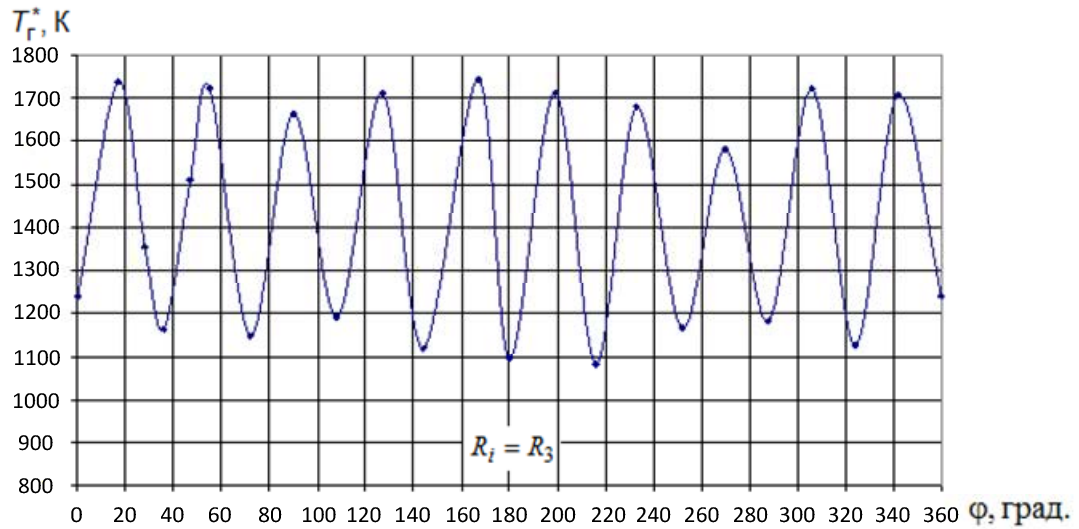


Рисунок 4.10 – Результаты расчета температуры газа на выходе из камеры сгорания ГТД «Б» (на входе в турбину) в окружном направлении ($R_i = R_3$)

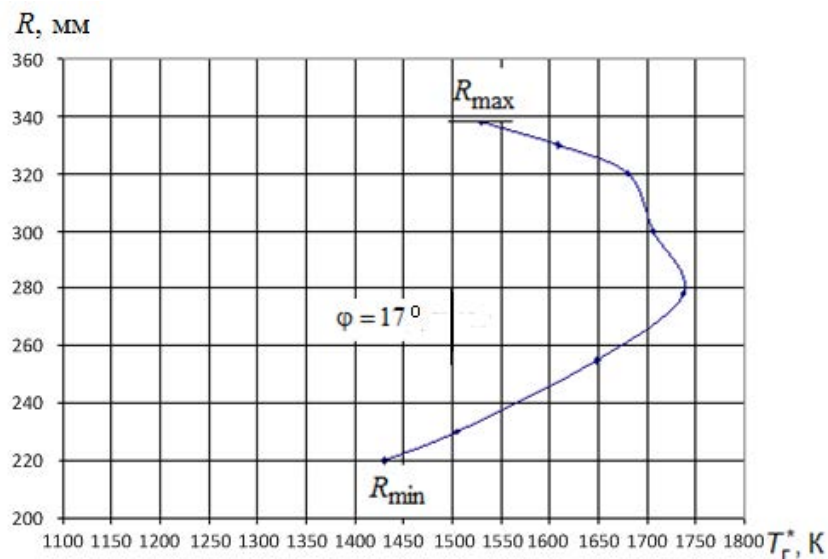


Рисунок 4.11 – Результаты расчета температуры газа на выходе из камеры сгорания ГТД «Б» (на входе в турбину) в радиальном направлении ($\phi = 17^\circ$)

Для оценки погрешности перерасчета температурного поля газа от сечения на выходе из турбины к сечению на ее входе, на каждом i -ом радиусе кольцевого канала на входе в турбину, определялись полученные при перерасчете величины коэффициентов максимальной и минимальной неравномерности температурного поля газа $\Theta_{\max i}$ и $\Theta_{\min i}$ в сечении на входе в турбину

$$\Theta_{\max i} = \frac{T_{\Gamma, \max i}^* - T_{\kappa}^*}{T_{\Gamma, \text{cp}}^* - T_{\kappa}^*}, \quad \Theta_{\min i} = \frac{T_{\Gamma, \min i}^* - T_{\kappa}^*}{T_{\Gamma, \text{cp}}^* - T_{\kappa}^*}.$$

Сравнение расчетных значений коэффициентов неравномерности температуры газа на входе в турбину с коэффициентами неравномерности, полученными на выходе из камеры при горячих продувках полноразмерной камеры сгорания ГТД «Б» на камерном стенде, показало их удовлетворительную сходимость [80, 84, 90].

Для расчета КПД турбины «Б» была принята эпюра полного давления на входе в турбину (на выходе из камеры сгорания) (см. рис. 4.12) на основе известных статического и среднего полного давлений, полученных помощью идентифицированной по результатам испытаний ММ ГТД «Б» [153], и заданного закона изменения скорости газа по высоте канала

$$W = W_0 \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/n},$$

где W_0 – скорость газа на оси канала, δ – толщина пограничного слоя, y – расстояние от стенки канала, n – показатель полноты профиля скорости ($n \approx 7$). Статическое давление газа в сечении на выходе из камеры сгорания (на входе в турбину) при проведении расчетов принималось постоянным.

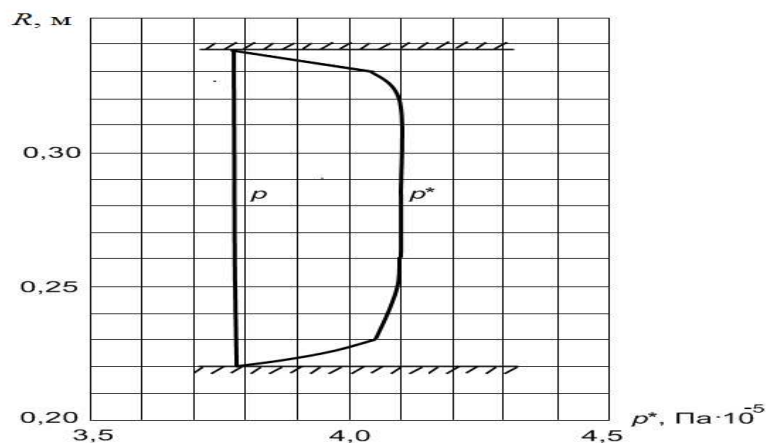


Рисунок 4.12 – Эпюра полного давления в потоке на входе в турбину «Б»

В неравномерном газовом потоке «ТКС» в сечении на входе в турбину ГТД «Б» имели место: $\lambda_m = 0,331$, $\tau_r = 1,096$, $T_{\Gamma, \max}^* / T_{\Gamma, \min}^* = 1,8$, $K_T = 56,4 \%$, $Re = 1,07 \cdot 10^6$.

Методика и результаты осреднения параметров неравномерных газовых потоков на входе и выходе из турбины «Б»

Для осреднения параметров газового потока в сечениях на входе и выходе из турбины «Б» были использованы ММ и программа расчета на ЭВМ для осреднения параметров неравномерных газовых потоков, описанные в [56, 57, 69, 90, 161]. Результаты осреднения параметров неравномерного газового потока «ТКС» в сечении на входе в турбину «Б» (на выходе из камеры сгорания) приведены в табл. П7.1 и П7.2 Приложения 7, на выходе из турбины – в табл. П5.2 – П5.4 Приложения 5.

Из рассмотрения табл. П7.1 следует, что при способе осреднения по массовому расходу неравномерного по температуре торможения газового потока «ТКС» на входе в турбину ГТД «Б» (как и в потоке «Т» на выходе из турбины «Б» (см. табл. П5.2)), обеспечивается равенство величин интегральных характеристик G, I, I^*, Φ, E и статического давления осредненного потока величинам соответствующих параметров действительного потока. Поток энтропии при осреднении по массовому расходу превышает на 0,78 % поток энтропии действительного потока «ТКС» (табл. П7.1). Причина этого отличия рассмотрена в разделах 4.1 и 4.2.

Методика и результаты расчета КПД турбины

По полученным (при осреднении по различным способам) величинам средних полных давлений на входе и выходе из турбины и величинам средних температур торможения на входе в турбину ГТД «Б», выполнен расчет ее КПД по методике, описанной в [84]. Методика расчета КПД турбины реализована в виде программы для ЭВМ, которая составлена на языке программирования *Compaq Visual Fortran Version 6.6* [163]. Программа [163] позволяет рассчитывать КПД турбины при ее работе на турбинном стенде при подаче на ее вход воздушного или газового потока.

Величина первичного КПД рассчитывается по формуле

$$\eta_t^* = \frac{N_t}{G_{\text{КС}} L_{\text{т.ад}}}, \quad (4.12)$$

где $N_T = M_{кр} \omega$, $L_{т.ад} = \Delta i_{кс}^* - \Delta i_{т.ад}^*$, $\Delta i_{т.ад}^* = \int_{T_0}^{T_{т.ад}^*} C_p(T) dT$, $\Delta i_{кс}^* = \int_{T_0}^{T_{кс}^*} C_p(T) dT$,

$\Delta i_{кс}^*$, $\Delta i_{т.ад}^*$ – приращение энтальпии газа от начальной (заданной) температуры $T_0 = 293,15$ К до соответствующей температуры ($T_{кс}^*$ или $T_{т.ад}^*$). Величина адиабатической температуры газа в сечении за турбиной $T_{т.ад}^*$, при известных $p_{кс}^*$, p_T^* и $T_{кс}^*$, рассчитывается с помощью формулы (4.13) [38] для изэнтропического расширения газа от давления $p_{кс}^*$ до давления p_T^*

$$\exp \left(\frac{1}{R} \int_{T_{кс}^*}^{T_{т.ад}^*} C_p(T) \frac{dT}{T} \right) = \frac{p_T^*}{p_{кс}^*}. \quad (4.13)$$

Величина эффективного КПД турбины рассчитывается по формуле

$$\eta_{т.эф}^* = \frac{N_T}{G_{кс} L_{т.ад} + G_{охл.в} L_{в.ад}}, \quad (4.14)$$

где $L_{в.ад} = \Delta i_{к}^* - \Delta i_{к-т.ад}^*$, $\Delta i_{к-т.ад}^* = \int_{T_0}^{T_{к-т.ад}^*} C_p(T) dT$, $\Delta i_{к}^* = \int_{T_0}^{T_{к}^*} C_p(T) dT$,

$\Delta i_{к}^*$ – приращение энтальпии воздуха от начальной (заданной) температуры $T_0 = 293,15$ К до температуры $T_{к}^*$ охлаждающего воздуха в месте его отбора. Величина адиабатической температуры охлаждающего воздуха $T_{к-т.ад}^*$, при известном $T_{к}^*$, рассчитывается с помощью формулы (4.13) для изэнтропического расширения воздуха от давления $p_{к}^*$ в месте его отбора до давления p_T^* . Выбор для расчета КПД турбины формул (4.12) и (4.14) вместо формул (4.10) и (4.11) обусловлен необходимостью более точного учета при этом расчете изменения теплофизических свойств рабочего тела [38]. Мощность турбины на режиме работы, на котором производилось измерение параметров в сечении за турбиной, рассчитывалась с помощью ММ ГТД «Б», идентифицированной по результатам испытаний [153]. Результаты расчета величин КПД приведены в табл. 4.4.

Таблица 4.4 – Результаты расчета первичного и эффективного КПД турбины ГТД «Б».

Поток «ТКС» на входе в турбину – $\tau_r = 1,096$, $\lambda_m = 0,331$, $T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^* = 1,8$.

Поток «Т» на выходе из турбины – $\tau_r = 1,108$, $\lambda_m = 0,654$, $T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^* = 1,755$

Способы осредне- ния	$\frac{p_{гi}^*}{p_{гG}^*}$	$\frac{p_{Ti}^*}{p_{TG}^*}$	$\frac{\pi_{Ti}^*}{\pi_{TG}^*}$	$\frac{T_{гi}^*}{T_{гG}^*}$	$\frac{T_{Ti}^*}{T_{TG}^*}$	η_{Ti}^*	$\delta\eta_{г.}^*, \%$	$\eta_{г. \text{эф} i}^*$	$\delta\eta_{г. \text{эф}}^*, \%$
F^*	0,994	0,975	1,0187	1,0066	0,9980	0,8133	–6,47	0,7926	–6,37
F^{**}	0,994	0,975	1,0187	1,0066	0,9980	0,8406	–3,33	0,8186	–3,307
G	1	1	1	1	1	0,8695	0	0,8466	0
G, I, S	1,149	1,009	1,139	0,9939	0,9775	0,7368	–15,3	0,7205	–14,89
G, I, Φ	0,999	0,998	1,0005	0,9978	0,9793	0,8708	0,149	0,8477	0,1299
Φ, S, I	1,104	0,9997	1,1048	0,9849	0,9753	0,7719	–11,2	0,7537	–10,97
E, G, I	0,927	0,913	1,0149	1,000	1,0011	0,8501	–2,23	0,8259	–2,44
E, G, Φ	0,994	0,972	1,022	1,0771	1,0859	0,7808	–10,2	0,7617	–10,02
E, G, S	0,867	0,874	0,991	0,932	0,9460	0,9455	8,74	0,9144	8,00
G, Φ, S	1,001	0,999	1,002	0,963	0,9752	0,9009	3,61	0,8763	3,508
G, I^*, S	1,183	1,115	1,061	1,0005	1,0007	0,8003	–7,95	0,7834	–7,465
G, I^*, Φ	0,996	0,990	1,006	1,0005	1,0007	0,8608	–1,00	0,8380	–1,0158
G, I^*, E	0,928	0,9138	1,016	1,0005	1,0007	0,8489	–2,37	0,8248	–2,57

Примечание 1: * – $G_{гF} > G_{г. \text{дейст.}}$ на 3,36 % (см. табл. П7.1)

Примечание 2: ** – $G_{гF} = G_{г. \text{дейст.}}$

В табл. 4.4 также приведены в относительном виде величины полных давлений на входе и выходе из турбины, температур торможения на входе, степени понижения давления газа в турбине, полученных при использовании различных способов осреднения.

Отнесение величин параметров, полученных при различных способах осреднения, производилось к величинам соответствующих параметров, полученным при осреднении по массовому расходу. В табл. 4.4 также приведены отклонения (в процентах) величин первичного и эффективного КПД турбины, при каждом из способов осреднения, от величин, соответствующих КПД при способе осреднения по массовому расходу.

Из табл. 4.4 следует, что при осреднении параметров неравномерных газовых потоков по массовому расходу величины первичного и эффективного КПД турбины ГТД «Б» равны, соответственно, 0,8695 и 0,8466. Величина эффективного КПД турбины меньше величины первичного КПД на 2,6 %.

При осреднении параметров неравномерных потоков в сечениях на входе и выходе из турбины по площади величина первичного КПД, полученная при этом способе, меньше величины первичного КПД, полученной при осреднении параметров потоков по массовому расходу, на 6,47 %.

Это отличие обусловлено погрешностью определения расхода газа при осреднении по площади ($G_{г_F} > G_{г.дейст.}$, $\delta G = + 3,36 \%$) (см. табл. П7.1), а также погрешностями расчета при осреднении по площади средних полных давлений газа в сечениях на входе и выходе из турбины ($\delta p_{г}^* = - 0,6 \%$, $\delta p_{т}^* = - 2,5 \%$) и погрешностью расчета температуры торможения ($\delta T_{г}^* = 0,66 \%$) (см. табл. 4.4).

Выполнен также расчет КПД турбины с использованием параметров, полученных при осреднении по площади, но при принятии условия, что расход газа при осреднении параметров по площади равен расходу газа, рассчитанному путем интегрирования по струйкам по формуле (2.1). В результате расчетов получено, что величина первичного КПД, полученная при выше принятом условии и при осреднении параметров по площади, меньше величины первичного

КПД, полученной при осреднении параметров по массовому расходу, на 3,33 %. (см. табл. 4.4 и Примечание 2 к таблице 4.4).

Рассмотрение результатов расчета КПД турбины (см. табл. 4.4), показало, что при $G_T = G_{T, \text{дейст.}} = \text{idem}$, при всех способах осреднения, имеют место погрешности расчета величин первичного и эффективного КПД по сравнению с соответствующими величинами КПД, полученными при осреднении по массовому расходу. Величины погрешностей при расчете КПД могут составлять по абсолютной величине 0,13...15,3 %.

4.4 Опыт определения КПД турбины ГТД по результатам ее испытаний на турбинном стенде по параметрам неравномерных воздушных потоков

В процессе газодинамической доводки турбин ГТД для оценки достигнутого уровня их КПД, для проверки методов проектирования турбины и оценки влияния на КПД вводимых в конструкцию турбины различных усовершенствований, проводятся автономные испытания полноразмерных турбин на турбинных стендах.

Следует отметить, что при этих испытаниях величины полного давления, температуры торможения, степени неравномерности поля скоростей и неравномерности температуры торможения в потоке газа на входе в турбину, величины приведенных скоростей на входе в турбину, состав смеси газа, тепловое состояние деталей и величины радиальных зазоров в турбине могут существенно отличаться от величин соответствующих параметров и условий, имеющих место при работе турбины в системе ГТД в реальных условиях эксплуатации. Испытания турбины на турбинном стенде, как правило, проводятся на воздухе и при его относительно невысокой температуре торможения на входе в турбину (500...600 K). Поэтому выполненная при автономных испытаниях оценка КПД турбины требует последующего уточнения по результатам ее испытаний в системе ГТД.

Однако, несмотря на отличие условий испытаний турбин на турбинном стенде и в системе ГТД, с целью сокращения материальных затрат и времени на доводку ГТД, первичные испытания турбин проводятся на турбинном стенде.

Ниже описан опыт определения КПД турбины ГТД по результатам ее испытаний на турбинном стенде [85] по параметрам неравномерных воздушных потоков с помощью разработанных ММ и программ расчета на ЭВМ для осреднения параметров [161] и для расчета КПД турбины [163].

Общие характеристики турбинного стенда

Турбинный стенд включает: генератор сжатого воздуха (компрессор); теплообменное устройство для нагрева воздуха, поступающего из компрессора по воздуховоду на вход в испытываемую турбину; гидротормоз (тормозной динамометр), служащий для поглощения мощности, развиваемой турбиной, измерения крутящего момента и частоты вращения турбины; эксгаустер для отсоса воздуха из воздуховода на выходе из турбины; регулируемую заслонку в воздуховоде в сечении за турбиной.

В процессе испытаний измеряются: частота вращения ротора турбины; крутящий момент, развиваемый турбиной; расход воздуха, подаваемый на вход турбины; расход, давление и температура воздуха, подаваемого на охлаждение турбины; поля температур торможения, полного давления и статическое давление воздуха в сечениях на входе и выходе из турбины. Расход воздуха через турбину измеряется с помощью стендового устройства с мерным соплом согласно [30].

Частота вращения ротора турбины в процессе испытаний, при заданных величинах параметров воздуха на входе в турбину, поддерживается путем изменения загрузки гидротормоза за счет регулирования количества воды, подаваемой в балансирный статор гидротормоза. Заданное значение степени понижения давления в турбине обеспечивается путем изменения положения дроссельной заслонки, установленной в выходном воздуховоде стенда.

Объект испытаний

Объектом испытаний была двухступенчатая охлаждаемая турбина «Е1», ($\pi_T^* \approx 5,0$). В процессе испытаний турбины «Е1» на ее вход с помощью систем турбинного стенда производилась подача сжатого воздуха, имеющего температуру торможения 548...550 К и полное давление $(6,17...6,19) \cdot 10^5$ Па. В процессе испытаний турбины «Е1» производилось измерение полного,

статического давлений и температуры торможения в сечениях на входе и выходе с помощью соответствующих приемников [154]. Погрешности измерений температур и давлений воздуха при испытаниях не превышали $\pm 0,3 \%$ от измеряемого значения [117].

Результаты измерения параметров воздушных потоков на входе и выходе из турбины «Е1»

Эпюры полей давлений и температур торможения воздуха на входе и выходе из турбины «Е1» приведены на рис. 4.13 – 4.17. Как следует из рис. 4.14 и 4.15 в процессе испытаний в сечении на входе в турбину имели место незначительная радиальная и окружная неравномерность температуры торможения. В сечении на выходе из турбины имела место незначительная радиальная неравномерность температуры торможения (рис. 4.17).

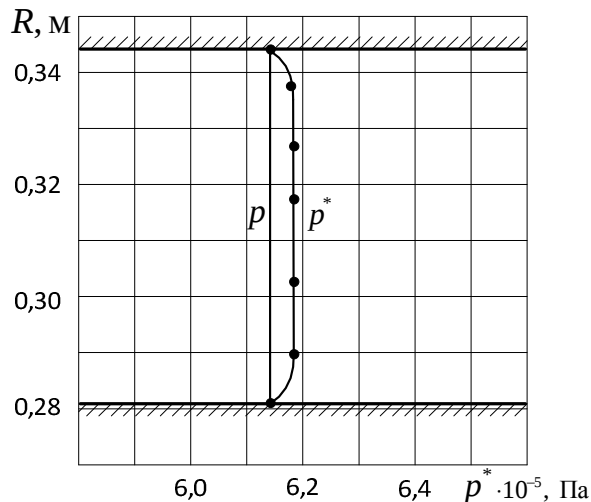


Рисунок 4.13 – Эпюра полного давления воздуха на входе в турбину «Е1»

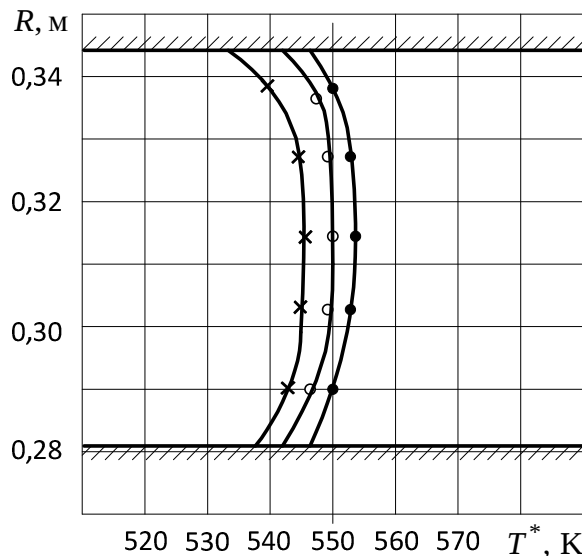


Рисунок 4.14 – Эпюра температур торможения воздуха на входе в турбину «Е1»:

• – $\phi = 75^\circ$, x – $\phi = 195^\circ$, o – $\phi = 315^\circ$

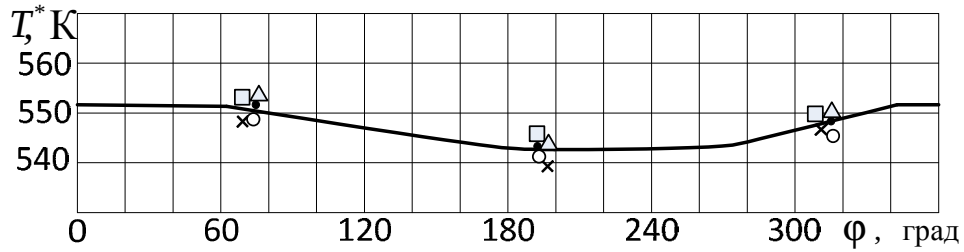


Рисунок 4.15 – Изменение температуры воздуха на входе в турбину «Е1» в окружном направлении:

$\square$ – $R = R_4$, $\circ$ – $R = R_1$, $\bullet$ – $R = R_2$, Δ – $R = R_3$, $\times$ – $R = R_5$

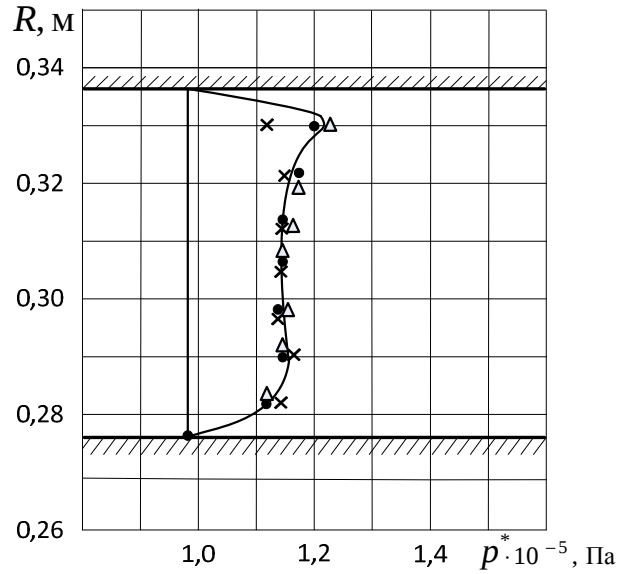


Рисунок 4.16 – Эпюра полного давления воздуха на выходе из турбины «Е1»:

$\bullet$ – $\varphi = 48^\circ$, $\times$ – $\varphi = 153^\circ$, Δ – $\varphi = 255^\circ$

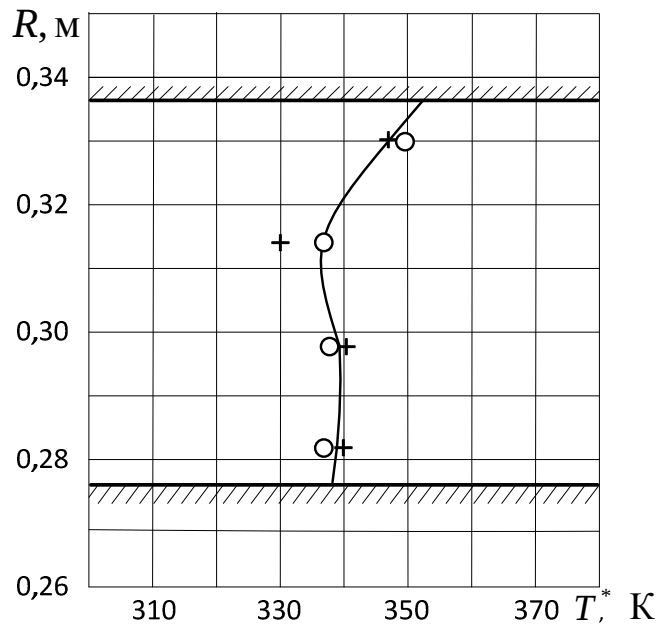


Рисунок 4.17 – Эпюра температуры торможения воздуха на выходе из турбины «Е1»:

$\circ$ – $\varphi = 105^\circ$, $+$ – $\varphi = 312^\circ$

Методики обработки результатов испытаний

Для осреднения параметров воздушного потока в сечениях на входе и выходе из турбины «Е1» использовались ММ и программа расчета на ЭВМ, [56, 57, 69, 90, 161]. Для расчета величины КПД турбины использовались методика и программа для ЭВМ, описанные в разделе 4.3 и в [84, 85, 88, 90, 163].

Результаты осреднения параметров воздушных потоков на входе и выходе из турбины «Е1»

1. В воздушном потоке на входе в турбину имели место $\lambda_m = 0,0651...0,0654$, $\tau_r = 1,14...1,142$. Величины коэффициентов неравномерности температуры торможения составляли – по радиусу $(T_{\max}^*/T_{\min}^*)_R = 1,016...1,02$, по окружности $(T_{\max}^*/T_{\min}^*)_\phi = 1,024...1,026$. В потоке воздуха на выходе из турбины имели место $\lambda_m = 0,4053$, $\tau_r = 1,101$, $(T_{\max}^*/T_{\min}^*) = 1,044$.

2. Величины средних полных давлений и температур торможения в сечениях на входе и выходе из турбины, полученные при различных способах осреднения и отнесенные к величинам соответствующих параметров при осреднении по массовому расходу, приведены в табл. 4.5. Расчеты выполнялись при влагосодержании воздуха $d = 0$.

Результаты осреднения параметров воздушного потока на входе и выходе из турбины «Е1»

1. Расчеты показали, что незначительное изменение статического давления при малых скоростях потока на входе в турбину ($\lambda_m = 0,065$) существенно влияет на величину рассчитываемого расхода воздуха.

Для обеспечения равенства расчетной величины расхода воздуха на входе в турбину расходу, измеренному при испытаниях, величина измеренного статического давления на входе в турбину при расчете корректировалась, но не более чем на + 0,1 %. После корректировки, отличие результатов расчета расхода воздуха от результатов его измерений составило 0,07 %. Величина расхода воздуха в сечении на входе в турбину «Е1», рассчитанная по средним параметрам, полученным при осреднении по площади, превышает величину расхода воздуха, рассчитанную по формуле (2.1), на 6,76 %.

Таблица 4.5 – Результаты расчета первичного и эффективного КПД турбины «Е1».

Поток на входе в турбину «Е1»: $\tau_r = 1,14$, $\lambda_m = 0,0651$, $T_{\max}^*/T_{\min}^* = 1,016-1,026$.

Поток на выходе из турбины «Е1»: $\tau_r = 1,101$, $\lambda_m = 0,4053$, $T_{\max}^*/T_{\min}^* = 1,044$

Способы осредне- ния	$\frac{p_{\Gamma i}^*}{p_{\Gamma G}^*}$	$\frac{p_{Ti}^*}{p_{TG}^*}$	$\frac{\pi_{Ti}^*}{\pi_{TG}^*}$	$\frac{T_{\Gamma i}^*}{T_{\Gamma G}^*}$	$\frac{T_{Ti}^*}{T_{TG}^*}$	$\frac{\eta_{Ti}^*}{\eta_{TG}^*}$	$\delta\eta_{\Gamma}^*,$ %	$\frac{\eta_{T. \text{эф} i}^*}{\eta_{TG. \text{эф}}^*}$	$\delta\eta_{T \text{эф}}^*,$ %
F^{**}	0,9996	0,9885	1,0112	0,9991	1,0008	0,9948	-0,52	0,9945	-0,55
G	1	1	1	1	1	1	0	1	0
G, I, S	0,9993	0,9779	1,0218	0,9997	0,9936	0,9902	-0,98	0,9900	-1,00
G, I, Φ	0,9999	0,9985	1,0013	0,9997	0,9923	0,9995	-0,05	0,9995	-0,05
Φ, S, I	0,9999	0,9991	1,0008	0,9999	0,9997	0,9996	-0,04	0,9996	-0,04
E, G, I	0,8778	0,9005	0,9746	1,000	0,9999	1,0121	1,21	1,0050	0,50
E, G, Φ	0,9996	0,9877	1,0120	1,139	1,1056	0,8706	-12,9	0,8821	-11,79
E, G, S	0,8357	0,8686	0,9621	0,9519	0,9611	1,0707	7,07	1,0543	5,43
G, Φ, S	0,9979	0,9981	0,9997	0,9962	0,9967	1,0039	0,39	1,0034	0,34
G, I^*, S	1,000	0,9999	1,0001	1,000	1,000	1,000	0	1,000	0
G, I^*, Φ	0,9980	0,9980	0,9999	1,000	1,000	1,000	0	0,9998	-0,012
G, I^*, E	0,8795	0,9009	0,9762	1,000	1,000	1,0114	1,14	1,0044	0,44

Примечание: ** – расчет КПД при способе осреднения по площади выполнен при $G_{\Gamma} = G_{\Gamma, \text{изм.}}$ и при $T_{\Gamma}^* = T_{\Gamma G}^*$

2. Анализ результатов осреднения параметров потока воздуха в сечении на входе и выходе из турбины подтвердил ранее полученный вывод о том, что наиболее обоснованным является способ осреднения по массовому расходу. При этом способе отличие величин интегральных характеристик G, I, I^*, Φ, S, E и статического давления осредненного потока от величин соответствующих параметров действительного потока не превышает 0,02 %.

3. Рассмотрение результатов осреднения параметров воздуха в сечении на входе в турбину также показало, что при малой приведенной скорости потока на входе в турбину ($\lambda_m = 0,0651$) и при $\tau_r = 1,14$ величины средних полных давлений, полученные при способах осреднения с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; G, I^*, Φ ; G, Φ, S и E, G, Φ , практически равны величине полного давления, полученной при осреднении по массовому расходу. Отличие не превышает 0,2 % (см. табл. 4.5). В сечении на выходе из турбины ($\lambda_m = 0,4053$, $\tau_r = 1,101$) соответствующее отличие при этих способах составляет 0,15...1,2 %.

4. Величины средних полных давлений в сечении на входе и выходе из турбины при осреднении параметров потока по массовому расходу и по способу с сохранением G, I^*, S равны (табл. 4.5).

5. Величина среднего полного давления, полученная при осреднении по площади, меньше величины среднего полного давления, полученной при осреднении по массовому расходу: в сечении на входе в турбину на 0,04 %, в сечении на выходе – на 1,15 %. При способах осреднения с сохранением E, G, I ; E, G, S и G, I^*, E в сечениях на входе и выходе это отличие составляет 10...16 % (см. табл. 4.5).

6. Наибольшее отличие величин средних температур торможения от величины температуры торможения при способах осреднения G, I^*, S ; G, I^*, Φ ; G, I^*, E и по массовому расходу отмечается при способах осреднения с сохранением E, G, Φ и E, G, S (3,9...13,9 %). При способах осреднения по

площади и с сохранением G, I, S ; G, I, Φ и G, Φ, S соответствующее отличие не превышает 0, 6 % (табл. 4.5).

Результаты расчета КПД турбины «Е1»

1. Расчет первичного и эффективного КПД турбины «Е1» производился по величине средней температуры торможения в сечении на входе в турбину [31], а также по величинам средних полных давлений на входе и выходе из турбины, (при измеренных расходах основного и охлаждающего воздуха, крутящем моменте, частоте вращения турбины, полном давлении и температуре охлаждающего воздуха в месте его отбора), по формулам 4.12 и 4.14.

2. Из-за наличия погрешностей расчета при осреднении по площади температуры торможения воздуха на входе в турбину (см. табл. 4.5) и расхода воздуха, величины вышеуказанных параметров при расчете КПД турбины «Е1» при этом способе принимались равными величинам соответствующих параметров при осреднении по массовому расходу.

3. При оценке величины КПД турбины рассчитывались число Рейнольдса (Re_{ca}) в критическом сечении соплового аппарата первой ступени турбины [104], от величины которого зависит приведенный расход газа через это сечение, и число Рейнольдса ($Re_{т.Σ}$) [104], от величины которого зависит КПД турбины

$$Re_{ca} = \frac{G_{г.кр.са} b_{ca1}}{F_{кр.са1} \mu_{г.кр.са1}}, \quad Re_{т.Σ} = \frac{G_{т.ср} b_{пл.ср}}{F_{ах.ср} \mu_{г.ср}}.$$

Число $Re_{т.Σ}$ рассчитывалось по средней осевой площади на входе и выходе из турбины, среднему значению хорд рабочих лопаток первой и второй ступеней на среднем диаметре, средним (на входе и выходе из турбины) расходу газа и температуре торможения газа ($T_{г.ср}^*$). Коэффициенты динамической вязкости рабочего тела в уравнениях чисел Re_{ca} и $Re_{т.Σ}$ рассчитывались с помощью полинома как функции температуры торможения и коэффициента избытка воздуха – $\mu_{г.кр.са} = f(T_{г.кр.са1}^*, \alpha_{г.кр.са})$, $\mu_{г.ср} = f(T_{г.ср}^*, \alpha_{г.ср})$.

Результаты, полученные при обработке испытаний турбины «Е1» на турбинном стенде, показали, что турбина работает в автоточечной области по

числу Рейнольдса, так как величины чисел $Re_{ca} = (2,56...2,66) \cdot 10^6$ и $Re_{t,\Sigma} = (2,21...2,22) \cdot 10^5$ превышают их критические значения ($Re_{ca} \approx 2,5 \cdot 10^5$, $Re_{t,\Sigma} \approx 1,75 \cdot 10^5$ [104]).

4. Относительные величины первичного и эффективного КПД турбины, степени понижения давления в турбине «Е1», при рассмотренных способах осреднения, приведены в табл. 4.5. Отнесение вышеуказанных параметров производилось к величинам соответствующих параметров, полученным при способе осреднения по массовому расходу. В табл. 4.5 также приведены (в процентах) величины отклонений первичного и эффективного КПД от величин соответствующих КПД, полученных при способе осреднения по массовому расходу.

5. Из табл. 4.5 следует, что величины первичного и эффективного КПД турбины «Е1» при осреднении параметров неравномерных потоков по массовому расходу и по способу осреднения с сохранением G, I^*, S , равны.

6. Величина первичного КПД турбины, рассчитанная при использовании величин средних полных давлений воздуха на входе и выходе из турбины, полученных при осреднении по площади, при принятых допущениях, меньше величины первичного КПД турбины, полученной при использовании параметров осредненных по массовому расходу, на 0,52 % (см. табл. 4.5). Отличие (при принятых допущениях) в основном обусловлено тем, что величина среднего полного давления на выходе из турбины при осреднении по площади, меньше величины среднего полного давления при осреднении по массовому расходу, на 1,15 %.

7. В целом анализ результатов расчета КПД турбины «Е1», полученных с использованием способов осреднения по площади и с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; G, I^*, Φ ; G, Φ, S ; E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S , G, I^*, E , показал, что отличие величин первичного и эффективного КПД при этих способах от величин КПД, полученных при осреднении по массовому расходу и при способе с сохранением G, I^*, S , по абсолютной величине составляют 0,05...12,9 %.

4.5 Численное исследование влияния влажности воздуха и состава смеси газа на КПД турбины ГТД при ее испытаниях на турбинном стенде

1. С целью оценки изменения КПД турбины «Е1», при переходе ее работы на турбинном стенде с условно сухого воздуха на влажный и при переходе работы турбины с условно сухого воздуха на смесь воздуха с продуктами сгорания, с помощью ММ расчета КПД турбины и программы расчета на ЭВМ [163] выполнены расчеты КПД турбины «Е1» [85, 88, 90].

На первом этапе выполнено (см. раздел 4.4) определение первичного и эффективного КПД турбины «Е1» при ее работе на сухом воздухе (при влагосодержании воздуха $d = 0$). Величины первичного и эффективного КПД турбины, полученные при использовании способа осреднения по массовому расходу и при работе турбины на сухом воздухе, приняты за единицу.

На втором этапе, при прочих равных условиях (при $\pi_T^* = \text{idem}$, $T_{\text{вх}}^* = \text{idem}$, $N_T = \text{idem}$), выполнены расчеты первичного и эффективного КПД турбины при ее работе на влажном воздухе при относительной влажности воздуха $\phi = 90 \%$ и влагосодержании $d = 0,0103$ ($T_{\text{н}} = 289 \text{ К}$, $p_{\text{н}} = 99412 \text{ Па}$). Расчеты выполнены как при условии $G_{\text{вх}} = G_{\text{вх.сух}} = \text{idem}$, так и при условии $G_{\text{вх}} = G_{\text{вх.влаж}}$.

На третьем этапе, при прочих равных условиях ($\pi_T^* = \text{idem}$, $T_{\text{вх}}^* = \text{idem}$, $G_{\text{вх}} = G_{\text{вх.сух}} = \text{idem}$, $N_T = \text{idem}$), выполнены расчеты первичного и эффективного КПД турбины при ее работе на смеси воздуха с продуктами сгорания при составе смеси газа на входе в турбину $\alpha_{\text{кс}} = 2,6$, где $\alpha_{\text{кс}}$ – коэффициент избытка воздуха.

При проведении расчетов предполагалось, что величина расхода охлаждающего турбину воздуха и его параметры в месте отбора сохраняются неизменными. Давление водяного пара на линии насыщения $p_{\text{п.нас}}$, рассчитывалось согласно [27], влагосодержание воздуха – по формуле (3.6).

2. Сравнение результатов расчета КПД турбины при ее работе на сухом и влажном воздухе, показали, что, при условиях ($\pi_T^* = \text{idem}$, $T_{\text{вх}}^* = \text{idem}$,

$G_{\text{вх}} = G_{\text{вх.сух}} = \text{idem}$, $N_{\text{т}} = \text{idem}$), величины первичного и эффективного КПД при работе на влажном воздухе уменьшаются, соответственно, на 0,68 % и 0,67 %.

Полученный результат обусловлен увеличением удельной теплоемкости влажного воздуха, (и как следствие) увеличением разности энтальпий ($\Delta i_{\text{кв}}^* - \Delta i_{\text{т.ад}}^*$) и адиабатической работы расширения воздуха в турбине $L_{\text{т.ад}} = \Delta i_{\text{кв}}^* - \Delta i_{\text{т.ад}}^*$, (см. формулы 4.12 и 4.14 расчета КПД).

Как показали ранее выполненные исследования [72, 75], величина расхода воздуха из-за увеличения его влагосодержания уменьшается. При проведении расчетов принималось [72, 75], что в воздухе отсутствуют посторонние примеси, вызывающие конденсацию паров воды гетерогенного типа, а конденсация паров воды гомогенного типа отсутствует [10].

Результаты расчета расхода воздуха в сечении на входе в турбину «Е1», имеющего влагосодержание $d = 0,0103$ ($\phi = 90$ %), показали, что при увеличении его влагосодержания от нуля до $d = 0,0103$ величина расхода воздуха уменьшается на 0,308 %.

При расчете КПД турбины «Е1» при ее работе на влажном воздухе и при условии $G_{\text{вх}} = G_{\text{вх.влаж}}$, (то есть при учете уменьшения величины расхода воздуха на 0,308 % из-за увеличения влагосодержания), получено, что уменьшение первичного КПД турбины из-за влияния влажности составляет 0,365 %, а уменьшение эффективного КПД – 0,397 % (см. табл. 4.6).

Таким образом, учет влажности воздуха, подаваемого на вход в испытываемую турбину, позволяет повысить точность расчета КПД турбины при обработке результатов ее испытаний.

3. Результаты расчета КПД турбины при ее работе на смеси воздуха с продуктами сгорания (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{\text{кв}} = 2,607$) показали, что, при прочих равных условиях ($\pi_{\text{т}}^* = \text{idem}$, $T_{\text{вх}}^* = \text{idem}$, $G_{\text{вх}} = G_{\text{вх.сух}} = \text{idem}$, $N_{\text{т}} = \text{idem}$), величины первичного и эффективного КПД уменьшаются, по отношению к КПД турбины при ее работе на сухом воздухе, соответственно на 1,58 и на 1,42 % (см. табл. 4.6).

Таблица 4.6 – Результаты расчета КПД турбины «Е1» при ее работе на сухом, влажном воздухе и смеси воздуха с продуктами сгорания

Результаты расчета КПД турбины Е1 по результатам ее испытаний на турбинном стенде (к.т. №11)									
Вход: $\lambda_M = 0,074$, $\tau_r = 1,142$, $(T_{\max}^*/T_{\min}^*)_R \approx 1,0$.									
Выход: $\lambda_M = 0,427$, $\tau_r = 1,100$, $(T_{\max}^*/T_{\min}^*)_R = 1,041$.									
$T_{\text{вх}}^* = 550 \text{ К} = \text{idem}$, $N_T = \text{idem}$, $\pi_T^* = \text{idem}$									
	Исходный вариант, (сухой воздух)			Влияние влажностного содержания рабочего тела (d)			Влияние состава смеси газа ($\alpha_{\text{КС}}$)		
	Раб.тело–сухой воздух $G_{\text{вх}} = G_{\text{вх.сух}}$, ($d = 0$), ($\alpha_{\text{КС}} = \infty$)			Раб.тело–влаж.воздух $G_{\text{вх}} = G_{\text{вх.влаж}}$, ($d = 0,0103$), ($\alpha_{\text{КС}} = \infty$)			Раб.тело–газ $G_{\text{вх}} = G_{\text{вх.сух}}$, ($d = 0$), ($\alpha_{\text{КС}} = 2,607$)		
	η_T^*	$\eta_{\text{Т.эф}}^*$	π_T^*	η_T^*	$\eta_{\text{Т.эф}}^*$	π_T^*	η_T^*	$\eta_{\text{Т.эф}}^*$	π_T^*
Способ осреднения по массовому расходу	1,0	1,0	1,0	0,9963	0,9960	1,0	0,9841	0,9858	1,0
				–0,365 %	–0,397 %	–	–1,58 %	–1,42 %	–

Полученное уменьшение КПД турбины при переходе работы турбины с воздуха на смесь воздуха с продуктами сгорания обусловлено, при $T_{\text{вх}}^* = \text{idem}$, увеличением удельной теплоемкости рабочего тела на 3,6 %.

Удельная теплоемкость воздуха при $T_{\text{вх}}^* \approx 550 \text{ К}$ составляет $c_p = 1,0383 \text{ кДж/(кг·К)}$, удельная теплоемкость газа, при $T_{\text{вх}}^* \approx 550 \text{ К}$, – $c_p = 1,076 \text{ кДж/(кг·К)}$. Увеличение теплоемкости рабочего тела при переходе работы турбины с воздуха на смесь воздуха с продуктами сгорания приводит к увеличению адиабатической работы турбины $L_{\text{т.ад}} = \Delta i_{\text{КС}}^* - \Delta i_{\text{т.ад}}^*$ из-за большего роста приращения энтальпии $\Delta i_{\text{КС}}^*$ по сравнению с ростом приращения энтальпии $\Delta i_{\text{т.ад}}^*$, и к уменьшению первичного и эффективного КПД турбины, рассчитываемых по формулам (4.12) и (4.14), (см. раздел 4.3).

4.6 Определение показателей газодинамической эффективности основных камер сгорания ГТД по результатам их автономных испытаний на камерном стенде и в системе ГТД по параметрам неравномерных воздушных и газовых потоков

4.6.1 Методы экспериментального определения показателей эффективности работы основных камер сгорания ГТД по результатам их автономных испытаний

В процессе создания и доводки авиационного двигателя, в связи со сложностью физико-химических, газодинамических и тепловых процессов, имеющих место в основных камерах сгорания ГТД, выполняется большой объем их исследований и доводочных испытаний. К ним относятся исследование элементов камер сгорания (форсунок, фронтных устройств) на специальных модельных установках, испытания отсеков камер на специальных стендах, испытания полноразмерных камер на камерных стендах, а также испытания камер при их работе в системе ГТД [40, 119, 120, 121, 129, 130, 147].

В процессе испытаний отсеков камер и автономных испытаний камер сгорания определяются их гидравлические [120], и полнотные [130] характеристики ($\sigma_{\text{кс}} = f(\lambda_{\text{к}})$, $\eta_{\text{г}} = f(\alpha_{\text{кс}})$), коэффициенты радиальной и окружной неравномерности температуры торможения газа на выходе из камеры [40, 119, 121], срывные характеристики $\alpha_{\text{кс.ср}} = f(W_{\text{к}})$, пусковые характеристики в условиях высотного запуска при характерных для него величинах давлений и температур на входе [130], эмиссия вредных веществ. В процессе автономных испытаний камер и испытаний камер в системе ГТД производится исследование температурного состояния стенок жаровой трубы и корпуса камеры.

По результатам испытаний производится оценка как достигнутого уровня показателей эффективности работы камеры сгорания, так и оценка влияния на эти показатели вводимых конструктивных усовершенствований.

Анализ нормативных документов, в которых регламентированы методы измерения параметров при автономных испытаниях основных камер сгорания ГТД, показал следующее.

При определении потерь полного давления в камере сгорания при ее автономных испытаниях не предусматривается измерение температурного поля газа на выходе из камеры [120]. Средние полные давления неравномерных потоков в сечениях на входе и выходе из камеры рассчитывается по результатам измерений с помощью способа осреднения по площади [120].

При определении поля температуры газа на выходе из камеры при ее автономных испытаниях [121] не регламентируется способ определения по результатам измерений средней температуры газа.

При определении скорости и температуры газа в выходном сечении камеры при ее автономных испытаниях для расчета средних параметров газа, согласно [54], рекомендуется применение способов осреднения по площади и с сохранением G, I, S , при которых имеют место погрешности расчета величин средних полного давления и температуры торможения газа.

В литературе по испытаниям ГТД и их узлов [129, 130] также указывается, что при обработке неравномерных полей параметров воздуха и газа на входе и выходе из камер, величины средних полных давлений и температур торможения воздуха и газа можно определять с помощью способа осреднения по площади.

Дальнейшее совершенствование авиационных ГТД требует в процессе их доводки знания КПД его узлов с погрешностью не более 0,3 %. Поэтому повышение точности определения показателей эффективности камер сгорания по результатам их испытаний является важной научно-практической задачей.

С целью оценки отличия величин показателей газодинамической эффективности камер сгорания при применении различных способов осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков на входе и выходе из камер выполнены обработка и анализ результатов испытаний камеры сгорания ГТД «Л» на камерном стенде и испытаний камеры сгорания «Б» в системе ГТД [90].

4.6.2 Определение коэффициента восстановления полного давления в основной камере сгорания ГТД по результатам ее испытаний на камерном стенде по параметрам неравномерных газовых потоков

Для определения величины коэффициента восстановления полного давления в камере сгорания ГТД «Л» выполнена обработка результатов автономных испытаний этой камеры на камерном стенде с применением в процессе обработки различных способов осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков.

Общие характеристики стенда для испытаний камер сгорания

Испытания камер сгорания ГТД «Л» на камерном стенде производятся перед сборкой этого двигателя и поставкой его на предъявительские испытания. Схема камерного стенда описана в [40] и приведена на рис. 4.18 .

В состав стенда входят генератор воздуха 1, в качестве которого используется авиационный ГТД. Из компрессора генератора отбирается сжатый воздух, подаваемый через дроссельную заслонку и участок для измерения расхода воздуха в камеру подогрева и, далее, в испытываемую камеру сгорания. В камере подогрева, которая является полноразмерной камерой сгорания ГТД, происходит подогрев воздуха за счет подачи топлива и организации в камере процесса горения. В результате в камере подогрева происходит увеличение температуры воздуха до величины температуры торможения бедного по составу смеси газа, равной температуре торможения воздуха на выходе из компрессора (на входе в камеру сгорания) ГТД «Л» на максимальном режиме его работы.

Газ, образовавшийся в камере подогрева, поступает в испытываемую камеру сгорания, в которую подается топливо и происходит подогрев газа до уровня температуры, равной температуре торможения газа на выходе из камеры сгорания ГТД «Л» на его максимальном режиме. Узлы камерного стенда, расположенные на выходе из испытываемой камеры, имеют водяное охлаждение.

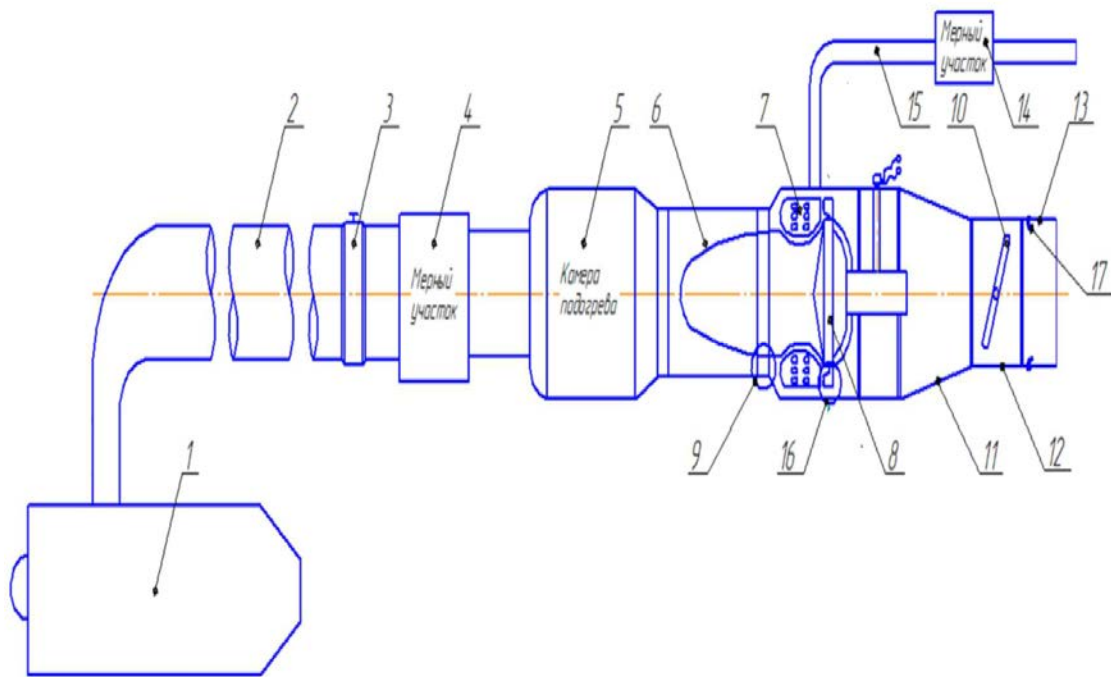


Рисунок 4.18 – Схема стенда для автономных испытаний основных камер сгорания ГТД

1 – генератор сжатого воздуха; 2 – трубопровод; 3 – регулировочная заслонка; 4 – мерный участок; 5 – камера сгорания подогрева; 6 – переходный конфузурный участок; 7 – испытываемая камера сгорания; 8 – механизм кругового замера; 9 – участок измерения параметров газа на входе в испытываемую камеру сгорания; 10 – дроссельная заслонка; 11 – переходник охлаждаемый; 12 – дроссель выходной; 13 – выхлопная труба; 14 – мерный участок; 15 – трубопровод отвода воздуха (газа), отбираемого из испытываемой камеры сгорания; 16 – участок измерения параметров газа на выходе из камеры сгорания; 17 – устройство для впрыска воды

Из-за ограничений по уровню параметров воздуха, отбираемого от генератора сжатого воздуха, испытания производятся при пониженных величинах расхода и полного давления воздуха, поступающего в камеру подогрева и в испытываемую камеру сгорания. При этом обеспечиваются величины температуры торможения, приведенной скорости газа на входе в испытываемую камеру $\lambda_{\text{вх.кк}}$ и коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{кк}}$ на выходе из камеры, имеющие место на максимальном режиме работы ГТД «Л».

В процессе испытаний камеры «Л», для имитации отбираемого из нее на охлаждение деталей турбины воздуха, производится отбор бедного по составу смеси газа из кольцевого канала между жаровой трубой и корпусом испытываемой камеры.

Регулировка и обеспечение заданных величин вышеуказанных параметров, при заданном режиме работы генератора воздуха, обеспечивается в процессе испытаний путем изменения расходов топлива в камеру подогрева и в камеру сгорания «Л». Обеспечение заданных величин параметров также производится путем регулировки положений дроссельных заслонок на входе в камеру подогрева, на выходе из выхлопной трубы стенда и в трубопроводе отвода отбираемого из камеры бедного по составу смеси газа.

В процессе испытаний камеры «Л» производится измерение:

- температуры торможения газа на входе в камеру «Л» ($T_{\text{ВХ.КС}}^*$) с помощью расположенных при различных угловых положениях четырех гребенок «А1», «Б1», «В1», и «Г1» с тремя термопарами на каждой гребенке;
- полного давления газа на входе в камеру «Л» ($p_{\text{ВХ.КС}}^*$) с помощью одной пяти точечной гребенки;
- статического давления газа на входе в камеру «Л» ($p_{\text{ВХ.КС}}$) с помощью трех приемников, расположенных на корпусе камеры;
- расхода топлива, подаваемого в камеру подогрева;
- расхода топлива, подаваемого в испытываемую камеру «Л»;
- температуры торможения газа на выходе из камеры «Л» с помощью устройства кругового замера, на котором установлены две гребенки «А» и «Б» с термопарами (по 5 термопар на каждой гребенке), (см. рис. 4.5, 4.6, раздел 4.2). Измерение температуры газа производится на 10 радиусах при 112 угловых положениях устройства кругового замера.

Расход воздуха, подаваемый в камеру подогрева от генератора воздуха, и расход газа, отбираемый из испытываемой камеры «Л», измеряются с помощью стандартных сужающих устройств согласно [30].

Результаты измерения параметров газовых потоков на входе и выходе из камеры сгорания «Л»

Режим работы камеры сгорания «Л» на камерном стенде характеризуется коэффициентом избытка воздуха на выходе из камеры подогрева $\alpha_{\text{КС.П}}=11,31$, коэффициентом избытка воздуха на выходе из испытываемой камеры $\alpha_{\text{КС}}=2,054$,

величинами среднемассовых приведенных скоростей на входе и выходе из испытываемой камеры, соответственно, $\lambda_{\text{м.вх.кк}} = 0,285$ $\lambda_{\text{м.вых.кк}} = 0,1826$.

Расход газа, отбираемый из наружного кольцевого канала камеры «Л» для имитации отбора воздуха на охлаждение турбины, составлял в процессе испытаний 16 % от расхода газа на входе в испытываемую камеру.

Коэффициенты неравномерности температурного поля газа на входе и выходе из камеры «Л», составляли: на входе – $T_{\text{г. max}}^* / T_{\text{г. min}}^* = 1,0326$, $K_T = 3,21$ %, на выходе – $T_{\text{г. max}}^* / T_{\text{г. min}}^* = 1,56$, $K_T = 41,4$ %.

Результаты измерения параметров газового потока на входе в камеру сгорания «Л»

Результаты измерения температуры торможения газа на входе в испытываемую камеру «Л» одной из четырех гребенок с термопарами (гребенка «А1») приведены на рис. 4.19. Величина температуры торможения газа в пограничном слое у стенок канала определялась путем линейной экстраполяции кривой изменения температуры по радиусу.

Температурное поле газа на выходе из камеры подогрева имело незначительную окружную неравномерность. Результаты измерения температуры на выходе из камеры подогрева на радиусе R_2 (в ядре потока) приведены на рис. 4.20. Результаты измерения статического и полного давления газа на входе в камеру «Л» (на выходе из камеры подогрева) приведены на рис. 4.21.

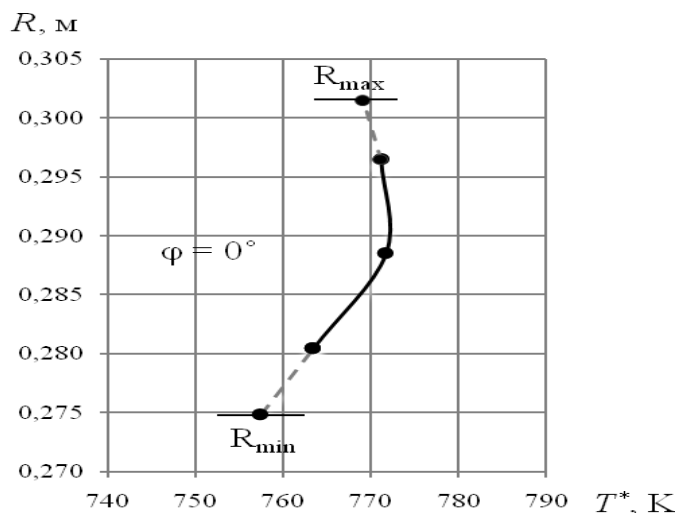


Рисунок 4.19 – Эпюра температуры газа на входе в испытываемую камеру сгорания «Л», (на выходе из камеры подогрева, термогребенка «А1»)

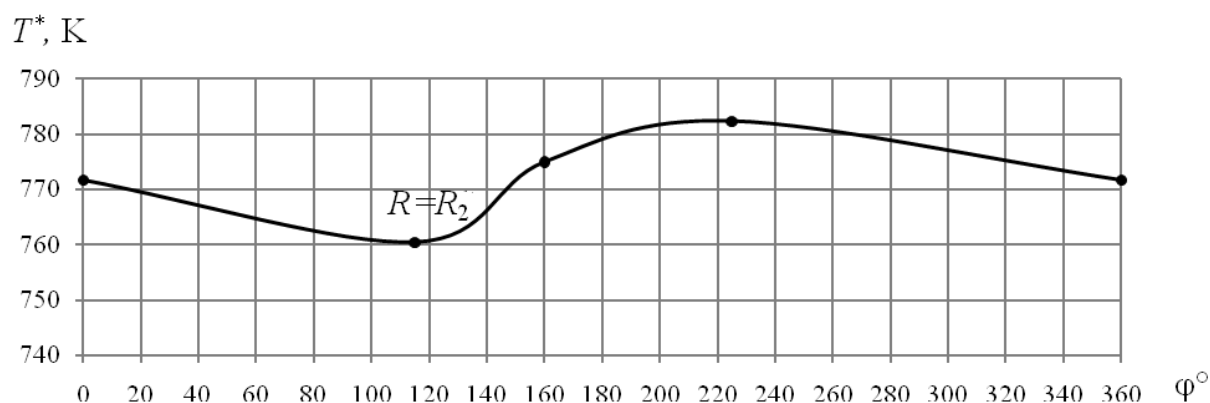


Рисунок 4.20 – Окружная эпюра температуры торможения газа на выходе из камеры подогрева, ($R = R_2$)

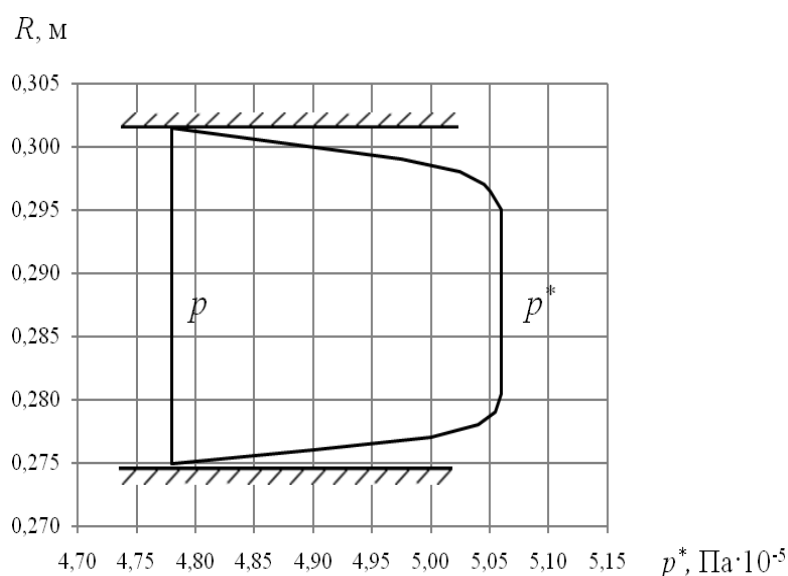


Рисунок 4.21 – Эпюра полного давления газа на входе в испытываемую камеру сгорания «Л», (на выходе из камеры подогрева)

Результаты измерения параметров газового потока на выходе из камеры сгорания «Л»

Результаты измерения температуры торможения газа на выходе из камеры сгорания ГТД «Л» на одном из углов и одном из радиусов показаны на рис. 4.7 и 4.8 (см. раздел 4.2). Эпюра полного давления на выходе из камеры «Л» приведена на рис. 4.9 (см. раздел 4.2).

Результаты осреднения параметров газового потока на входе в камеру сгорания «Л»

Результаты расчета интегральных характеристик и средних параметров неравномерного газового потока, при различных способах осреднения, на входе в камеру сгорания ГТД «Л» (на выходе из камеры подогрева) (поток «Vh1»,

$\tau_r = 1,0794$, $\lambda_m = 0,285$, $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,0326$, $K_T = 3,21$ %), при испытаниях камеры «Л» на камерном стенде приведены в табл. П8.1 и П8.2 Приложения 8.

Анализ результатов расчета интегральных характеристик осредненного потока на входе в камеру, полученных с помощью различных способов осреднения и приведенных в табл. П8.1, показал, что наиболее обоснованным способом осреднения является способ осреднения по массовому расходу. При этом способе обеспечивается сохранение свойств осредненного потока (равенство величин интегральных характеристик G, I, I^*, Φ, E и статического давления осредненного канонического потока величинам соответствующих параметров действительного неравномерного потока). При всех остальных способах отмечаются погрешности расчета не сохраняемых при этих способах интегральных характеристик канонических потоков (от 0,01 до 17 %).

Из результатов расчета средних параметров, полученных при различных способах осреднения неравномерного газового потока на входе в камеру сгорания ГТД «Л» (см. табл. П8.2), следует, что величины средних полных давлений на входе в камеру, при большинстве рассмотренных способов, (по отношению к среднему полному давлению, полученному при осреднении по массовому расходу), рассчитываются с погрешностью (от 0,03 до 10 %). При способе осреднения по площади эта погрешность составляет (– 0,43) % (см. табл. П8.2). При способе осреднения с сохранением G, I^*, S среднее полное давление газа на входе в камеру «Л» равно среднему полному давлению при осреднении по массовому расходу (см. табл. П8.2).

Результаты осреднения параметров газового потока на выходе из камеры сгорания «Л»

Результаты расчета интегральных характеристик, при различных способах осреднения неравномерного газового потока на выходе из камеры сгорания ГТД «Л» (поток «8»: $\tau_r = 1,0417$, $\lambda_m = 0,1826$, $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,56$, $K_T = 41,4$ %), приведены в табл. П6.2 Приложения 6. Результаты расчета средних параметров неравномерного газового потока «8» на выходе из камеры сгорания ГТД «Л»

приведены в табл. П6.3 и П6.4 Приложения 6. Рассмотрение результатов расчета величин интегральных характеристик осредненного потока газа на выходе из камеры «Л», (см. табл. П6.2), также показало, что наиболее обоснованным способом осреднения неравномерных по температуре торможения газовых потоков является только способ осреднения по массовому расходу. При всех остальных способах отмечаются погрешности расчета не сохраняемых при этих способах интегральных характеристик осредненных потоков от 4,3 до (–13) %.

Из рассмотрения результатов расчета средних параметров, полученных при различных способах осреднения неравномерного газового потока «8» на выходе из камеры сгорания ГТД «Л» (см. табл. П6.4), следует, что величины средних полных давлений канонических потоков рассчитываются (по отношению к величине среднего полного давления, полученной при осреднении по массовому расходу), с погрешностью от (– 5,5) до 3,25 %.

При способе осреднения по площади погрешность расчета среднего полного давления на выходе из камеры «Л» составляет (– 0,08) % (см. табл. П6.4), что меньше погрешности расчета по этому способу (– 0,43) % в сечении на входе (см. табл. П8.2). Полученный результат обусловлен более низким уровнем приведенной скорости и коэффициента поля на выходе из камеры ($\lambda_m = 0,1826$, $\tau_r = 1,0417$) по сравнению с величинами этих параметров в сечении на входе в камеру ($\lambda_m = 0,285$, $\tau_r = 1,0794$).

Погрешность расчета среднего полного давления на выходе из камеры при способе осреднения с сохранением G, I^*, S составила 3,25 % (см. табл. П6.4).

Результаты расчета коэффициента восстановления полного давления в камере сгорания «Л» по параметрам неравномерных газовых потоков

Результаты расчета коэффициента восстановления полного давления в камере сгорания (σ_{kc}) ГТД «Л» приведены в табл. 4.7. В ней также приведены, при рассмотренных способах осреднения, величины средних полных давлений на входе и выходе из камеры и величины коэффициентов σ_{kc} , отнесенные к соответствующим параметрам при осреднении по массовому расходу.

Таблица 4.7 – Результаты расчета коэффициента восстановления полного давления в камере сгорания «Л» (поток газа на входе в камеру сгорания – поток «Vh1», $\tau_r = 1,0794$, $\lambda_m = 0,285$, $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,0326$, $K_T = 3,21$ %), (поток газа на выходе из камеры сгорания – поток «8», $\tau_r = 1,0417$, $\lambda_m = 0,1826$, $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,56$, $K_T = 41,4$ %)

Способы осреднения	Относительные величины параметров				
	ВЫХОД ИЗ КС $p_{кс_i}^* / p_{кс_G}^*$	ВХОД В КС $p_{г_i}^* / p_{г_G}^*$	$\sigma_{кс}$	$\sigma_{кс_i} / \sigma_{кс_G}$	$\delta\sigma_{кс}$, %
F	0,9992	0,9957	0,9512	1,0035	0,35
G	1	1	0,9478	1	0
G, I, S	1,0297	0,9920	0,9839	1,0380	3,8
G, I, Φ	0,9998	0,9995	0,9481	1,0003	0,03
Φ, S, I	1,0120	0,9997	0,9595	1,0123	1,23
E, G, I	0,9632	0,9233	0,9888	1,0432	4,32
E, G, Φ	0,9990	0,9955	0,9512	1,0035	0,35
E, G, S	0,9450	0,8995	0,9958	1,0506	5,06
G, Φ, S	0,9999	0,9994	0,9483	1,0005	0,05
G, I^*, S	1,0325	1,0001	0,9785	1,0323	3,23
G, I^*, Φ	0,9980	0,9959	0,9499	1,0022	0,22
G, I^*, E	0,9650	0,9259	0,9878	1,0422	4,22

Величина коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ в камере сгорания ГТД «Л» на исследуемом режиме при осреднении параметров по массовому расходу составила $\sigma_{\text{КС}} = 0,9478$. Отклонения величин коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ при других рассмотренных способах осреднения от величины этого коэффициента, полученной при осреднении параметров по массовому расходу, составили 0,03...5,06 %, (табл. 4.7).

Дальнейшее совершенствование ГТД требует в процессе его доводки достоверного знания КПД его узлов. Расчеты показывают, что увеличение на 1 % коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ в камере сгорания ГТД «Б» ($\pi_{\text{к}}^* = 4,6$) приводит к снижению расхода топлива двигателя на 1,47 % и снижению его тяги на 1,05 %.

Поэтому повышение точности определения коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ в камере сгорания ГТД даже на 0,3...0,5 % оказывает заметное влияние на точность расчета параметров ГТД.

4.6.3 Оценка коэффициента восстановления полного давления в основной камере сгорания по результатам ее испытаний в системе ГТД по параметрам неравномерных воздушных и газовых потоков

По результатам испытаний кольцевой камеры сгорания в системе ГТД «Б», при его работе на максимальном режиме, выполнена оценка величины коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$. Эпюры полного давления и температуры торможения воздуха на входе в камеру «Б» (на выходе из компрессора ГТД «Б») приведены в разделе 3.3 на рис. 3.14 и 3.15. Полученные в результате расчета температурные поля газа в сечении на выходе из камеры сгорания ГТД «Б» на одном из радиусов и на одном из углов приведены на рис. 4.10 и 4.11 (раздел 4.3). Эпюра полного давления на выходе из камеры сгорания ГТД «Б», принятая при ряде допущений, показана на рис. 4.12 (раздел 4.3). В неравномерном газовом потоке в сечении на выходе из камеры сгорания ГТД «Б» (поток «ТКС») имели место $\lambda_{\text{м}} = 0,331$, $\tau_r = 1,096$, $T_{\text{г. max}}^* / T_{\text{г. min}}^* = 1,8$, $K_T = 56,4$ %, $\text{Re} = 1,07 \cdot 10^6$. Соответствующие параметры неравномерного воздушного потока в сечении на выходе из компрессора ГТД «Б» (на входе в камеру сгорания «Б») были равны $\lambda_{\text{м}} = 0,382$, $\tau_r = 1,076$, $T_{\text{к. max}}^* / T_{\text{к. min}}^* = 1,057$, $K_T = 5,6$ %.

Результаты расчета коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ в камере сгорания ГТД «Б» приведены в табл. 4.8. В ней также приведены, при рассмотренных способах осреднения, величины средних полных давлений на входе и выходе из камеры и величины коэффициентов $\sigma_{\text{КС}}$, отнесенные к соответствующим параметрам при осреднении по массовому расходу.

Как показал выше проведенный анализ результатов осреднения неравномерных потока на выходе из компрессора «Б» (см. раздел 3.3 и табл. ПЗ.3, ПЗ.4) и на выходе из камеры сгорания «Б» (см. раздел 4.3 и табл. П7.1, П7.2), наиболее обоснованным способом осреднения неравномерных воздушных и газовых потоков является способ осреднения по массовому расходу.

Из табл. 4.8 следует, что на максимальном режиме работы ГТД «Б» величина коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ при способе осреднения по массовому расходу составила $\sigma_{\text{КС}} = 0,899$. Величины отклонений коэффициентов $\sigma_{\text{КС}}$, при других способах осреднения, по отношению к величине коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ при осреднении по массовому расходу, составили 0...18,3 % (см. табл. 4.8).

Наибольшие погрешности расчета коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ в камере «Б» отмечаются при способах осреднения с сохранением G, I^*, S и G, I, S (18,3 % и 16,64 % соответственно). Это обусловлено высокой погрешностью расчета при этих способах величин средних полных давлений в сечении на выходе из камеры «Б» из-за формальной погрешности расчета величины удельной энтропии, возникающей при высокой температурной неравномерности газового потока.

При способах осреднения по площади и с сохранением G, I, Φ ; E, G, I ; E, G, Φ ; G, Φ, S ; G, I^*, Φ и G, I^*, E погрешности расчета коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ в камере «Б» составили (0...0,36 %). Это обусловлено малой и примерно одинаковой при этих способах погрешностью расчета средних полных давлений на входе и выходе из камеры «Б» из-за примерно одинаковых величин λ_m и τ_r в этих сечениях.

Таблица 4.8 – Результаты расчета коэффициента восстановления полного давления в камере сгорания «Б», (поток воздуха на выходе из компрессора – поток КОМ212, $\tau_r = 1,076$, $\lambda_m = 0,382$, $T_{k, \max}^* / T_{k, \min}^* = 1,057$, $K_T = 5,6$ %), (поток газа на выходе из камеры сгорания – поток «ТКС», $\tau_r = 1,096$, $\lambda_m = 0,331$, $T_{г, \max}^* / T_{г, \min}^* = 1,8$, $K_T = 56,4$ %)

Способы осреднения	Относительные величины параметров				
	$p_{\Gamma_i}^* / p_{\Gamma_G}^*$	$p_{k_i}^* / p_{k_G}^*$	σ_{kc}	$\sigma_{kc_i} / \sigma_{kc_G}$	$\delta\sigma_{kc}$, %
F	0,994	0,992	0,901	1,002	0,22
G	1	1	0,899	1	0
G, I, S	1,149	0,985	1,048	1,166	16,64
G, I, Φ	0,999	0,998	0,899	1,000	0
Φ, S, I	1,104	0,998	0,994	1,105	10,56
E, G, I	0,926	0,924	0,9017	1,003	0,30
E, G, Φ	0,993	0,991	0,9013	1,002	0,255
E, G, S	0,867	0,899	0,866	0,963	–3,67
G, Φ, S	1,001	0,998	0,9018	1,003	0,31
G, I^*, S	1,183	1,000	1,064	1,183	18,3
G, I^*, Φ	0,9966	0,9961	0,8989	0,9998	– 0,02
G, I^*, E	0,928	0,925	0,902	1,003	0,36

Погрешности расчета коэффициента $\sigma_{\text{кс}}$ в камере «Л», при способах осреднения по площади и с сохранением G, I, Φ ; E, G, I ; E, G, Φ ; G, Φ, S ; G, I^*, Φ и G, I^*, E (0,03...4,32 %), (см. табл. 4.7), больше, чем при этих же способах в камере «Б» (0...0,36 %), (см. табл. 4.8). Это обусловлено увеличением отличия величин параметров λ_m и τ_r в сечениях на входе и выходе из камеры «Л», по сравнению с камерой «Б».

Повышенная погрешность расчета коэффициента $\sigma_{\text{кс}}$ при способе осреднения с сохранением G, I^*, S в камере «Б» (18,3 %) (см. табл. 4.8) по сравнению с камерой «Л» (3,23 %) (см. табл. 4.7) объясняется увеличением погрешности расчета среднего полного давления на выходе из камеры «Б» из-за повышенного на выходе из нее коэффициента $T_{\text{г. max}}^* / T_{\text{г. min}}^* = 1,8$, по сравнению с соответствующим коэффициентом на выходе из камеры «Л» ($T_{\text{г. max}}^* / T_{\text{г. min}}^* = 1,56$).

4.6.4 Определение коэффициента полноты сгорания в основной камере сгорания ГТД по результатам ее испытаний на камерном стенде по параметрам неравномерных газовых потоков

При автономных испытаниях камеры сгорания на камерном стенде, имеющем камеру подогрева, на вход испытываемой камеры «Л» вместо воздуха подается газ, имеющий относительно бедный состав смеси воздуха и продуктов сгорания. Выполнено определение величины коэффициента полноты сгорания (η_r) в камере «Л» согласно методологии, описанной в [94].

1. Первоначально расчет коэффициента η_r в камере сгорания «Л» ГТД «Л» (при наличии на входе в камеру камеры подогрева) при работе на сухом воздухе выполнен согласно работе Ильичева Я.Т. [48]. По результатам измерений при испытаниях камеры «Л» расхода топлива и воздуха, подаваемых в камеру подогрева, по измеренным величинам температуры торможения воздуха, подаваемого в камеру подогрева, и температуры газа на выходе из камеры подогрева, определена величина коэффициента η_r в камере подогрева с помощью уравнения баланса теплоты [48]

$$q_{\text{т.к.п.}} = \frac{G_{\text{т.к.п.}}}{G_{\text{в.к.п.}}} = \frac{c_{\text{пв}} T_{\Gamma}^* - c_{\text{пв}} T_{\text{к}}^*}{H_u \eta_{\Gamma} - n T_{\Gamma}^* + n T_0}$$

по формуле

$$\eta_{\Gamma} = \frac{c_{\text{пв}} T_{\Gamma}^* - c_{\text{пв}} T_{\text{к}}^* + q_{\text{т}} n T_{\Gamma}^* - q_{\text{т}} n T_0}{H_u q_{\text{т}}},$$

где $n T_{\Gamma}^*$ – теплосодержание топлива при температуре газа T_{Γ}^* ,
 $n T_0$ – теплосодержание топлива при температуре $T_0 = 293,15 \text{ К}$, $n T_0 = 453 \text{ кДж/кг}$,

$c_{\text{пв}} T_{\Gamma}^*$ – теплосодержание газа на выходе из камеры подогрева,

$c_{\text{пв}} T_{\text{к}}^*$ – теплосодержание воздуха на входе в камеру подогрева,

H_u – низшая теплотворная способность топлива, 43400 кДж/кг .

Результаты расчета, выполненного при $T_{\text{в.вх.кп}}^* = 544,6 \text{ К}$, $T_{\text{г.вых.кп}}^* = 769,27 \text{ К}$,
 при $q_{\text{т.к.п.}} = \frac{G_{\text{т.к.п.}}}{G_{\text{в.к.п.}}} = 0,006$, показали, что коэффициент избытка воздуха в камере

подогрева составляет $\alpha_{\text{к.п.}} = \frac{G_{\text{в.к.п.}}}{G_{\text{т.кп.}} L_0} = 11,31$, а коэффициент полноты сгорания

$\eta_{\text{г.к.п.}} = 0,943$, где L_0 – стехиометрический коэффициент, (для керосина ТС–1 $L_0 = 14,69$). (При расчете $\eta_{\text{г.к.п.}}$ использовалась средняя температура торможения газа на выходе из камеры подогрева, полученная при способе осреднения по массовому расходу). Обозначим параметры в камере подогрева индексом «1», параметры в испытываемой камере индексом «2». Относительная величина газа, отбираемого из наружного кольцевого канала камеры «Л» для имитации отбора воздуха на охлаждение турбины, характеризуется величиной коэффициента

$$K_{\text{г.отб}} = \frac{G_{\text{г.отб}}}{G_{\text{г1}}} = \frac{G_{\text{в.отб}} + G_{\text{т1.отб}}}{G_{\text{г1}}} = \frac{G_{\text{в.отб}} + G_{\text{т1.отб}}}{G_{\text{в}\Sigma} + G_{\text{т1}}}, \text{ где } G_{\text{г1}} = G_{\text{в}\Sigma} + G_{\text{т1}}, K_{\text{т.отб}} = \frac{G_{\text{т1.отб}}}{G_{\text{т1}}},$$

$$K_{\text{в.отб}} = \frac{G_{\text{в.отб}}}{G_{\text{в}\Sigma}}, \text{ (для камеры «Л» } K_{\text{в.отб}} = K_{\text{т.отб}} = K_{\text{г.отб}} = K_{\text{отб}} = 0,16).$$

В уравнение баланса теплоты испытываемой камеры «Л», которое имеет вид

$$\begin{aligned} G_{\text{т2}} H_u \eta_{\text{г2}} + G_{\text{т2}} n T_0 + G_{\text{в}\Sigma} (1 - K_{\text{отб}}) c_{\text{пв}} T_{\text{г1}}^* + G_{\text{т1}} (1 - K_{\text{отб}}) n T_{\text{г1}}^* = \\ = G_{\text{в}\Sigma} (1 - K_{\text{отб}}) c_{\text{пв}} T_{\text{г2}}^* + G_{\text{т2}} n T_{\text{г2}}^* + G_{\text{т1}} (1 - K_{\text{отб}}) n T_{\text{г2}}^*, \end{aligned} \quad (4.15)$$

входят величины следующих параметров:

$G_{T2}H_u\eta_{T2}$ – количество теплоты, выделившееся в камере сгорания «Л»,

$G_{T2}nT_0$ – полное теплосодержание топлива, подаваемого в камеру «Л» при температуре $T_0 = 293,15$ К,

$G_{B\Sigma}(1-K_{отб})c_{pв}T_{T1}^*$ – полное теплосодержание воздуха на входе в камеру «Л» при температуре газа T_{T1}^* на выходе из камеры подогрева,

$G_{T1}(1-K_{отб})nT_{T1}^*$ – полное теплосодержание топлива, подаваемого в камеру подогрева, при температуре газа T_{T1}^* на выходе из камеры подогрева,

$G_{B\Sigma}(1-K_{отб})c_{pв}T_{T2}^*$ – полное теплосодержание воздуха на выходе из камеры сгорания «Л» при температуре газа T_{T2}^* ,

$G_{T2}nT_{T2}^*$ – полное теплосодержание топлива, подаваемого в камеру «Л», при температуре газа T_{T2}^* ,

$G_{T1}(1-K_{отб})nT_{T2}^*$ – полное теплосодержание топлива, подаваемого в камеру подогрева, на выходе из камеры сгорания «Л» при температуре газа T_{T2}^* .

Из уравнения баланса теплоты может быть определен коэффициент полноты сгорания в камере сгорания «Л» по формуле

$$\eta_{T2} = \left[G_{B\Sigma}(1-K_{отб})c_{pв}T_{T2}^* + G_{T2}nT_{T2}^* + G_{T1}(1-K_{отб})nT_{T2}^* - G_{T2}nT_0 - G_{B\Sigma}(1-K_{отб})c_{pв}T_{T1}^* - G_{T1}(1-K_{отб})nT_{T1}^* \right] / (G_{T2}H_u). \quad (4.16)$$

Величина коэффициента избытка воздуха на выходе из испытываемой камеры «Л», рассчитываемого по формуле

$$\alpha_{кс} = \frac{G_{B\Sigma}(1-K_{отб})}{[G_{T1}(1-K_{отб}) + G_{T2}]L_0}, \quad (4.17)$$

составила 2,054. Эпюры температуры торможения и полного давления газа на входе в камеру «Л» приведены на рис. 4.19 и 4.21 (см. подраздел 4.6.2). Результаты расчета, согласно [48], коэффициента полноты сгорания в камере сгорания ГТД «Л» при ее испытании на камерном стенде приведены в табл. 4.9.

Таблица 4.9 – Результаты расчета коэффициента полноты сгорания в камере сгорания «Л»
 (поток газа на входе в камеру сгорания – поток «Vh1», $\tau_r = 1,0794$, $\lambda_m = 0,285$, $T_{r1}^* = 769$ К
 $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,0326$), (поток газа на выходе из камеры сгорания – поток «8», $\tau_r = 1,0417$,
 $\lambda_m = 0,1826$, $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,56$, $K_T = 41,4$ %, $\alpha_{kc} = 2,054$)

Способы осреднения	Относительные величины температур газа и коэффициентов полноты сгорания в камере сгорания «Л»				
	$T_{г.вхi}^* / T_{г.вхG}^*$	$T_{г.выхi}^* / T_{г.выхG}^*$	$^*\eta_{г.i}$	$^{**}\eta_{г.i}$	$\delta\eta_{г}, \%$
<i>F</i>	0,9996	0,9950	0,9397	0,9404	–0,937
<i>G</i>	1	1	0,9484	0,9493	0
<i>G, I, S</i>	0,9978	0,9994	0,9490	0,9498	0,053
<i>G, I, Φ</i>	0,9976	0,9997	0,9497	0,9505	0,126
<i>Φ, S, I</i>	0,9998	0,9956	0,9405	0,9413	–0,842
<i>E, G, I</i>	1,0000	1,0000	0,9485	0,9494	0,01
<i>E, G, Φ</i>	1,0811	1,0377	0,9608	0,9604	1,17
<i>E, G, S</i>	0,9730	0,9808	0,9341	0,9334	–1,675
<i>G, Φ, S</i>	0,9985	0,9924	0,9357	0,9363	–1,369
<i>G, I*, S</i>	1,0000	1,0000	0,9485	0,9494	0,01
<i>G, I*, Φ</i>	1,0000	1,0000	0,9485	0,9494	0,01
<i>G, I*, E</i>	1,0000	1,0000	0,9485	0,9494	0,01

Примечание: 1.* – учет теплофизических свойств рабочего тела согласно Ильичеву Я.Т. [48],
 2. ** – учет теплофизических свойств рабочего тела согласно [38],
 3. $\delta\eta_{г} = (\eta_{г.i} / \eta_{г.G} - 1) \cdot 100\%$.

Из рассмотрения табл. 4.9 следует, что при использовании способа осреднения газовых потоков по массовому расходу и при использовании данных Ильичева Я.Т. [48], величина коэффициента η_{Γ} в камере «Л» составляет 0,9484. Относительно невысокое значение коэффициента η_{Γ} обусловлено пониженным коэффициентом избытка воздуха в камере сгорания «Л» ($\alpha_{\text{КС}} = 2,054$) из-за подачи вместо воздуха на вход в испытываемую камеру газа, имеющего коэффициент избытка воздуха $\alpha_{\text{КС.П}} = 11,31$.

2. Для повышения точности расчета коэффициента полноты сгорания в камере при ее автономных испытаниях с камерой подогрева на входе и учета при расчете влияния влажности атмосферного воздуха на коэффициент полноты сгорания разработана соответствующая ММ [94], реализованная в виде программы расчета на ЭВМ, которая составлена на языке программирования *Compaq Visual Fortran Version 6.6* [167]. Учет теплофизических свойств рабочего тела в программе производится согласно [38]. Расчет коэффициент полноты сгорания в камере подогрева в программе [167] выполняется по формуле

$$\eta_{\Gamma 1} = \frac{\Delta i_{\Gamma 1}^* - \Delta i_{\text{к1}}^* + \Delta i_{\Gamma 1}^* q_{\text{T1}} - i_{\text{T0}} q_{\text{T1}}}{q_{\text{T1}} Hu a_{\text{T1}}}, \quad (4.18)$$

Расчет коэффициент полноты сгорания в основной камере сгорания (при ее испытании с камерой подогрева) выполняется по формуле

$$\eta_{\Gamma 2} = \frac{\Delta i_{\Gamma 2}^* G_{\Gamma 2} - \Delta i_{\Gamma 1}^* G_{\Gamma 1} (1 - K_{\text{отб}}) - i_{\text{T0}} G_{\text{T2}}}{G_{\text{T2}} Hu a_{\text{T2}}}, \quad (4.19)$$

При этом, если $\alpha_{\text{КС}} \geq 1$ $a_{\text{T}} = 1$, если $\alpha_{\text{КС}} < 1$ $a_{\text{T}} = \alpha_{\text{КС}}$ [38].

Приращения энтальпий рассчитываются по формулам:

$$\Delta i_{\Gamma 1}^* = \int_{T_0}^{T_{\Gamma 1}^*} C_p(T) dT, \quad \Delta i_{\text{к}}^* = \int_{T_0}^{T_{\text{к}}^*} C_p(T) dT, \quad \Delta i_{\Gamma 2}^* = \int_{T_0}^{T_{\Gamma 2}^*} C_p(T) dT,$$

где $T_0 = 293,15$ К, i_{T0} – энтальпия топлива, отсчитанная от $T_0 = 293,15$ К и соответствующая температуре, при которой топливо подается в камеру сгорания (для углеводородного топлива, при $T_{\text{топ}} = 293,15$ К, $i_{\text{T0}} = 0$) [38].

Блок–схема программы [167] расчета коэффициента полноты сгорания в камере по результатам ее автономных испытаний и при наличии на входе камеры подогрева приведена на рис. 4.22.

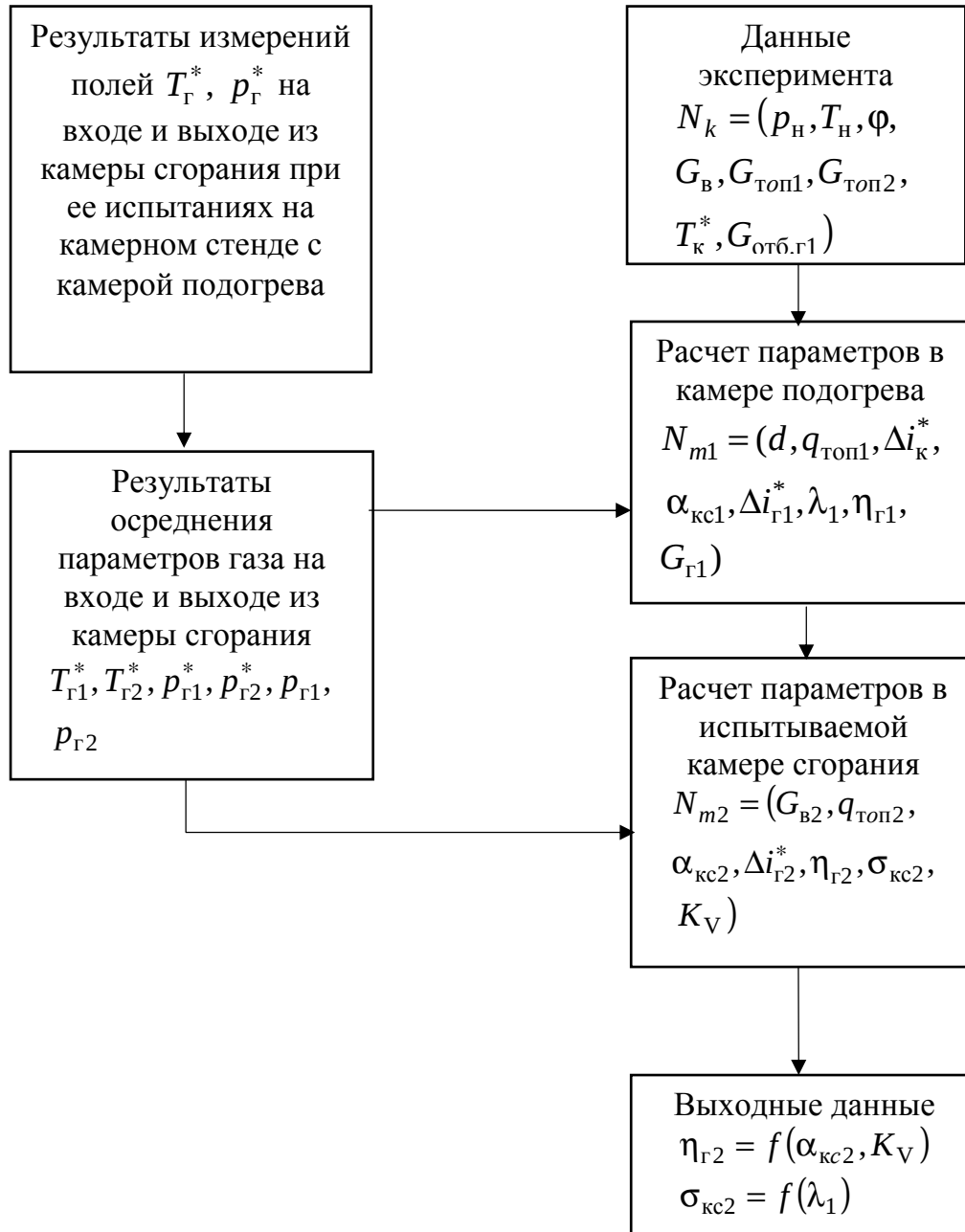


Рисунок 4.22 – Блок - схема программы расчета коэффициента полноты сгорания в основной камере сгорания ГТД по результатам ее автономных испытаний на камерном стенде с камерой подогрева воздуха на входе

Результаты расчета коэффициента полноты сгорания в камере сгорания ГТД «Л» по программе [167] при ее испытании на камерном стенде с камерой подогрева (при работе на сухом воздухе), приведены в табл. 4.9. Сравнение величин η_r , рассчитанных согласно [48] и [38, 167], показало, что их отличие, при соответствующих способах осреднения, не превышает 0,1 % (табл.4.9).

Из табл. 4.9 также следует, что при способах осреднения по массовому расходу и с сохранением E, G, I ; G, I^*, S ; G, I^*, Φ и G, I^*, E величины коэффициентов η_r имеют одинаковое значение, что обусловлено равенством при этих способах величин средних температур торможения газа как в сечении на входе, так и в сечении выходе из камеры «Л».

По результатам расчетов коэффициента полноты сгорания в камере сгорания ГТД «Л», при ее испытании на камерном стенде и учете изменения теплофизических свойств рабочего тела согласно [38], выполнен анализ отличия величин η_r , полученных при различных способах осреднения, от величины η_r , полученной при наиболее обоснованном способе осреднения по массовому расходу и равной $\eta_r = 0,9493$ (табл. 4.9). Степень этого отличия характеризуется параметром $\delta\eta_r = (\eta_{r,i} / \eta_{r,G} - 1) \cdot 100\%$, величина которого в процентах приведена в табл. 4.9. Как следует из табл. 4.9, при осреднении по площади погрешность расчета коэффициента η_r по отношению к способу осреднения по массовому расходу составляет (– 0,937) %. При способах осреднения с сохранением в осредненных канонических потоках на входе и на выходе из испытываемой камеры «Л» интегральных характеристик G, I, S ; G, I, Φ ; E, G, Φ ; E, G, S и G, Φ, S погрешность расчета коэффициента полноты сгорания составляет, соответственно, 0,053 %, 0,126 %, 1,17 %, (– 1,675) % и 1,369 %. Таким образом, выбор обоснованного способа осреднения позволяет повысить точность расчета коэффициента η_r в камере сгорания при ее автономных испытаниях.

4.6.5 Численное исследование влияния влажности воздуха на коэффициент полноты сгорания в основной камере сгорания при ее автономных испытаниях на камерном стенде и в системе ГТД

1. Для расчета коэффициента полноты сгорания в камере сгорания ГТД при ее испытаниях на камерном стенде (при отсутствии на входе в камеру камеры подогрева), а также при испытаниях камеры в системе ГТД была разработана соответствующая ММ [94], реализованная в виде программы для ЭВМ, которая составлена на языке программирования *Compaq Visual Fortran Version 6.6* [168]. Учет теплофизических свойств рабочего тела в программе [168] производится согласно [38]. Расчет коэффициента полноты сгорания в камере сгорания выполняется по формуле

$$\eta_{\Gamma} = \frac{\Delta i_{\Gamma}^* - \Delta i_{\kappa}^* + \Delta i_{\Gamma}^* q_{\Gamma} - i_{\Gamma 0} q_{\Gamma}}{q_{\Gamma} H u a_{\Gamma}}. \quad (4.20)$$

2. С целью оценки влияния влажности атмосферного воздуха на величину коэффициента полноты сгорания в камере «Л» при ее автономных испытаниях на камерном стенде с камерой подогрева выполнен расчет с помощью программы [167] изменения величины η_{Γ} при увеличении относительной влажности атмосферного воздуха с $\phi = 0 \%$ до $\phi = 90 \%$ (при этом влагосодержание воздуха увеличилось с $d = 0$ до $d = 0,0096$, ($T_{\text{н}} = 288,15 \text{ К}$, $p_{\text{н}} = 101325 \text{ Па}$). Также выполнен расчет изменения η_{Γ} в камере подогрева при изменении влажности воздуха на ее входе. Давление водяного пара на линии насыщения $p_{\text{п.нас}}$ рассчитывалось согласно [27], влагосодержание воздуха – по формуле (3.6).

3. С целью оценки влияния влажности атмосферного воздуха на величину коэффициента полноты сгорания выполнен также его расчет в камере сгорания «Б» с помощью программы [168] при работе камеры в системе ГТД «Б» на 4-х режимах. Расчет выполнен при относительной влажности атмосферного воздуха $\phi = 0 \%$ ($d = 0$) и при $\phi = 90 \%$ ($d = 0,0096$, $T_{\text{н}} = 288,15 \text{ К}$, $p_{\text{н}} = 101325 \text{ Па}$). Удельная теплоемкость атмосферного воздуха при изменении влажности увеличилась на $0,791 \%$ (с $c_p = 1,00148 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ при $d = 0$ до $c_p = 1,0094$

кДж/(кг · К) при $d = 0,0096$). Величина коэффициента избытка воздуха в камере «Б» на рассмотренных 4-х режимах составляла $\alpha_{\text{КС}} = 2,33 \dots 4,5$. Средние параметры воздуха и газа на входе и выходе из камеры «Б» рассчитывались с помощью ММ ГТД «Б», идентифицированной по результатам испытаний [153].

4. В результате расчетов получено, что при увеличении в камере сгорания «Л» влагосодержания воздуха с $d = 0$ до $d = 0,0096$ коэффициент $\eta_{\text{Г}}$ увеличился на 0,526 %. Величина коэффициента избытка воздуха в камере «Л» составляла при этом $\alpha_{\text{КС}} = 2,054$. В камере подогрева, являющейся полноразмерной камерой типа камеры «Л», при $\alpha_{\text{КС.П}} = 11,31$ и при увеличении влагосодержания воздуха с $d = 0$ до $d = 0,0096$, коэффициент $\eta_{\text{Г}}$ увеличился на 0,837 %.

При увеличении на входе в камеру сгорания «Б» влагосодержания воздуха с $d = 0$ до $d = 0,0096$ коэффициент полноты сгорания $\eta_{\text{Г}}$ в камере сгорания «Б» увеличился, на рассмотренных режимах работы камеры «Б», на 0,70...0,812 %.

Результаты оценки влияния изменения влажности воздуха на изменение коэффициентов полноты сгорания в камере «Л» и в ее камере подогрева, а также в камере «Б» при ее работе в системе ГТД, приведены в табл. 4.10 и 4.11.

Таблица 4.10 – Результаты оценки изменения коэффициента полноты сгорания в камере сгорания «Л» и в камере подогрева, установленной на входе в камеру сгорания «Л», при изменении влагосодержания воздуха от $d = 0$ до $d = 0,0096$

	$\alpha_{\text{КС}}$	$(\Delta i_{\text{Г.ВЫХ}}^* - \Delta i_{\text{ВХ}}^*),$ кДж/кг, при $\varphi = 0 \%$, ($d = 0$)	$\eta_{\text{Г}}$ при $\varphi = 0\%$, ($d = 0$)	$\Delta(\Delta i_{\text{Г.ВЫХ}}^* - \Delta i_{\text{ВХ}}^*),$ %, при изменении φ с $\varphi = 0$ до $\varphi = 90 \%$ ($d = 0,0096$)	$\eta_{\text{Г}}$ при $\varphi = 90$ %	$\delta \eta_{\text{Г}}, \%$ при изменении φ с $\varphi = 0 \%$ до $\varphi = 90 \%$
Камера «Л»	2,018	1067,6	0,9493	0,509	0,9543	0,526
Камера подогрева	11,1	243,67	0,9436	0,859	0,9515	0,837

Таблица 4.11 – Результаты оценки изменения коэффициента полноты сгорания в камере сгорания «Б» при изменении влагосодержания воздуха от $d=0$ до $d=0,0096$

Камера «Б»	$\alpha_{КС}$	$(\Delta i_{Г.ВЫХ}^* - \Delta i_{ВХ}^*),$ кДж/кг, при $\varphi=0\%$, ($d=0$)	$\eta_{Г}$ при $\varphi=0\%$, ($d=0$)	$\Delta(\Delta i_{Г.ВЫХ}^* - \Delta i_{ВХ}^*),$ %, при изменении φ с $\varphi=0$ до $\varphi=90\%$ ($d=0,0096$)	$\eta_{Г}$ при $\varphi=90\%$	$\delta\eta_{Г},\%$ при изменении φ с $\varphi=0$ до $\varphi=90\%$
режим 1	4,5	605,0	0,965	0,760	0,9728	0,808
режим 2	4,3	636,4	0,9721	0,790	0,980	0,812
режим 3	3,37	821,45	0,9875	0,764	0,9953	0,789
режим 4	2,33	1140,0	0,956	0,703	0,9627	0,700

Из результатов расчетов следует, что при увеличении влажности атмосферного воздуха с $\varphi=0$ до $\varphi=90\%$ (см. табл. 4.10 и 4.11) увеличение коэффициента $\eta_{Г}$ происходит пропорционально увеличению приращения разности энтальпий $\Delta(\Delta i_{Г.ВЫХ}^* - \Delta i_{ВХ}^*)$ в сечениях на выходе и входе в камеру.

Выводы к главе 4

1. В результате расчетов по осреднению параметров неравномерных по температуре торможения газовых потоков в сечениях на выходе из турбины «Б» ($T_{Г. max}^*/T_{Г. min}^*=1,755$) и на выходе из камеры «Л» ($T_{Г. max}^*/T_{Г. min}^*=1,56$) установлено, что при появлении, при прочих равных условиях, в газовых потоках температурной неравномерности происходит незначительное увеличение (на 0,06...0,5 %) интегральных характеристик действительных потоков (расхода газа, потоков теплосодержания и кинетической энергии). Изменение интегральных характеристик газовых потоков возрастает при увеличении в потоках температурной неравномерности.

2. Анализ результатов выполненных расчетов показал, что при наличии в газовых потоках на выходе из турбины «Б» ($\lambda_m=0,654$ и $\tau_r=1,108$) и на выходе из камеры «Л» ($\tau_r=1,0417$, $\lambda_m=0,1826$) температурной неравномерности

единственно обоснованным способом осреднения параметров неравномерных потоков является способ осреднения по массовому расходу.

3. При осреднении в сечении на выходе из турбины «Б» параметров неравномерного газового потока по способу с сохранением G, I^*, S , появление в потоке температурной неравномерности ($T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,755$) приводит к возникновению существенной погрешности расчета среднего полного давления (11,5 %), а по способу с сохранением G, I, S – к существенной погрешности расчета среднего статического давления (11,6 %). Аналогичные погрешности расчета средних полного и статического давлений в сечении на выходе из камеры сгорания «Л» ($\tau_r = 1,0417$, $\lambda_m = 0,1826$, $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,56$), при способах осреднения G, I^*, S и G, I, S , составляют, соответственно, 3,25 и 3,2 %.

4. Результаты расчета величин КПД турбины «Б» по параметрам, полученным при использовании способов осреднения по площади и с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; G, I^*, S ; G, I^*, Φ ; G, Φ, S ; E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S , G, I^*, E , показали, что при этих способах величины погрешностей расчета первичного и эффективного КПД турбины могут составлять по абсолютной величине (0,13...15,3) % по отношению к величинам КПД, полученным при осреднении параметров по массовому расходу.

5. Результаты расчетов по осреднению параметров неравномерных воздушных потоков в сечениях на входе и на выходе турбины «Е1», полученные при ее испытаниях на турбинном стенде на воздухе, подтвердили ранее полученные выводы о том, что наиболее обоснованным способом является способ осреднения по массовому расходу. При способах осреднения по площади и с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; G, I^*, Φ ; G, Φ, S ; E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S , G, I^*, E отличие величин первичного и эффективного КПД по отношению к величине КПД, полученной при осреднении параметров по массовому расходу, по абсолютной величине составляет 0,05...12,9 %.

6. Результаты численного исследования показали, что переход работы турбины «Е1» на турбинном стенде с сухого воздуха на влажный (при изменении влагосодержания воздуха с $d=0$ до $d=0,0103$) приводит к уменьшению величины расхода воздуха на входе в турбину на 0,308 % и к уменьшению величин первичного и эффективного КПД турбины, соответственно, на 0,365 и 0,397 %.

7. Результаты численного исследования показали, что переход работы турбины «Е1» на турбинном стенде с сухого воздуха на смесь воздуха с продуктами сгорания топлива ($\alpha_{\text{кс}}=2,607$), приводит, при прочих равных условиях, к уменьшению величин первичного и эффективного КПД турбины, соответственно, на 1,58 и 1,42 %.

8. Отличие коэффициентов восстановления полного давления в камерах сгорания «Л» и «Б», при рассмотренных способах осреднения параметров неравномерных потоков воздуха и газа, по сравнению с величиной этого коэффициента при осреднении параметров по массовому расходу, составило для камеры «Л» 0,03...5,06 % , для камеры «Б» – 0...18,3 %.

9. Результаты расчета коэффициента полноты сгорания $\eta_{\text{г}}$ в камере сгорания «Л» по результатам ее испытаний на камерном стенде по параметрам неравномерных газовых потоков показали, что при способах осреднения по массовому расходу и с сохранением E, G, I ; G, I^*, S ; G, I^*, Φ и G, I^*, E коэффициент $\eta_{\text{г}}$ имеет одинаковое значение. Это обусловлено равенством при этих способах величин средних температур торможения газа в сечениях на входе и выходе из камеры сгорания. При способах осреднения по площади, с сохранением G, I, S ; G, I, Φ ; E, G, Φ ; E, G, S и G, Φ, S отличие коэффициента $\eta_{\text{г}}$ от его величины при осреднении параметров по массовому расходу составляет (–1,51...+0,72) %.

10. Результаты численного исследования показали, что переход работы камер сгорания «Л» и «Б» с сухого воздуха на влажный (при изменении влагосодержания воздуха с $d=0$ до $d=0,0096$) приводит к увеличению коэффициента полноты сгорания на 0,5... 0,85 %.

Глава 5. Методика идентификации математических моделей компрессоров и методики экспериментально-расчетной оценки показателей эффективности камер сгорания и турбин по результатам их испытаний в системе ГТД и газогенератора ГТД

5.1 Методика параметрической идентификации математических моделей компрессоров и вентиляторов по результатам их испытаний в системе ГТД

Постановка задачи

Доводка компрессоров и вентиляторов ГТД является сложным процессом требующим значительных затрат времени и средств [50]. После выполнения проектировочных газодинамических расчетов компрессоров (вентиляторов), выпуска конструкторской документации и изготовления первого экземпляра компрессора (вентилятора) проводятся их автономные испытания на компрессорных стендах или испытания в системе ГТД на наземном стенде.

По результатам испытаний компрессоров (вентиляторов) на компрессорном стенде или при специальных испытаниях в системе ГТД получают их математические модели (ММ) 1-го приближения, которые представляет собой функциональные зависимости основных параметров компрессора (вентилятора) – степени повышения полного давления и изоэнтропического КПД от критериев подобия и угла установки направляющих аппаратов (НА)

$$\pi_k^* = f_1(G_{в.пр.}, n_{пр}, Re_k, \alpha_{на}), \quad (5.1)$$

$$\eta_k^* = f_2(\pi_k^*, n_{пр}, Re_k, \alpha_{на}). \quad (5.2)$$

Зависимости вида (5.1) и (5.2), согласно [140], относятся к ММ компрессора (вентилятора) 1-го уровня сложности.

Как правило, по результатам первых испытаний компрессора (вентилятора) выявляется необходимость изменения геометрических параметров их лопаточных венцов или программы регулирования НА для достижения более высоких значений КПД и запасов газодинамической устойчивости. Введение изменений в конструкцию и программу регулирования компрессора (вентилятора) требует экспериментальной проверки эффективности введенных мероприятий и

проведения повторных дорогостоящих автономных испытаний компрессора (вентилятора) на компрессорных стендах или проведения их специальных испытаний в системе ГТД на наземном стенде.

Для получения в процессе газодинамической доводки компрессора (вентилятора) надежных рекомендаций по коррекции геометрии их лопаточных венцов и программы регулирования, необходимо, чтобы ММ компрессора (вентилятора) правильно отражала происходящие в них реальные процессы. Поэтому в процессе газодинамической доводки компрессора (вентилятора), на каждом ее этапе, производится параметрическая (ПИ) идентификация их ММ, по результатам которой функциональные зависимости вида (5.1) и (5.2) уточняются. ПИ идентификация ММ компрессора (вентилятора) является неотъемлемой частью процесса их газодинамической доводки. Результаты ПИ идентификации позволяют оценивать влияние на характеристики компрессора (вентилятора) введенных конструктивных мероприятий и целенаправленно проводить последующую их доводку. Поэтому разработка эффективных методик ПИ идентификации ММ компрессоров (вентиляторов) является важной научно-практической задачей.

Автономные испытания на компрессорном стенде и специальные испытания компрессора (вентилятора) в системе ГТД на наземном стенде позволяют получить функциональные зависимости вида (5.1) и (5.2) при изменении в достаточно широком диапазоне сопротивления сети на выходе из компрессора (вентилятора). Однако, при проведении этих испытаний, из-за ограниченных возможностей стендов по созданию на входе в компрессор (вентилятор) условий, при которых они работают в эксплуатации (высоких температур торможения или пониженного полного давления воздуха на входе), как правило, не удастся исследовать влияние на характеристики компрессора (вентилятора) эксплуатационных факторов [13,104] (числа Рейнольдса, температуры торможения воздуха на входе, упругой раскрутки рабочих лопаток и др.). Природа эксплуатационных факторов достаточно разнообразна [13].

В процессе единичных автономных или специальных испытаний компрессора (вентилятора) в системе ГТД также не может быть выявлено влияние на их характеристики технологических факторов (отклонений размеров деталей проточной части компрессора в пределах допусков на изготовление).

Учитывая влияние на характеристики компрессора (вентилятора) различного рода факторов, идентификацию их ММ целесообразно выполнять по всей совокупности экспериментальных точек, полученных при различных видах стендовых испытаний ГТД на наземном и высотном стендах. При анализе этой информации имеется возможность уточнить функциональные зависимости (5.1) и (5.2) в основной области режимов работы компрессора (вентилятора) и выявить влияние на их характеристики эксплуатационных и технологических факторов.

Вопросы и задачи ПИ ММ компрессоров рассматривались в [50, 131, 138] применительно к моделям III и IV уровня сложности, связывающих геометрические параметры лопаточных венцов на среднем радиусе [50, 138], (III уровень), или на нескольких радиусах [131], (IV уровень), с интегральными характеристиками ступеней компрессора. Задача ПИ в этих работах заключалась в уточнении величин поправочных (варьируемых) коэффициентов в эмпирических зависимостях, (с помощью которых определяются коэффициенты потерь, углы отставания и атаки в ступенях, критические числа Маха), с целью обеспечения соответствия расчетных и экспериментальных характеристик компрессора. Поиск решения осуществлялся с помощью формальных методов (методом наименьших квадратов [138], модифицированным методом Гаусса-Зайделя [50]) путем нахождения величин варьируемых коэффициентов, обеспечивающих минимум функции цели, например, минимум суммы квадратов невязок между расчетными и полученными экспериментально параметрами компрессора [138], или обеспечивающих минимум функционала более сложного вида [50]. Как отмечается в [50, 131, 138], при поиске минимума функции цели возможны неоднозначные и неустойчивые решения.

Задача ПИ ММ компрессора I уровня сложности по результатам стендовых испытаний ГТД рассматривалась в работе [150]. В ней предлагается исходную ММ компрессора, полученную при его автономных испытаниях и описанную с помощью полиномов по методике [34], уточнять по совокупности, экспериментальных точек, полученных при испытаниях компрессора в системе ГТД на высотном стенде. ПИ ММ компрессора выполнялась с помощью методики, базирующейся на методе идентификации [138], путем уточнения некоторых коэффициентов полиномов, описывающих исходную ММ компрессора. В [150] принимается допущение, что ММ компрессора инвариантна к изменению эксплуатационных условий и методике проведения эксперимента. Задача ПИ ММ компрессора в [150] сведена к задаче улучшения аппроксимации характеристик компрессора по экспериментальным данным без анализа влияния на характеристики компрессора эксплуатационных факторов, методических и других ошибок.

На основе развития работ [52, 59], автором разработана методика и программа на ЭВМ ПИ ММ компрессора (вентилятора) I уровня сложности, которые позволяют по всей совокупности экспериментальных точек, полученных при различных видах стендовых испытаний ГТД, уточнять исходную ММ компрессора (вентилятора) в основной области их режимов работы с оценкой ошибок модели, методических ошибок и влияния эксплуатационных факторов [77, 78, 93, 160].

Особенности экспериментальной информации, получаемой при испытаниях компрессоров (вентиляторов) в системе ГТД

Исходной информацией для методики идентификации ММ компрессора (вентилятора) 1-го уровня сложности являются измеренные в процессе стендовых испытаний ГТД величины таких параметров как частота вращения ротора n , расход воздуха через компрессор (вентилятор) G_b , величины полных давлений $(p_{вх}^*, p_k^*)$ и температур торможения воздуха $(T_{вх}^*, T_k^*)$ в сечениях на их входе и выходе, углы установки направляющих аппаратов $\alpha_{на}$. Исходными данными

также являются величины приведенных параметров или критериев подобия, определяющих режим работы компрессора – $G_{в.пр}$, $n_{пр}$, (или λ_a, λ_u), число Рейнольдса (Re_k) на входе в рабочее колесо первой ступени компрессора.

К исходной информации для методики ПИ ММ компрессора по результатам стендовых испытаний ГТД необходимо также отнести и форму ММ компрессора (форму задания функциональных зависимостей (5.1) и (5.2)), так как методика идентификации ММ компрессора разрабатывается, как правило, с учетом этой формы.

Методика ПИ ММ компрессора предполагает наличие в качестве исходных данных его ММ 1-го приближения, которая может быть получена путем расчета с помощью ММ компрессора III или IV уровня сложности, либо по результатам автономных испытаний одного из первых экземпляров компрессора на компрессорном стенде.

При проведении идентификации ММ компрессора необходимо учитывать, что исходная экспериментальная информация, получаемая по результатам стендовых испытания ГТД, имеет следующие особенности.

1. Величины измеренных параметров, используемых для идентификации ММ компрессора, содержат отклонения, обусловленные наличием систематических и случайных ошибок измерений.

2. Величины измеренных параметров, используемых для идентификации ММ компрессора, могут также содержать отклонения, обусловленные наличием грубых ошибок измерений, которые, согласно [113], являются «частным видом случайной ошибки, когда эта ошибка намного превосходит заданные (паспортные) характеристики прибора».

3. Величины измеренных параметров содержат отклонения, обусловленные отклонениями размеров деталей компрессора в пределах технологических допусков на их изготовление [17]. При рассмотрении совокупности результатов испытаний ГТД с конструктивно единой модификацией компрессоров указанные отклонения можно условно отнести к разряду случайных ошибок.

4. В каждой из экспериментальных точек величины критериев подобия $n_{пр}$ (или λ_u), Re_k , определяющих режим работы компрессора, отличаются из-за различия видов программ и условий испытаний ГТД и, соответственно, из-за различия режимов работы компрессора в системе ГТД.

5. Идентичные значения критерия подобия $n_{пр}$, определяющего режим работы компрессора, могут быть получены в процессе испытаний ГТД с помощью различных методик проведения эксперимента, (либо путем изменения физической частоты вращения ротора, при $T_{вх}^* = idem$, либо путем изменения температуры воздуха на входе в двигатель, при $n=100\%$). При различных методиках проведения эксперимента могут возникать отклонения параметров компрессора, обусловленные упругой раскруткой рабочих лопаток компрессора в периферийных сечениях [104]. То есть, в исходных данных может содержаться методическая ошибка эксперимента, которую необходимо отнести к разряду систематических.

6. Принятая форма ММ компрессора I уровня сложности может не учитывать влияния некоторых эксплуатационных факторов, например, изменения температуры воздуха на входе и, соответственно, удельной теплоемкости воздуха, на параметры входящие в ММ компрессора, (то есть форма ММ компрессора может содержать так называемую «ошибку модели» [113], которую необходимо отнести к разряду систематических).

Алгоритм ПИ ММ компрессора по результатам стендовых испытаний ГТД должен обеспечивать систематизацию полученной экспериментальной информации с выявлением и оценкой указанных выше ошибок и отклонений (ошибок измерений, технологических отклонений, отклонений величин критериев подобия $n_{пр}$ и Re_k , методических ошибок, ошибок модели).

Методика параметрической идентификации математических моделей компрессора и вентилятора

Если полученная путем расчета универсальная характеристика компрессора вида $\pi_k^* = f(G_{в.пр}, n_{пр})$, представляет собой сложную поверхность, то

информация о характеристике компрессора, полученная при его работе в системе ГТД в автомодельной области по числу Рейнольдса, представляет собой пространственное множество точек, так как каждая из экспериментальных точекотягчена случайными (в том числе грубыми) и систематическими ошибками измерений, методическими ошибками и ошибками модели, а величины критерия кинематического подобия – приведенной частоты вращения ($n_{пр}$), определяющей режим работы компрессора, в каждой из экспериментальных точек различны.

Выявление, в полученной при стендовых испытаниях ГТД совокупности экспериментальных точек, грубых ошибок измерений может производиться с помощью максимального относительного отклонения τ и его распределения согласно [123].

К оставшейся, после отбраковки грубых ошибок измерений, совокупности экспериментальных точек, при их дальнейшей обработке можно применить следующее, часто принимаемое допущение. При переходе от испытания одного компрессора в системе ГТД на одном стенде к совокупности испытаний конструктивно единых компрессоров в системе ГТД на различных стендах (соответственно, с различными экземплярами датчиков, преобразователей и регистрирующих приборов), систематические ошибки измерений параметров можно рандомизировать. Тогда средние результаты совокупности экспериментов, несмотря на отклонения параметров компрессоров, обусловленные их индивидуальными особенностями, случайными и систематическими погрешностями измерений, должны обнаруживать статистическую устойчивость. При этом рассеяние параметров конструктивно одинаковых компрессоров относительно математических ожиданий их характеристик, при существующей точности измерений [117], как правило, находится в пределах малых отклонений.

Отклонения, обусловленные влиянием эксплуатационных факторов (упругой раскруткой рабочих лопаток и влиянием числа Рейнольдса [13, 104]), к малым отклонениям отнести нельзя, так как их величины практически всегда

превышают границы доверительных интервалов, ограничивающих случайный разброс параметров. Поэтому выборки экспериментальных точек, полученные при различных методиках проведения эксперимента или при существенно отличающихся числах Рейнольдса в потоке воздуха на входе в компрессор, следует рассматривать отдельно, выявляя методом сравнительного анализа величины отклонений параметров компрессора. Аналогичный подход необходимо применять и к ошибкам модели, которые возникают при расчете параметров, входящих в функциональные зависимости (5.1) и (5.2), при изменении температуры воздуха на входе в компрессор.

Пусть имеется множество экспериментальных точек, полученных при испытаниях единичного компрессора (или нескольких экземпляров конструктивно единых компрессоров) в системе газогенератора или ГТД.

В процессе испытаний были измерены параметры, характеризующие работу компрессора (n , $T_{вх}^*$, T_k^* , $p_{вх}^*$, p_k^* , p_k , G_v , $\alpha_{вна}$), на основе которых определены приведенные и безразмерные параметры ($n_{пр}$, $G_{в.пр}$, π_k^* , η_k^*). Полученные результаты, нанесенные в координатах $\pi_k^* = f(G_{в.пр}, n_{пр})$, $\eta_k^* = f(\pi_k^*, n_{пр})$, представляют собой несистематизированное множество экспериментальных точек (см. рис. 5.1), неудобное для анализа, хранения, сопоставления с данными других испытаний, использования при расчете характеристик ГТД.

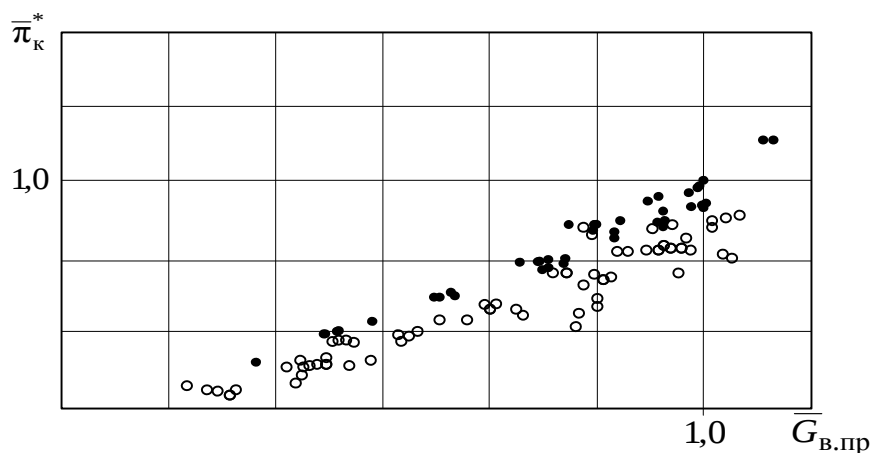


Рисунок 5.1 – Пример несистематизированного множества экспериментальных точек, полученных при испытаниях компрессора «А» в системе ГТД
 ● – максимальный режим ГТД, ○ – номинальный режим ГТД

Для извлечения полезной информации из несистематизированного множества экспериментальных точек, полученных при стендовых испытаниях ГТД и отягченных различного рода ошибками и отклонениями, и для идентификации ММ компрессора, используем полиномиальную форму представления характеристик компрессора [34] и метод малых отклонений [146].

Известно, что в ММ ГТД характеристики компрессора можно представлять в форме полиномов. В частности, в [8, 34] характеристики компрессора предлагается задавать в форме полиномов вида

$$\bar{\pi}_k^* = \sum_{m=0}^2 \sum_{n=0}^5 (a_{mn} \bar{n}_{\text{пр}}^n) \left(\frac{\pi_k^*}{G_{\text{в.пр}}} \right)^m, \quad (5.3)$$

$$\bar{\chi} = \sum_{m=0}^2 \sum_{n=0}^5 (b_{mn} \bar{n}_{\text{пр}}^n) \left(\frac{\pi_k^*}{G_{\text{в.пр}}} \right)^m, \quad (5.4)$$

где a_{mn} , b_{mn} – коэффициенты полиномов, $\bar{n}_{\text{пр}} = n_{\text{пр}} / n_{\text{пр.расч}}$, $\bar{\pi}_k^* = \pi_k^* / \pi_{\text{к.расч}}^*$,

$$\left(\frac{\pi_k^*}{G_{\text{в.пр}}} \right) = \left(\frac{\pi_k^*}{G_{\text{в.пр}}} \right)_{\text{расч.}}, \quad \bar{\chi} \text{ – относительный параметр, пропорциональный}$$

приведенной работе компрессора и определяемый в [8, 34] по формуле

$$\bar{\chi} = \frac{\frac{k-1}{k} (\pi_{\text{к}}^{*k} - 1) / \eta_{\text{к}}^*}{\frac{k_{\text{р}}-1}{k_{\text{р}}} (\pi_{\text{к.расч}}^{*k_{\text{р}}} - 1) / \eta_{\text{к.расч}}^*}, \quad (5.5)$$

Индексами «расч.» и «р» обозначены параметры компрессора в точке, принятой за расчетную. Показатели адиабаты k , $k_{\text{р}}$ рассчитываются по величине средней температуры торможения на входе и выходе из компрессора.

Параметр $\bar{\chi}$ (см. формулу 5.5) получен в [8, 34] из формулы относительной приведенной работы компрессора

$$\bar{L}_{к.пр} = \frac{\left(\frac{L_K}{T_{BX}^*}\right)}{\left(\frac{L_K}{T_{BX}^*}\right)_{расч}} = \frac{\left(\frac{k}{k-1}\right) R_B (\pi_K^{*\frac{k-1}{k}} - 1) / \eta_K^*}{\left(\frac{k}{k-1}\right)_{расч} R_{в.расч} (\pi_{к.расч}^{*\frac{k_p-1}{k_p}} - 1) / \eta_{к.расч}^*} \quad (5.6)$$

при допущении, что $k/(k-1) = (k/(k-1))_{расч}$, и $R_B = R_{в.расч}$.

Для проведения идентификации ММ компрессора необходима его исходная ММ (ММ 1-го приближения). Коэффициенты полиномов вида (5.3) и (5.4) исходной ММ определяются с помощью МНК при аппроксимации характеристик компрессора [34], полученных путем расчета или при испытании компрессора на компрессорном стенде. Погрешность аппроксимации характеристик не превышает 0,5...0,6 % [34].

Кроме того, что полиномы (5.3) и (5.4) аналитически описывают исходные характеристики конкретного экземпляра компрессора, при каком-то методе их получения и при каких-то условиях проведения эксперимента, они также аналитически отражают относительную закономерность изменения параметров компрессора, принадлежащего к конструктивно одинаковым экземплярам компрессоров. Под относительной закономерностью изменения параметров компрессора понимается справедливость в «малом», при $n_{пр} = n_{пр.i}$, $\pi_K^* / G_{в.пр} = idem$, зависимостей

$$\Delta \pi_K^* / \pi_K^* = f_1(\Delta n_{пр}) = idem, \quad (5.7)$$

$$\Delta \chi / \chi = f_1(\Delta n_{пр}) = idem. \quad (5.8)$$

То есть, малые относительные изменения параметров π_K^* и χ , при $\pi_K^* / G_{в.пр} = idem$, в окрестности i -го значения приведенной частоты вращения при изменении ее на малую величину ($\Delta n_{пр}$), идентичны для конструктивно одинаковых экземпляров компрессоров. Приняв это допущение и используя метод малых отклонений [146], рассчитываем с помощью исходных полиномов (5.3) и (5.4), для каждой полученной в процессе испытания ГТД j -той

экспериментальной точки, при $\bar{n}_{\text{пр}} = \bar{n}_{\text{пр}.j}$, $\left(\overline{\pi_k^* / G_{\text{в.пр}}}\right) = \left(\overline{\pi_k^* / G_{\text{в.пр}}}\right)_j$, коэффициенты влияния вида $\left(\Delta \bar{\pi}_k^* / \Delta \bar{n}_{\text{пр}}\right)_j$, $\left(\Delta \bar{\chi} / \Delta \bar{n}_{\text{пр}}\right)_j$.

Далее, с помощью полученных коэффициентов влияния, осуществляем переход от величин параметров $\left(\bar{\pi}_k^*\right)_j$ и $\left(\bar{\chi}\right)_j$, имеющих место при $\bar{n}_{\text{пр}} = \bar{n}_{\text{пр}.j}$, к значениям этих же параметров при заданных приведенных частотах вращения ротора $\bar{n}_{\text{пр}} = \bar{n}_{\text{пр}.i}$. В качестве i -заданных приведенных частот вращения выбираем те их значения, при которых происходило расчетное или первое экспериментальное определение исходных характеристик компрессора при его автономных испытаниях. Это позволяет уточнять ММ компрессора от испытания к испытанию и оценивать ее изменение по отношению к исходной ММ в процессе доводки компрессора. С целью уменьшения погрешности систематизации экспериментальных данных необходимо чтобы разность между приведенной частотой вращения в j -ых экспериментальных точках и ближайшей i -ой заданной приведенной частотой вращения исходной характеристики была не более 2...3 %. Это условие обеспечивается путем разбиения с помощью исходных полиномов (5.3) и (5.4) всего диапазона $\bar{n}_{\text{пр}}$ исходных характеристик компрессора на зоны, симметричные относительно каждой приведенной частоты вращения $\bar{n}_{\text{пр}.i}$.

Методика систематизации экспериментальных точек является первой и основной частью разработанной методики для определения КПД компрессоров (вентиляторов) и для параметрической идентификации ММ компрессоров (вентиляторов) по результатам их испытаний в системе ГТД.

Методика реализована в виде программы для ЭВМ, составленной на алгоритмическом языке *Compaq Visual Fortran Version 6.6* [160].

Статистическая обработка систематизированных экспериментальных данных

Второй частью методики идентификации ММ компрессора является обработка полученных систематизированных данных с помощью известных статистических методов [3, 45, 123].

Результатом систематизации экспериментальных точек, выполненной с помощью вышеуказанной программы для ЭВМ [160], является получение ряда выборок, которые аппроксимируются полиномами вида

$$\overline{\pi_{k,i}^*} = a_{0i} + a_{1i} \left(\overline{\pi_k^* / G_{в.пр}} \right) + a_{2i} \left(\overline{\pi_k^* / G_{в.пр}} \right)^2, \quad (5.9)$$

$$\overline{\chi_i} = b_{0i} + b_{1i} \left(\overline{\pi_k^* / G_{в.пр}} \right) + b_{2i} \left(\overline{\pi_k^* / G_{в.пр}} \right)^2 \quad (5.10)$$

при всех заданных приведенных частотах вращения $\overline{n}_{пр,i}$, в зоне которых находятся систематизированные экспериментальные точки, с одновременной проверкой однородности выборок с помощью максимального относительного отклонения τ и его распределения [123], которое (при ограниченном количестве экспериментальных точек в выборке) позволяет оценить совместимость крайних экспериментальных точек выборок с остальными точками не используя никаких других сведений, кроме самой выборки.

Одновременно с аппроксимацией выборок полиномами второй степени и отбраковкой грубых ошибок с помощью τ – распределения, для каждой i -ой выборки с помощью распределения Стьюдента [45], при известном (ограниченном) количестве экспериментальных точек в каждой выборке, определяются величины доверительных интервалов $\Delta \overline{\pi_k^*}$ и $\Delta \overline{\chi}$, в пределах которых, с доверительной вероятностью P , возможно рассеяние параметров компрессора.

Вышеуказанные операции статистической обработки выборок экспериментальных точек выполняются согласно [45, 123] с помощью методики и программы на ЭВМ, составленной на языке программирования *Turbobasic*, и разработанной автором и Камской Л.И.

После отбраковки грубых ошибок [123] и определения доверительных интервалов выборок [45] проверяется однородность остаточных дисперсий полученных выборок с помощью критерия Фишера [3, 123]. Далее, проверяется соответствие полученных эмпирических выборок нормальному закону распределения [45].

Окончательно, после вышеописанных процедур систематизации и статистической обработки экспериментальной информации, характеристики компрессора, полученные в процессе идентификации, аппроксимируются (с помощью МНК и программы на ЭВМ, разработанной в [34]), двухпараметрическими полиномами вида (5.3) и (5.4) с указанием, (при $P = \text{idem}$), величин доверительных интервалов $\Delta \bar{\pi}_{k,i}^*$, $\Delta \bar{\chi}_{,i}$ и величин средневзвешенных дисперсий $S_{\bar{\pi}}^2$ и $S_{\bar{\chi}}^2$.

Таким образом, кроме детерминированного описания уточненных характеристик компрессора полиномами вида (5.3) и (5.4), при обработке результатов испытаний может быть также получена статистическая оценка рассеяния параметров $\bar{\pi}_k^*$ и $\bar{\chi}_{,}$, обусловленного ошибками измерений и отклонением деталей компрессора в пределах технологических допусков на изготовление.

5.2 Опыт параметрической идентификации математических моделей компрессоров и вентилятора по результатам их испытаний в системе ГТД

Методика параметрической идентификация ММ компрессоров (вентиляторов) была апробирована при идентификации ММ компрессоров «Б» ($\pi_k^* = 4,6$, $z=6$) и «А» ($\pi_k^* = 7,8$, $z=9$) одновальных одноконтурных ГТД, вентилятора «Х» ($z=4$) двухконтурного ГТД, а также компрессора низкого давления (КНД) «С» газотурбинной установки. Результаты идентификации компрессоров «А», «Б» приведены в [93], вентилятора «Х» – в [93, 158], КНД «С» – в [159].

5.2.1 Идентификация математических моделей компрессоров ГТД в автомобильной и неавтомобильной областях по числу Рейнольдса

Идентификация математической модели компрессора «Б» в автомобильной области по числу Рейнольдса

Исходная ММ компрессора «Б» (ММ 1-го приближения), приведенная в [34] и показанная на рис. 5.2 и 5.3, была получена при испытании этого компрессора (с условным номером № 1) на компрессорном стенде. Изменение

приведенной частоты вращения ротора при испытаниях осуществлялось путем уменьшения физической частоты вращения ($\bar{n} \leq 1,0$), при $T_{\text{вх}}^* \approx 288 \text{ К}$.

В процессе доводки ГТД «Б», из результатов его испытаний выбрана совокупность несистематизированных экспериментальных точек, полученных при $T_{\text{вх}}^* \approx 288 \text{ К}$ и при $\bar{n} \leq 1,0$, и выполнена ПИ ММ компрессора «Б» с помощью разработанной методики [52, 59, 77, 78, 93] и программы для ЭВМ [160]. Идентифицированная ММ компрессора «Б» приведена в [93] и на рис. 5.2 и 5.3.

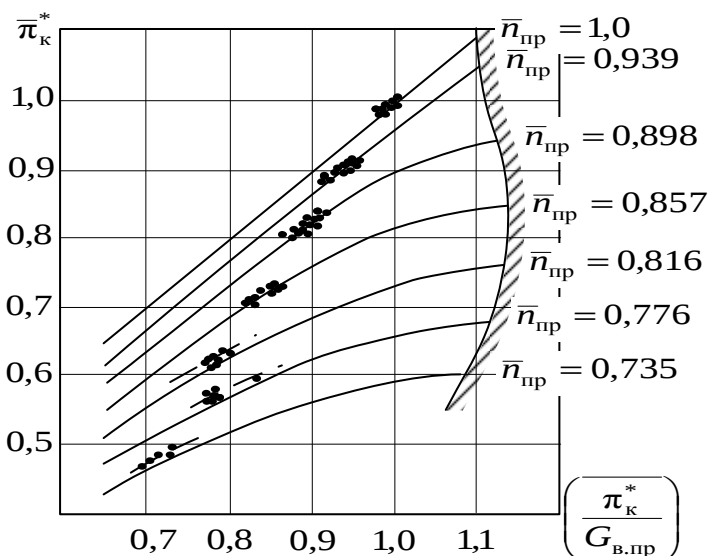


Рисунок 5.2 – Исходная и идентифицированная ММ компрессора «Б», полученные при $T_{\text{вх}}^* \approx 288 \text{ К}$, $n = \text{var}$, ($\bar{n} \leq 1,0$),

——— – исходная ММ, - - - - - • - - - - - идентифицированная ММ

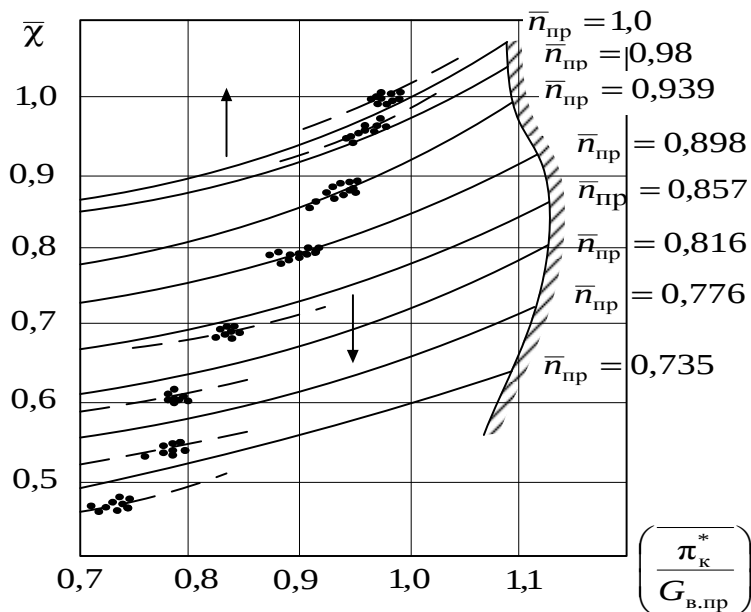


Рисунок 5.3 – Исходная и идентифицированная ММ компрессора «Б» (обозначения см. на рис. 5.2)

В результате идентификации получено, что напорные ветки $\bar{\pi}_{к,i}^* = f_i(\overline{\pi_k^* / G_{в.пр}})$ идентифицированной и исходной ММ компрессора «Б», в диапазоне приведенных частот $\bar{n}_{пр} = 0,857...1,0$, совпадают (рис. 5.2). При $\bar{n}_{пр} \leq 0,816$ отмечается незначительное смещение, полученных при идентификации напорных веток $\bar{\pi}_{к,i}^* = f_i(\overline{\pi_k^* / G_{в.пр}})$, вверх относительно исходных на 1,5...2,0 % (рис. 5.2). Ветки идентифицированной ММ компрессора «Б» вида $\bar{\chi}_i = f_i(\overline{\pi_k^* / G_{в.пр}})$ (рис. 5.3) смещены относительно исходных характеристик в области $\bar{n}_{пр} = 0,98...1,0$ вверх на 1...1,5 %, а в области $\bar{n}_{пр} = 0,735...0,857$ – вниз на 2...6 %. Некоторое отличие идентифицированной ММ компрессора «Б» от исходной обусловлено отличием последней модификации компрессора «Б» от более ранней модификации этого компрессора (экземпляр № 1) [34].

***Оценка методической ошибки
из-за упругой раскрутки рабочих лопаток компрессора «Б»***

С помощью разработанной методики и программы для ЭВМ [77, 78, 93, 160] выполнена идентификация ММ компрессора «Б» по совокупности экспериментальных точек, полученных в ЦИАМ при температуре воздуха на входе $T_{вх}^* > 288$ К и при максимальной частоте вращения ротора $n = 100$ %.

Результаты идентификации ММ компрессора «Б» по экспериментальным данным, полученным при $T_{вх}^* > 288$ К и $n = 100$ %, были сравнены, при $\bar{n}_{пр} = idem$, с ММ компрессора «Б», (приведенной на рис. 5.2 и 5.3), идентифицированной по совокупности экспериментальных точек, полученных при $T_{вх}^* = 288$ К и $\bar{n} \leq 1,0$.

В результате сравнения была выявлена методическая ошибка, обусловленная эффектом упругой раскруткой рабочих лопаток компрессора «Б». (Под действием центробежных сил изменяется положение периферийной части профиля рабочих лопаток первых ступеней компрессора, что приводит к увеличению угла установки профиля лопаток, увеличению угла атаки на входе в решетку и площади проходного сечения «горла» межлопаточных каналов [104]).

Экспериментальные точки, полученные при $T_{\text{вх}}^* > 288 \text{ К}$ и систематизированные с помощью программы идентификации, смещаются, при $\bar{n}_{\text{пр}} = \text{idem}$, вверх относительно выборок $\bar{\pi}_{\text{к},i}^* = f_i(\overline{\pi_{\text{к}}^* / G_{\text{в.пр}}})$, полученных при идентификации (при $T_{\text{вх}}^* = 288 \text{ К}$). Смещение возрастает с увеличением температуры воздуха на входе и значительно превышает величины доверительных интервалов выборок $\bar{\pi}_{\text{к},i}^* = f_i(\overline{\pi_{\text{к}}^* / G_{\text{в.пр}}})$, полученных при $T_{\text{вх}}^* = 288 \text{ К}$. Величина методической ошибки по такому параметру как степень повышения полного давления, при $T_{\text{вх}}^* = 540 \text{ К}$, достигает $\delta \bar{\pi}_{\text{к}}^* = 3,2 \%$ (рис 5.4) [59, 77].

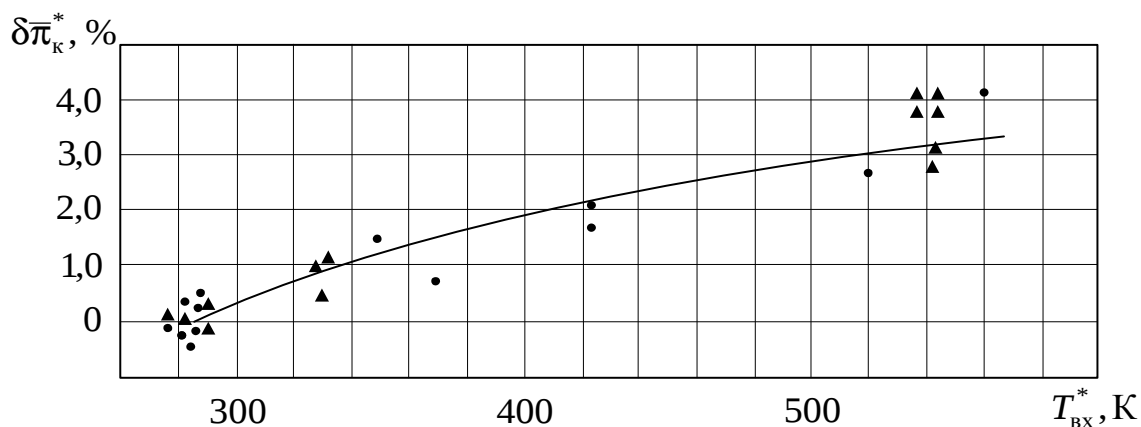


Рисунок 5.4 – Изменение степени повышения давления компрессора «Б» из-за влияния упругой раскрутки рабочих лопаток, при $\left(\overline{\pi_{\text{к}}^* / G_{\text{в.пр}}}\right)_i = \text{idem}$ и при $n = 100 \%$

Так как увеличение степени повышения давления компрессора «Б» из-за упругой раскрутки лопаток происходит при $\left(\overline{\pi_{\text{к}}^* / G_{\text{в.пр}}}\right)_i = \text{idem}$, то это означает, что происходит увеличение приведенного расхода воздуха через компрессор в процентном отношении равное увеличению степени повышения давления.

Оценка ошибки модели компрессора «Б»

С помощью разработанной методики идентификации ММ компрессора при обработке совокупности экспериментальных точек, полученных при испытании ГТД «Б» при $T_{\text{вх}}^* > 288 \text{ К}$, выявлена ошибка ММ компрессора при ее задании в форме полинома вида (5.4), обусловленная не учетом изменения показателя адиабаты воздуха при изменении температуры на входе в компрессор [59].

Результаты идентификации показали, что ММ компрессора, заданная в форме полинома вида (5.4) [8,34], при $\bar{n}_{\text{пр}} = \text{idem}$ и $\left(\overline{\pi_k^* / G_{\text{в.пр}}}\right) = \text{idem}$, не сохраняется инвариантной к изменению температуры воздуха на входе в компрессор. Экспериментальные точки, полученные при $T_{\text{вх}}^* > 288$ К и систематизированные относительно веток $\bar{\chi}_i = f_i\left(\overline{\pi_k^* / G_{\text{в.пр}}}\right)$, смещаются, при $\bar{n}_{\text{пр},i} = \text{idem}$, вниз относительно выборок, сформированных с помощью методики идентификации при $T_{\text{вх}}^* = 288$ К и показанных на рис. 5.3. Смещение возрастает с увеличением $T_{\text{вх}}^*$ (см. рис. 5.5) и значительно превышает величины доверительных интервалов выборок $\bar{\chi}_i = f_i\left(\overline{\pi_k^* / G_{\text{в.пр}}}\right)$, полученных при $T_{\text{вх}}^* = 288$ К [59]. Возникновение ошибки ММ компрессора обусловлено принятием в [34] допущения, что $k/(k-1) = (k/(k-1))_{\text{расч.}}$.

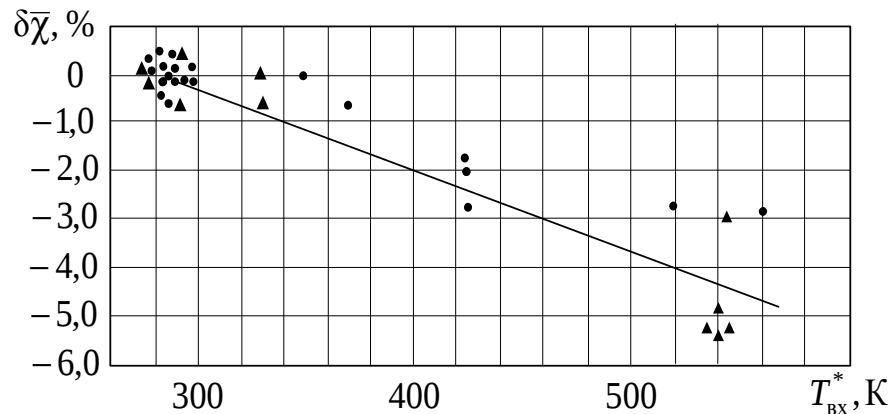


Рисунок 5.5 – Ошибка математической модели компрессора «Б», обусловленная не учетом изменения показателя адиабаты воздуха при изменении температуры на входе в компрессор

Анализ показал (см. рис. 5.6), что при увеличении температуры воздуха на входе в компрессор величина ошибки модели $\delta \bar{\chi} = ((\bar{\chi} / \bar{\chi}_{\text{исх}}) - 1) \cdot 100\%$ практически равна, но противоположна по знаку величине комплекса

$$\delta \bar{K} = \left(\frac{k/(k-1)}{(k/(k-1))_{\text{расч}}} - 1 \right) \cdot 100\%. \quad (5.11)$$

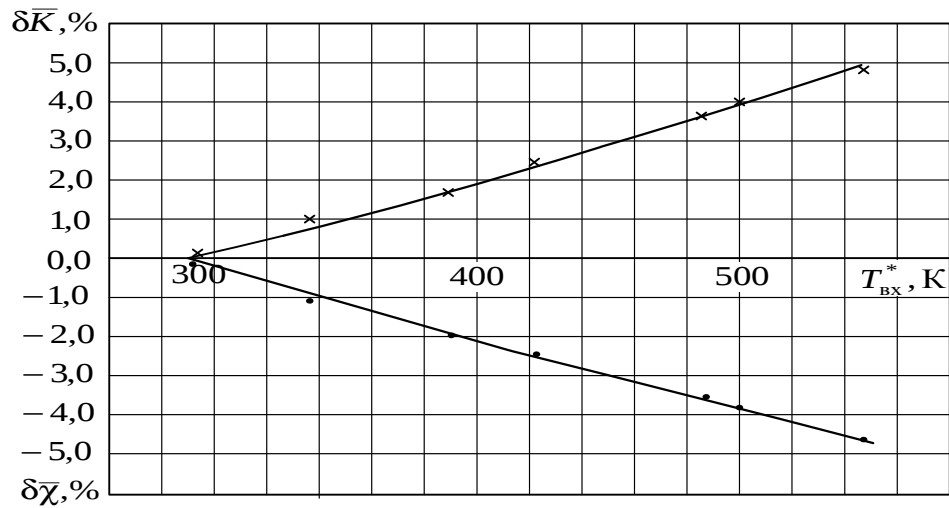


Рисунок 5.6 – Относительное изменение комплекса $\delta \bar{K}$ и ошибки модели $\delta \bar{\chi}$ при изменении температуры воздуха на входе в компрессор «Б»

Таким образом, представление в [8, 34] ММ компрессора с помощью относительного параметра $\bar{\chi}$ в форме полинома вида (5.4), при увеличении температуры воздуха на входе в компрессор, при прочих равных условиях, приводит к появлению ошибки модели.

Оценка влияния упругой раскрутки лопаток на КПД компрессора «Б»

Как показал выше проведенный анализ, изменение величины ошибки модели $\delta \bar{\chi}$ компрессора «Б» практически совпадает по абсолютной величине с изменением величины комплекса $\delta \bar{K}$ (рис. 5.6). Результаты, приведенные на рис. 5.6 позволяют с помощью метода малых отклонений [146] выполнить оценку относительного изменения приведенной работы компрессора «Б» при увеличении температуры воздуха на входе в компрессор. Так как

$$L_{к.пр} = \frac{L_k}{T_{вх}^*} = \frac{k}{k-1} R \frac{\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_k^*}, \quad \chi = \frac{\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_k^*},$$

то при неизменной величине газовой постоянной воздуха ($R_b = idem$)

$$\delta \bar{L}_{к.пр} = \delta \bar{K} + \delta \bar{\chi}.$$

Как следует из рис. 5.6, для компрессора ГТД «Б», при изменении температуры воздуха на входе, $\delta \bar{K} \approx |\delta \bar{\chi}|$, то есть $\delta \bar{L}_{к.пр} \approx 0$.

Следовательно, при задании ММ компрессора вместо полинома вида (5.4) с помощью полинома вида

$$\bar{L}_{\text{к.пр}} = \sum_{m=0}^2 \sum_{n=0}^5 (b_{mn} \bar{n}_{\text{пр}}^n) \left(\frac{\pi_{\text{к}}^*}{G_{\text{в.пр}}} \right)^m, \quad (5.12)$$

величина $\bar{L}_{\text{к.пр}}$, при $n_{\text{пр}} = \text{idem}$ и при $\pi_{\text{к}}^* / G_{\text{в.пр}} = \text{idem}$, для компрессора «Б», при изменении температуры воздуха на входе, сохраняется практически постоянной.

По результатам идентификации ММ компрессора «Б» при $T_{\text{вх}}^* > 288$ и $n = 100\%$, по величине выявленной методической ошибки $\delta \bar{\pi}_{\text{к}}^* = f(T_{\text{вх}}^*)$ (рис. 5.4), и по полученному (после устранения ошибки модели $\delta \bar{\chi} = f(T_{\text{вх}}^*)$) относительному изменению приведенной работы компрессора $\delta \bar{L}_{\text{к.пр}}$, в зоне рабочей линии с помощью метода малых отклонений [146], по формуле

$$\delta \eta_{\text{к}}^* = \delta \left(\pi_{\text{к}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) - \delta L_{\text{пр.к}} \quad (5.13)$$

было рассчитано изменение изоэнтروпического КПД компрессора по отношению к КПД ММ компрессора, полученному при $T_{\text{вх}}^* \approx 288$ К и $\bar{n} \leq 1,0$ [77, 93]. Результаты расчета изменения изоэнтروпического КПД, обусловленного упругой раскруткой рабочих лопаток компрессора «Б», в зависимости от температуры воздуха на входе приведены на рис. 5.7.

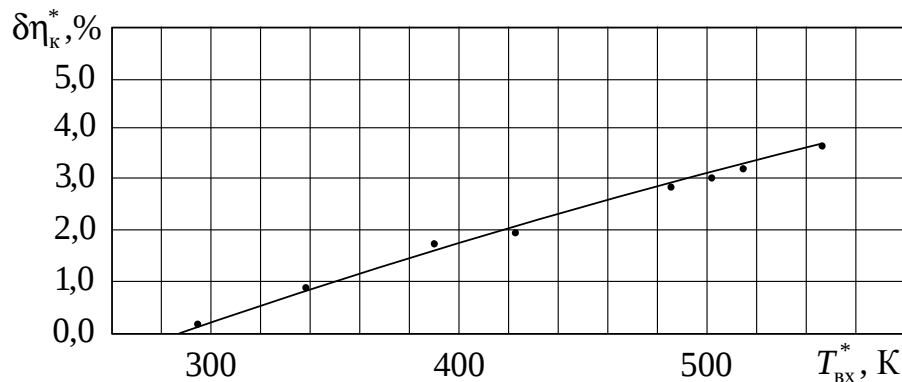


Рисунок 5.7 – Изменение КПД компрессора «Б» из-за влияния упругой раскрутки рабочих лопаток, при $\left(\pi_{\text{к}}^* / G_{\text{в.пр}} \right)_i = \text{idem}$ и при $n = 100\%$

Из рассмотрения рис. 5.7 следует, что при $T_{\text{вх}}^* = 540$ К величина КПД компрессора «Б» из-за влияния упругой раскрутки возрастает на 3,7 % [77].

***Идентификация математической модели компрессора «Б»
в неавтономной области по числу Рейнольдса***

С помощью разработанной методики идентификации ММ компрессора по ограниченному количеству экспериментальных точек, полученных в ЦИАМ при испытании ГТД «Б», при $T_{\text{вх}}^* \approx 288$ К и при пониженных значениях полного давления на входе в двигатель, выполнена идентификация ММ компрессора «Б». Изменение $n_{\text{пр}}$ производилось путем уменьшения физической частоты вращения. Анализ результатов идентификации показал, что в исследуемой области пониженных давлений на входе в ГТД «Б», его компрессор, согласно [104], работает в неавтономной области по числу Re_k ($Re_k < 3,5 \cdot 10^5$).

Результаты идентификации ММ компрессора «Б» в неавтономной области по числу Re_k , при $\bar{n}_{\text{пр}} = 1,0$, $\bar{n}_{\text{пр}} = 0,75$ и $(\pi_k^* / G_{\text{в.пр}})_i = \text{idem}$, представлены в виде отклонений параметров $\delta \pi_k^* = f(Re_k)$, $\delta \bar{L}_{\text{к.пр}} = f(Re_k)$ от их значений в автономной области и приведены на рис. 5.8, 5.9 [93]. При обобщении результатов, число Re_k рассчитывалось в среднем сечении рабочего колеса 1-ой ступени компрессора по скорости воздуха в относительном движении [104]

$$Re_k = \frac{W_1 b_{\text{к.ср}}}{\mu_{\text{в}}} \left(\frac{p}{R_{\text{в}} T_{\text{в}}} \right),$$

$$\text{где } W_1 = \frac{C_a}{\sin \beta_1}, \beta_1 = \arctg \left(\frac{\lambda_{\text{в}}}{\lambda_{\text{у.ср}}} \right), C_a = \lambda_{\text{в}} \sqrt{\frac{2k_{\text{н}}^* R_{\text{в}} T_{\text{в}}^*}{k_{\text{н}}^* + 1}} = \lambda_{\text{в}} a_{\text{кр}}, k_{\text{н}}^* = f(T_{\text{в}}^*), \mu_{\text{в}} = f(T_{\text{в}})$$

$$\lambda_{\text{у.ср}} = \frac{\pi D_{\text{ср.рк}} n}{60 a_{\text{кр}}}, T_{\text{в}}, T_{\text{в}}^* - \text{статическая температура и температура торможения}$$

воздуха на входе в компрессор, $\lambda_{\text{в}}$ – приведенная скорость на входе в 1 ступень компрессора.

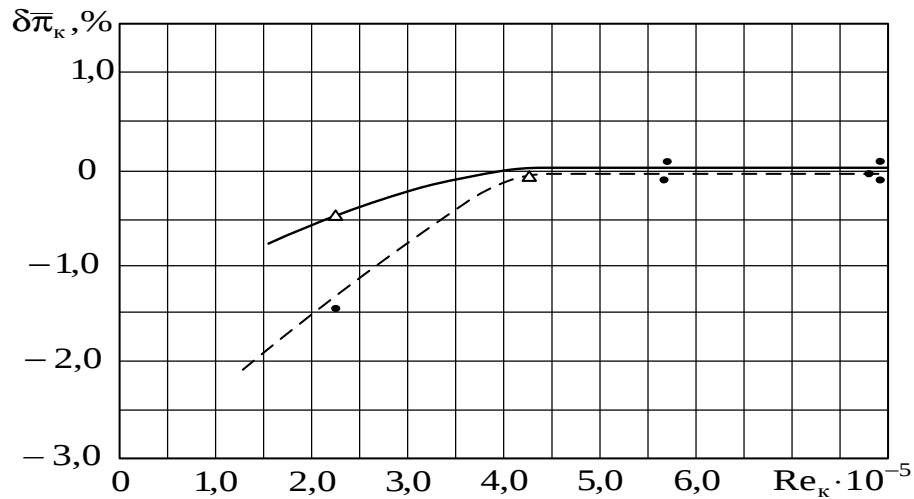


Рисунок 5.8 – Изменение степени повышения давления компрессора «Б» при изменении числа Re на входе в компрессор, — — — — — $\bar{\eta}_{пр} = 1,0$, - - - - - $\bar{\eta}_{пр} = 0,75$, $\left(\frac{\pi_k^*}{G_{в.пр}}\right)_i = idem$

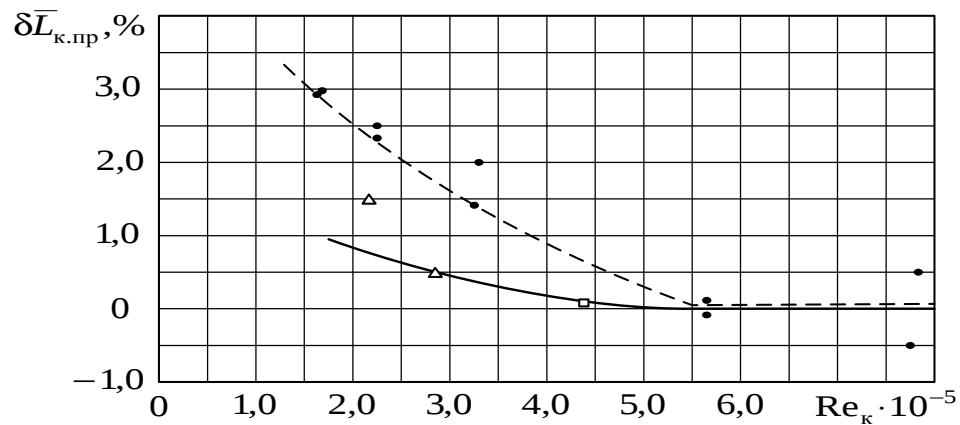


Рисунок 5.9 – Изменение приведенной работы компрессора «Б» при изменении числа Re на входе в компрессор, — — — — — $\bar{\eta}_{пр} = 1,0$, - - - - - $\bar{\eta}_{пр} = 0,75$, $\left(\frac{\pi_k^*}{G_{в.пр}}\right)_i = idem$

Согласно [104], при работе осевых компрессоров с нерегулируемыми элементами проточной части, при $Re_k < 3,5 \cdot 10^5$, отмечается уменьшение КПД (соответственно увеличение приведенной работы) и уменьшение степени повышения давления компрессора тем больше, чем меньше значение $\bar{\eta}_{пр}$. Указанные закономерности отмечаются и для компрессора «Б» [93]. Так, увеличение приведенной работы компрессора «Б», при $Re_k = 2,0 \cdot 10^5$ и при $\bar{\eta}_{пр} = 1,0$, составило примерно $\delta\bar{L}_{к.пр} = 0,8 \%$, уменьшение КПД $\delta\eta_k^* = -1,4 \%$, уменьшение степени повышения давления $\delta\pi_k^* = -0,5 \%$. При $\bar{\eta}_{пр} = 0,75$ и при

$Re_k = 2,0 \cdot 10^5$ изменение вышеуказанных параметров компрессора составило $\delta \bar{L}_{к.пр} = 2,5 \%$, $\delta \eta_k^* = -4,5 \%$, $\delta \pi_k^* = -1,5 \%$.

Идентификация математической модели компрессора «А»

По результатам испытаний ГТД «А» в ЦИАМ выполнена идентификация ММ его компрессора в автомодельной области по числу Рейнольдса ($Re_k > 3,5 \cdot 10^5$). Результаты идентификации приведены в [59,93] и на рис. 5.10.

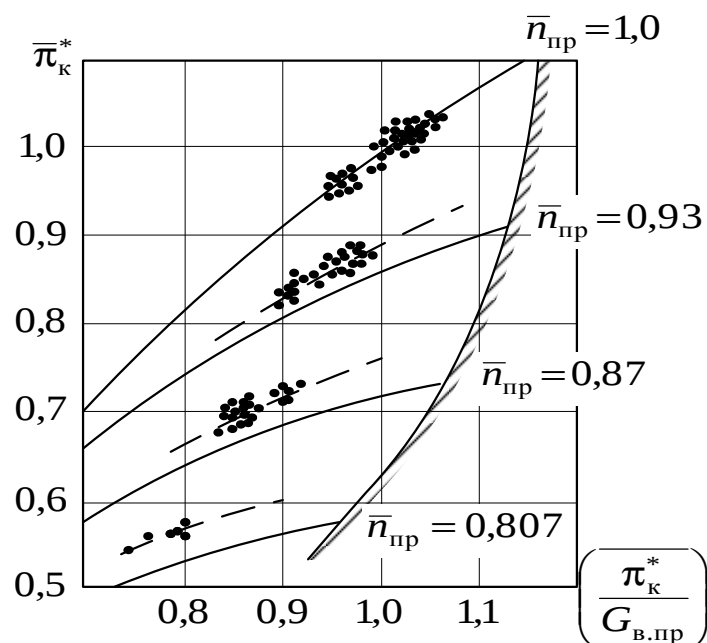


Рисунок 5.10 – Исходная и идентифицированная ММ компрессора «А»
 ——— — исходная ММ компрессора «А» (№ 1), полученная при испытаниях на компрессорном стенде,
 ----●---- — идентифицированная ММ компрессора «А» (№ 2), полученная при испытаниях в системе ГТД

Исходная ММ компрессора «А», приведенная в [34] и на рис. 5.10 была получена при испытании компрессора № 1 на компрессорном стенде.

В процессе доводки ГТД «А» он прошел испытания с экземпляром компрессора № 2, имеющим конструктивную компоновку, отличную от компоновки компрессора № 1. По результатам этих испытаний была проведена идентификация ММ компрессора «А». Для идентификации использовались экспериментальные точки, полученные в автомодельной области по числу Рейнольдса, при постоянной физической частоте вращения ротора ($n = 100 \%$) и при $T_{вх}^* = 288...442$ К. Испытания ГТД «А» проводились при двух положениях

реактивного сопла. Исходные характеристики компрессора № 1 и характеристики, полученные при идентификации ММ компрессора № 2, приведены на рис. 5.10.

Рассмотрение рис. 5.10 показывает, что напорные ветки $\bar{\pi}_{к,i}^* = f_i(\overline{\pi_k^* / G_{в.пр}})$ ММ компрессора, полученные при идентификации по результатам испытаний ГТД «А» при $n=100\%$ путем увеличения температуры воздуха на входе, смещены, при $(\overline{\pi_k^* / G_{в.пр}}) = \text{idem}$ и при $\bar{n}_{пр} < 1$, вверх относительно напорных веток исходной ММ [59, 93]. При $\bar{n}_{пр} = 1$ смещение напорной ветки не отмечается (рис. 5.10). Как показал анализ, смещение напорных веток вверх при $\bar{n}_{пр} < 1$ обусловлено отличием конструктивных компоновок компрессоров № 1 и № 2 и упругой раскруткой рабочих лопаток первых ступеней компрессора № 2 в их периферийных сечениях, имеющей место при режимах испытаний компрессора № 2 (при $n=100\%$, $T_{вх}^* = 288...442\text{ K}$).

По результатам идентификации ММ компрессора «А» (экземпляр № 2), при доверительной вероятности $P=0,95$, были получены доверительные интервалы параметров $\Delta\bar{\pi}_{к,i}^* = 0,017...0,027$, $\Delta\bar{\chi}_i = 0,011...0,028$ [59], которые характеризуют рассеяние параметров $\bar{\pi}_k^*$ и $\bar{\chi}_i$, обусловленное ошибками измерений. При этом средневзвешенные дисперсии, характеризующие среднюю степень вариации параметров $\bar{\pi}_k^*$ и $\bar{\chi}$ компрессора «А» из-за ошибок измерений, составили $S_{\bar{\pi}}^2 = 0,001$, $S_{\bar{\chi}}^2 = 0,0011$ [59].

5.2.2 Идентификация математической модели вентилятора ГТД в автомоделльной и неавтомоделльной областях по числу Рейнольдса

С целью проверки эффективности разработанной методики идентификации ММ компрессора (вентилятора) была выполнена идентификация ММ вентилятора «Х» по результатам испытаний ГТД на высотном стенде [158]. Информация, полученная при этих испытаниях, представляла собой несистематизированное множества экспериментальных точек, аналогичное множеству точек, показанному на рис. 5.1 для компрессора «А». Исходная ММ

вентилятора «Х» была получена по результатам его испытаний в системе ГТД на наземном стенде. Исходная ММ вентилятора «Х» и результаты идентификации ММ вентилятора по данным испытаний ГТД на высотном стенде в автотомодельной области по числу Рейнольдса приведены на рис. 5.11 и 5.12.

Из их рассмотрения следует, что результаты идентификации ММ вентилятора «Х» хорошо согласуются с исходной ММ вентилятора «Х», полученной по результатам его нескольких испытаний в системе ГТД на наземном стенде. Отличие между исходной и идентифицированной ММ имеет место лишь при $\bar{n}_{пр.} = 0,8$ по величине приведенной работы (см. рис. 5.12). Выше указанное отличие, по-видимому, обусловлено недостаточностью экспериментальных данных о параметрах вентилятора «Х» в этой области при получении его исходной ММ. Результаты идентификации также показали, что при $n = 100\%$ и при $T_{вх}^* \geq 288\text{ К}$ эффект упругой раскрутки рабочих лопаток отсутствует. Это обусловлено наличием бандажа в конструкции рабочих лопаток вентилятора «Х».

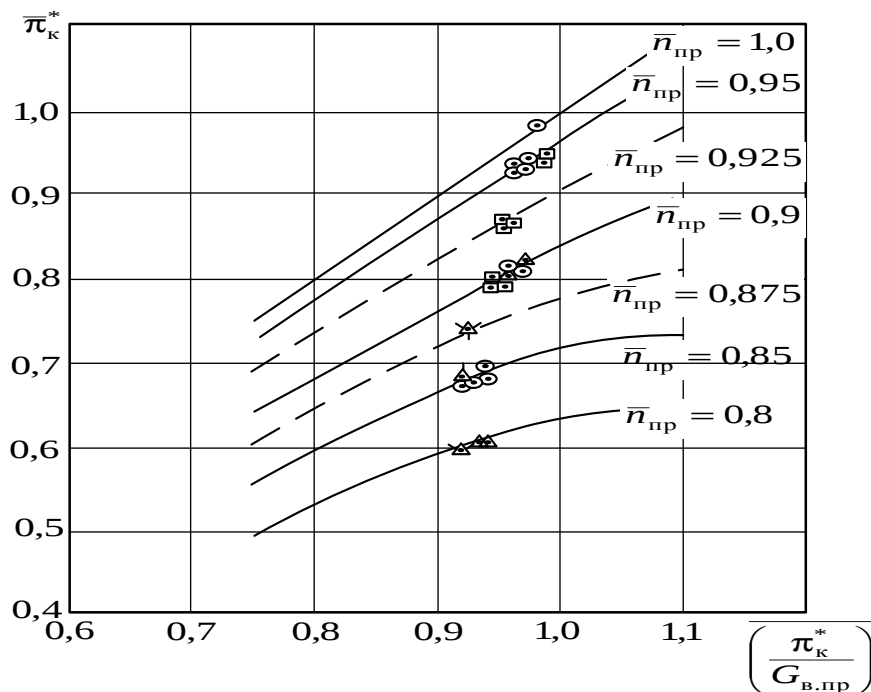


Рисунок 5.11 – Результаты идентификации ММ вентилятора «Х»

————— — исходная ММ вентилятора «Х», — — — — — характеристики, полученные путем интерполяции с помощью полиномов исходной ММ,
 ○ ▲ □ ✱ — результаты идентификации

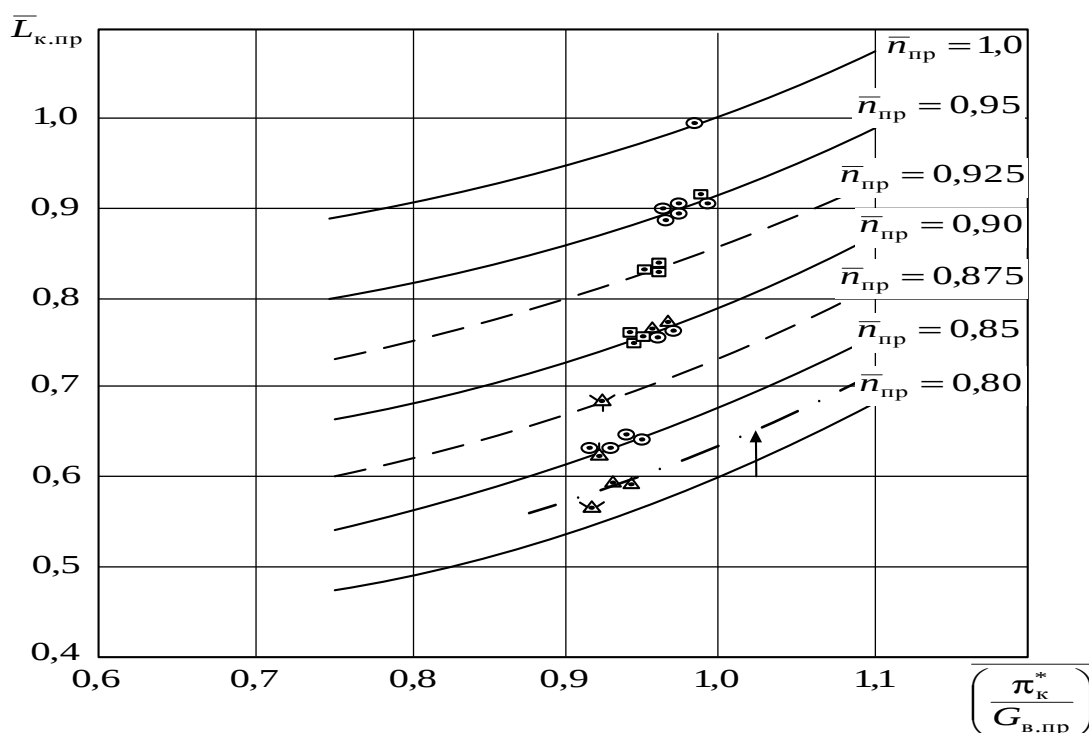


Рисунок 5.12 – Результаты идентификации ММ вентилятора «Х», (обозначение см. рис. 5.10)

После идентификации ММ вентилятора «Х» в автомодельной области по числу Рейнольдса была проведена (по ограниченному количеству экспериментальных точек) идентификация ММ вентилятора в неавтомодельной области по числу Рейнольдса, при пониженном полном давлении воздуха на входе и при $\bar{n}_{пр} = 0,915 \dots 0,945$ [158]. Получено, что снижение полного давления и числа Рейнольдса в потоке воздуха на входе в вентилятор «Х», при $\left(\frac{\pi_{к}^*}{G_{в.пр}}\right) = idem$, приводит, при $Re < 5 \cdot 10^5$, к уменьшению степени повышения полного давления вентилятора, к увеличению приведенной работы вентилятора и снижению его КПД. При этом число Рейнольдса рассчитывалось по величине относительной скорости воздушного потока на входе в рабочее колесо вентилятора на среднем диаметре с учетом поворота входного НА вентилятора в сторону вращения колеса согласно программы регулирования НА.

Результаты идентификации ММ вентилятора «Х» в неавтомодельной области по числу Рейнольдса в координатах $\bar{\delta\pi}_{к}^* = f(Re_{к})$ и $\bar{\delta\eta}_{к}^* = f(Re_{к})$ приведены на рис. 5.13 и 5.14. Из рассмотрения рис. 5.13 и 5.14 следует, что, при

$\left(\overline{\pi_k^* / G_{в.пр}}\right) = \text{idem}$ и при $Re_k = (2,58...2,76) \cdot 10^5$, имеет место уменьшение степени повышения давления вентилятора на 2,5...2,7 % и уменьшение его изэнтропического КПД на 5,2...6,0 % по отношению к величинам этих параметров при $Re > 5 \cdot 10^5$.

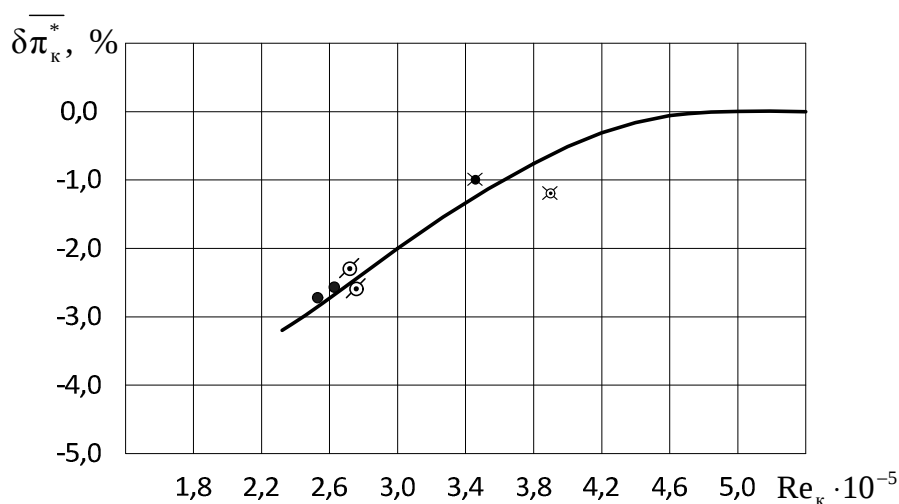


Рисунок 5.13 – Результаты идентификации ММ вентилятора «X» в неавтомоделной области по числу Re , ($\bar{n}_{пр} = 0,915...0,945$), $\left(\overline{\pi_k^* / G_{в.пр}}\right)_i = \text{idem}$

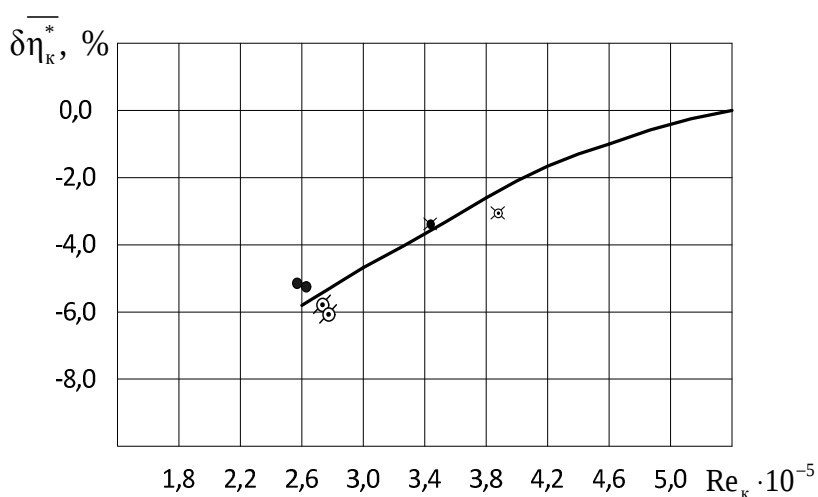


Рисунок 5.14– Результаты идентификации ММ вентилятора «X» в неавтомоделной области по числу Re , ($\bar{n}_{пр} = 0,915...0,945$), $\left(\overline{\pi_k^* / G_{в.пр}}\right)_i = \text{idem}$

Таким образом, результаты идентификации ММ вентилятора «X» по данным его испытаний в системе ГТД подтверждают обоснованность методического подхода, заложенного в методику идентификации ММ компрессоров (вентиляторов), и ее эффективность.

5.3 Методики экспериментально-расчетной оценки показателей эффективности основной камеры сгорания при ее работе в системе ГТД и газогенератора ГТД

В процессе доводки опытных и увеличения ресурса серийных ГТД, в процессе испытаний опытного газогенератора ГТД возникает необходимость оценки достигнутых величин КПД узлов двигателя и оценки влияния на величину КПД узлов вводимых конструктивных мероприятий. Это в равной мере относится и к узлу камеры сгорания, от таких показателей работы которой как коэффициент восстановления полного давления ($\sigma_{\text{кк}}$) и коэффициент полноты сгорания ($\eta_{\text{г}}$) зависят тяга и удельный расход топлива ГТД.

Характеристики камеры сгорания, представляющие собой зависимости коэффициентов $\sigma_{\text{кк}}$ и $\eta_{\text{г}}$ от определяющих параметров и критериев, на начальном этапе создания ГТД могут быть получены при автономных испытаниях полноразмерных камер на камерных стендах. Эти испытания позволяют произвести предварительную оценку характеристик камер лишь в некотором диапазоне изменения определяющих работу камеры параметров, который, (из-за ограничений обусловленных возможностями стенда), как правило, существенно меньше рабочего диапазона работы камеры в системе ГТД в ожидаемых условиях эксплуатации. Кроме того известно, что характеристики камеры сгорания, полученные при ее автономных испытаниях, могут отличаться от характеристик, полученных при испытании камеры непосредственно в системе ГТД. Отличие характеристик возможно из-за несоответствия при автономных испытаниях камеры величин температур и давлений воздуха на входе в камеру величинам этих параметров при работе камеры в системе ГТД.

При доводке ГТД и введении в узел камеры конструктивных мероприятий оценка величин коэффициентов $\sigma_{\text{кк}}$, $\eta_{\text{г}}$ и их изменения может производиться непосредственно при специальных стендовых испытаниях двигателя с дополнительной установкой приемников для измерения параметров воздуха и газа. Такая оценка является более достоверной, но конструктивно сложной из-за необходимости обеспечения прочности приемников полного давления и

температуры, устанавливаемых на выходе из камеры, и необходимости, (из-за неравномерности полей полных давлений и температуры торможения воздуха и газа на входе и выходе из камеры), установки в этих сечениях значительного количества соответствующих приемников.

Оценка величин показателей эффективности работы камеры ($\sigma_{\text{КС}}$, $\eta_{\text{Г}}$) может также производиться на основе информации, полученной по результатам испытаний ГТД на наземном стенде, с помощью специально разработанных обратных термогазодинамических задач (ОТГЗ) с применением методов статистического анализа. Для проведения такой оценки могут быть использованы величины штатно измеряемых параметров, предусмотренных технологией проведения предъявительских и приемо-сдаточных испытаний. Этот путь оценки величин коэффициентов $\sigma_{\text{КС}}$, $\eta_{\text{Г}}$ и их изменения после введения в узел камеры конструктивных усовершенствований, с позиций его оперативности и сокращения материальных затрат в процессе доводки двигателя и камеры, является предпочтительным.

Принимая во внимание вышеуказанные обстоятельства, целесообразна разработка обратных ТГЗ, позволяющих по величинам измеряемых в процессе стендовых испытаний ГТД параметров двигателя оценивать величины коэффициентов $\sigma_{\text{КС}}$ и $\eta_{\text{Г}}$ в основной камере сгорания. Некоторые возможные варианты ОТГЗ для оценки коэффициентов $\sigma_{\text{КС}}$ и $\eta_{\text{Г}}$ в камере сгорания при ее работе в системе ГГ ГТД и в системе ГТД рассмотрены ниже.

5.3.1 Методика экспериментально-расчетной оценки коэффициента восстановления полного давления в основной камере сгорания при ее работе в системе ГТД

Определение коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ в основной камере сгорания при ее работе в системе ГТД, учитывая сложность измерения полного давления и температуры торможения газа на выходе из камеры сгорания, можно производить путем решения специальной ОТГЗ с применением методов статистического анализа результатов [55, 66].

Известно, что приведенная плотность потока массы в критическом сечении соплового аппарата первой ступени турбины ГТД и коэффициент восстановления полного давления в сопловом аппарате этой ступени в диапазоне основных эксплуатационных режимов работы двигателя практически неизменны [146]. Это следует из рис. 5.15 и 5.16, на которых приведены, полученные путем расчета по методике, описанной в [122], зависимости приведенной плотности потока массы в критическом сечении соплового аппарата первой ступени турбины $q(\lambda_{кр.са})$ и коэффициента восстановления полного давления $\sigma_{са}$ в сопловом аппарате первой ступени от степени понижения давления газа в турбине (π_T^*) и от приведенной частоты вращения турбины $n_{т.пр} = n/\sqrt{T_T^*}$. Расчеты выполнены применительно к неохлаждаемой двухступенчатой турбине ГТД «А» и охлаждаемой одноступенчатой турбине ГТД «Б» [55].

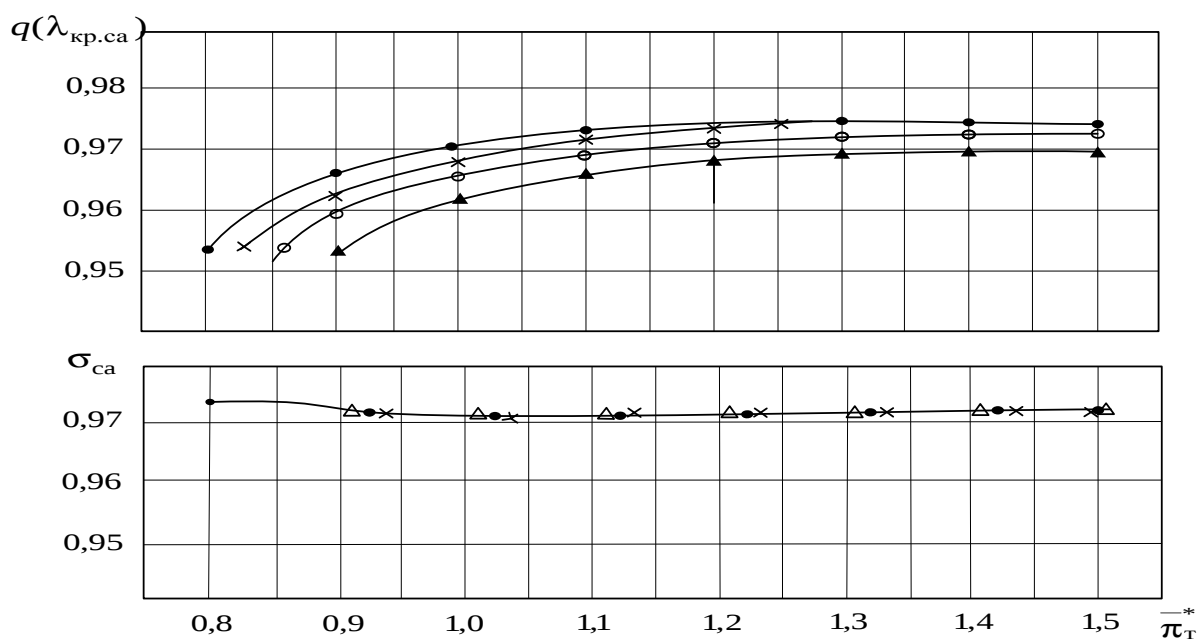


Рисунок 5.15 – Характеристики пропускной способности соплового аппарата первой ступени турбины ГТД «А»: • – $\bar{n}_{т.пр} = 0,883$, × – $\bar{n}_{т.пр} = 0,941$, о – $\bar{n}_{т.пр} = 1,00$, Δ – $\bar{n}_{т.пр} = 1,058$

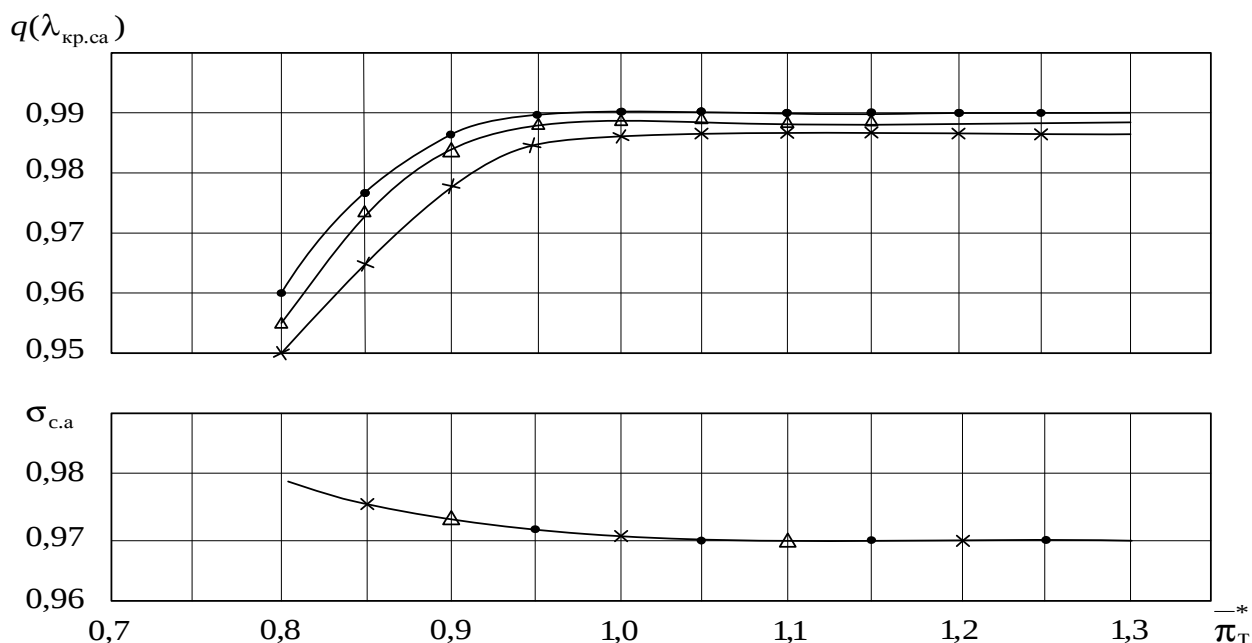


Рисунок 5.16– Характеристики пропускной способности соплового аппарата турбины ГТД «Б»: • – $\bar{n}_{\text{т.пр}} = 0,864$, Δ – $\bar{n}_{\text{т.пр}} = 0,951$, $\times$ – $\bar{n}_{\text{т.пр}} = 1,09$

Используя нелинейные ММ ГТД «А» и «Б», при расчете их стендовых дроссельных характеристик, по величинам параметров π_T^* и $n_{\text{т.пр}}$ можно определить диапазон изменения приведенной частоты вращения компрессора, в котором величины $q(\lambda_{\text{кр.са}})$ и $\sigma_{\text{са}}$ в сопловом аппарате первой ступени турбины практически постоянны. Такие диапазоны, применительно к ГТД «А» и «Б», при их работе на максимальном и номинальном режимах, приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1–Изменение приведенной плотности потока массы и коэффициента восстановления полного давления в сопловом аппарате первой ступени турбин ГТД «А» и «Б» при их работе на максимальном и номинальном режимах работы ($\bar{n}_{\text{пр}} = 1,0 \dots 0,85$)

ГТД	$\bar{n}_{\text{пр}}$	π_T^*	$\bar{n}_{\text{т.пр}}$	$\bar{F}_{\text{кр.рс}}$	$\delta\sigma_{\text{са}}, \%$	$\delta q(\lambda_{\text{кр.са}}), \%$
«А»	1...0,93	1,04...1,02	0,995...0,975	1,0	0,1	0,1
«А»	1...0,85	1,23...1,08	1,07...1,0	1,2	0,1	0,1
«Б»	1...0,9	1...0,996	1,015...1,022	1,0	0,1	0,1

Учитывая незначительное (не более 0,1 %), изменение величин $\sigma_{\text{са}}$ и $q(\lambda_{\text{кр.са}})$ для указанных в табл. 5.1 режимов работы двигателей, принимаем допущение, что значения параметров $q(\lambda_{\text{кр.са}})$ и $\sigma_{\text{са}}$, имеющие место на

вышеуказанных режимах работы ГТД «А» и «Б», равны соответствующим значениям, полученным при расчете характеристик турбины.

С учетом выше принятых допущений и на основе использования штатно измеряемых при стендовых испытаниях ГТД его параметров разработаны методика и ММ ОТГЗ для оценки коэффициента восстановления полного давления в камерах сгорания одновального ТРД и ГГ ГТД.

Исходными данными для оценки коэффициента восстановления полного давления в камерах сгорания ТРД и ГГ ГТД являются:

– штатно измеряемые в процессе испытаний параметры ГТД : расход воздуха через ГТД, расход топлива; измеренные в сечении на выходе из компрессора статическое (или полное) давление и температура торможения воздуха; режимные параметры ГТД (частота вращения ротора, полное давление и температура торможения воздуха на входе в ГГ и в ГТД),
 $(N_{kz} = (G_{\text{в}}, G_{\text{топ}}, p_{\text{к}}(p_{\text{к}}^*), T_{\text{к}}^*, n, p_{\text{вх}}^*, T_{\text{вх}}^*);$

– априорно задаваемые: зависимость $\eta_{\text{Г}} = f(\alpha_{\text{кк}})$; параметры –
 $\sigma_{\text{ca1}}, q(\lambda_{\text{кр.ca1}})$ и $A_{\text{Г.расч}} = (m_{\text{кр}} F_{\text{кр.ca1}})_{\text{расч.}}$, (где $m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ и $A_{\text{Г.расч.}}$ –

параметры, рассчитанные по параметрам k, R в критическом сечении соплового аппарата и по измеренной в процессе сборки ГТД площади критического сечения соплового аппарата ($F_{\text{кр.ca1}}$) 1-ой ступени турбины);

– величины приведенных расходов воздуха, $G_{\text{охл.пр.i}} = v_{\text{охл.i}} = \frac{G_{\text{охл.i}} \sqrt{T_{\text{к}}^*}}{p_{\text{к}}^*}$,

отбираемого за компрессором на охлаждение сопловых и рабочих лопаток, корпуса турбины, на втекание в осевые зазоры перед и за рабочим колесом турбины, а также расходуемого на утечки за компрессором. Величины приведенного расхода воздуха, отбираемого за компрессором на охлаждение сопловых и рабочих лопаток турбины известны, так как они определяются экспериментальным путем по результатам многократных лабораторных продувок

воздухом внутренних каналов сопловых и рабочих лопаток турбины. При около и сверхкритических отношениях давления газа в сопловом аппарате 1-ой ступени турбины, в одном из сечений каналов, подводящих охлаждающий воздух к лопаткам турбины, устанавливается критическое отношение давлений воздуха. Поэтому величины приведенных расходов воздуха, отбираемого на охлаждение сопловых и рабочих лопаток, на этих режимах сохраняются постоянными.

Методика расчета коэффициента восстановления полного давления в камерах сгорания ГТД сводится к следующему. Величина расхода газа через критическое сечение соплового аппарата ТВД рассчитывается с помощью уравнений $G_K = G_B - v_{yT} p_K^* / \sqrt{T_K^*} = G_B - G_{yT}$, $G_{B.KC.} = G_K - \xi_{охл} p_K^* / \sqrt{T_K^*}$,

$$G_{B.KC.} = G_K - G_{охл.са.кон.} - G_{охл.са.пл.} - G_{охл.рл} - G_{охл.корп} - G_{втек.са} - G_{втек.за рк} ,$$

$$G_{KC} = G_{B.KC} + G_{топ} , \quad G_{г.кр.са.} = G_{KC} + G_{охл.са.пл.} , \quad \xi_{охл} = (\sum v_{охл.i.}) + v_{втек.са} + v_{втек.за рк}$$

Полное давление за компрессором и приведенная скорость воздуха в сечении за компрессором λ_K определяются с использованием газодинамических функций $\pi(\lambda)$ и $y(\lambda)$, рассчитываемых из уравнения расхода в сечении за компрессором по величинам измеренных статического давления и температуры торможения воздуха за компрессором.

Температура газа на выходе из камеры сгорания T_{KC}^* (при априорно заданных коэффициенте полноты сгорания, величинах утечек и отборов воздуха за компрессором на охлаждение лопаток турбины) определяется из уравнения

$$\Delta i_{KC}^* - \int_{T_0}^{T_{KC}^*} c_p dT = 0 \quad (5.14)$$

с помощью подпрограммы *TI* [38]. При этом энтальпия газа Δi_{KC}^* рассчитывается согласно [38] с помощью уравнения баланса теплоты

$$\Delta i_{KC}^* = \frac{\eta_{\Gamma} H_u a_T + \Delta i_K^* \alpha_{KC} L_0 + i_{T0}}{(1 + \alpha_{KC} L_0)} , \quad (5.15)$$

где $\eta_{\Gamma} = f(\alpha_{KC})$; i_{T0} – энтальпия топлива, отсчитанная от $T_0 = 293,15$ K, $i_{T0} = 0$;

H_u – низшая теплотворная способность топлива; $\Delta i_{\text{кк}}^*$, $\Delta i_{\text{к}}^*$ – приращения энтальпий газа на выходе из камеры и воздуха на входе в камеру, отсчитанные от $T_0 = 293,15 \text{ К}$; L_0 – стехиометрический коэффициент; (при $\alpha_{\text{кк}} \geq 1,0$ $a_{\text{Т}} = 1,0$ [38]).

Температура газа в критическом сечении соплового аппарата 1-ой ступени турбины рассчитывается методом последовательных приближений (с использованием подпрограммы *CPS* [38]) с помощью уравнения сохранения энергии

$$T_{\text{г.кр.са}}^* = \frac{G_{\text{кк}} c_{\text{р.кк}} T_{\text{кк}}^* - G_{\text{охл.са.пл.}} c_{\text{р.охл.са.пл.}} T_{\text{охл.са.пл.}}^*}{G_{\text{г.кр.са}} c_{\text{р.кр}}} \quad (5.16)$$

Далее рассчитываются полные давления в критическом сечении соплового аппарата 1-ой ступени турбины и на выходе из камеры, и коэффициент восстановления полного давления в камере сгорания

$$p_{\text{кр.са}}^* = \frac{\sqrt{T_{\text{г.кр.са}}^*} G_{\text{г.кр.са}}}{q(\lambda_{\text{кр.са1}}) A_{\text{т.расч.}}}, \quad (5.17)$$

$$p_{\text{кк}}^* = p_{\text{кр.са}}^* / \sigma_{\text{са1}}, \quad (5.18)$$

$$\sigma_{\text{кк}} = p_{\text{кк}}^* / p_{\text{к}}^*. \quad (5.19)$$

Вышеописанная методика оценки коэффициента $\sigma_{\text{кк}}$ в основной камере сгорания при ее работе в системе ТРД и ГГ ГТД входит как блок в ММ ОТГЗ и в соответствующую программу расчета на ЭВМ для идентификации характеристик узлов ГГ ГТД и одновального ТРД по результатам их испытаний [165]. Программа составлена на языке программирования *Compaq Visual Fortran Version 6.6*. Блок–схема входящего в ММ ОТГЗ и программу [165] алгоритма для оценки коэффициента $\sigma_{\text{кк}}$ в камере сгорания ТРД и ГГ ГТД приведена на рис. 5.17.

В ОТГЗ [165] погрешность оценки коэффициента $\sigma_{\text{кк}}$ зависит от погрешности используемых при оценке следующих групп факторов:

1) от погрешности измерения при сборке ГТД площади $F_{\text{кр.са1}}$, от погрешностей измерения расходов воздуха и топлива, температуры торможения и

статического давления воздуха за компрессором, от погрешности экспериментального определения приведенных расходов воздуха, отбираемого из-за компрессора на охлаждение соплового аппарата и рабочих лопаток,

2) от погрешности задания априорной информации, включающей: зависимость $\eta_{\Gamma} = f(\alpha_{\text{КС}})$, расчетные величины приведенного расхода воздуха, отбираемого из-за компрессора на охлаждение корпуса и расходуемого на утечки, на втекание в осевые зазоры перед и за рабочим колесом турбины, расчетные величины $\sigma_{\text{ca1}}, q(\lambda_{\text{кр.ca1}})$ и $F_{\text{кр.ca1}}$ из-за температурных расширений.

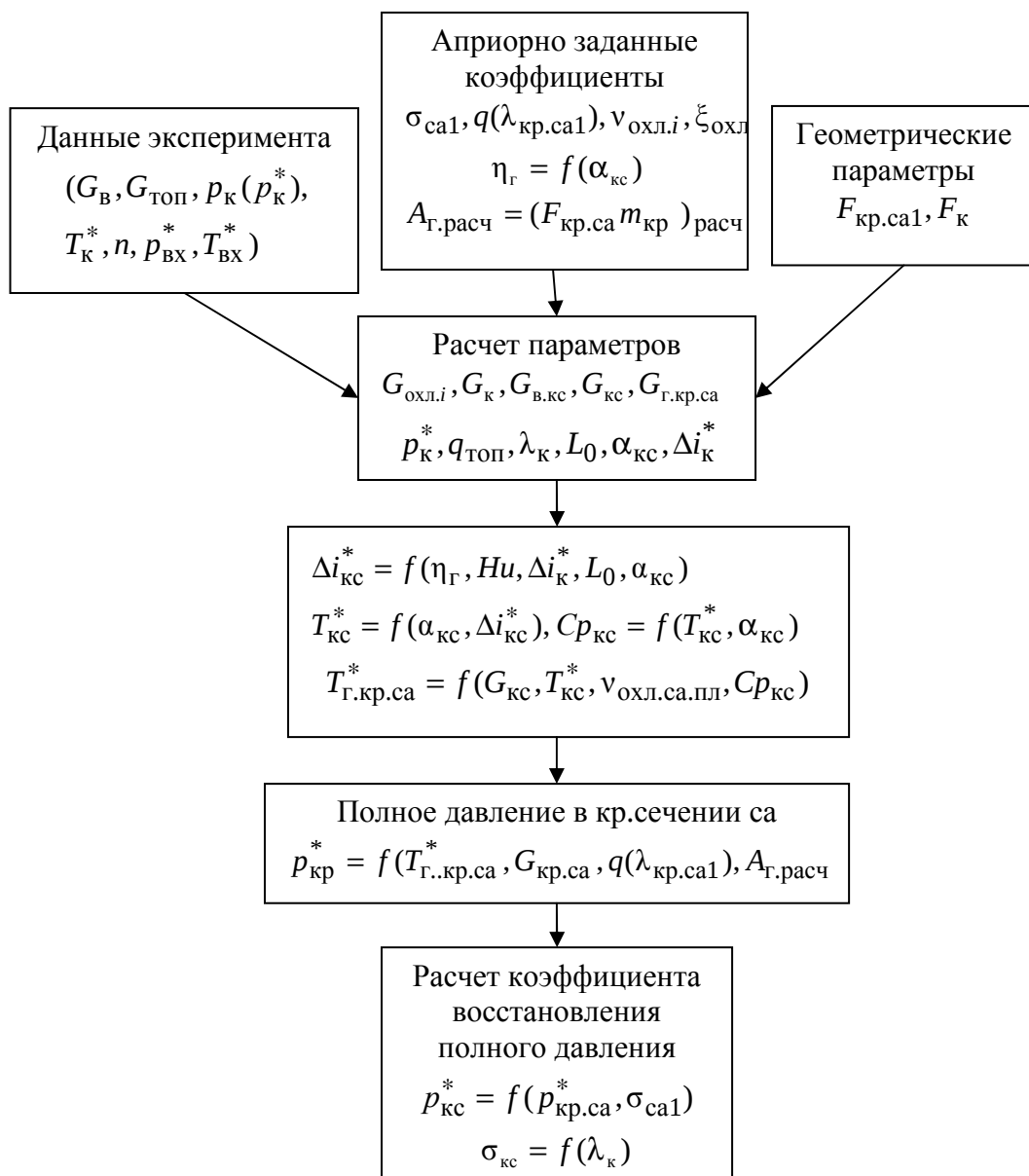


Рисунок 5.17 – Блок-схема алгоритма для оценки коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ в камере сгорания ТРД и ГГ ГТД

Первая группа факторов, (при рассмотрении результатов испытаний конструктивно единых экземпляров двигателей, совокупности лабораторных продувок конструктивно единых экземпляров сопловых и рабочих лопаток и, соответственно, возникающей при этом возможности перевода (рандомизации) систематических ошибок измерений параметров в отдельных испытаниях и продувках в разряд случайных, определяет разброс точек относительно математического ожидания зависимости $\sigma_{\text{КС}} = f(\lambda_{\text{К}})$.

Вторая группа факторов определяет смещение математических ожиданий зависимости $\sigma_{\text{КС}} = f(\lambda_{\text{К}})$ относительно истинных значений. Например, погрешность в априорном задании величины коэффициента полноты сгорания может быть оценена с помощью метода малых отклонений [146] по уравнению

$$\delta\sigma_{\text{КС}} = 0,5\delta\eta_{\Gamma}(T_{\Gamma}^* - T_{\text{К}}^*)/T_{\Gamma}^* = (0,25\dots 0,35)\delta\eta_{\Gamma}, \quad (5.20)$$

полученному из уравнений расхода через критическое сечение соплового аппарата 1-ой ступени турбины и подогрева газа в камере сгорания. Из (5.20) следует, что при ошибке в априорном задании коэффициента полноты сгорания в +1 %, ошибка в определении коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ равна (0,25...0,3) %. Численные расчеты, выполненные с помощью программы [165], подтверждают этот вывод.

Несмотря на ухудшение точности оценки истинных значений $\sigma_{\text{КС}}$ из-за влияния второй группы факторов, принятие при оценке $\sigma_{\text{КС}}$ по результатам стендовых испытаний ГТД одного и того же уровня априорно задаваемых величин (как до введения, так и после введения в узел камеры сгорания конструктивных мероприятий) позволяет достаточно достоверно определить относительное изменение величины коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$, обусловленное этими конструктивными мероприятиями.

С учетом всех принятых допущений, величину коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ в каждой экспериментальной точке по предложенной выше методике можно рассматривать как некоторую случайную величину. В результате этого зависимость $\sigma_{\text{КС}} = f(\lambda_{\text{К}})$, (в последовательности нескольких испытаний нескольких экземпляров

конструктивно единых двигателей), должна обнаруживать статистическую устойчивость. Учитывая статистический характер оценки величины коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$, выборки точек $\sigma_{\text{КС}} = f(\lambda_{\text{К}})$, полученные при обработке испытаний двигателей, должны подвергаться соответствующему анализу. Выборка $\sigma_{\text{КС}} = f(\lambda_{\text{К}})$ проверяется на однородность с помощью τ -распределения [123] с отбраковкой грубых ошибок. Далее, выборка $\sigma_{\text{КС}} = f(\lambda_{\text{К}})$ аппроксимируется полиномом второй степени с оценкой (при заданном уровне вероятности) величины среднего квадратичного отклонения точек относительно математического ожидания полинома и оценкой доверительного интервала по распределению Стьюдента [45]. Окончательно, полученные результаты экспериментально-расчетной оценки $\sigma_{\text{КС}}$ могут быть представлены в виде зависимостей $\sigma_{\text{КС}} = f(\lambda_{\text{К}})$ полиномами вида

$$\sigma_{\text{КС}} = a_0 + a_1 \lambda_{\text{К}} + a_2 \lambda_{\text{К}}^2 \quad (5.21)$$

и совокупности полученных при статистическом анализе, при $P = \text{idem}$, величин $\Delta \sigma_{\text{КС}} = \text{const}_1$, $S = \text{const}_2$, где $\Delta \sigma_{\text{КС}}$ – доверительный интервал, отражающий статистический разброс точек при оценке $\sigma_{\text{КС}}$ из-за ошибок измерений и отклонения размеров деталей камеры сгорания в пределах технологических допусков на изготовление, P – доверительная вероятность, S – выборочное среднее квадратичное отклонение точек относительно математического ожидания полинома (5.21)

$$S^2 = \sum (\sigma_{\text{КС}} - \sigma_{\text{КС},i})^2 / (n - m - 1),$$

где m – степень полинома, n – количество экспериментальных точек в выборке.

ММ ОТГЗ и программа для ЭВМ [165], в части экспериментально-расчетной оценки коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ в камерах сгорания ГТД, апробировалась при обработке результатов испытаний одновальных одноконтурных ГТД «А» и «Б» на наземном и высотном стендах [55, 66]. На рис. 5.18 и 5.19 приведены зависимости $\sigma_{\text{КС}} = f(\lambda_{\text{К}})$ для камер сгорания ГТД «А» и «Б», полученные, при

обработке результатов испытаний ГТД с помощью разработанной программы [165].

Полученные результаты позволяют выявлять закономерности изменения коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ в широком диапазоне режимов работы ГТД. Доверительные интервалы рассеяния точек относительно математических ожиданий зависимостей $\sigma_{\text{КС}} = f(\lambda_{\text{К}})$ невелики и составили, при нормальном распределении и доверительной вероятности $P = 0,95$: для ГТД «А» $-\Delta\sigma_{\text{КС}} = \pm 0,0083 (\pm 0,9 \%)$, для ГТД «Б» $-\Delta\sigma_{\text{КС}} = \pm 0,012 (\pm 1,4 \%)$. Это свидетельствует о достаточной точности измерения в процессе стендовых испытаний ГТД «А» и «Б» параметров, используемых при оценке коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$.

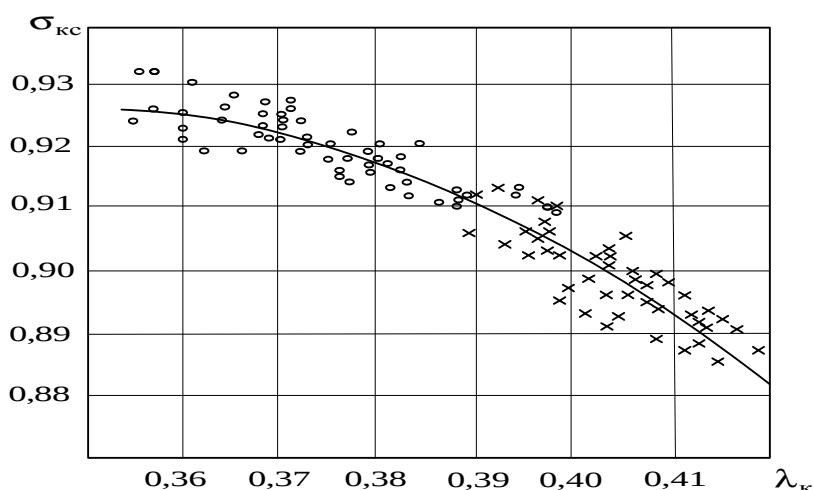


Рисунок 5.18 – Оценка коэффициента восстановления полного давления в камере сгорания ГТД «А»: $\times - \bar{F}_{\text{кр.рс}} = 1,2$, $o - \bar{F}_{\text{кр.рс}} = 1,0$

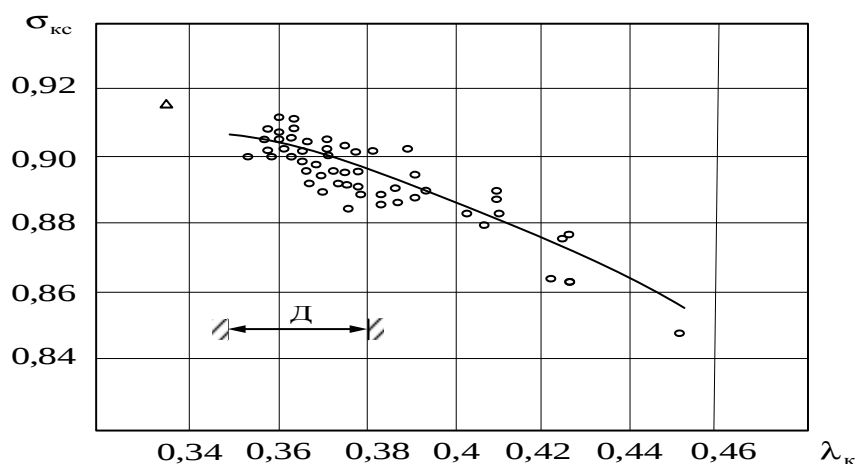


Рисунок 5.19 – Оценка коэффициента восстановления полного давления в камере сгорания ГТД «Б»: Δ – «холодная» продувка камеры, o – работа камеры в системе ГТД, $Д$ – диапазон работы камеры на наземном стенде при $\bar{n} = 0,9 \dots 1,0$

Разработанная методика оценки коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ в камере сгорания при ее работе в системе ГТД была апробирована при оценке относительного изменения этого коэффициента в камере сгорания одновального одноконтурного ГТД «Б» [55, 66] при введении в ее узел конструктивных изменений (см. раздел 5.4).

5.3.2 Методика экспериментально-расчетной оценки коэффициентов полноты сгорания и восстановления полного давления в основной камере сгорания при ее работе в системе газогенератора ГТД с измерением при испытаниях поля температуры газа за турбиной

Повышение температуры газа в камерах сгорания современных ГТД требует в процессе их стендовых испытаний постоянного контроля за уровнем неравномерности температуры торможения газа на входе в турбину. Такой контроль применительно к газогенератору ГТД (или одновальному ТРД) может быть осуществлен косвенно путем измерения поля температуры торможения газа за турбиной с помощью технологического диффузора. Последний имеет вращающуюся (с помощью электропривода через редуктор) турель, на которой устанавливаются гребенки с приемниками температуры. Схема технологического диффузора для измерения поля температуры торможения газа в сечении за турбиной приведена на рис. 4.1 (см. главу 4).

Получаемая в процессе стендовых испытаний двигателя информация о температурном поле газа за турбиной может быть использована для оценки коэффициентов полноты сгорания и восстановления полного давления в камере сгорания и оценки относительного изменения этих коэффициентов в случае введения в узел камеры сгорания конструкторских мероприятий.

Известно, что тепловой эффект химической реакции в камере сгорания ГТД определяется начальным и конечным состоянием продуктов реакции, то есть в том же интервале температур, для которого определяется тепловой эффект реакции. Температура торможения воздуха за компрессором (на входе в камеру сгорания) известна, так как является штатно измеряемым параметром в процессе стендовых испытаний ГТД и используется для расчета, (при заданном значении

В качестве исходных данных для проведения такой оценки использовались величины измеренных в процессе стендовых испытаний ГТД температур торможения воздуха на входе в двигатель и на выходе из компрессора, расхода воздуха через двигатель, расхода топлива, давления воздуха за компрессором и средняя температура газа за турбиной, полученная по результатам измерения температурного поля газа в сечении за турбиной.

Осреднение температуры газа за турбиной при испытаниях ГТД «Б» производилось по площади. Именно такой способ осреднения был заложен в технологию обработки результатов заводских стендовых испытаний ГТД «Б». Как показали расчеты по осреднению параметров газа в сечении за турбиной ГТД «Б», погрешность расчета средней температуры торможения газа, полученной при способе осреднения по площади, составляет $(-0,3) \%$ от температуры, полученной при осреднении по способам с сохранением G, I^*, S и по массовому расходу. При расчете средней температуры торможения снижение температуры газа в пограничном слое (около стенок технологического диффузора) производилось с помощью коэффициента, величина которого принималась равной $0,97...0,98$.

В качестве априорной информации в ОТГЗ использовались величины приведенных расходов воздуха, расходуемого на пленочное и конвективное охлаждение лопаток соплового аппарата ($v_{\text{охл.са}}$), на утечки ($v_{\text{ут}}$) за компрессором, на охлаждение корпуса турбины ($v_{\text{охл.корп}}$) и лопаток рабочего колеса турбины ($v_{\text{охл.рл}}$), на втекание воздуха в проточную часть турбины через осевой зазор между сопловым аппаратом и рабочим колесом ($v_{\text{втек.са}}$) и через осевой зазор за рабочим колесом ($v_{\text{втек.за рк}}$), величина механического КПД (η_m), параметры – $\sigma_{\text{са1}}, q(\lambda_{\text{кр.са1}}), F_{\text{кр.са1}}$.

Методика ОТГЗ для экспериментально-расчетной оценки коэффициентов полноты сгорания и восстановления полного давления в камере сгорания ГТ ГТД и одновального ТРД при измерении температурного поля газа за турбиной ГТ и ТРД сводится к следующему.

В блоках 1, 2 и 3 ОТГЗ рассчитывается влагосодержание воздуха, приведенные частота вращения компрессора и расход воздуха через ГГ, число Рейнольдса в потоке воздуха на входе в компрессор. В случае, если при испытаниях ГГ измерено только статическое давление воздуха за компрессором, то далее из уравнения расхода в сечении за компрессором (с использованием газодинамических функций и учетом утечек воздуха за компрессором) методом последовательных приближений рассчитываются приведенная скорость λ_k и полное давление воздуха за компрессором. В блоке 4 ОТГЗ рассчитываются: степень повышения давления в компрессоре π_k^* ; приращения энтальпий $\Delta i_{\text{вх}}^*$, Δi_k^*

$$\Delta i_{\text{вх}}^* = \int_{T_0}^{T_{\text{вх}}^*} c_p dT, \quad \Delta i_k^* = \int_{T_0}^{T_k^*} c_p dT,$$

(где T_0 – условная начальная температура, $T_0=180$ К); удельная работа компрессора $L_k = \Delta i_k^* - \Delta i_{\text{вх}}^*$; мощность компрессора $N_k = G_{\text{в}} L_k$; изоэнтропическая температура воздуха за компрессором согласно [38] из уравнения

$$\exp \left(\frac{1}{R} \int_{T_{\text{вх}}^*}^{T_{\text{к.из}}^*} C_p(T) \frac{dT}{T} \right) = \frac{p_k^*}{p_{\text{вх}}^*},$$

приращение энтальпии $\Delta i_{\text{к.из}}^* = \int_{T_0}^{T_{\text{из.к}}^*} c_p dT$; изоэнтропический КПД компрессора

$$\eta_k^* = \frac{(\Delta i_{\text{к.из}}^* - \Delta i_{\text{вх}}^*)}{L_k}.$$

Далее, в блоке 5 ОТГЗ, с помощью системы уравнений (5.22) рассчитываются величины расходов воздуха и газа в различных сечениях ГГ и коэффициенты избытка воздуха в сечениях «КС», «Т'» и «Т»

$$\xi_{\text{охл}} = (\sum v_{\text{охл.и.}}) + v_{\text{втек.са}} + v_{\text{втек.за рк}},$$

$$G_k = G_{\text{в}} - v_{\text{ут}} p_k^* / \sqrt{T_k^*} = G_{\text{в}} - G_{\text{ут}}, \quad G_{\text{в.кс.}} = G_k - \xi_{\text{охл}} p_k^* / \sqrt{T_k^*},$$

$$G_{\text{в.кс.}} = G_k - G_{\text{охл.са.кон.}} - G_{\text{охл.са.пл.}} - G_{\text{охл.рл}} - G_{\text{охл.корп}} - G_{\text{вт.са}} - G_{\text{втек.за рк}}, \quad (5.22)$$

$$G_{\text{кс}} = G_{\text{в.кс}} + G_{\text{топ}}, \quad G_{\text{г.кр.са}} = G_{\text{кс}} + G_{\text{охл.са.пл.1}} + G_{\text{охл.пл.2}} \quad G_{\text{т/}} = G_{\text{г}} + G_{\text{охл.рл.пл}},$$

$$G_{\text{т}} = G_{\text{т/}} + G_{\text{охл.рл.кон}} + G_{\text{охл.корп}} + G_{\text{втек.за рк}}.$$

В блоке 6 ОТГЗ, с помощью уравнения сохранения энергии и с использованием средней температуры газа за турбиной $T_{\text{т.оср.F}}^*$, методом последовательных приближений в сечении «т/» определяется температура газа за турбиной $T_{\text{т/}}^*$ до подмешивания к газу в этом сечении воздуха, охлаждающего рабочие лопатки и корпус турбины

$$T_{\text{т/}}^* = (c_{\text{р.т}} G_{\text{т}} T_{\text{т.оср.F}}^* - c_{\text{р.к}} G_2 T_{\text{к}}^*) / c_{\text{р.т/}} G_{\text{т/}}, \quad (5.23)$$

(где $G_2 = G_{\text{охл.рл.кон}} + G_{\text{охл.корп}} + G_{\text{вт.за рк}}$).

В блоке 7 ОТГЗ, рассчитываются мощность $N_{\text{т}} = N_{\text{к}} / \eta_{\text{м}}$ и удельная работа турбины $L_{\text{т}} = N_{\text{т}} / G_{\text{г}}$, и из уравнения работы турбины $L_{\text{т}} = c_{\text{р.г}} T_{\text{г}}^* - c_{\text{р.т/}} T_{\text{т/}}^*$ рассчитывается температура торможения газа перед рабочим колесом первой ступени турбины $T_{\text{г}}^*$. Далее, в блоках 8, 9 и 10 ОТГЗ, из уравнений сохранения энергии, методом последовательных приближений рассчитывается температура торможения газа в критическом сечении первой ступени турбины

$$T_{\text{г.кр.са}}^* = (c_{\text{р.г}} G_{\text{г}} T_{\text{г}}^* - c_{\text{р.к}} G_2 T_{\text{к}}^*) / c_{\text{р.кр.са}} G_{\text{г.кр.са}}, \quad (5.24)$$

(где $G_2 = G_{\text{охл.са.кон}} + G_{\text{вт.са}}$), и на выходе из камеры сгорания

$$T_{\text{кс}}^* = (c_{\text{р.кр.са}} G_{\text{г.кр.са}} T_{\text{г.кр.са}}^* - c_{\text{р.к}} G_2 T_{\text{к}}^*) / c_{\text{р.кс}} G_{\text{кс}}, \quad (5.25)$$

(где $G_{2.} = G_{\text{охл.са.пл.1}} + G_{\text{охл.пл.2}}$). Далее, из уравнения баланса теплоты рассчитывается коэффициент полноты сгорания в камере сгорания [38]

$$\eta_{\text{г}} = \frac{\Delta i_{\text{кс}}^* (1 + \alpha_{\text{кс}} L_0) - \Delta i_{\text{к}}^* \alpha_{\text{кс}} L_0 - i_{\text{т0}}}{H_{\text{у}} a_{\text{т}}}, \quad (5.26)$$

где – при коэффициенте избытка воздуха в камере сгорания $\alpha_{\text{кс}} \geq 1,0$ величина $a_{\text{т}} = 1,0$ [38]; $i_{\text{т0}}$ – энтальпия топлива, отсчитанная от $T_0 = 293,15 \text{ K}$, ($i_{\text{т0}} = 0$);

$\Delta i_{\text{кк}}^*$, $\Delta i_{\text{к}}^*$ – энтальпии газа на выходе из камеры и воздуха на входе в камеру, отсчитанные от $T_0 = 293,15 \text{ K}$.

В последнем блоке 11 ОТГЗ рассчитывается коэффициент восстановления полного давления в камере сгорания по формулам (5.17)...(5.19).

Блок–схема ОТГЗ для оценки коэффициентов $\eta_{\text{г}}$ и $\sigma_{\text{кк}}$ в основной камере сгорания ГГ ГТД приведена на рис. 5.21.

Как известно из практики проектирования и доводки ГТД, величина механического КПД ($\eta_{\text{м}}$), отражающая потери мощности турбины из-за трения в подшипниках и затраты мощности на привод агрегатов двигателя, уменьшается при уменьшении частоты вращения ротора и давления воздуха на входе в двигатель. Снятие температурного поля газа за турбиной у ГТД «Б» производится в диапазоне относительной физической частоты вращения 0,92...1,0 и при относительно высоком давлении воздуха на входе в двигатель. Поэтому, при оценке коэффициента $\eta_{\text{г}}$ задание величины $\eta_{\text{м}}$ постоянной достаточно оправдано. Оценка возможного отклонения величины коэффициента $\eta_{\text{г}}$ из-за априорного задания величины коэффициента $\eta_{\text{м}}$ производилась с помощью программы [164]. Расчеты показали, что увеличение коэффициента $\eta_{\text{м}}$ на 1 % приводит к снижению коэффициента $\eta_{\text{г}}$ на 0,17 % и снижению коэффициента $\sigma_{\text{кк}}$ на 0,045 %. Расчеты также показали, что возникающая при осреднении параметров газа в сечении за турбиной ГТД «Б» по площади погрешность расчета средней температуры торможения газа (– 0,3) % приводит к погрешности оценки коэффициента $\eta_{\text{г}}$ (– 0,45) % и к погрешности коэффициента $\sigma_{\text{кк}}$ (– 0,147) %.

Выполнен также расчет коэффициентов $\eta_{\text{г}}$ и $\sigma_{\text{кк}}$ для случая сухого воздуха ($\phi = 0 \text{ \%}$, $d = 0$) и для влажного воздуха ($\phi = 90 \text{ \%}$, $d = 0,0121$). Получено, что при переходе работы ГГ ГТД с сухого воздуха на влажный величина коэффициента $\eta_{\text{г}}$ увеличивается на 1,0 %, коэффициент $\sigma_{\text{кк}}$ увеличивается на 0,36 %, КПД компрессора $\eta_{\text{к}}^*$ уменьшается на 0,31 %.

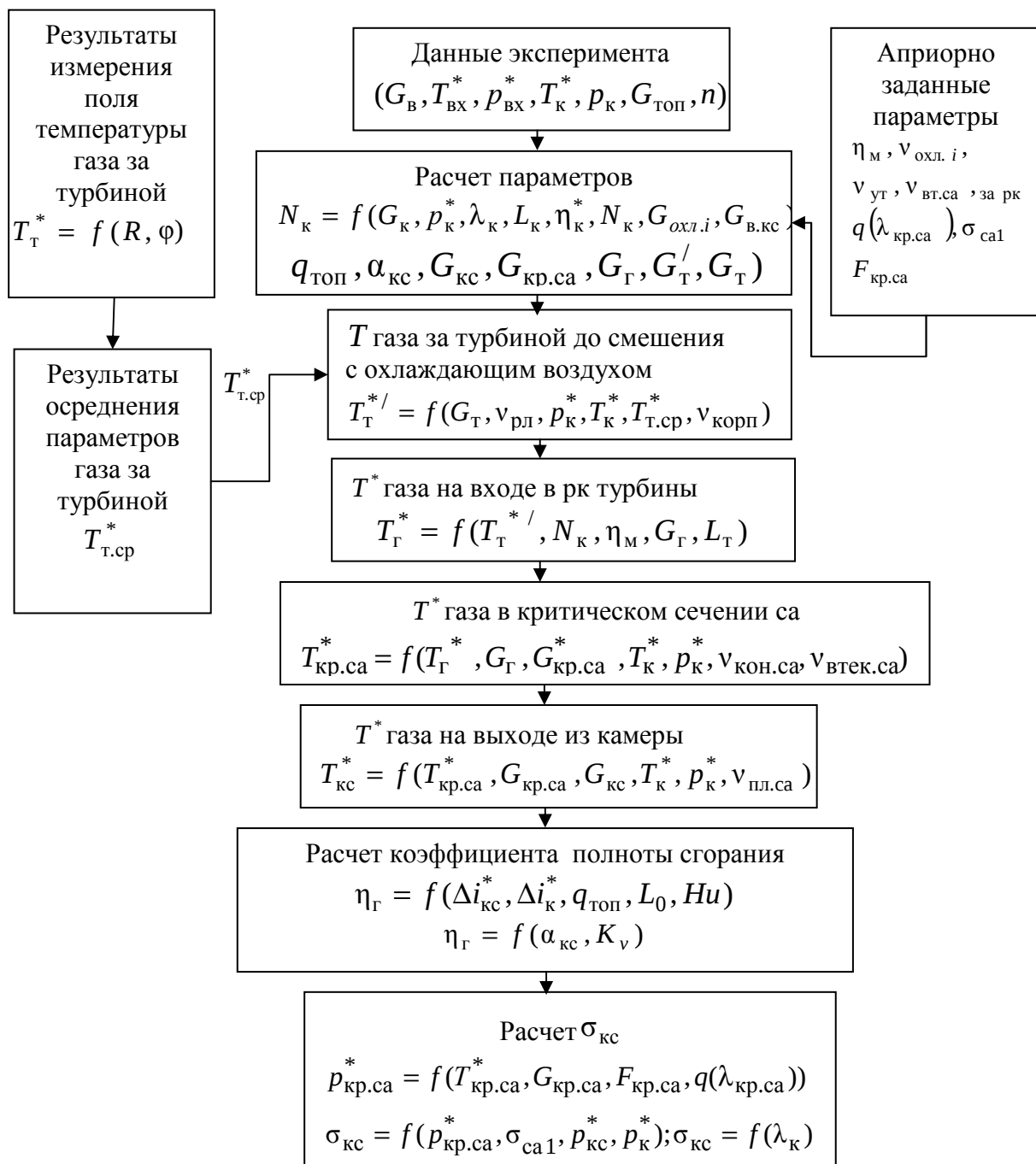


Рисунок 5.21 – Блок-схема ОТГЗ для оценки коэффициентов полноты сгорания и восстановления полного давления в камере сгорания ГТД

5.4 Опыт экспериментально-расчетной оценки характеристик основной камеры сгорания по результатам ее доводочных испытаний в системе ГТД

ММ ОТГЗ и программа для ЭВМ [165], в части оценки с ее помощью коэффициента $\sigma_{\text{к}}$ в камере сгорания при работе камеры в системе ТРД и ГТД и ММ ОТГЗ и программа [164] для оценки коэффициентов $\eta_{\text{г}}$, $\sigma_{\text{к}}$ в камере

сгорания при ее работе в системе ГТ ГТД были апробированы и верифицированы при сравнительном анализе характеристик кольцевой камеры сгорания ГТД «Б» после введения в ее узел конструктивных усовершенствований [55, 66]. На рис. 5.22 и 5.23 приведены результаты оценки коэффициентов η_{Γ} и $\sigma_{\text{КС}}$, полученные с помощью программ [164, 165] по данным стендовых испытаний ГТД «Б» с двумя вариантами жаровых труб (Б–1 – исходный, Б–2 – модернизированный вариант). Труба Б–2, по сравнению с Б–1, имеет усовершенствования для уменьшения неравномерности температурного поля газа на выходе из камеры сгорания. Как следует из рис. 5.22, камера сгорания с жаровой трубой Б–2 имеет более высокое (примерно на 1...1,2 %) значение коэффициента η_{Γ} .

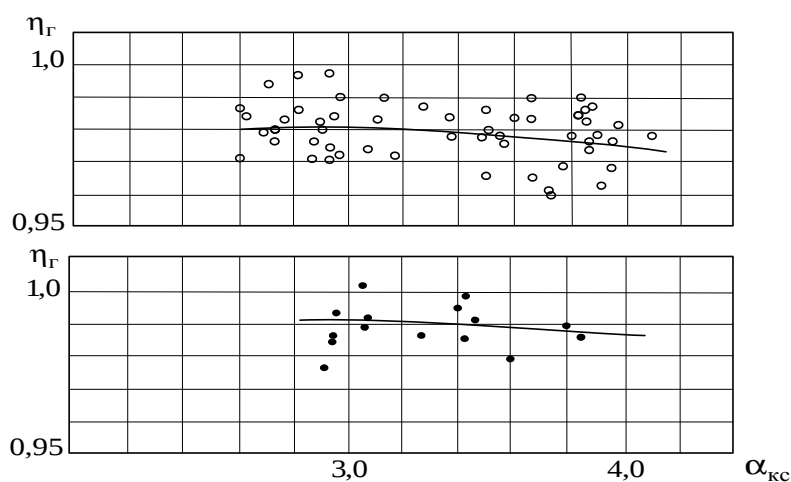


Рисунок 5.22– Результаты сравнительного анализа коэффициента полноты сгорания в камере сгорания ГТД «Б» с двумя вариантами жаровых труб: о – жаровая труба Б–1, • – жаровая труба Б–2

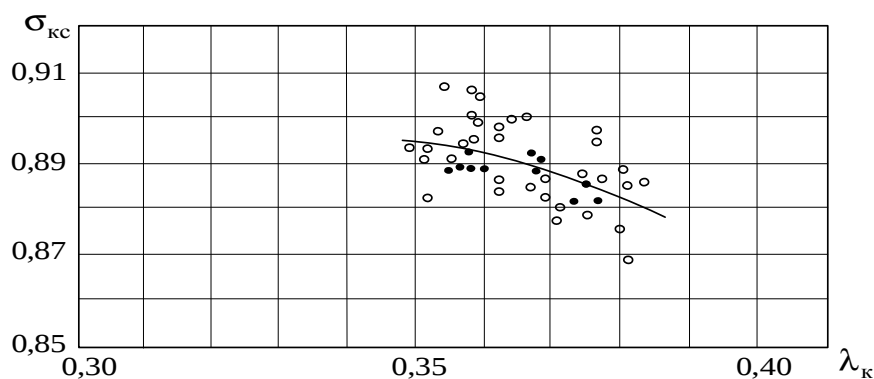


Рисунок 5.23 – Результаты сравнительного анализа коэффициента восстановления полного давления в камере сгорания ГТД «Б» с двумя вариантами жаровых труб: о – жаровая труба Б–1, • – жаровая труба Б–2

Среднее значение коэффициента η_{Γ} в камере Б–1 составляет $\eta_{\Gamma} = 0,979$, в камере Б–2 – 0,989. Величины доверительных интервалов $\Delta\eta_{\Gamma}$ для выборок точек камер Б–1 и Б–2 практически одинаковы и составляют, (при уровне доверительной вероятности $P = 0,95$), 0,014...0,016.

Величины коэффициентов $\sigma_{\text{КС}}$ в камерах Б–1 и Б–2 (см. рис. 5.23), практически одинаковы. Результаты аппроксимации выборок $\sigma_{\text{КС}} = f(\lambda_{\text{К}})$ для камер Б–1 и Б–2 полиномами второй степени показали, что их математические ожидания практически совпадают. Для камер Б–1 и Б–2 полиномы, соответственно, имеют вид :

$$\sigma_{\text{КС}} = 0,115 + 4,716\lambda_{\text{К}} - 7,087\lambda_{\text{К}}^2 \quad \sigma_{\text{КС}} = -0,851 + 9,881\lambda_{\text{К}} - 14,007\lambda_{\text{К}}^2$$

Величины доверительных интервалов $\Delta\sigma_{\text{КС}}$ для выборок точек камер Б–1 и Б–2 (при $P = 0,95$), составили для камеры Б–1 $-\Delta\sigma_{\text{КС}} = 0,018$, для камеры Б–2 $-\Delta\sigma_{\text{КС}} = 0,008$.

Сравнительный анализ параметров ГТД «Б», полученных при его стендовых испытаниях с камерами Б–1 и Б–2, подтвердил проведенную выше оценку изменения коэффициентов η_{Γ} и $\sigma_{\text{КС}}$ (см. рис. 5.24).

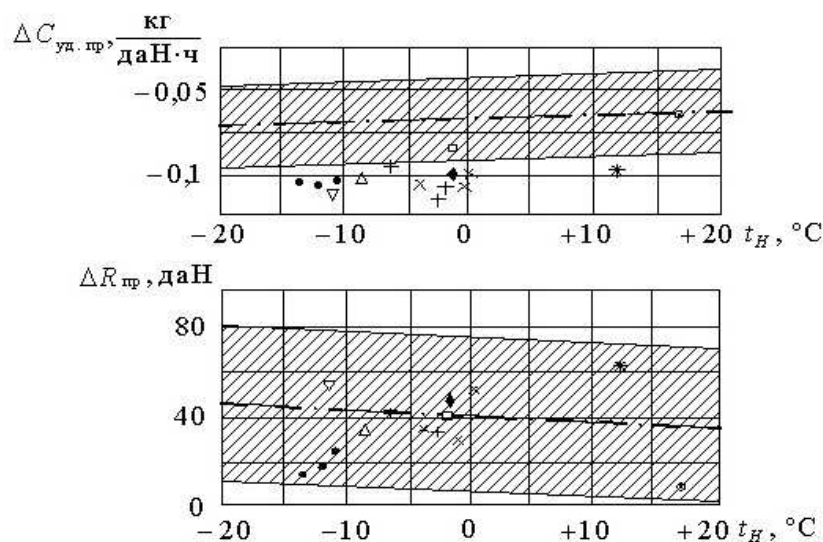


Рисунок 5.24 – Результаты статистического анализа по изменению удельного расхода топлива и тяги у ГТД «Б» с камерами Б–1 и Б–2:

●, Δ, *, +, x, ∇, ♦, ⊙ – результаты испытаний девяти экземпляров ГТД «Б» с камерой Б–2;
 // – доверительный интервал рассеяния параметров ГТД «Б» при испытаниях камеры Б–1

Среднестатистическое значение удельного расхода топлива у ГТД «Б» с камерой Б–2 (по данным испытаний девяти экземпляров ГТД «Б») уменьшилось в среднем на 1,45 % ($0,025 \text{ кг}/(\text{даН} \cdot \text{ч})$), по сравнению с аналогичной величиной у ГТД с камерой Б–1, (см. рис. 5.24). Это обусловлено примерно таким же ($1..1,2$ %) увеличением коэффициента η_r в камере Б–2 по сравнению с камерой Б–1.

Величина тяги у ГТД «Б» с камерой Б–2 не изменилась по сравнению с аналогичной величиной у ГТД «Б» с камерой Б–2. Это обусловлено практически одинаковой в этих камерах величиной коэффициента восстановления полного давления. Экспериментальные точки в координатах $\Delta R = f(t_H)$, полученные при испытании ГТД «Б» с камерой Б–2, находятся в том же доверительном интервале рассеяния этого параметра, что и при испытаниях ГТД «Б» с камерой Б–1 (рис. 5.24).

5.5 Методика экспериментально-расчетной оценки КПД турбины при ее работе в системе газогенератора ГТД с измерением при испытаниях полей температуры и полного давления газа за турбиной

1. Как показано в [93] и в подразделе 5.3.2, измерение поля температуры торможения газа за турбиной и наличие ММ и программы для осреднения параметров неравномерного газового потока может быть использовано для оценки, с помощью ММ специальной обратной ТГЗ (и соответствующей программы для ЭВМ [164]), коэффициентов η_r и σ_{kc} в камере сгорания. При этом следует иметь в виду, что измерение за турбиной только поля температуры торможения газа (без измерения поля полного давления) позволяет выполнить осреднение температуры газа только по площади. Как показано в разделе 5.3.2, осреднение неравномерного по температуре торможения газового потока по площади приводит к погрешности расчета средней температуры торможения газа за турбиной по сравнению с ее величиной, получаемой при осреднении по массовому расходу. Соответственно, при этом возникают погрешности оценки величин коэффициентов η_r и σ_{kc} . Кроме этого, из-за отсутствия измерения поля полного давления газа за турбиной, не имеется возможности определения степени

понижения давления газа в турбине, знание величины которой необходимо при оценке в процессе доводки ГГ ГТД такого важного показателя эффективности как КПД турбины.

2. Вопросу определения КПД турбины по результатам стендовых испытаний ГГ ГТД посвящена работа [25]. Расчет первичного КПД турбины при ее работе в системе ГГ ГТД выполняется по измеренным при испытаниях расходу воздуха на входе в ГГ, расходу топлива, параметрам воздуха на входе ($p_{вх}^*, T_{вх}^*$) и выходе из компрессора ГГ (p_k^*, T_k^*), по измеренным температуре торможения и полному давлению газа (p_t^*, T_t^*) в сечении за турбиной. При расчете КПД турбины, согласно [25], необходимо априорно задавать величину механического КПД (η_m), площадь критического сечения соплового аппарата (СА) ($F_{кр.са}$), коэффициент полноты сгорания (η_Γ), расход воздуха, отбираемый из компрессора на охлаждение турбины и другие цели. Величина коэффициента восстановления полного давления в камере сгорания либо задается априорно в виде зависимости $\sigma_{кс} = f(\lambda_k)$, либо определяется по величине полного давления газа p_Γ^* , измеренного «по передней кромке соплового аппарата» [25] путем установки приемников полного давления на входе в турбину. Расчет КПД турбины в [25] предлагается выполнять по температуре торможения $T_{г.са}^*$ и расходу газа $G_{г.са}$ в «горле» СА. При этом расчет величины $T_{г.са}^*$ предлагается выполнять с помощью нескольких способов. Вопрос осреднения неравномерных полей параметров измеренных в сечении за турбиной (p_t^*, T_t^*) и в сечении на входе в СА (p_Γ^*) в [25] не рассматривается. Оценку КПД турбины в [25] предлагается определять по формуле

$$\eta_T^* = \frac{N_k}{G_{г.са} L_{т.ад} \eta_m}, \quad (5.27)$$

где $L_{т.ад} = i_{г.са}^* - i_{т.ад}^*$, $i_{т.ад}^* = f(T_{т.ад}^*, q_{т.са}, d)$, $T_{т.ад}^* = f(p_\Gamma^*/p_t^*, T_{г.са}^*, q_{т.са}, d)$.

3. В случае, если при испытаниях ГГ в сечении за его турбиной измеряются поля температуры торможения и полного давления, а также статическое давление газа с помощью приемников, расположенных на технологическом диффузоре, то возникает возможность разработки методики и ММ специальной ОТГЗ и соответствующей программы для ЭВМ, при использовании которых имеется возможность определения как характеристик камеры сгорания ГГ ($\sigma_{\text{кс}} = f(\lambda_{\text{к}})$, $\eta_{\text{Г}} = f(\alpha_{\text{кс}})$), так и оценка величины КПД турбины.

При этом следует подчеркнуть, что для повышения информативности результатов испытаний ГГ и повышения точности результатов их обработки, измерение полей параметров в сечении за турбиной должно сочетаться с применением, при обработке полученных при испытаниях результатов, обоснованного способа осреднения параметров неравномерного потока газа. Для оценки КПД турбины по результатам испытаний ГГ ГТД с измерением при испытаниях полей температуры торможения и полного давления газа за турбиной разработана методика и ММ ОТГЗ [97] с программой расчета на ЭВМ [169], которые являются развитием ММ ОТГЗ с программой [164]. ММ ОТГЗ [164] приведена в подразделе 5.3.2. Блок–схема ОТГЗ [164] приведена на рис. 5.21. В программу [169], по сравнению с программой [164], в качестве исходных данных дополнительно введено среднее полное давление газа в сечении за турбиной, которое, как и средняя температура газа за турбиной, получено по результатам измерения в этом сечении полей параметров газа при испытании ГГ ГТД и по результатам последующего осреднения параметров газа в сечении за турбиной. В программу [169] введены дополнительные блоки для оценки КПД турбины с помощью четырех известных методических подходов. (КПД турбины и ее адиабатическая работа в каждом из подходов далее обозначены цифрами 1,2,3,4.

а) Оценки первичного КПД турбины по заторможенным параметрам при первом методическом подходе производится согласно [22, 51] по формуле

$$\eta_{\text{т1}}^* = \frac{N_{\text{Г}}}{G_{\text{кс}} L_{\text{т.ад1}}}, \quad (5.28)$$

где

$$L_{\text{т.ад1}} = \frac{k_{\text{кс}}}{k_{\text{кс}} - 1} R_{\text{г}} T_{\text{кс}}^* (1 - 1 / \pi_{\text{т}}^* \frac{k_{\text{кс}} - 1}{k_{\text{кс}}}). \quad (5.29)$$

При этом подходе оценка КПД турбины производится по полученным путем расчета (по формулам (5.22) и (5.25) согласно [164, 169]) величинам параметров $G_{\text{кс}}, T_{\text{кс}}^*$ в сечении «кс» (см. схему охлаждения турбины на рис. 5.20), где $k_{\text{кс}} = f(T_{\text{кс}}^*, \alpha_{\text{кс}})$. Величина степени понижения давления газа в турбине $\pi_{\text{т}}^*$ определяется по полученной путем расчета (по формулам (5.17) и (5.18), согласно [164, 169]), величине полного давления в сечении «кс» и по величине среднего полного давления газа, полученной при осреднении параметров газа в сечении за турбиной.

б) Оценка КПД турбины при втором подходе также производится согласно [22, 51] и ГОСТ 23851[31] по известным мощности турбины $N_{\text{т}}$, расходе $G_{\text{кс}}$ и рассчитанной температуре газа на входе в турбину $T_{\text{кс}}^*$. Параметры $G_{\text{кс}}, T_{\text{кс}}^*$ и полные давления газа на входе и выходе из турбины $p_{\text{кс}}^*, p_{\text{т}}^*$ определяются также, как и при 1-ом подходе. КПД турбины рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{т2}}^* = \frac{N_{\text{т}}}{G_{\text{кс}} L_{\text{т.ад2}}}, \quad (5.30)$$

где $L_{\text{т.ад2}} = i_{\text{кс}}^* - i_{\text{т.ад}}^*$, $i_{\text{т.ад}}^* = f(T_{\text{т.ад}}^*, \alpha_{\text{т}})$, а $T_{\text{т.ад}}^*$ рассчитывается с помощью подпрограммы *TPI* [38] из уравнения

$$\exp \left(\frac{1}{R} \int_{T_{\text{кс}}^*}^{T_{\text{т.ад}}^*} C_p(T) \frac{dT}{T} \right) = \frac{p_{\text{т}}^*}{p_{\text{кс}}^*}.$$

в) Оценка КПД турбины при третьем подходе производится по аналогии с подходом, применяемым при увязке параметров ГТД по результатам его испытаний. При этом подходе оценка КПД турбины (см. схему охлаждения турбины на рис. 5.20), выполняется по параметрам газа в сечении «г» (перед рабочим колесом 1-ой ступени турбины) и в сечении «т'», то есть до смешения, расширяющегося в турбине потока газа, с воздухом охлаждающим элементы

турбины (корпус турбины), вытекающим из отверстий в выходной кромке рабочих лопаток последней ступени турбины, втекающим в проточную часть за рабочим колесом в сечение «т'», и не участвующим в процессе расширения в межлопаточных каналах турбины. КПД турбины рассчитывается по формуле

$$\eta_{т3}^* = \frac{N_T}{G_T L_{T'.ад3}} , \quad (5.31)$$

где $L_{T'.ад3} = i_T^* - i_{T'.ад}^*$, $i_{T'.ад}^* = f(T_{T'.ад}^*, \alpha_{T'})$, а $T_{T'.ад}^*$ рассчитывается с помощью подпрограммы *TPI* [38] из уравнения

$$\exp \left(\frac{1}{R} \int_{T_T^*}^{T_{T'.ад}^*} C_p(T) \frac{dT}{T} \right) = \frac{p_T^*}{p_{кc}^*} .$$

Параметры $G_{кc}$, $T_{кc}^*$ и полные давления газа на входе и выходе из турбины $p_{кc}^*$, p_T^* определяются, как и при первом подходе. Температура газа перед рабочим колесом первой ступени турбины рассчитывается согласно [164, 169] из уравнения удельной работы турбины.

г) Оценка КПД турбины при четвертом подходе производится по предложенной в [25] формуле (5.27), $\eta_T^* = \frac{N_K}{G_{г.са} L_{T.ад4} \eta_M}$, где $L_{T.ад4} = i_{г.са}^* - i_{T.ад}^*$, $i_{T.ад}^* = f(T_{T.ад}^*, \alpha_T)$, а

$T_{T.ад}^*$ рассчитывается с помощью подпрограммы *TPI* [38] из уравнения

$$\exp \left(\frac{1}{R} \int_{T_{г.са}^*}^{T_{T.ад}^*} C_p(T) \frac{dT}{T} \right) = \frac{p_T^*}{p_{кc}^*} .$$

по величинам температуры торможения и расхода газа в критическом сечении СА, рассчитанным по формулам (5.24) и (5.22) согласно [164, 169]. Полные давления газа на входе и выходе из турбины $p_{кc}^*$, p_T^* определяются, как и при первом подходе.

4. Для апробации разработанной методики и ММ ОТГЗ [169], служащей как для оценки КПД турбины, так и оценки показателей эффективности камеры сгорания (η_T и $\sigma_{кc}$), с помощью ММ ГГ одновального одноконтурного ГТД «Б1»

[166] выполнен расчет его параметров при заданных атмосферных условиях и частоте вращения ротора. Расчет имитирует, полученные при испытаниях, параметры ГГ при заданных характеристиках его узлов. После подстановки в разработанную ММ ОТГЗ [169] в качестве исходных данных, рассчитанных с помощью ММ ГГ ГТД «Б1» [166], параметров $(p_k^*, T_k^*, G_b, G_{\text{топ}})$, а также параметров p_t^*, T_t^* , имитирующих средние величины этих параметров, полученные при осреднении неравномерного потока газа за турбиной, определены величины первичного КПД турбины (η_t^*) и показателей камеры сгорания ($\eta_{\Gamma}, \sigma_{\text{КС}}$). При оценке получено, что величины коэффициентов ($\eta_{\Gamma}, \sigma_{\text{КС}}$), рассчитанные с помощью ММ ОТГЗ [169] равны величинам соответствующих показателей служащих в качестве исходных данных в ММ прямой ТГЗ [166].

Величины первичного КПД турбины, рассчитанные с помощью ММ ОТГЗ [169] при четырех, рассмотренных выше, методических подходах (с помощью формул (5.28), (5.30), (5.31) и (5.27)) приведены в табл. 5.2. Как следует из табл. 5.2, отличие величин КПД при втором, третьем и четвертом методических подходах незначительно (0,05...0,35 %).

Таблица 5.2–Результаты оценки первичного КПД турбины ГТД «Б1» по формулам, применяемым при обработке результатов испытаний и в расчетах

$\eta_{t1}^* = \frac{N_T}{G_{\text{КС}} L_{\text{Т.ад1}}}$ $L_{\text{Т.ад1}} = \frac{k_{\text{КС}}}{k_{\text{КС}} - 1} R_{\text{КС}} T_{\text{КС}}^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_T^* \frac{k_{\text{КС}} - 1}{k_{\text{КС}}}}\right)$	$\eta_{t2}^* = \frac{N_T}{G_{\text{КС}} L_{\text{Т.ад2}}}$ $L_{\text{Т.ад2}} = i_{\text{КС}}^* - i_{\text{Т.ад}}^*$	$\eta_{t3}^* = \frac{N_T}{G_{\Gamma} L_{\text{Т'.ад3}}}$ $L_{\text{Т'.ад3}} = i_{\Gamma}^* - i_{\text{Т'.ад}}^*$	$\eta_{t4}^* = \frac{N_{\text{К}}}{G_{\Gamma.\text{са}} L_{\text{Т.ад}} \eta_{\text{М}}},$ $L_{\text{Т.ад4}} = i_{\Gamma.\text{са}}^* - i_{\text{Т.ад}}^*$
$\eta_{t1}^* = 0,8889$	$\eta_{t2}^* = 0,8763$	$\eta_{t3}^* = 0,8768$	$\eta_{t4}^* = 0,8794$

Полученные результаты расчета КПД турбины относятся к ГГ ГТД «Б1» при заданных величинах расходов воздуха на охлаждение элементов его турбины.

Величина КПД турбины при первом подходе больше, чем при других подходах на 1,1...1,4 %, что обусловлено приближенным расчетом при этом подходе по формуле (5.29) адиабатической удельной работы турбины $L_{т.ад1}$.

При решении ОТГЗ [169] и расчете КПД турбины (как и при решении ОТГЗ [164]) в исходных данных априорно задается величина механического КПД. Расчеты, выполненные с помощью [169], показали, что увеличение механического КПД на 1 % приводит снижению КПД турбины на 0,82...0,84 %, При этом также имеет место снижение величины коэффициента η_r на 0,17 % и снижение коэффициента $\sigma_{кс}$ на 0,056 %.

ММ ОТГЗ [169]) для обработки результатов испытаний турбины в системе ГГ ГТД с измерением в процессе испытаний в сечении за турбиной полей полных давлений и температур торможения газа может быть использована для оценки КПД турбины и показателей эффективности камеры сгорания (η_r , $\sigma_{кс}$) в практике доводки ГГ ГТД.

Выводы к главе 5

1. Разработана методика и программа расчета на ЭВМ для ПИ ММ (характеристик) компрессоров (вентиляторов) по результатам их испытаний в системе ГТД в нелинейной постановке как функций нескольких переменных. Программа позволяет по совокупности несистематизированных экспериментальных точек, полученных при различных видах стендовых испытаний ГТД, уточнять характеристики компрессора (вентилятора) 1-го приближения, полученные путем расчета или при автономных испытаниях.

2. Разработанная программа ПИ ММ компрессора позволяет по результатам испытаний ГТД на высотном стенде определять влияние эксплуатационных факторов (упругой раскрутки рабочих лопаток и числа Рейнольдса) на характеристики компрессора, вводить в его ММ соответствующие поправочные зависимости и, на этой основе, повысить точность ММ компрессора и ММ ГТД.

3. При обработке результатов испытаний компрессоров в системе ГТД имеющих идентичную конструктивную компоновку, разработанная программа (в

совокупности с методами статистической обработки) позволяет оценивать доверительные интервалы параметров компрессора, характеризующие степень их вариации из-за погрешностей измерений и отклонений размеров деталей проточной части компрессора в пределах технологических допусков на изготовление

4. Разработана методика и ММ ОТГ задачи с программой расчета на ЭВМ для экспериментально-расчетной оценки коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ в основной камере сгорания при ее работе в системе ГТД. ММ позволяет по результатам стендовых испытаний ГТД и штатно измеряемым в процессе этих испытаний параметрам двигателя: оценивать закономерности изменения коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ в зависимости от определяющих работу камеры критериев, оценивать относительное изменение коэффициента $\sigma_{\text{КС}}$ при введении в узел камеры конструктивных усовершенствований. Разработанная ОТГЗ апробирована и верифицирована по результатам испытаний камер сгорания «А» и «Б» в системе ГТД на наземном и высотном стендах.

5. Разработана методика и ММ ОТГ задачи с программой расчета на ЭВМ для оценки коэффициентов $\eta_{\text{Г}}$ и $\sigma_{\text{КС}}$ в основной камере сгорания по результатам ее испытаний в системе ГГ ГТД при измерении в процессе испытаний ГГ поля температуры торможения газа за турбиной. ММ ОТГЗ оценки коэффициентов $\eta_{\text{Г}}$ и $\sigma_{\text{КС}}$ апробирована и верифицирована при определении коэффициента $\eta_{\text{Г}}$ по результатам стендовых испытаний ГТД «Б» до и после введения в узел камеры сгорания «Б» конструктивных усовершенствований.

6. Разработаны и апробированы методика и ММ ОТГ задачи с программой расчета на ЭВМ для оценки КПД турбины (с оценкой коэффициентов $\eta_{\text{Г}}$ и $\sigma_{\text{КС}}$ в камере сгорания) при работе камеры и турбины в системе ГГ ГТД при измерении в процессе испытаний ГГ полей температуры торможения и полного давления газа за турбиной.

Глава 6. Метод параметрической идентификации математических моделей ГТД по результатам их стендовых испытаний

6.1 Метод параметрической идентификации математических моделей ГТД (основные положения, уравнения и структурная схема)

Учитывая достоинства и ограничения существующих методов ПИ ММ ГТД, рассмотренных в главе 1, был разработан новый метод ПИ ММ ГТД, который, являясь развитием традиционного метода увязки (ТМУ) параметров [5] и формального метода идентификации, базирующегося на МНК [138], позволяет по результатам эксперимента более физически обоснованно определять коэффициенты (параметры) математических моделей узлов ГТД при обеспечении высокой адекватности ММ ГТД реальному объекту. Основные положения разработанного метода ПИ ММ ГТД сводятся к следующему.

Пусть при испытаниях ГТД измерено K его выходных параметров в Z экспериментальных точках на различных режимах работы. Имеется соответствующая типу ГТД и его схеме система L определяющих (нелинейных алгебраических) уравнений, описывающих рабочие процессы, происходящие в ГТД. Построим на основе системы определяющих уравнений две задачи.

1. Обратная задача (ОЗ).

Система определяющих уравнений в ОЗ в общей постановке имеет вид

$$\Psi_{lz}(N_{kz_{\text{экс}}}, N_{mz_{\text{расч}}}, x_{nz}, F_d, b_c) = 0, \quad (6.1)$$

l – номер определяющего уравнения, $l = (1, 2, \dots, L)$, z – номера экспериментальных точек, $z = (1, 2, \dots, Z)$, $N_{kz_{\text{экс}}}$ – экспериментально измеренные при испытаниях выходные параметры ГТД, входящие в систему определяющих уравнений в качестве исходных данных, $k = (1, 2, \dots, K)$; $N_{mz_{\text{расч}}}$ – выходные параметры ГТД, не измеряемые при испытаниях, входящие в систему определяющих уравнений и рассчитываемые при их решении, $m = (1, 2, \dots, M)$; x_{nz} – неизвестные коэффициенты ММ узлов ГТД (КПД узлов, коэффициенты

восстановления полного давления в узлах), $n = (1, 2, \dots, N)$; F_d , b_c – геометрические размеры элементов узлов ГТД (площади характерных сечений, размеры хорд лопаток компрессора и турбины).

Из-за ограничений по количеству измеряемых при испытаниях ГТД параметров система уравнений (6.1) является незамкнутой, то есть $L < (M + N)$. Для замыкания системы уравнений (6.1), (на основе опыта инженера, проводящего идентификацию, или на основе данных, ранее полученных при испытаниях отдельных узлов ГТД), необходимо априорно задаться величинами некоторых неизвестных коэффициентов ММ узлов y_{j_0} из числа x_n , где $j = (1, 2, \dots, J)$. Тогда в общей постановке система уравнений (6.1) принимает вид

$$\Psi_{lz}(N_{kz \text{ экс}}, N_{mz \text{ расч}}, x_{iz}, y_{j_0}, F_d, b_c) = 0, \quad (6.2)$$

где x_{iz} – коэффициенты ММ узлов, (неизвестные, оставшиеся после введения в систему определяющих уравнений априорно заданных коэффициентов y_{j_0}). При этом $z = (1, 2, \dots, Z)$, $k = (1, 2, \dots, K)$, $i = (1, 2, \dots, I)$, $j = (1, 2, \dots, J)$, $m = (1, 2, \dots, M)$, $l = (1, 2, \dots, L)$, $L = M + (N - J) = M + I$, $N = I + J$.

С помощью системы уравнений вида (6.2) по величинам измеренных при испытаниях ГТД выходных параметров $N_{kz \text{ экс}}$ и по заданным априорно величинам коэффициентов характеристик узлов y_{j_0} , в каждой z -ой экспериментальной точке, определяются параметры ГТД, не измеряемые при испытаниях ($N_{mz \text{ расч}}$), коэффициенты ММ узлов x_{iz} и, далее, ММ узлов x_i как функции одной или нескольких переменных.

2. Прямая задача (ПЗ).

В ПЗ (с использованием определенных в ОЗ ММ узлов x_i и априорно заданных коэффициентов y_{j_0} , при заданной программе регулирования), рассчитываются $N_{sz \text{ расч}}$ – выходные параметры ГТД в каждой z -ой

экспериментальной точке, где $s = (1, 2, \dots, S)$ количество параметров, рассчитываемых в ПЗ, ($S = K + M$).

Система уравнений ПЗ в общей постановке имеет вид

$$\Psi_{sz}(N_{sz_{\text{расч}}}, x_i, y_{j0}, F_d, b_c) = 0. \quad (6.3)$$

ОЗ представляет собой аналог ТМУ параметров, ПЗ – аналог ММ ГТД для расчета его высотно-скоростных и дроссельных характеристик.

Выполним решение ОЗ для каждой экспериментальной точки и определим параметры ММ узлов x_{iz} с одновременной их систематизацией по соответствующим критериям подобия, определяющим режим работы узла, последующей статистической обработкой и аппроксимацией характеристик узлов x_i (ММ узлов) как функций нескольких переменных.

Подставим, полученные при решении ОЗ ММ узлов x_i в ПЗ и решим ее, при $y_{j0} = \text{idem}$, в каждой z -ой экспериментальной точке. Сравнивая, величины измеренных при испытаниях параметров $N_{kz_{\text{экс}}}$ с величинами соответствующих расчетных выходных параметров $N_{kz_{\text{расч}}}$, полученных при решении ПЗ, обнаруживаем между ними невязки. Эти невязки обусловлены неточным (априорным) заданием величин коэффициентов y_{j0} , и, как следствие, неточным определением при решении ОЗ характеристик (ММ) узлов x_i . Невязки также обусловлены погрешностью измерений параметров ГТД при испытаниях и погрешностью при решении системы определяющих уравнений в ПЗ. Погрешность решения системы определяющих уравнений в ПЗ относительно невелика (не превышает 0,1...0,2 %) и ей можно пренебречь. На этом этапе, из-за отсутствия какого-либо формального условия выбора новых значений коэффициентов y_j , обеспечивающих во всех экспериментальных точках минимальное значение невязок, идентификация ММ ГТД с помощью применяемого в практике двигателестроения ТМУ параметров заканчивается.

Сформулируем это дополнительное формальное условие.

Расчетные параметры $N_{kz \text{ расч}}$, полученные при решении ПЗ, являются функциями независимых переменных – коэффициентов y_{j_0} и характеристик (ММ) узлов x_i , где x_i получены при решении ОЗ, $x_i = f(y_{j_0})$, то есть

$$N_{kz \text{ расч}} = f_1(y_{j_0}, x_i = f_2(y_{j_0})) . \quad (6.4)$$

Поэтому наличие невязок (при заданной погрешности измерения параметров) обусловлено, во-первых, неточным априорным заданием величин коэффициентов y_{j_0} , прямо влияющих на результат решения ПЗ, во-вторых, неточным определением в ОЗ характеристик (ММ) узлов x_i из-за неточного априорного задания коэффициентов y_{j_0} (косвенное влияние коэффициентов y_{j_0} на результат решения ПЗ). Учитывая это обстоятельство, на основе определения полного дифференциала сложной функции, можно получить, согласно [149], следующую систему $(K \cdot Z)$ равноточных условных линейных алгебраических уравнений

$$\begin{aligned} & \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \delta N_{kz} - \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \sum_{j=1}^J \sqrt{P_k} \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_j} \right) \delta y_j - \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J \sqrt{P_k} \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta x_i} \right) \left(\frac{\delta x_{iz}}{\delta y_j} \right) \delta y_j = \\ & = \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \sqrt{P_k} \xi_{kz} , \end{aligned} \quad (6.5)$$

где P_k – веса измерений параметров N_k ; $\delta y_j = \frac{y_j - y_{j_0}}{y_{j_0}}$ – относительные

поправки к исходным величинам y_{j_0} , $j = (1, 2, \dots, J)$; ξ_{kz} – величины относительных остаточных невязок между измеренными и расчетными параметрами;

$\delta N_{kz} = \left(\frac{N_{kz \text{ экс}} - N_{kz \text{ расч}}}{N_{kz \text{ экс}}} \right) \sqrt{P_k}$ – относительные взвешенные невязки между

измеренными и расчетными параметрами; $\left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta x_i} \right)$, $\left(\frac{\delta x_{iz}}{\delta y_j} \right)$, $\left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_j} \right)$ –

относительные коэффициенты влияния, определяемые численным способом

путем решения прямой и обратной задач в каждой экспериментальной точке.

Приведение условных уравнений к равноточным достигается путем введения в них весов измерений P_k [149].

Система уравнений (6.5) является переопределенной (количество уравнений больше количества неизвестных δy_j) и несовместной из-за наличия погрешностей измерений. Принцип решения такой системы предложен Лежандром [149], который состоит в следующем. Если дана система равноточных условных уравнений (6.5) и если измерения независимы, ошибки измерений подчиняются нормальному закону распределения, ошибка расчета мала по сравнению с ошибками измерений, то наиболее вероятные значения неизвестных могут быть найдены из условия минимума суммы квадратов остаточных невязок. Для системы уравнений (6.5) это условие соответствует минимуму функции цели

$$F = \left(\sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \delta N_{kz} - \left(\sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \sum_{j=1}^J \sqrt{P_k} \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_j} \right) \delta y_j + \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J \sqrt{P_k} \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta x_i} \right) \left(\frac{\delta x_{iz}}{\delta y_j} \right) \delta y_j \right) \right)^2. \quad (6.6)$$

Необходимым условием минимума функции (6.6) является

$$\partial F / \partial (\delta y_j) = 0. \quad (6.7)$$

После дифференцирования функции (6.6), получения $(K \cdot J)$ уравнений вида (6.7) и их преобразования, получаем систему J нормальных уравнений, которая в матричной форме имеет вид

$$BX = A, \quad (6.8)$$

где $X^T = \| \delta y_1 \quad \delta y_2 \quad \delta y_3 \dots \delta y_j \|,$

$$A^T = \left\| \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \delta N_{kz} \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_1} \right) \quad \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \delta N_{kz} \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_2} \right) \dots \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \delta N_{kz} \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_J} \right) \right\|,$$

$$B = \left\| \begin{array}{cccc} b_{11} & & & \\ b_{21} & b_{22} & & \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ b_{J1} & b_{J2} & b_{J3} & \dots b_{JJ} \end{array} \right\|,$$

B – матрица, симметричная относительно главной диагонали,

$$\begin{aligned}
 b_{11} &= \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z P_k \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_1} + \sum_{i=1}^I \frac{\delta N_{kz}}{\delta x_i} \frac{\delta x_{iz}}{\delta y_1} \right)^2, \\
 b_{21} &= \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z P_k \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_2} + \sum_{i=1}^I \frac{\delta N_{kz}}{\delta x_i} \frac{\delta x_{iz}}{\delta y_2} \right) \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_1} + \sum_{i=1}^I \frac{\delta N_{kz}}{\delta x_i} \frac{\delta x_{iz}}{\delta y_1} \right), \\
 b_{22} &= \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z P_k \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_2} + \sum_{i=1}^I \frac{\delta N_{kz}}{\delta x_i} \frac{\delta x_{iz}}{\delta y_2} \right)^2, \\
 &\dots\dots\dots \\
 b_{j1} &= \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z P_k \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_j} + \sum_{i=1}^I \frac{\delta N_{kz}}{\delta x_i} \frac{\delta x_{iz}}{\delta y_j} \right) \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_1} + \sum_{i=1}^I \frac{\delta N_{kz}}{\delta x_i} \frac{\delta x_{iz}}{\delta y_1} \right), \\
 b_{j2} &= \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z P_k \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_j} + \sum_{i=1}^I \frac{\delta N_{kz}}{\delta x_i} \frac{\delta x_{iz}}{\delta y_j} \right) \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_2} + \sum_{i=1}^I \frac{\delta N_{kz}}{\delta x_i} \frac{\delta x_{iz}}{\delta y_2} \right), \\
 &\dots\dots\dots \\
 b_{JJ} &= \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z P_k \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_J} + \sum_{i=1}^I \frac{\delta N_{kz}}{\delta x_i} \frac{\delta x_{iz}}{\delta y_J} \right)^2.
 \end{aligned}$$

Преобразованная система нормальных уравнений (6.8) к виду (6.9)

$$X = B^{-1}A, \quad (6.9)$$

позволяет определить наиболее вероятные поправки δy_j к априорно задаваемым коэффициентам y_{j0} , и далее, их наиболее вероятные значения

$$y_j = y_{j0} + \delta y_j \cdot y_{j0}.$$

Подстановка уточненных значений y_j в ОЗ дает возможность определить, соответствующие минимуму функции (6.6), параметры ММ узлов x_{iz} , и, далее, характеристики (ММ) узлов x_i в нелинейной постановке.

Таким образом, разработанный метод ПИ [60,61,65,68,74,93] состоит из трех задач – обратной и прямой термогазодинамических задач и задачи оптимизации (задачи решения операторного уравнения $BX = A$). Система уравнений, используемых при идентификации, имеет вид (6.2), (6.3) и (6.9). Блок- схема

разработанного метода параметрической идентификации ММ ГТД приведена на рис.6.1.

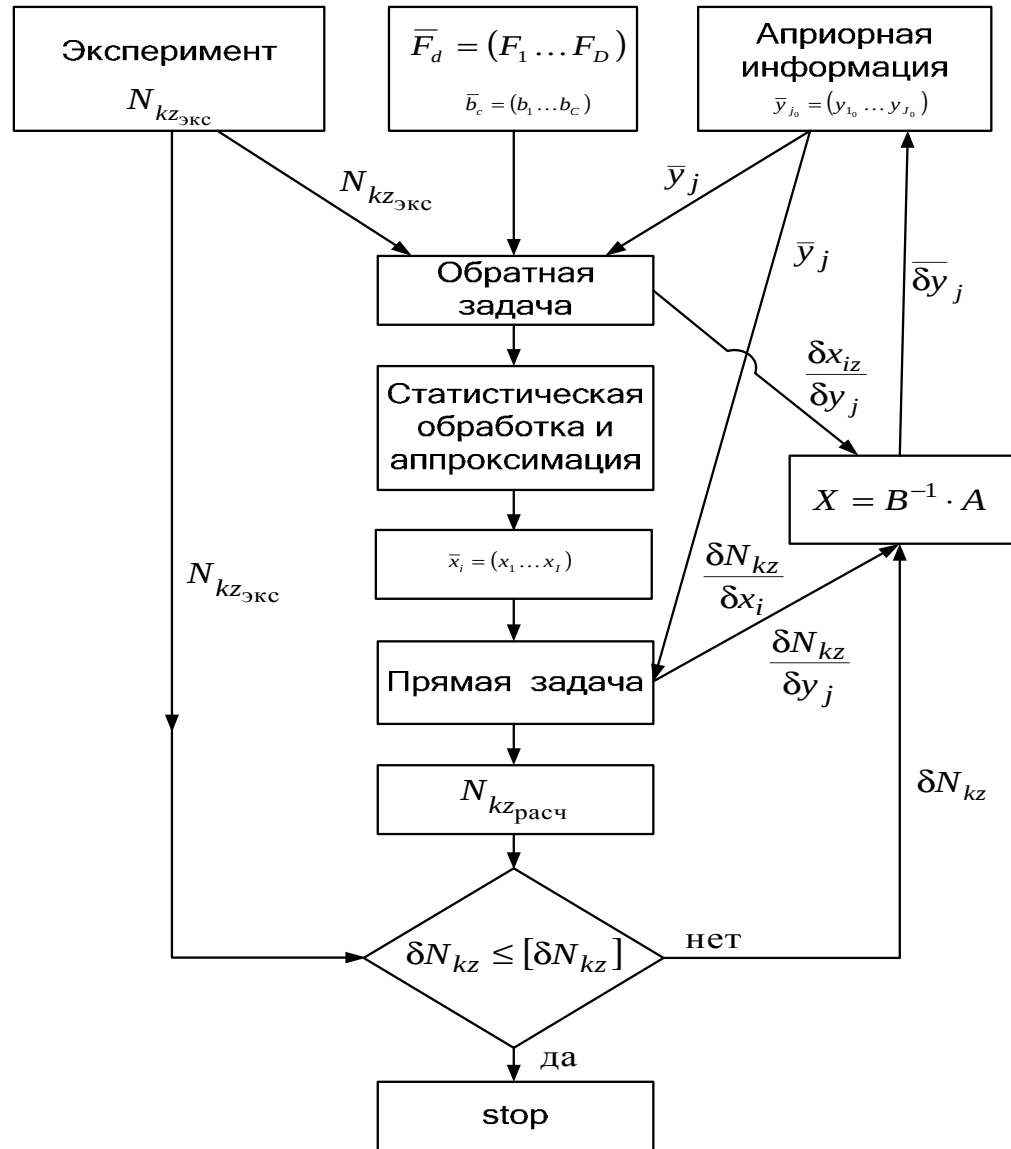


Рисунок 6.1 – Блок-схема метода параметрической идентификации ММ ГТД

Следует отметить, что задача оптимизации относится к классу обратных некорректно поставленных задач [4, 137], решение которых может не обладать свойствами устойчивости, однозначности, а результат существенно изменяться при малых отклонениях исходных данных. Как показали расчеты, в случае плохой обусловленности матрицы B операторного уравнения (6.8), когда величина определителя матрицы B мала, решение может быть неустойчивым.

Устойчивое решение некорректно поставленной задачи может быть получено за счет перехода к условно-корректной постановке задачи [4]. Такой

переход осуществляется путем сужения множества допустимых решений (назначением компактного множества решений, удовлетворяющего условиям корректности), например, за счет сокращения тех искомым неизвестных y_j , которые имеют большие коэффициенты взаимной корреляции [138], или в результате учета обоснованных априорных сведений относительно искомой функции [4].

Получение устойчивого решения также возможно за счет применения прямых методов естественной регуляризации обратной задачи путем изменения параметров вычислительного алгоритма (шагов по аргументам, количества итераций) [4]. Способ обеспечения корректной постановки обратной задачи выбирается в каждом конкретном случае индивидуально в зависимости от физической стороны решаемой задачи. Анализ корректности решения задачи оптимизации рассмотрен ниже при проведении численных экспериментов и при ПИ ММ выполненного ГТД.

6.2 Программа для ЭВМ задачи оптимизации метода параметрической идентификации математических моделей ГТД

Содержание и степень сложности алгоритмов прямой и обратной задач зависят от схемы и типа ГТД (например однороторные, двух роторные ТРД, двух, трех роторные ТРДДр, ТРДДсм, ТРДДФсм), от широты эксплуатационного диапазона работы ГТД, от формы задания характеристик узлов, от сложности системы охлаждения турбин, от выбранной программы регулирования ГТД, от типа сопла, от способа учета свойств воздуха и газа. Поэтому ММ ПЗ и ОЗ разрабатываются с учетом выше указанных особенностей ГТД. ММ ПЗ используется в ОКБ, занимающихся проектированием и доводкой ГТД, для расчета их ВСХ. ОЗ разрабатывается в ОКБ с учетом имеющейся ПЗ и измеряемых при испытаниях ГТД его параметров.

Задача оптимизации не зависит от схемы, типа двигателя и сложности его математической модели и является общей для любого технического объекта, для которого разработаны ПЗ и ОЗ. Для решения полученной и описанной выше

системы нормальных линейных алгебраических уравнений, составляющих основу задачи оптимизации, были разработаны алгоритм и соответствующая программа «Optima 1» для ЭВМ на языке *Compaq Visual Fortran Version 6.6* [162].

Начальными блоками программы являются блоки оперативных и постоянных исходных данных. В блок оперативной информации входят: количество выходных параметров ГТД, измеряемых при испытаниях (K); количество коэффициентов ММ узлов (I), определяемых при решении ОЗ; количество уточняемых в процессе идентификации априорно заданных коэффициентов (J); количество экспериментальных точек, используемых для проведения идентификации (Z). В блок постоянных исходных данных входят: веса P_k измеренных при эксперименте параметров N_k ; величины измеренных при испытаниях выходных и расчетных параметров ГТД ($N_{kz_{\text{экс}}}, N_{kz_{\text{расч}}}$); величины априорно заданных коэффициентов y_{j0} ; ограничения ($y_{j\text{max}}$ и $y_{j\text{min}}$) на диапазон изменения уточняемых при идентификации величин коэффициентов y_j . В блок постоянных исходных данных также входят относительные коэффициенты влияния $\left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta x_i}\right), \left(\frac{\delta N_{kz}}{\delta y_j}\right), \left(\frac{\delta x_{iz}}{\delta y_j}\right)$ определяемые с помощью ПЗ и ОЗ в каждой z -ой экспериментальной точке.

Программа предусматривает нахождение норм исходной (B) и обращенной матриц ($S = B^{-1}$), а также числа Тюринга (N_T), характеризующего обусловленность матрицы B :

$$N_T = \frac{1}{J} N(B) N(B^{-1}), \quad \text{где } N(B) = \sqrt{\sum_{t=1}^T \sum_{j=1}^J b_{tj}^2}, \quad N(B^{-1}) = \sqrt{\sum_{t=1}^T \sum_{j=1}^J s_{tj}^2},$$

где $T = J$; b_{tj} и s_{tj} – коэффициенты исходной матрицы B и обращенной матрицы $S = B^{-1}$.

Перед началом и по окончании решения задачи оптимизации рассчитываются суммы квадратов исходных ($H1$) и остаточных ($H2$) взвешенных невязок между экспериментально измеренными и расчетными параметрами ГТД:

$$H1 = \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \delta N_{kz}^2_{\text{исх}} , \quad H2 = \sum_{k=1}^K \sum_{z=1}^Z \delta N_{kz}^2_{\text{ост}} .$$

В случае, если в результате решения задачи оптимизации величины искомых коэффициентов y_j находятся внутри диапазона между $y_{j\max}$ и $y_{j\min}$, то расчет продолжается по варианту «В» программы. В случае, если в результате решения величины искомых коэффициентов y_j выходят за заданные в исходных данных граничные значения, то им присваиваются граничные значения ($y_{j\max}$ или $y_{j\min}$) и расчет продолжается по варианту «А» программы.

Обращение матрицы B и умножение матриц $(B^{-1}A)$ выполняется с использованием стандартных подпрограмм соответственно *LINRT* и *MRRRR* из библиотеки *IMSL MATH/LIBRARY Compaq Visual Fortran Version 6.6*.

6.3 Математическая модель расчета характеристик одновального одноконтурного ГТД и газогенератора ГТД (прямая термогазодинамическая задача)

Разработанный метод ПИ ММ ГТД на установившихся режимах работы был апробирован при идентификации ММ одновальных одноконтурных ГТД «А» и «Б», имеющих различную размерность и уровень основных параметров термодинамического цикла ($\pi_k^* = 4,6 \dots 7,8$). Для ГТД этого типа и схемы была разработаны ММ ПЗ и соответствующая программа для ЭВМ [166], составленная на языке программирования *Compaq Visual Fortran Version 6.6*. Схема ГТД, с указанием характерных сечений проточной части, приведена на рис. 6.2.

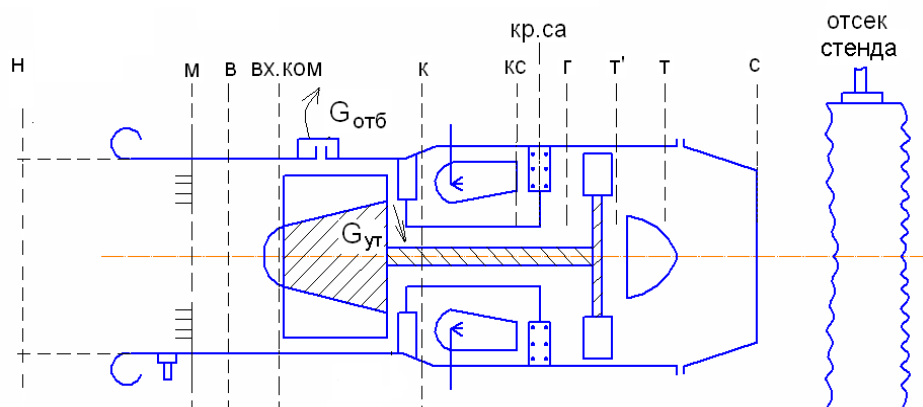


Рисунок 6.2 – Схема ГТД

Для расчета ВСХ и дроссельных характеристик ГТД используются ММ первого уровня сложности (согласно классификации приведенной в [39]). Особенность ММ ГТД первого уровня является применение соотношений и уравнений рабочего процесса ГТД, отражающих физические явления, происходящие в двигателе, и взаимосвязи между узлами с типичными для инженерной постановки допущениями [39]. При этом характеристики узлов представляются в ММ ГТД как «черные ящики» (нулевой уровень ММ узла согласно [39] и первый уровень ММ узла согласно [138]) с помощью формальных взаимосвязей (уравнений, таблиц, статистических зависимостей), полученных на основе экспериментального изучения физических процессов происходящих в узлах ГТД. Разработанная применительно к одновальному одноконтурному ГТД и ГГ ГТД математическая модель для расчета их характеристик соответствует основным требованиям, предъявляемым к ней согласно [107, 108].

Блок–схема прямой задачи для одновального одноконтурного ГТД и газогенератора ГТД приведена на рис. 6.3.

Основные положения ММ прямой ТГЗ сводятся к следующему.

1. Учет изменения теплофизических свойств рабочего тела в зависимости от температуры, состава смеси газа, состава углеводородного топлива, влагосодержания осуществляется согласно [38]. Давление водяного пара на линии насыщения рассчитывается согласно [27].

2. При расчете учитываются: 1) подмешивание воздуха, служащего для пленочного охлаждения сопловых лопаток, к газу до критического сечения соплового аппарата первой ступени турбины; 2) подмешивание воздуха, служащего для конвективного охлаждения соплового аппарата, к газу в сечении на выходе из соплового аппарата; 3) подмешивание воздуха, служащего для пленочного и конвективного охлаждения лопаток рабочего колеса первой ступени турбины, к газу в сечении за рабочим колесом; 4) втекание воздуха в проточную часть ГТД через зазор между сопловым аппаратом и рабочим колесом, через осевой зазор за рабочим колесом.

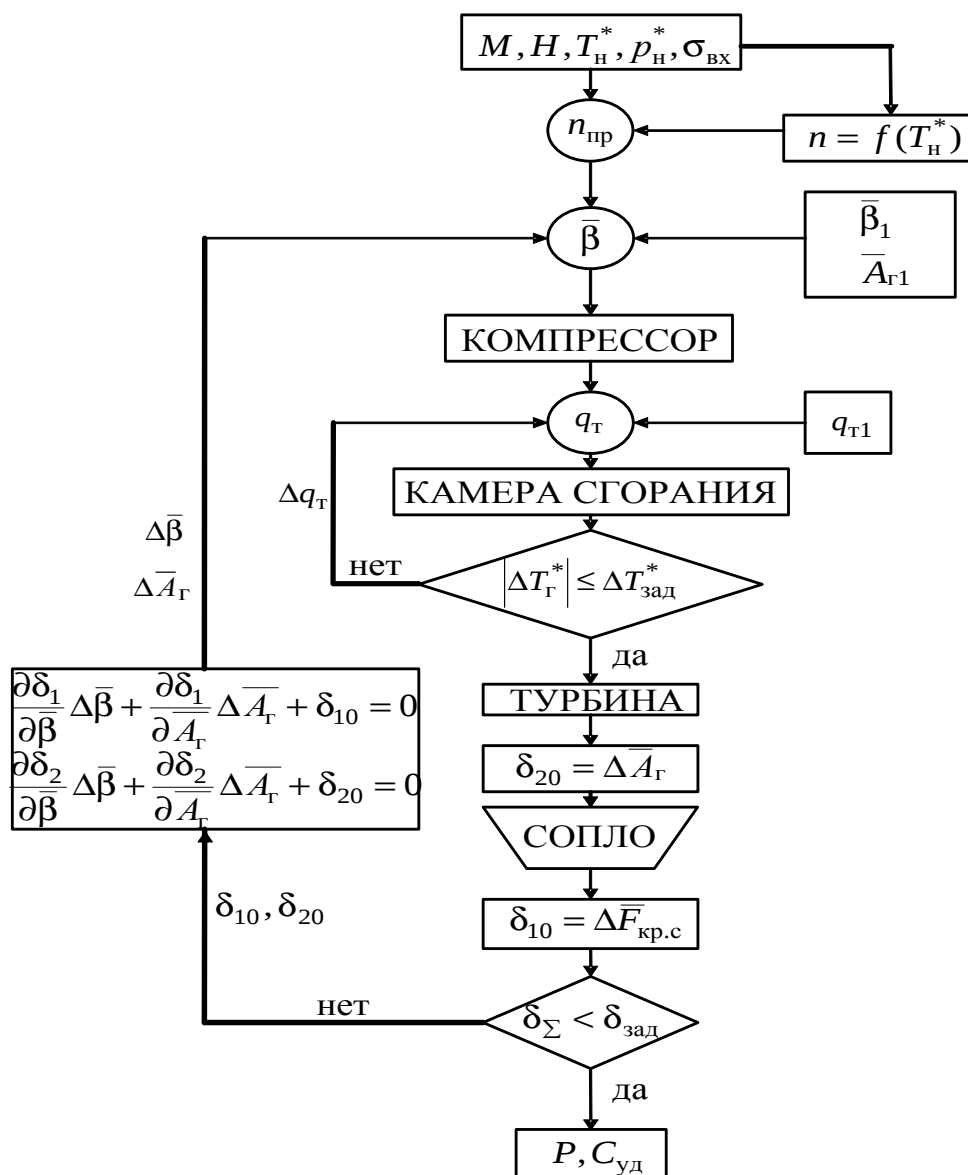


Рисунок 6.3 – Блок-схема прямой термогазодинамической задачи для одновального одноконтурного ГТД и газогенератора ГТД

Схема охлаждения одноступенчатой турбины ГТД приведена на рис. 5.20.

Принято, что охлаждающий воздух, втекающий в проточную часть турбины за ступенями, следующими за первой ступенью, подмешивается к газу в сечении на выходе из турбины. При расчете учитываются утечки воздуха за компрессором.

Принято, что охлаждающий воздух, с заданными величинами полного давления и температуры торможения, и основной газовый поток расширяются в турбине с одинаковыми КПД до величины давления в месте выхода воздуха в проточную часть турбины, после чего происходит смешение воздуха с газом.

Температуры торможения газа, после подмешивания к нему охлаждающего воздуха в критическом сечении соплового аппарата первой ступени турбины, в сечениях за сопловым аппаратом, за рабочим колесом и за турбиной, рассчитываются с помощью уравнения сохранения энергии. Величины расхода охлаждающего элементы турбины воздуха задаются в исходных данных для каждого элемента в виде приведенного расхода (см. подраздел 5.3.1).

3. В ММ ГТД предусмотрена возможность расчета его параметров при программах регулирования $n_{\phi} = \text{const}$, $n_{\text{пр.}} = \text{const}$, $n_{\phi} = f(T_n^*)$.

4. Характеристики входного устройства ГТД задаются в виде зависимости коэффициента восстановления полного давления от числа M полета

5. Характеристики компрессора задаются в относительном виде в форме полиномов [34] вида (5.3), (5.12), (см. разделы 5.1, 5.2), или таблично.

Разработанная ММ ГТД позволяет производить расчет его параметров в стендовых условиях при пониженной частоте вращения и при открытой ленте перепуска воздуха из-за средних ступеней компрессора. Для этого в исходных данных задаются характеристики компрессора на режимах его работы с перепуском воздуха.

6. При моделировании работы ГТД в исходных данных вводятся в табличной форме поправки к характеристикам компрессора, учитывающие изменение степени повышения давления и приведенной работы компрессора при уменьшении полного давления воздуха на входе (и соответственно числа Рейнольдса)

$$\delta \bar{\pi}_{\text{кРе}}^* = f(p_{\text{вх}}^*, \bar{n}_{\text{пр}}), \delta \bar{L}_{\text{к.прРе}} = f(p_{\text{вх}}^*, \bar{n}_{\text{пр}}).$$

Для обобщения результатов расчета параметров компрессора в неавтономной области по числу Рейнольдса в ММ ГТД рассчитывается число Рейнольдса в среднем сечении рабочего колеса первой ступени компрессора по скорости воздуха в относительном движении [104] (см. раздел 5.2).

7. При моделировании работы ГТД в области повышенных величин температуры торможения воздуха на входе ($T_n^* > 288$ K) и при максимальной частоте вращения ротора двигателя ($n_\phi = 100$ %) учитываются в табличной форме поправки к характеристикам компрессора, обусловленные возможной упругой раскруткой рабочих лопаток компрессора $\delta \bar{L}_{к.пр} = f(T_n^*)$ и $\delta \bar{\pi}_k^* = f(T_n^*)$.

8. Характеристики камеры сгорания в ММ ГТД заданы в виде зависимости $\sigma_{к.с.} = 1 - a_{к.с.} \cdot \lambda_{к.}^2$, учитывающей потери полного давления из-за гидравлического и теплового сопротивления, и зависимости $\eta_\Gamma = f(\alpha_{к.с.})$, учитывающей изменение коэффициента полноты сгорания при изменении коэффициента избытка воздуха в камере. При пониженном полном давлении воздуха на входе в камеру (в неавтомодельной области по числу Рейнольдса) изменение коэффициента полноты сгорания учитывается поправочной зависимостью вида $\delta \eta_\Gamma = f(p_k^*)$.

9. Характеристики турбины в ММ ГТД заданы в форме полиномов [112]

$$\bar{A}_\Gamma = \sum_{i=0}^{i=3} \sum_{j=0}^{j=4} e_{ij} (\bar{\pi}_\Gamma^*)^j (\bar{n}_{т.пр})^i,$$

$$\bar{\pi}_\Gamma^* = \sum_{i=0}^{i=3} \sum_{j=0}^{j=4} f_{ij} \left(\frac{L_\Gamma}{T_\Gamma^*} \right)^j (\bar{n}_{т.пр})^i,$$

$$\text{где } \bar{n}_\Gamma = \frac{n_\Gamma}{n_{\Gamma, \text{расч.}}}, \quad n_\Gamma = \frac{n}{\sqrt{T_\Gamma^*}}, \quad \left(\frac{L_\Gamma}{T_\Gamma^*} \right) = \frac{(L_\Gamma / T_\Gamma^*)}{(L_\Gamma / T_\Gamma^*)_{\text{расч.}}}, \quad \bar{A}_\Gamma = \frac{A_\Gamma}{A_{\Gamma, \text{расч.}}}, \quad \bar{\pi}_\Gamma^* = \frac{\pi_\Gamma^*}{\pi_{\Gamma, \text{расч.}}^*},$$

e_{ij}, f_{ij} – коэффициенты полиномов, T_Γ^* – температура газа на входе в рабочее колесо первой ступени турбины, L_Γ – удельная работа турбины, $\bar{\pi}_\Gamma^*$ –

относительная степень понижения давления газа в турбине, $A_\Gamma = \frac{G_{\Gamma, \text{кр.са}} \sqrt{T_{\Gamma, \text{кр.са}}^*}}{P_{\text{кр.са}}^*}$.

Влияние числа Рейнольдса на характеристики турбины учитывается введением (заданных таблично) поправок вида $\delta \bar{A}_\Gamma = f(\text{Re}_{\text{са}})$ и $\delta \bar{\pi}_{\Gamma, \text{Re}}^* = f(\text{Re}_{\text{са}})$.

В неавтономной области величина степени понижения давления газа в турбине рассчитывается по формуле $\pi_{т.Ре}^* = \pi_t^* \cdot K_{\pi_{т.Ре}}$,

$$\text{где } K_{\pi_{т.Ре}} = (1 + \delta\pi_{т.Ре}^*), \quad Re_{ca} = \frac{G_{г.кр.са} b_{са}}{F_{кр.са} \mu_{г.кр.са}}, \quad \mu_{г.кр.са} = f(T_{г.кр.са}^*, \alpha_{г.кр.са}).$$

10. Характеристики реактивного сопла в ММ ГТД заданы табличными зависимостями вида $\phi_c = f(\pi_c^*)$ и $\mu_c = f(\pi_c^*)$. Влияние числа Рейнольдса на коэффициент расхода сопла учитывается введением табличной зависимости вида

$$\delta\mu_c = f(Re_c), \quad \text{где } Re_c = \frac{G_t D_{кр.с}}{F_{кр.с} \mu_t}, \quad \mu_t = f(T_t^*, \alpha_t). \quad \text{Предусмотрен расчет}$$

характеристик ГТД при двух типах реактивного сопла – сужающемся и с центральным телом.

11. Изменение механического КПД, учитывающего потери мощности на трение в подшипниках и на привод агрегатов двигателя, задано в ММ ГТД зависимостью вида $\eta_m = f(n)$ и зависимостью $\delta\eta_m = f(p_b^*)$, учитывающей увеличение относительных механических потерь при увеличении высоты полета.

12. Решение системы нелинейных алгебраических уравнений, описывающих рабочий процесс ГТД, выполняется методом Ньютона. Независимыми переменными являются относительный расход топлива в камере сгорания q_t , относительный приведенный расход газа через критическое сечение соплового аппарата первой ступени турбины $\bar{A}_г$ и параметр $\bar{\beta} = (\pi_k^* / G_{в.пр})$, определяющий, при $n_{пр} = idem$, положение рабочей точки на характеристике компрессора.

6.4 Математическая модель обработки результатов стендовых испытаний одновального одноконтурного ГТД и газогенератора ГТД (обратная термогазодинамическая задача)

Применительно к одновальному одноконтурному ГТД и газогенератору (ГГ) ГТД была разработана ММ обработки результатов стендовых испытаний (ОТГЗ) и соответствующая программа для ЭВМ на языке программирования

Compaq Visual Fortran Version 6.6 [165]. Разработанные алгоритмы и программы расчета ПЗ и ОЗ идентичны в части:

- учета теплофизических свойств рабочего тела [38],
- схем отбора и подмешивания охлаждающего воздуха к потоку газа в различных сечениях проточной части турбины, форм уравнений для учета расходов воздуха, отбираемого из-за компрессора на охлаждение турбины, форм уравнений сохранения энергии для расчета температуры смеси газа и воздуха при их смешении,
- форм уравнений характеристик узлов и учета влияния на них числа Рейнольдса,
- форм уравнений баланса расходов в сечениях проточной части ГТД, баланса мощностей, баланса теплоты в камере сгорания, форм уравнений удельных работ компрессора и турбины.

Форма записи части уравнений рабочего процесса ГТД в ОТГЗ изменена по отношению к формам записи, которые имели место в ПЗ. Это обусловлено тем, что некоторые рассчитываемые в прямой задаче параметры измеряются при стендовых испытаниях ГТД и являются исходными данными в ОТГЗ.

Система уравнений, описывающих рабочий процесс ГТД, в ОТГЗ решается последовательно, с применением на некоторых участках алгоритма итерационных циклов для нахождения неизвестных, входящих в уравнения в неявном виде.

В качестве исходных данных в ОТГЗ являются:

- измеренные в процессе испытаний параметры, определяющие режим работы ГТД (режимные параметры) $(p_n, T_n, \Phi, p_v^*, T_v^*, p_{отс}, n)$,
- измеренные в процессе испытаний параметры ГТД $\overline{N_k} = (P, G_{топ}, p_k^*(p_k), p_t^*(p_t), G_v, T_k^*)$,
- площади характерных сечений проточной части двигателя и геометрические размеры некоторых элементов узлов, необходимые для расчета чисел Re $(F_{вх.ком}, F_k, F_{ах.ср}, F_{кр.са}, F_t, F_{кр.с}, b_{рл.ком}, b_{са.тур}, b_{рл.тур}, D_{ср.рк.ком}, D_{кр.рс})$,

– приведенные расходы воздуха отбираемого на охлаждение сопловых, рабочих лопаток турбины ($v_{\text{са.пл.1}}, v_{\text{са.пл.2}}, v_{\text{са.кон}}, v_{\text{рл.кон}}$), полученные экспериментально при лабораторных продувках лопаток турбины воздухом,

– приведенные расходы воздуха, отбираемого на охлаждение корпуса турбины ($v_{\text{корп.}}$), на утечки в сечении за компрессором ($v_{\text{ут}}$), на втекание охлаждающего воздуха в проточную часть турбины за рабочим колесом ($v_{\text{втек.за рк}}$) и через лабиринтное уплотнение между сопловым аппаратом и рабочим колесом турбины ($v_{\text{втек.са}}$), полученные по результатам гидравлических расчетов.

Для замыкания системы определяющих уравнений в ОТГЗ используются априорно задаваемые коэффициенты ММ узлов ГТД (первый вариант задания исходных данных) $\bar{y}_{j0} = (A_{\text{г.расч}}, a_{\text{кс}}, \eta_{\text{м}})$, где $A_{\text{г.расч}}$ – приведенный расход газа через критическое сечение соплового аппарата турбины на расчетном режиме

$$A_{\text{г.расч}} = (F_{\text{кр.са}} m_{\text{г.кр.са}})_{\text{расч}}, \text{ (при } q(\lambda_{\text{кр.са}}) = q(\lambda_{\text{кр.са}})_{\text{зад}} = 1, 0),$$

$$m_{\text{г.кр.са}} = f(k_{\text{г.кр.са}}, R_{\text{г.кр.са}}), \quad k_{\text{г.кр.са}} = f(T_{\text{г.кр.са}}^*, d, q_{\text{кр.са}}), \quad R_{\text{г.кр.са}} = f(d, q_{\text{кр.са}}),$$

$a_{\text{кс}}$ – коэффициент в уравнении $\sigma_{\text{кс}} = 1 - a_{\text{кс}} \cdot \lambda_{\text{к}}^2$, $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД.

В ОТГЗ предусмотрен также второй вариант задания в исходных данных априорно задаваемых коэффициентов $\bar{y}_{j0} = (A_{\text{г.расч}}, \eta_{\text{г}}, \eta_{\text{м}})$, где $\eta_{\text{г}} = f(\alpha_{\text{кс}})$.

В процессе решения ОТГЗ для каждой из экспериментальных точек, полученных при испытаниях ГТД, определяются:

– величины давлений, температур торможения, приведенных скоростей, расходов рабочего тела в характерных сечениях проточной части двигателя, степени повышения давления воздуха в компрессоре и понижения давления газа в турбине, реактивном сопле, приведенные частоты вращения компрессора и турбины, приведенный расход воздуха на входе в компрессор,

– параметры ММ узлов двигателя $\bar{x}_i = (\eta_{\text{г}}, \varphi_{\text{с}}, \mu_{\text{с}}, \eta_{\text{к}}^*, \eta_{\text{т}}^*)$ при первом варианте задания исходных данных, и $\bar{x}_i = (\sigma_{\text{кс}}, \varphi_{\text{с}}, \mu_{\text{с}}, \eta_{\text{к}}^*, \eta_{\text{т}}^*)$ – при втором варианте.

В программу ОТГЗ включены подпрограммы ПИ ММ компрессора и турбины [77, 78, 87]. Блок-схема ОТГЗ для одновального одноконтурного ГТД и ГГ ГТД приведена на рис. 6.4 и 6.5.

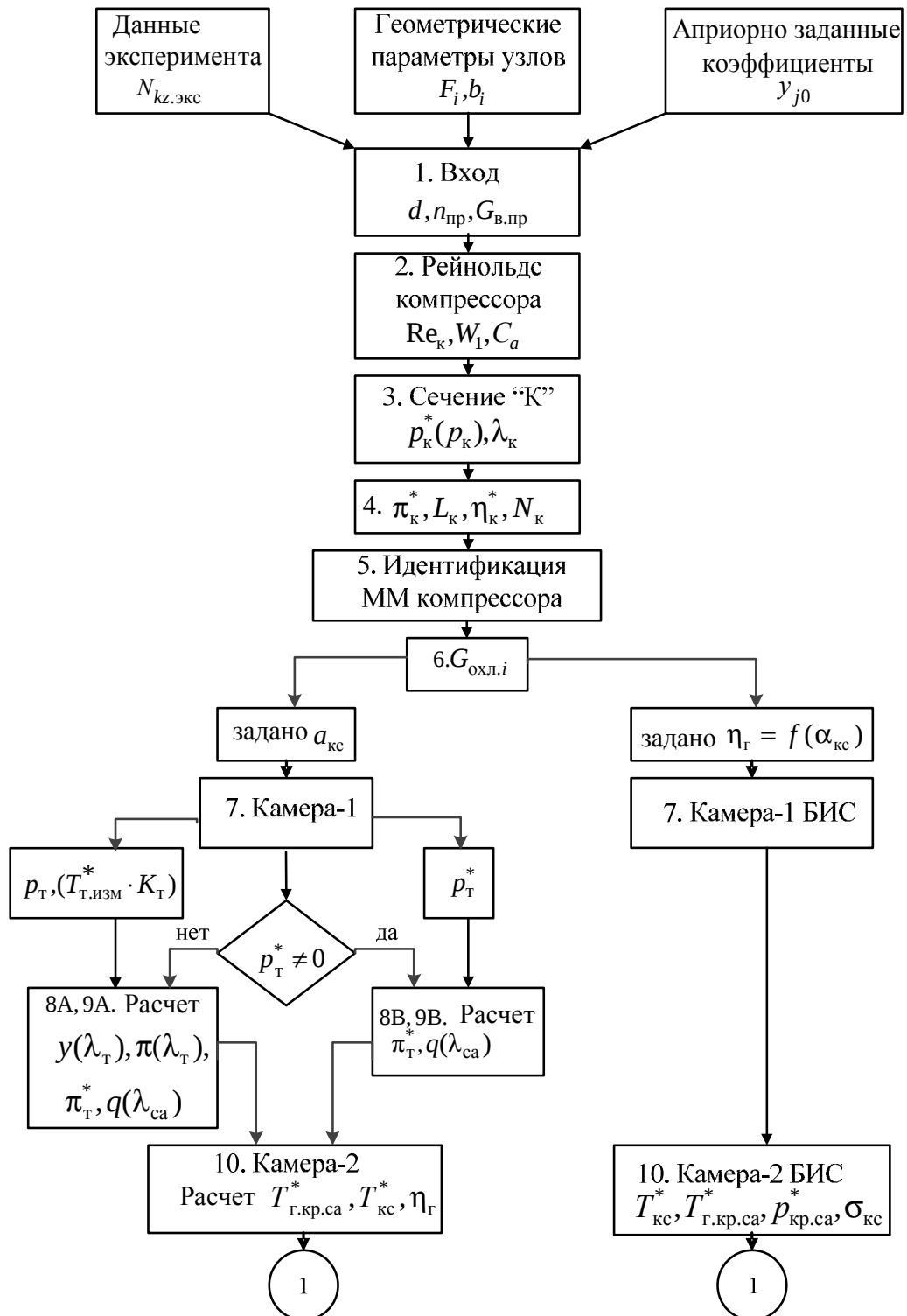


Рисунок 6.4 – Блок-схема обратной термогазодинамической задачи для одновального одноконтурного ГТД и ГГ ГТД, (часть 1)

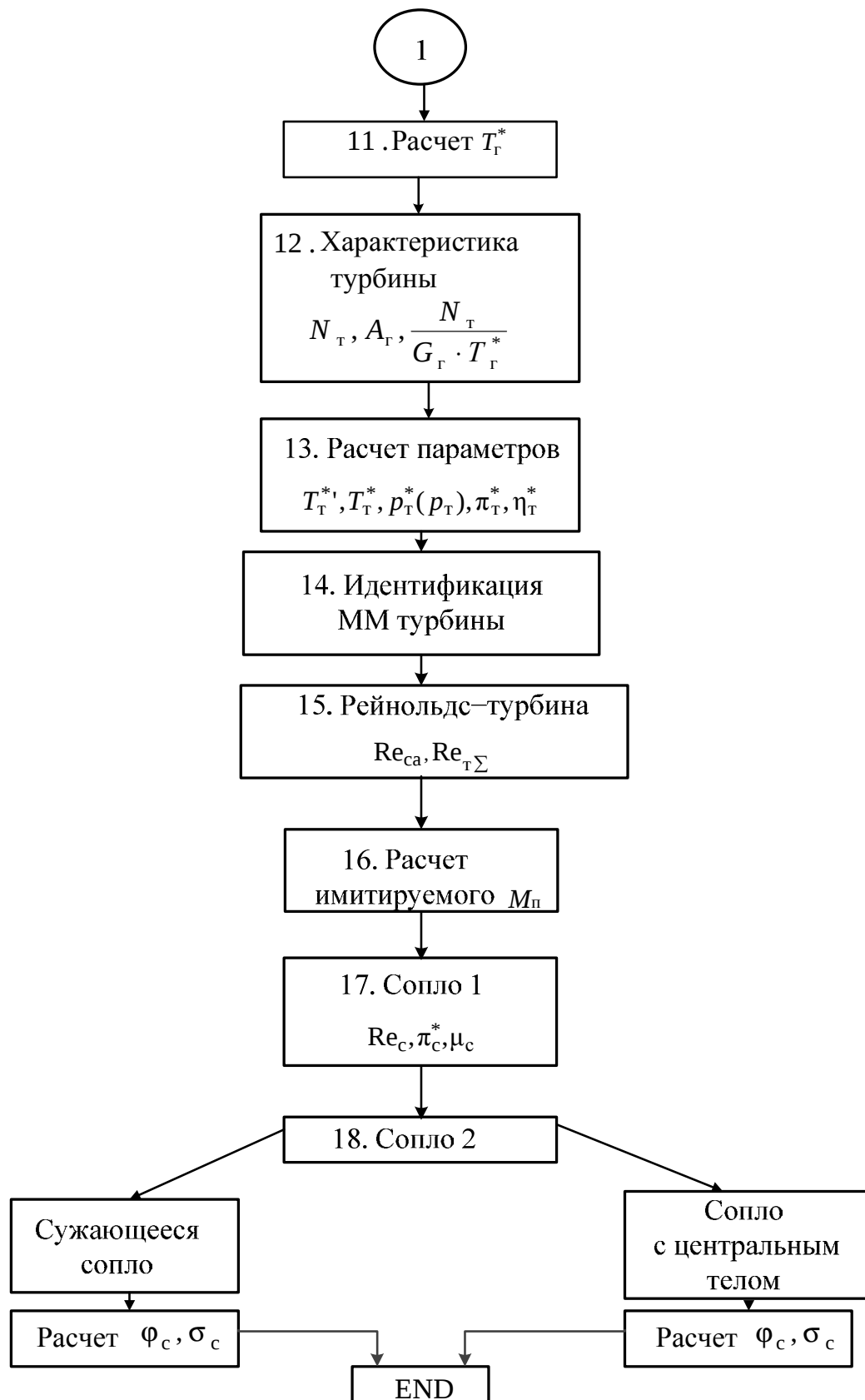


Рисунок 6.5 – Блок-схема обратной термогазодинамической задачи для одновального одноконтурного ГТД и ГГ ГТД, (часть 2)

Перед решением ОТГЗ экспериментальные точки делятся

- на выборку точек 1, полученную в автомодельной области по числу Re на режимах работы ГТД (или ГГ ГТД), на которых в критическом сечении соплового аппарата первой ступени турбины скорость газа равно скорости звука, то есть $q(\lambda_{кр.са})=1,0$,

- на выборку точек 2, полученную в неавтомодельной области по числу Re на режимах работы ГТД (или ГГ ГТД), на которых в критическом сечении соплового аппарата первой ступени турбины скорость газа равно скорости звука.

6.5 Методика параметрической идентификации математических моделей турбин при их работе в системе газогенератора ГТД

Составной частью ОТГЗ, решаемой применительно к газогенератору ГТД, является методика ПИ ММ турбины.

Так как при стендовых испытаниях одновального одноконтурного ГТД или ГГ ГТД параметры воздуха на входе и выходе из компрессора измеряются, то ПИ ММ компрессора может быть выполнена уже при первом решении ОТГЗ или в рамках самостоятельной задачи (и программы для ЭВМ) ПИ ММ компрессора.

Совсем иная ситуация имеет место в задаче идентификации ММ турбины при ее работе в системе ГТД или ГГ ГТД, так как полное давление и температура газа на входе в турбину при испытаниях, как правило, не измеряются, а температура газа в сечении на выходе из турбины измеряется лишь с помощью ограниченного количества штатно устанавливаемых термопар. Поэтому методику ПИ ММ турбины необходимо включать как составную часть в ОТГЗ, в процессе решения которой (при априорно заданных величинах коэффициентов ММ узлов ГТД y_{j0}) определяются параметры необходимые для ПИ ММ турбины.

Для получения ММ турбины, отражающей ее газодинамическую эффективность на различных режимах работы ГТД, и для обеспечения достаточно высокой точности расчета характеристик ГТД, целесообразно эту модель при идентификации получать в виде функциональных зависимостей от безразмерных параметров и критериев подобия, например, вида (6.10) и (6.11),

$$\eta_T^* = f(\pi_T^*, n_{T.пр}, Re_{T\Sigma}) , \quad (6.10)$$

$$A_T = f(\pi_T^*, n_{T.пр}, Re_{ca}) , \quad (6.11)$$

$$\text{где } A_T = \frac{G_{г.кр.са} \sqrt{T_{г.кр.са}^*}}{p_{кр.са}^*}, \quad n_{T.пр} = \frac{n}{\sqrt{T_T^*}}, \quad Re_{T\Sigma} = \frac{G_{T.ср} b_{рл.ср}}{F_{ax.ср} \mu_{г.ср}}, \quad Re_{ca} = \frac{G_{г.кр.са} b_{са}}{F_{кр.са} \mu_{г.кр.са}}.$$

Рассмотрим для примера, полученные с помощью прямой задачи и имитирующие эксперимент, результаты расчета параметров ГТД «Б» на режимах работы турбины в автомоделльной области по числу Рейнольдса и в области режимов, на которых имеет место сверхкритический перепад давления в сопловом аппарате 1-ой ступени турбины (то есть $A_T = \text{const}$). Результаты расчетов получены с помощью ММ ГТД «Б», идентифицированной по результатам испытаний в широком эксплуатационном диапазоне режимов его работы

При обработке результатов испытаний, путем решения в каждой из экспериментальных точек обратной ТГЗ, инженер получает выборку точек показанных на рис. 6.6, в каждой из которых величины КПД турбины и параметров $n_{T.пр}$ и π_T^* , определяющих режим работы турбины, имеют различные значения. Выборка точек, имитирующих эксперимент и нанесенных в координатах $\eta_T^* = f(n_{T.пр})$ (см. рис. 6.6), представляет собой несистематизированное множество точек, неудобное для анализа, хранения, сопоставления с данными других испытаний и использования при расчете характеристик ГТД.

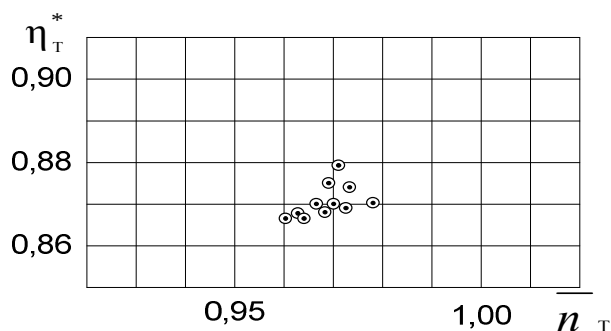


Рисунок 6.6 – Пример несистематизированного множества экспериментальных точек, полученных при численном эксперименте, имитирующем результаты испытаний турбины в системе ГТД

Следует отметить, что форма представления ММ турбины в виде зависимости $\eta_T^* = f(\pi_T^*, n_{T.пр})$, приведенная на рис. 6.7 и применяемая при расчетах ВСХ ГТД [135], неудобна для проведения идентификации ММ турбины, так как ветки характеристики турбины, при различных значениях $n_{T.пр}$, пересекаются друг с другом, что вызывает трудности при обработке и систематизации результатов эксперимента.

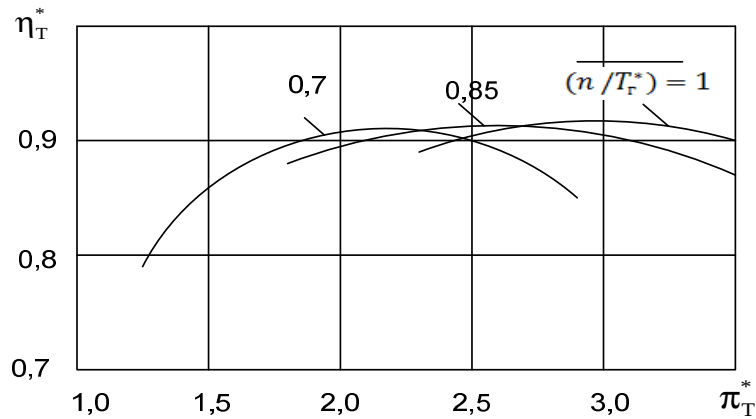


Рисунок 6.7 – Форма представления ММ турбины $\eta_T^* = f(\pi_T^*, n_{T.пр})$

Для извлечения полезной информации из несистематизированного множества экспериментальных точек (см. рис. 6.6), полученных при испытаниях ГТД и отягченных ошибками измерений параметров, и для ПИ ММ турбины разработана соответствующая методика [87], базирующаяся на использовании полиномиальной формы ММ турбины [112] и метода малых отклонений [146]. Ранее, аналогичный подход был применен для идентификации ММ компрессоров и вентиляторов ГТД [52, 59, 77, 78].

Известно, что в ММ турбины 1-го уровня сложности можно представлять в форме полиномов. В [112] разработана форма задания ММ турбины полиномами вида

$$\overline{A}_T = \sum_{i=0}^{i=3} \sum_{j=0}^{j=4} e_{ij} (\overline{\pi}_T^*)^j (\overline{n}_{T.пр})^i, \quad (6.12)$$

$$\pi_T^* = \sum_{i=0}^{i=3} \sum_{j=0}^{j=4} f_{ij} \left(\frac{L_T}{T_{\Gamma}^*} \right)^j (\bar{n}_{T,пр})^i, \quad (6.13)$$

где $\bar{n}_{T,пр} = \frac{n_{T,пр}}{n_{T,пр.расч.}}$, $\bar{B} = \left(\frac{L_T}{T_{\Gamma}^*} \right) = \frac{(L_T / T_{\Gamma}^*)}{(L_T / T_{\Gamma}^*)_{расч.}}$, $\bar{\pi}_T^* = \frac{\pi_T^*}{\pi_{T,расч.}^*}$, $n_{T,пр} = \frac{n}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}}$

T_{Γ}^* – температура газа на входе в рабочее колесо 1-ой ступени турбины,

$\bar{B}$ – относительная приведенная удельная работа турбины,

e_{ij}, f_{ij} – коэффициенты полиномов.

Для проведения ПИ ММ турбины необходима ее исходная ММ (ММ 1-го приближения), полученная, например, путем расчета по методике, приведенной в [122]. Коэффициенты полиномов вида (6.12) и (6.13) исходной ММ турбины определяются с помощью МНК [112].

В области режимов, на которых величина $A_{\Gamma} = \text{const}$, а турбина работает в автотельной области по числу Рейнольдса, для расчета характеристик ГТД с помощью прямой ТГЗ достаточно иметь ММ турбины в виде полинома (6.13) при заданной величине A_{Γ} .

Кроме того, что полином (6.13) аналитически описывает исходные характеристики конкретного экземпляра турбины, при каком-то методе их получения и при каких-то условиях проведения эксперимента, он также аналитически отражает относительную закономерность изменения параметров турбины, принадлежащей к конструктивно одинаковым экземплярам турбины. Под относительной закономерностью изменения параметров турбины понимается справедливость в «малом», при $n_{T,пр} = \text{idem}$ и при $B = \text{idem}$, зависимостей

$$(\Delta \pi_T^* / \pi_T^*)_i = f_1(\Delta B) = \text{idem}, \quad (6.14)$$

То есть, малые относительные изменения параметра π_T^* , при $n_{T,пр} = \text{idem}$, в окрестности i -го значения приведенной работы турбины $B = B_i$, при изменении ее на малую величину (ΔB) , идентичны для конструктивно одинаковых экземпляров турбин. Приняв это допущение и используя метод

малых отклонений [146], с помощью полинома (6.13) исходной ММ турбины, (для каждой полученной в процессе испытания ГТД j -той экспериментальной точки), при $\bar{B} = (\bar{L}_T / \bar{T}_T^*) = \bar{B}_j$, $\bar{n}_{\text{т.пр}} = \bar{n}_{\text{т.пр.}j}$, рассчитываем коэффициенты влияния вида $(\Delta \bar{\pi}_T^* / \Delta \bar{B})_j$. Далее, с помощью полученных коэффициентов влияния, осуществляется переход от величин $(\bar{\pi}_T^*)_j$, имеющих место при $\bar{B} = \bar{B}_j$ в каждой из экспериментальных точек, к значениям параметра $\bar{\pi}_T^*$ при i -заданных величинах приведенной работы турбины $\bar{B} = \bar{B}_i$.

В качестве заданных величин $\bar{B}_i$ выбираем те их значения, при которых получены расчетные исходные характеристики турбины. Это позволяет уточнять полученную расчетом исходную ММ турбины от испытания к испытанию ГТД и оценивать ее изменение в процессе доводки турбины. С целью уменьшения погрешности систематизации экспериментальных данных, необходимо чтобы разность между приведенной работой турбины в j -ой экспериментальной точке и в ближней к ней i -ой ветке приведенной работы турбины исходной ММ была не более 2...3 %. Это условие обеспечивается путем предварительного разбиения всего диапазона изменения $\bar{B}$ исходной ММ турбины с помощью исходного полинома (6.13) на зоны, симметричные относительно каждой i -ой ветки $\bar{B}_i$.

Учитывая, что при испытаниях ГТД имеют место грубые, случайные и систематические ошибки измерений параметров, после процедуры систематизации экспериментальных точек в выборки $\bar{\pi}_T^* = f(\bar{n}_{\text{т.пр}})$, при $\bar{B} = \text{idem}$, выполняется операция статистической обработки этих выборок с помощью известных методов [3, 45, 123].

Несистематизированное множества точек, полученное при расчете параметров ММ турбины ГТД «Б» по результатам численного эксперимента (ЧЭ) и приведенное в координатах $\eta_T^* = f(n_{\text{т.пр}})$ на рис. 6.6, нанесено в координатах $\bar{\pi}_T^* = f(\bar{n}_{\text{т.пр}}, (\bar{L}_T / \bar{T}_T^*))$ и показано на рис. 6.8. На этом же рисунке приведена

исходная ММ турбины «Б», полученная в [112] по методике [122]. ПИ ММ турбины ГТД «Б» по несистематизированному множеству точек, показанному на рис. 6.8, выполнена с помощью разработанной методики и программы для ЭВМ [87, 165]. Результаты ПИ ММ турбины приведены на рис. 6.9.

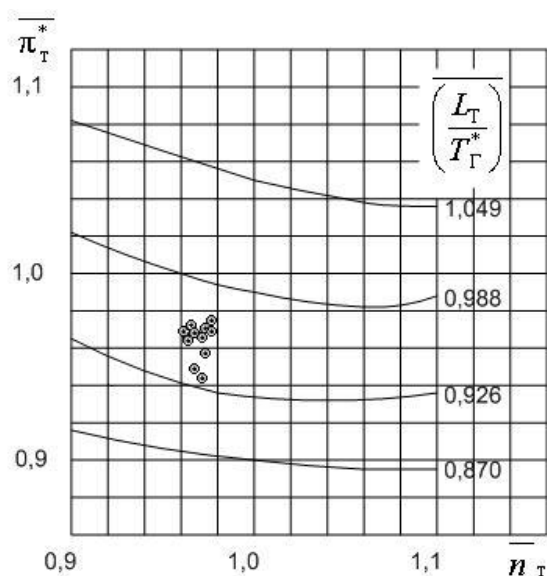


Рисунок 6.8 – Несистематизированное множество экспериментальных точек до проведения идентификации математической модели турбины ГТД «Б», (ЧЭ).
 ———— — исходная математическая модель турбины «Б», полученная путем расчета

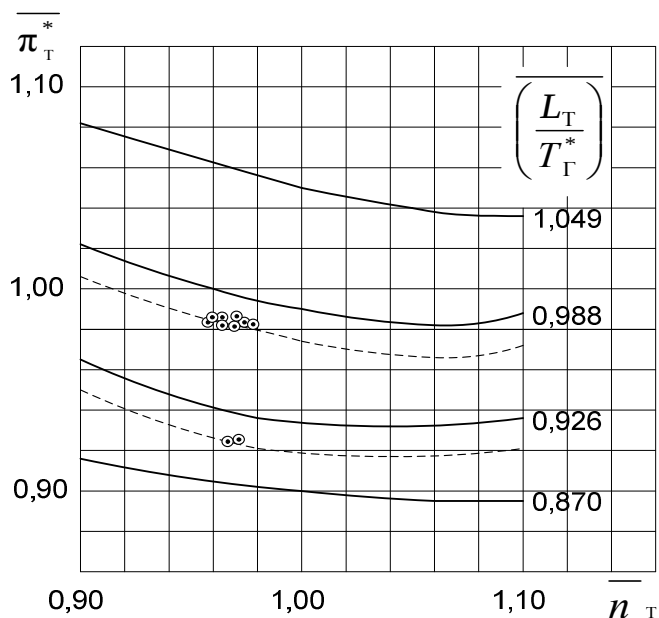


Рисунок 6.9 – Результаты идентификации математической модели турбины ГТД «Б»
 ———— — исходная математическая модель турбины «Б», полученная путем расчета,
 - - - - - — идентифицированная математическая модель турбины «Б»

Из рассмотрения рис. 6.8 и 6.9 следует, что предложенная в [112] форма представления ММ турбины удобна для проведения идентификации, так как зависимости $\overline{\pi}_T^* = f(\overline{n}_{\text{т.пр}})$, при $\overline{B} = \left(\overline{L_T / T_\Gamma^*} \right) = \text{idem}$, протекают полого и примерно параллельно друг другу. Из рассмотрения рис. 6.9 также следует, что в результате идентификации может быть получена уточненная ММ турбины в виде функции $\overline{\pi}_T^* = f(\overline{n}_{\text{т.пр}}, (\overline{L_T / T_\Gamma^*}))$, использование которой в ММ ГТ или ММ ГТД позволяет получать параметры турбины на различных режимах ее работы.

Разработанная методика и программа ПИ ММ турбины [87, 165] по результатам ее испытаний в системе ГТД также апробировалась при идентификации ММ турбины ГТД «А» по результатам его испытаний [93]. В качестве исходной ММ турбины «А» использовались характеристики турбины «А», полученные в [112] по методике [122]. ПИ ММ турбины «А» проводилась по экспериментальным точкам, полученным при испытаниях ГТД «А» в автомодельной области по числу Рейнольдса, при постоянной частоте вращения ротора ($n = 100\%$) и при $T_{\text{вх}}^* = 288 \dots 442$ К. Результаты ПИ ММ турбины «А» приведены на рис. 6.10.

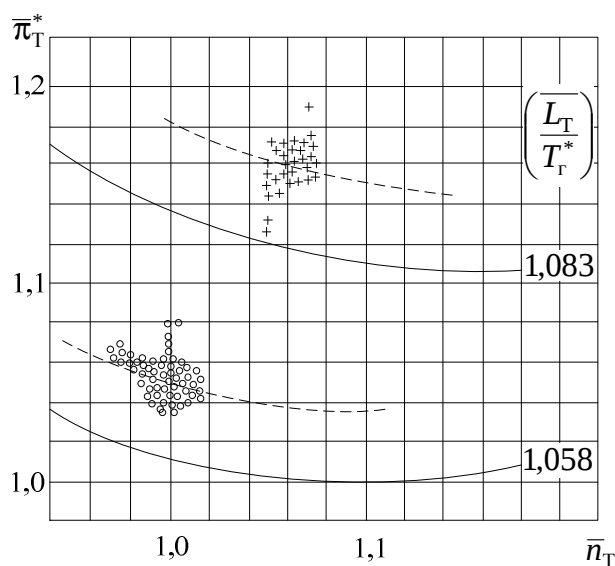


Рисунок 6.10 – Результаты идентификации характеристик турбины ГТД «А»
 ————— — исходная математическая модель турбины «А», полученная путем расчета
 — — — — — идентифицированная математическая модель турбины «А»

Как следует из рис. 6.10, полученные при идентификации ветки характеристик турбины $\bar{\pi}_t^* = f(\bar{n}_t)$, при $\bar{B} = \left(\overline{L_T / T_T^*} \right) = \text{idem}$, смещены относительно исходных характеристик вверх примерно на 4 %.

Идентифицированная ММ турбины «А», наряду с идентифицированными характеристиками компрессора ГТД «А», использовалась при расчете его ВСХ. Результаты расчетов показали хорошую сходимость расчетных параметров с данными эксперимента. Отличие расчетных параметров ГТД «А» $\bar{N}_k = (P, G_T, p_k^*, p_T^*, G_B, T_k^*)$ от экспериментально измеренных составило (0,31...1,5) %.

6.6 Численные эксперименты по апробированию метода параметрической идентификации математических моделей ГТД

На основе разработанных применительно к одновальному ГТД и ГГ ГТД прямой и обратной термогазодинамических задач и общей для всех типов и схем ГТД задачи оптимизации были проведены численные эксперименты (ЧЭ) с целью оценки эффективности разработанного метода ПИ ММ ГТД.

ЧЭ (и соответственно ПИ ММ ГТД) проводились применительно к условному ГТД «Б1» с одноступенчатой охлаждаемой турбиной. Схемы ГТД «Б1» и его турбины приведены на рис. 6.2 и 5.20.

Опыт ПИ ММ ГТД показал, что при ее проведении диапазон работы ГТД при его испытании на наземном и высотном стендах при различных величинах имитируемых чисел M полета и высот, целесообразно разделить на 2 области работы ГТД (область автомодельную и неавтомодельную по числу Рейнольдса).

При таком подходе процесс ПИ ММ ГТД в неавтомодельной области по числу Рейнольдса сводится к нахождению поправочных зависимостей к ММ узлов, которые по результатам испытаний уже уточнены в автомодельной области по числу Рейнольдса в нелинейной постановке, что приводит к упрощению процесса ПИ ММ ГТД.

При проведении всех описанных ниже ЧЭ в качестве условных экспериментальных данных ($N_{kz \text{ экс}}$) были приняты параметры, полученные путем расчета с помощью ММ условного ГТД «Б1». Сведения об имитируемых числе M полета, высоте и приведенной частоте вращения компрессора, при которых получены условные экспериментальные данные, приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1 – Диапазоны чисел $M_{\text{п}}$, высот H (км) и относительной приведенной частоты вращения $\bar{n}_{\text{пр}}$ при проведении численных экспериментов

№	1	2	3	4	6	7	13	14/1	15	16/1
$M_{\text{п}}$	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	0	1,2	1,8	2,2
H	0	1,0	1,0	1,0	11	11	0	5	5	5
$\bar{n}_{\text{пр}}$	1,0	1,0	0,98	0,893	0,913	0,819	0,902	0,993	0,879	0,806

Как следует из табл. 6.1, в ЧЭ используются режимы работы ГТД «Б1», полученные при $M_{\text{п}}=0...2,5$, $H=0...11$ км и при $\bar{n}_{\text{пр}}=0,806...1,0$. Диапазон изменения полного давления воздуха на входе в ГТД, в используемых для ЧЭ точках (табл. 6.1), составлял $p_{\text{в}}^* \approx (1,03...5,91) \cdot 10^5$ Па. Во всех условных экспериментальных точках узлы ГТД «Б1» работали в автомодельных областях по числу Рейнольдса. При проведении ЧЭ предполагалось, что в условных экспериментальных точках измерялись режимные параметры ($p_{\text{вх}}^*, T_{\text{вх}}^*, n, p_{\text{н}}, T_{\text{н}}$) и 6 выходных параметров ГТД «Б1»: $\bar{N}_k = (P, G_{\text{т}}, p_{\text{к}}^*, p_{\text{т}}^*, G_{\text{в}}, T_{\text{к}}^*)$.

Численные эксперименты в автомодельной области по числу Рейнольдса

Численный эксперимент № 1 ($\bar{y}_{j0} = (A_{\text{г}}, a_{\text{кс}}), J=2$)

Первоначально при проведении ПИ ММ ГТД «Б1» (ЧЭ № 1) веса измерений параметров $\bar{N}_k = (P, G_{\text{т}}, p_{\text{к}}^*, p_{\text{т}}^*, G_{\text{в}}, T_{\text{к}}^*)$ принимались равными 1,0. Анализ показал, что в ОТГЗ количество определяющих уравнений для ГТД «Б1» равно

$L=37$. Количество неизвестных коэффициентов характеристик узлов ГТД x_n в этих уравнениях составляет $N=13$.

Некоторые из коэффициентов x_n достоверно известны по результатам предварительных лабораторных испытаний элементов ГТД. К этим коэффициентам относятся приведенные расходы воздуха, отбираемого на охлаждение сопловых и рабочих лопаток турбины ($v_{ca}, v_{рл}$), величины которых были получены экспериментально при лабораторных продувках лопаток воздухом. Часть коэффициентов ($v_{корп}, v_{ут}, v_{втек.са}, v_{втек.за рк}$) была получена по результатам детальных гидравлических расчетов соответствующих каналов. Таким образом, на основе вышеуказанных посылок, после принятия известными величин коэффициентов $v_{ca}, v_{рл}, v_{корп}, v_{ут}, v_{втек.са}, v_{втек.за рк}$, количество неизвестных x_n , входящих в систему уравнений ОТГЗ, составило $N = 8$

$$\bar{x}_n = (\eta_{\Gamma}, \varphi_c, \mu_c, \eta_k^*, \eta_{\Gamma}^*, \bar{A}_{\Gamma}, a_{kc}, \eta_m).$$

В системе определяющих уравнений ОТГЗ количество рассчитываемых неизвестных параметров ГТД (N_m), составляет $M=32$. Необходимо подчеркнуть, что к параметрам N_m также отнесены π_k^* , $L_{к.пр}$ (или χ) и π_{Γ}^* .

Таким образом, при количестве определяющих уравнений $L=37$, количество в них неизвестных коэффициентов характеристик узлов x_n и параметров N_m составляет $N + M = 8 + 32 = 40$, то есть количество неизвестных на 3 единицы больше количества определяющих уравнений $L=37$.

Для замыкания системы уравнений ОТГЗ в качестве априорно задаваемых коэффициентов ММ узлов y_{j0} из числа x_n выбраны такие коэффициенты, величины которых при решении определяющих уравнений не зависят друг от друга и постоянны в рассматриваемом эксплуатационном диапазоне работы ГТД. К ним относятся приведенный расход газа через критическое сечение соплового аппарата турбины A_{Γ} , коэффициент a_{kc} в уравнении $\sigma_{kc} = 1 - a_{kc} \lambda_k^2$ и механический КПД η_m . То есть, в общем случае, вектор априорно задаваемых в

ОТГЗ коэффициентов имеет вид $\bar{y}_{j0} = (A_\Gamma, a_{\text{КС}}, \eta_\text{М})$, $J=3$. В результате количество неизвестных коэффициентов ММ узлов x_i , определяемых в ОТГЗ, составляет $I=N-J=8-3=5$, а вектор неизвестных $\bar{x}_i$ имеет вид $\bar{x}_i = (\eta_\Gamma, \varphi_\text{с}, \mu_\text{с}, \eta_\text{К}^*, \eta_\text{Т}^*)$.

В ЧЭ № 1 принималось, что величина механического КПД известна на основе предварительных оценок потерь мощности из-за трения в подшипниках ротора и на привод агрегатов двигателя ($\eta_\text{М}=\text{const}$). То есть, при проведении ЧЭ № 1 в качестве априорно задаваемых коэффициентов были приняты A_Γ и коэффициент $a_{\text{КС}}$, ($\bar{y}_{j0} = (A_\Gamma, a_{\text{КС}})$, $J=2$).

Следует подчеркнуть, что при решении ОТГЗ часть неизвестных ММ узлов определяются как функции двух переменных. Так, характеристики компрессора и турбины уточняются с помощью методик, описанных в параграфах 5.1, 5.2 и 6.5. Так как неизвестный коэффициент (КПД турбины $\eta_\text{Т}^*$), входящий в вектор $\bar{x}_i$, в каждой из условных экспериментальных точек имеет различное значение, то для повышения эффективности процесса идентификации при ее проведении коэффициент $\eta_\text{Т}^*$ заменен на коэффициент K_π , входящий в уравнение

$$\pi_\text{Т}^* = \frac{\pi_\text{Т}^*}{\pi_{\text{Т.расч}}^* K_\pi}.$$

В процессе идентификации при решении ОТГЗ, с помощью входящего в ОЗ блока идентификации ММ турбины, определяется коэффициент K_π , который, при $\bar{n}_\text{Т} = \text{idem}$, определяет сдвиг ветвей $(\overline{L_\text{Т}/T_\text{Г}^*}) = \text{idem}$ на исходной характеристике турбины по оси ординат (оси $\pi_\text{Т}^*$) и величина которого на рассматриваемых режимах работы ГТД постоянна.

Величина же КПД турбины, при уточненном в процессе идентификации положении ветвей $(\overline{L_\text{Т}/T_\text{Г}^*}) = \text{idem}$ на характеристике турбины, может быть на каждом из режимов всегда рассчитана при известных величинах $\pi_\text{Т}^*$ и $(\overline{L_\text{Т}/T_\text{Г}^*})$.

Таким образом, при ЧЭ № 1, при $v_i = \text{const}$ и $\eta_m = \text{const}$ и при априорно заданном векторе $\bar{y}_{j0} = (A_\Gamma, a_{\text{кc}})$, вектор неизвестных $\bar{x}_i$ при решении ОТГЗ имеет вид $\bar{x}_i = (\eta_\Gamma, \varphi_c, \mu_c, \eta_{\text{к}}^*, K_\pi)$.

Процесс ПИ осуществлялся путем последовательного математического эксперимента, включающего решение обратной, прямой ТГЗ и задачи оптимизации.

В ЧЭ № 1 исходные величины априорно задаваемых коэффициентов $\bar{y}_{j0} = (A_\Gamma, a_{\text{кc}})$ были приняты равными их значениям, соответствующим нижней границе диапазона возможного изменения этих коэффициентов ($\bar{A}_\Gamma = 1,0$ и $a_{\text{кc}} = 0,75$). Результаты решения при ЧЭ № 1 показали, что в 1-ом приближении (при последовательном решении ОЗ, ПЗ и задачи оптимизации) обеспечивается устойчивое и однозначное решение задачи оптимизации (определитель матрицы B равен $\det B = 99,2$, а число обусловленности Тюринга [138] составляет $N_T = 135,5$).

В 1-ом приближении решения задачи оптимизации получены уточненные значения коэффициентов $\bar{A}_\Gamma$ и $a_{\text{кc}}$, которые по сравнению с начальными значениями $\bar{y}_{j0} = (A_\Gamma, a_{\text{кc}})$ увеличились на $\delta \bar{A}_\Gamma = 1,6 \%$ и $\delta a_{\text{кc}} = 15,7 \%$, и стали практически равными ($\bar{A}_\Gamma = 1,0162$, и $a_{\text{кc}} = 0,8677$) величинам этих коэффициентов, принятым в ММ ГТД «Б1» ($\bar{A}_\Gamma = 1,02$ и $a_{\text{кc}} = 0,875$) для расчета условных экспериментально измеренных параметров.

Во 2-ом приближении, включающем:

1) решение ОЗ с уточненными коэффициентами $\bar{y}_{j0} = (A_\Gamma, a_{\text{кc}})$ и получение уточненных коэффициентов x_i ,

2) решение ПЗ с уточненными) коэффициентами y_j и x_i ,

величина суммы квадратов остаточных невязок H_2 между условными экспериментально измеренными выходными параметрами $N_{\text{kz экс}}$ ГТД «Б1» и

его расчетными параметрами $N_{kz \text{ расч}}$, по сравнению с суммой квадратов исходных невязок $H1$, имевших место до идентификации, уменьшилась на 25, 4 % (с $H1 = 0,114$ до $H2 = 0,085$).

Схема поиска решения в процессе идентификации при ЧЭ № 1 показана на рис. 6.11. Сравнение величин относительных невязок между условными экспериментально измеренными выходными параметрами ГТД «Б1» $N_{kz \text{ экс}}$ и его расчетными выходными параметрами $N_{kz \text{ расч}}$, полученными после идентификации ММ ГТД «Б1», приведено в табл. П9.1 Приложения 9. Из табл. следует, что после идентификации величины средних абсолютных невязок по параметрам $\bar{N}_k = (P, G_T, p_k^*, p_T^*, G_B, T_k^*)$ уменьшились на порядок – с 0,41...8,5 % до 0,01...0,8 %.

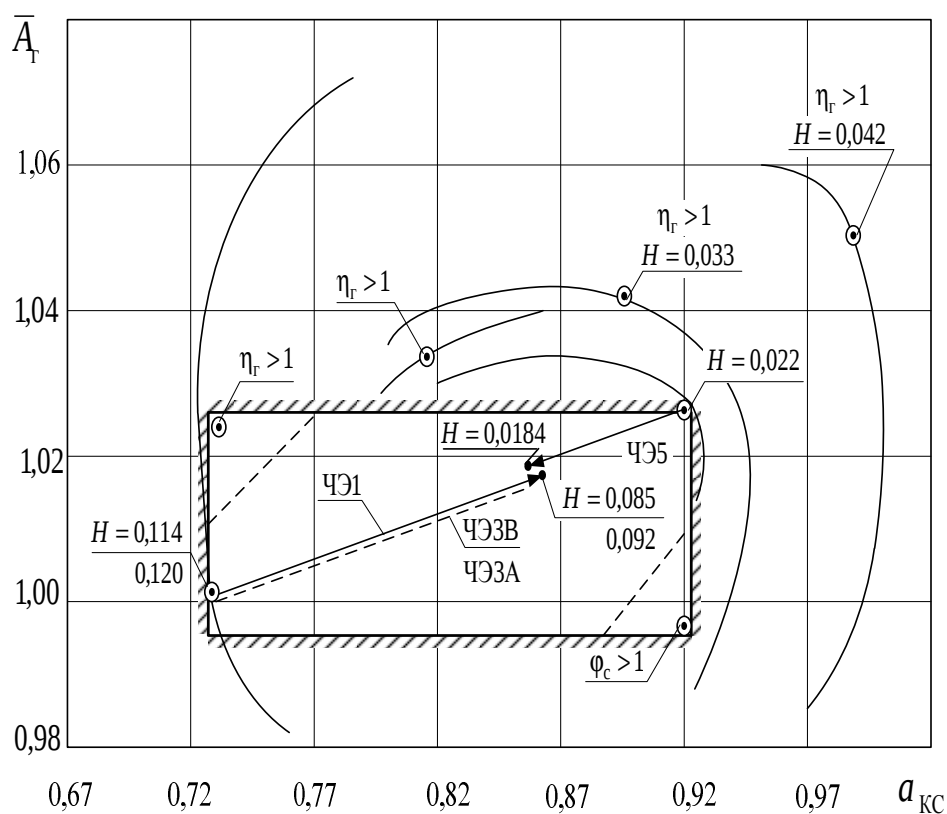


Рисунок 6.11 – Схема поиска решения в процессе идентификации при численных экспериментах

Численный эксперимент № 2

При проведении ПИ ММ ГТД «Б1» (ЧЭ № 2) в качестве априорно задаваемых коэффициентов, кроме приведенного расхода газа через критическое сечение соплового аппарата турбины A_T и коэффициента a_{kc} в уравнении потерь полного давления в камере сгорания, принят еще и механический КПД, то есть вектор априорно задаваемых коэффициентов имеет вид $\bar{y}_{j0} = (A_T, a_{kc}, \eta_m)$, $J=3$. В качестве 1-го приближения априорно заданных коэффициентов $\bar{y}_{j0} = (A_T, a_{kc}, \eta_m)$ при ЧЭ № 2, как и при проведении ЧЭ № 1, приняты их значения $\bar{A}_{T1} = 1,0$, и $a_{kc} = 0,75$, соответствующие нижней границе диапазона возможных значений этих коэффициентов. Исходная величина механического КПД принята равной $\eta_m = 0,98$. При проведении ЧЭ № 2 веса измерений параметров $\bar{N}_k = (P, G_T, p_k^*, p_T^*, G_B, T_k^*)$ принимались равными единице.

При 1-ом приближении решения задачи оптимизации в ЧЭ № 2 решение было неустойчивым (величины найденных неизвестных $\bar{y}_j = (A_T, a_{kc}, \eta_m)$ существенно выходили за пределы их реальных значений). Так как при решении задачи оптимизации на величины поправок δy_j накладываются ограничения

$$\delta y_{j \min} \leq \delta y_j \leq \delta x_{j \max},$$

где $\delta y_{j \min}, \delta y_{j \max}$ – относительные поправки, соответствующие предельным (максимально и минимально возможным) значениям априорно задаваемых коэффициентов, то полученные при решении значения y_j принимались равными граничным значениям этих коэффициентов, заданным в исходных данных. Причиной неустойчивости решения в ЧЭ № 2, при варианте априорно заданных коэффициентов $\bar{y}_{j0} = (A_T, a_{kc}, \eta_m)$, являлся выбор в качестве одного из коэффициентов этого вектора – механического КПД, который имеет нулевые коэффициенты влияния на коэффициент полноты сгорания в камере сгорания, на коэффициенты расхода и скорости реактивного сопла ($\delta \eta_T / \delta \eta_m = 0$, $\delta \mu_c / \delta \eta_m = 0$,

$\delta\varphi_c/\delta\eta_m = 0$). Как показал анализ, определитель матрицы B , при выборе в качестве априорно задаваемых коэффициентов $\bar{y}_{j0} = (A_T, a_{kc}, \eta_m)$, имеет малую величину ($\det B = 5,3$), что приводит к плохой обусловленности матрицы B и к неустойчивости решения. При этом число обусловленности Тюринга N_T [138] составляло $N_T = 177,5$. Следует отметить, что в ЧЭ № 2, при выборе в качестве априорно задаваемых коэффициентов $\bar{y}_{j0} = (A_T, a_{kc}, \eta_m)$, определитель матрицы B (по сравнению с ЧЭ № 1) меньше на порядок ($\det B = 5,3$), а число обусловленности Тюринга (по сравнению с ЧЭ № 1) больше на 23 %.

Таким образом, по полученным при ЧЭ № 2 результатам можно сделать вывод, что использование в качестве априорно задаваемого и затем уточняемого в процессе идентификации ММ ГТД такого коэффициента как механический КПД приводит к плохой обусловленности матрицы B ($\det B < 10$) и неустойчивости решения. Поэтому для обеспечения с помощью разработанного метода ПИ ММ ГТД устойчивого и однозначного решения необходимо, при решении ОТГЗ, исключать из числа априорно задаваемых параметров y_{j0} такие, коэффициенты влияние которых на некоторые параметры характеристик узлов $\delta x_i / \delta y_j$ равно нулю. При этом величину механического КПД необходимо получать расчетом путем оценки мощности, затрачиваемой на привод агрегатов двигателя и на трение в подшипниках ротора двигателя.

Численный эксперимент № 3А (влияние весов измерений P_k)

При проведении ПИ ММ ГТД «Б1» (ЧЭ № 3А) проводилась оценка влияния весов измерений P_k параметров ГТД $\bar{N}_k = (P, G_T, p_k^*, p_T^*, G_B, T_k^*)$ на результаты идентификации. При проведении идентификации принималось, что веса измерения не зависят от режима работы ГТД. Веса измерений рассчитывались согласно [138] по формуле $P_k = \sigma_0^2 / \sigma_k^2$, где σ_k – средняя квадратичная погрешность измерения k -го параметра, σ_0 – средняя квадратичная погрешность

одного из параметров, являющаяся наибольшей по сравнению с погрешностями измерений других выходных параметров N_k .

Для измеряемых выходных параметров ГТД $\overline{N}_k = (P, G_T, p_k^*, p_T^*, G_B, T_k^*)$ величины весов измерений при ЧЭ № 3А были приняты $\overline{P}_k = (2,6 \ 1,0 \ 1,35 \ 1,35 \ 1,5 \ 1,35)$, согласно результатам исследований [152].

В ЧЭ № 3А в качестве априорно задаваемых коэффициентов приняты $\overline{y}_{j0} = (A_{\Gamma}, a_{kc})$. Начальные значения этих коэффициентов приняты такими же, как и при ЧЭ № 1 ($\overline{A}_{\Gamma 1} = 1,0$, $a_{kc} = 0,75$). В результате идентификации при ЧЭ № 3А получено устойчивое решение задачи оптимизации ($\det B = 229,2$, $N_T = 170,7$). Уточненные значения величин $\overline{A}_{\Gamma}$ ($A_{\Gamma} = 420,33$) и a_{kc} ($a_{kc} = 0,8846$) в ЧЭ № 3А незначительно отличаются ($\delta \overline{A}_{\Gamma} = -0,1\%$ и $\delta a_{kc} = 1,9\%$) от уточненных значений этих параметров, полученных при ЧЭ № 1, когда веса измерений всех выходных параметров были равными единице ($P_k = \sigma_0^2 / \sigma_k^2 = 1$). После проведения идентификации величина суммы квадратов остаточных невязок в ЧЭ № 3А уменьшилась на 20 %, (с $H1 = 0,165$ до $H2 = 0,132$).

Учет весов измерений выходных параметров ГТД при проведении идентификации хотя оказывает незначительное воздействие на ее результаты, но позволяет повысить обоснованность получаемых решений за счет учета большего влияния на результаты идентификации ММ ГТД параметров, измеренных при испытаниях с повышенной точностью (например, тяги ГТД).

Численный эксперимент № 3В (влияние случайных шумов измерений)

При проведении ПИ ММ ГТД «Б1» (ЧЭ № 3В) проводилась оценка влияния случайных «шумов» возникающих при измерении параметров $\overline{N}_k = (P, G_T, p_k^*, p_T^*, G_B, T_k^*)$ на результаты идентификации. В качестве априорно задаваемых коэффициентов при ЧЭ № 3В приняты $\overline{y}_{j0} = (A_{\Gamma}, a_{kc})$. Начальные значения этих коэффициентов приняты такими же, как и при ЧЭ № 1 ($\overline{A}_{\Gamma 1} = 1,0$, $a_{kc} = 0,75$). Для измеряемых выходных параметров ГТД веса измерений приняты

равными единице. При проведении ЧЭ № 3В принималось, что грубые ошибки отсутствуют, а отношение величин не исключенных систематических ошибок к случайным, согласно [32], не превышает 0,8, то есть $(\theta_k / S_k(\bar{A})) < 0,8$, где θ_k – граница не исключенной систематической ошибки k -го параметра, $S(\bar{A})$ – оценка среднего квадратичного отклонения результата измерения k -го параметра.

Уровень случайных «шумов», имеющих место при испытаниях ГТД, в каждой из экспериментальных точек и для каждого из параметров моделировался с помощью стандартной программы генерации случайных чисел. Границы величин погрешностей измерения параметров ГТД из-за случайных шумов были приняты равными допустимым погрешностям измерений параметров при испытаниях серийных ГТД согласно [117, 118], которые составляли: $\pm 0,5 \%$ – для параметров $\bar{N}_k = (P, G_T, p_k^*, p_T^*)$ [117]; $\pm 0,7 \%$ – для расхода воздуха $\bar{N}_k = (G_B)$ [118]; $\pm 1,0 \%$ – для температуры воздуха $\bar{N}_k = (T_k^*)$ [117].

В результате идентификации при ЧЭ № 3В, при решении задачи оптимизации получено устойчивое решение ($\det B = 99,2$, $N_T = 135,5$). Уточненные значения величин $\bar{A}_T$ ($A_T = 420,87$) и a_{kc} ($a_{kc} = 0,8697$) в ЧЭ № 3В несущественно отличаются ($\delta \bar{A}_T = 0,04 \%$ и $\delta a_{kc} = 0,23 \%$) от уточненных значений этих параметров полученных при ЧЭ № 1 ($A_T = 420,7$, $a_{kc} = 0,8677$) когда веса измерений всех выходных параметров были равными единице, а случайные шумы отсутствовали. После идентификации ММ ГТД «Б1» величина суммы квадратов остаточных невязок уменьшилась на 23,9 % (с $H1 = 0,1206$ до $H2 = 0,0917$). Таким образом, учет возникающих из-за случайных «шумов» погрешностей измерений выходных параметров ГТД незначительно влияет на результаты идентификации. Схема поиска решений в процессе идентификации при ЧЭ № 3В показана на рис. 6.11.

Численный эксперимент № 4 (оценка влияния величин априорно задаваемых коэффициентов на результаты решения ОТГЗ)

В численном эксперименте № 4 рассматривались результаты решения ОТГЗ применительно к условному ГТД «Б1», когда величины априорно задаваемых

коэффициентов $\bar{y}_{j0} = (A_{\Gamma}, a_{\text{КС}})$ (один из них или оба одновременно) находились на границах (или за пределами границ) возможных максимальных и минимальных значений этих коэффициентов.

Граничные значения коэффициента $\bar{A}_{\Gamma}$ ($\bar{A}_{\Gamma.\min} = 0,995$, $\bar{A}_{\Gamma.\max} = 1,024$) для ЧЭ № 4 приняты исходя из возможных отклонений ($\pm 1,5$ %) площади критического сечения соплового аппарата турбины ГТД «Б» (аналога ГТД «Б1»). Граничные значения коэффициента $a_{\text{КС}.\min} = 0,75$ и $a_{\text{КС}.\max} = 0,92$ для условного ГТД «Б1» приняты приближенно исходя из возможных отклонений ($- 4,5$ % и $+ 7,35$ %) этого коэффициента от величины $a_{\text{КС}}$, полученной, соответственно, при «холодной» продувке камеры на камерном стенде, и от величины $a_{\text{КС}}$, полученной в процессе идентификации ММ ГТД «Б» по результатам его испытаний.

Выполнено 5 вариантов решения ОТГЗ при различных начальных величинах коэффициентов $\bar{y}_{j0} = (A_{\Gamma}, a_{\text{КС}})$. Установлено, что:

- при $\bar{A}_{\Gamma} \geq 1,024$ и при значениях $a_{\text{КС}}$ равных 0,75; 0,828; 0,895; 0,98 величина коэффициента полноты сгорания η_{Γ} при решении ОТГЗ, в некоторых из 10 выбранных для проведения идентификации точек (приведенных в табл. 6.1), превышает единицу ($\eta_{\Gamma} > 1,0$), (см. рис. 6.11),
- при $\bar{A}_{\Gamma} = 0,995$ и при $a_{\text{КС}} = 0,92$ величина коэффициента скорости превышает единицу ($\varphi_{\text{с}} > 1,0$) (см. рис. 6.11).

Таким образом, использование ОТГЗ в процедуре идентификации позволяет уже на первом ее этапе выявлять неправильно выбранные в 1-ом приближении величины априорно заданных коэффициентов y_{j0} , приводящие к решениям, противоречащим физическому смыслу.

Численный эксперимент № 5

При проведении ПИ ММ ГТД «Б1» (ЧЭ № 5), также как и при ЧЭ № 1, в качестве априорно задаваемых коэффициентов $\bar{y}_{j0}$ были приняты

$\bar{y}_{j0} = (A_{\Gamma}, a_{\text{КС}}), J=2$, а величина механического КПД принималась известной ($\eta_{\text{м}} = 0,98$). Величины начальных значений априорно заданных коэффициентов $\bar{A}_{\Gamma}$ и $a_{\text{КС}}$ в 1-ом приближении ЧЭ № 5 выбраны в зоне прямо противоположной зоне нахождения этих коэффициентов, принятой в 1-ом приближении при ЧЭ № 1. При этом величины априорно заданных коэффициентов $\bar{A}_{\Gamma}$ и $a_{\text{КС}}$ при ЧЭ № 5 находились в пределах возможных границ их изменения. Веса измерений параметров приняты равными 1,0. Схема поиска решения в процессе идентификации при ЧЭ № 5 показана на рис. 6.11.

Результаты ЧЭ № 5 показали, что в 1-ом приближении при начальных значениях $\bar{y}_{j0} = (\bar{A}_{\Gamma 1} = 1,0241, a_{\text{КС} 1} = 0,92)$ обеспечивается устойчивое решения задачи оптимизации ($\det B = 99,2, N_{\text{T}} = 135,5$). При последующем решении ОЗ и ПЗ сумма квадратов остаточных невязок $H2$ между условно экспериментально измеренными и расчетными параметрами ГТД, по сравнению с суммой квадратов исходных невязок $H1$, имевших место до ПИ ММ ГТД «Б1», уменьшилась с $H1 = 0,0226$ до $H2 = 0,0184$ (на 18,5 %). При этом результат идентификации, полученный при ЧЭ № 5, практически совпадает с результатом, полученным при ЧЭ № 1. Таким образом, при использовании разработанного метода ПИ и при задании в начальном приближении величин априорно заданных коэффициентов $\bar{y}_{j0} = (A_{\Gamma}, a_{\text{КС}})$ на противоположных границах их возможных значений, имеет место однозначное и устойчивое решение задачи оптимизации.

6.7 Опыт параметрической идентификации математической модели ГТД в автотомодельной области по числу Рейнольдса

Разработанный метод ПИ ММ ГТД был апробирован при ПИ ММ выполненного одновального одноконтурного ГТД «Б» по результатам его испытаний [153]. При условиях и режимах, имевших место в процессе испытаний, узлы ГТД работали в автотомодельной области по числу Рейнольдса.

При проведении идентификации использовались алгоритмы и программы прямой и обратной термогазодинамических задач, описанные в разделах 6.3 и 6.4, и задача оптимизации «OPTIMA 1», описанная в разделах 6.1 и 6.2.

В процессе испытаний ГТД «Б» измерялись его режимные параметры $p_{\text{вх}}^*, T_{\text{вх}}^*, n, p_{\text{н}}, T_{\text{н}}$ и выходные параметры $\overline{N_k} = (P, G_{\text{т}}, p_{\text{к}}^*, p_{\text{т}}^*, G_{\text{в}}, T_{\text{к}}^*)$. Средства измерений и погрешности измерения параметров соответствовали требованиям действующих нормативных документов [117]. При проведении идентификации принималось, что веса измерений не зависят от режима работы ГТД. Веса измерений рассчитывались согласно [138]. Величины средних квадратичных погрешностей измерения параметров σ_k были получены по результатам стендовых испытаний ГТД на основе многократно повторяющихся измерений [152]. Для измеряемых выходных параметров ГТД «Б» величины σ_k и веса измерений P_k приведены в табл. 6.2.

Таблица 6.2 – Средние квадратичные погрешности и веса измерений выходных параметров ГТД «Б»

N_k	P	$G_{\text{т}}$	$p_{\text{к}}^*$	$p_{\text{т}}^*$	$G_{\text{в}}$	$T_{\text{к}}^*$
$\sigma_k, \%$	0,13	0,21	0,18	0,18	0,17	0,18
P_k	2,6	1,0	1,35	1,35	1,5	1,35

Первоначально, ПИ ММ ГТД «Б» выполнялась при выборе в качестве априорно заданных коэффициентов $\overline{y}_{j0} = (A_{\text{т}}, a_{\text{кс}}, \eta_{\text{м}})$, (вариант «Г»). Начальные значения этих коэффициентов составляли $\overline{A}_{\text{т}} = 1,0$, $a_{\text{кс}} = 0,725$ и $\eta_{\text{м}} = 0,98$.

Анализ результатов идентификации ММ ГТД «Б» показал, что при выборе априорно заданных коэффициентов $\overline{y}_{j0} = (A_{\text{т}}, a_{\text{кс}}, \eta_{\text{м}})$, (вариант «Г»), решение задачи оптимизации неустойчиво (величины найденных неизвестных y_j выходят за пределы их реальных величин, а число Тюринга при этом равно $N_T = 1000$).

Причиной неустойчивости решения при этом варианте выбора априорно заданных коэффициентов $\bar{y}_{j0} = (A_{\Gamma}, a_{\text{КС}}, \eta_{\text{М}})$, как уже указывалось выше, является выбор в качестве одного из параметров этого вектора – механического КПД, который имеет нулевые коэффициенты влияния на коэффициент полноты сгорания в камере сгорания и на коэффициенты расхода и скорости реактивного сопла ($\delta\eta_{\Gamma}/\delta\eta_{\text{М}} = 0$, $\delta\mu_{\text{с}}/\delta\eta_{\text{М}} = 0$, $\delta\phi_{\text{с}}/\delta\eta_{\text{М}} = 0$). Из-за этого определитель матрицы B системы нормальных уравнений (6.8) мал ($\det B < 10$), что приводит к плохой обусловленности матрицы B и, как следствие, к неустойчивости решения.

Для получения устойчивого решения в варианте «Г» использовалась шаговая стратегия с движением, путем итераций, в направлении, полученном в предыдущем приближении [4]. При каждом шаге выполнялось повторное решение обратной, прямой задач и задачи оптимизации с новыми, полученными в предыдущем шаге, величинами $\bar{y}_{j0} = (A_{\Gamma}, a_{\text{КС}}, \eta_{\text{М}})$. При решении задачи оптимизации накладывались ограничения на диапазон изменения механического КПД. Процесс последовательных приближений в варианте «Г» был при этом сходящимся – величина суммы квадратов взвешенных остаточных невязок после каждой итерации, уменьшалась по экспоненте (после трех итераций остаточные невязки уменьшились на 36 %) (см. рис. 6.12).

Идентификации ММ ГТД «Б» была также выполнена, когда в качестве априорно заданных коэффициентов ММ использовались $\bar{y}_{j0} = (A_{\Gamma}, a_{\text{КС}})$, а величина механического КПД принималась постоянной $\eta_{\text{М}} = 0,98$.

Поиск решения осуществлялся при двух различных начальных значениях априорно задаваемых коэффициентов $A_{\Gamma}, a_{\text{КС}}$: вариант «А» – $\bar{A}_{\Gamma} = 1,025$ и $a_{\text{КС}} = 0,725$ и вариант «Б» – $\bar{A}_{\Gamma} = 1,04$ и $a_{\text{КС}} = 1,05$.

При этих вариантах «А» и «Б» априорно задаваемых коэффициентов уже при выполнении 1-го приближения обеспечивалось устойчивое решение, при котором найденные значения величин коэффициентов $A_{\Gamma}, a_{\text{КС}}$ не выходили за пределы их возможного диапазона изменения и обеспечивалось существенное

снижение остаточных невязок между измеренными и расчетными выходными параметрами ГТД. Результаты решения при варианте «А» и варианте «В» (см. рис. 6.12) находятся практически в одной и той же зоне величин уточняемых коэффициентов $\bar{y}_{j0} = (A_T, a_{kc})$, $\bar{A}_T = 1,02 \dots 1,025$, $a_{kc} = 0,87 \dots 0,925$ и остаточных невязок.

В вариантах ПИ «А» и «Б» свидетельством нахождения решения было попадание в зону минимальных невязок и изменение направления поиска в последнем шаге по сравнению со всеми предыдущими. Это обусловлено попаданием в область так называемых не улучшаемых решений, когда величины остаточных невязок между экспериментально измеренными и расчетными выходными параметрами ГТД становятся близкими к погрешностям измерения этих параметров. Как указывается в [4], стремление получить более точное значение причинной характеристики (в данном случае δy_j и, соответственно, значение y_j), ведет к неустойчивости решения. Схема поиска решения в задаче оптимизации при ПИ ММ ГТД «Б», в автомодельной области по числу Рейнольдса, при вариантах «А» и «Б» задания начальных значений коэффициентов $\bar{y}_{j0} = (A_T, a_{kc})$, показана на рис. 6.12.

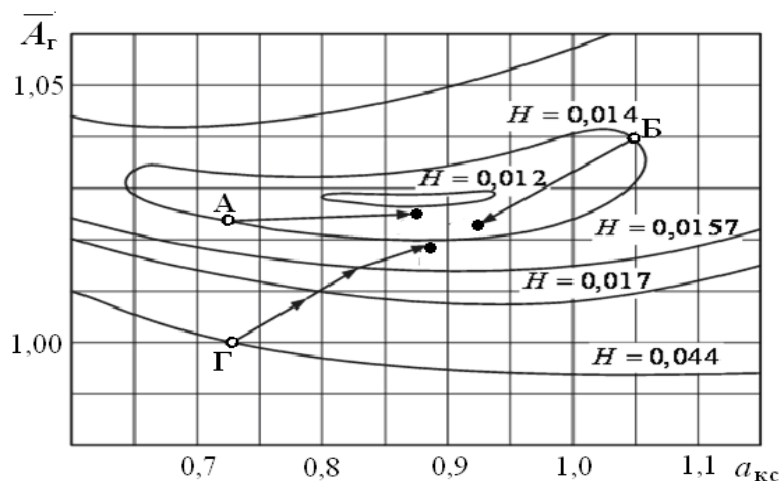


Рисунок 6.12.— Схема поиска решения в задаче оптимизации при идентификации ММ ГТД «Б» в автомодельной области по числу Рейнольдса

После получения, при решении задачи оптимизации, уточненных значений коэффициентов $\bar{y}_j = (A_T, a_{kc})$, далее, при решении ОТГЗ, были получены ММ узлов ГТД «Б».

Характеристики компрессора $\bar{\pi}_{к.}^* = f((\bar{\pi} \setminus \bar{G}), \bar{n}_{пр})$, $\bar{\chi} = f((\bar{\pi} \setminus \bar{G}), \bar{n}_{пр})$, поправки к характеристикам компрессора, обусловленные упругой раскруткой рабочих лопаток $\delta \bar{\pi}_{к.}^* = f(T_{вх}^*)$ и ошибкой модели $\delta \bar{\chi} = f(T_{вх}^*)$, полученные с помощью методики идентификации ММ компрессоров и вентиляторов, описанной в разделе 5.1, приведены на рис. 5.2, 5.3, 5.4 и 5.5.

Характеристики турбины, полученные при идентификации ММ ГТД «Б» [93, 153] с использованием методики идентификации ММ турбины, описанной в разделе 6.5, приведены на рис. П10.1 Приложения 10.

Характеристики камеры по полноте сгорания и гидравлические характеристики камеры

$$\eta_{\Gamma} = f(\alpha_{kc}),$$

$$\delta_{kc} = f(\lambda_{kc}^2),$$

где $\delta_{kc} = (1 - \sigma_{kc}) \cdot 100\%$, полученные при идентификации ММ ГТД «Б» [93, 153], приведены на рис. П10.2 и П10.3 Приложения 10.

Характеристики реактивного сопла

$$\mu_c = f(\pi_c^*),$$

$$\phi_c = f(\pi_c^*),$$

полученные при идентификации ММ ГТД «Б» [93, 153], приведены на рис. П10.4 и П10.5 Приложения 10.

Верификация результатов идентификации ММ ГТД «Б» в автомобильной области по числу Рейнольдса

С помощью прямой ТГЗ при использовании в ней характеристик узлов ГТД «Б», полученных в результате идентификации его ММ, рассчитаны выходные параметры двигателя $\bar{N}_k = (P, G_T, p_k^*, p_T^*, G_B, T_k^*)$ во всех экспериментальных точках, имевших место при проведении испытаний. Выполнен анализ невязок

между величинами измеренных и полученных после идентификации ММ ГТД «Б» его расчетных выходных параметров. Сравнение невязок произведено на 13 различных режимах работы ГТД «Б» [93, 153], на которых имело место отличие режимных параметров $p_{\text{вх}}^*, T_{\text{вх}}^*, n, p_{\text{н}}, T_{\text{н}}$, давления воздуха в барокамере, в целом определяющих значения критериев подобия ($M_{\text{п}}, n_{\text{пр}}, \text{Re}$).

Величины невязок между измеренными и расчетными параметрами $\overline{N_k} = (P, G_{\text{т}}, p_{\text{к}}^*, p_{\text{т}}^* \text{ ГТД после идентификации ММ ГТД})$ уменьшились в 2...3 раза (в среднем с 1,63...3,6 % до 0,65..1,2 %).

Таким образом, разработанный метод ПИ ММ ГТД показал высокую эффективность при идентификации ММ ГТД «Б» по результатам его испытаний в автомоделльной области по числу Рейнольдса.

6.8 Опыт параметрической идентификации математической модели ГТД в неавтомодельной области по числу Рейнольдса

Разработанный метод ПИ был апробирован при идентификации ММ однофазного одноконтурного ГТД «Б» при его работе в неавтомодельной области по числу Рейнольдса.

При проведении идентификации ММ ГТД «Б» из общего числа экспериментальных точек [93, 153], была выбрана группа точек, в которых величина полного давления воздуха на входе в ГТД была понижена. В свою очередь, эта группа делилась на подгруппы, в каждой из которых величина полного давления воздуха на входе в ГТД была примерно одинакова.

В качестве априорно задаваемых коэффициентов y_{j0} приняты те же коэффициенты, что и при идентификации ММ ГТД «Б» в автомоделльной области, то есть

$$\overline{y}_{j0} = (A_{\text{т}}, a_{\text{кс}}), J=2.$$

Вектор неизвестных коэффициентов $\bar{x}_i$, определяемых при решении ОТГЗ и зависящих от величин задаваемых коэффициентов $\bar{y}_{j0} = (A_\Gamma, a_{\text{кс}})$, имеет вид

$$\bar{x}_i = (\eta_\Gamma, \varphi_c, \mu_c, \eta_{\text{к}}^*, \delta\pi_{\text{т.Ре}}^*)$$

где $\delta\pi_{\text{т.Ре}}^*$ – коэффициент, учитывающий «деформацию» характеристик турбины из-за влияния числа Рейнольдса. (В автомодельной области по числу Рейнольдса $\delta\pi_{\text{т.Ре}}^* = 0$).

Величина степени понижения давления в турбине в общем случае в прямой задаче рассчитывается по формуле $\pi_{\text{т}}^* = \bar{\pi}_{\text{т}}^* \cdot \pi_{\text{т.расч}}^* \cdot K_{\pi_{\text{т.Ре}}}$, где

$$K_{\pi_{\text{т.Ре}}} = (1 + \delta\pi_{\text{т.Ре}}^*),$$

$\bar{\pi}_{\text{т}}^* = f(\bar{n}_{\text{т.пр}}, (\bar{L}_{\text{т}}/\bar{T}_{\text{т}}^*))$ – характеристика турбины, полученная при идентификации ее ММ в автомодельной области по числу Рейнольдса.

При этом к числу неизвестных параметров N_m , определяемых при решении ОЗ, также относится параметр $\pi_{\text{к}}^*$. Поиск решения осуществлялся согласно схеме, приведенной на рис. 6.1 при начальных значениях априорно заданных коэффициентов $\bar{A}_\Gamma = 1,02$ и $a_{\text{кс}} = 0,875$, полученных в результате идентификации ММ ГТД «Б» в автомодельной области по числу Рейнольдса.

При априорно заданных величинах коэффициентов $\bar{y}_{j0} = (A_\Gamma, a_{\text{кс}})$, в 1-ом приближения, при ПИ ММ ГТД «Б», для каждой из подгрупп экспериментальных точек были получены устойчивые решения задачи оптимизации. При этом величины остаточных невязок уменьшились на порядок (с 0,005 до 0,0003).

Схема поиска решения в задаче оптимизации при идентификации ММ ГТД «Б» в не автомодельной области по числу Рейнольдса, для подгруппы экспериментальных точек № 11–18, показана на рис. 6.13.

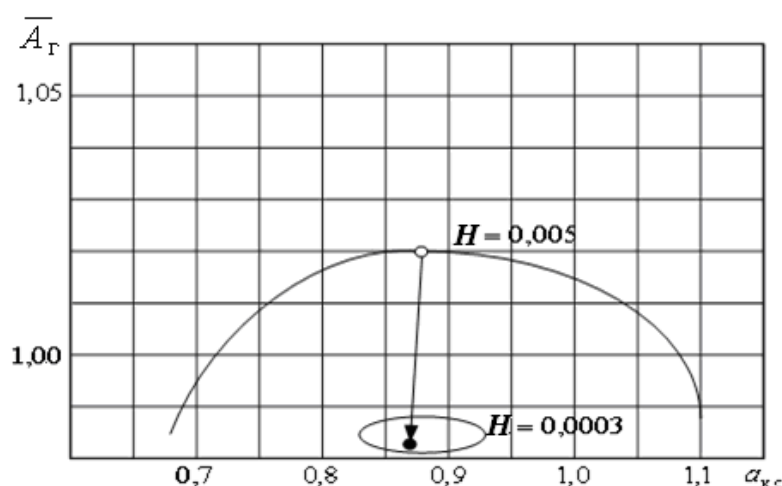


Рисунок 6.13 – Схема поиска решения в задаче оптимизации при идентификации ММ ГТД «Б» в не автомодельной области по числу Рейнольдса

Из результатов решения задачи оптимизации следует, что для обеспечения минимума невязок между расчетными и экспериментально измеренными выходными параметрами ГТД необходимо для подгруппы точек № 11–18 уменьшить величину параметра с $\bar{A}_\Gamma = 1,02$ до $\bar{A}_\Gamma = 0,98$ при сохранении примерно постоянной величины коэффициента $\alpha_{кс} = 0,875$.

Аналогичным образом выполнено решение задачи ПИ ММ ГТД «Б» и для других подгрупп экспериментальных точек, в которых величина полного давления воздуха на входе в двигатель была понижена. В результате ПИ для всех подгрупп экспериментальных точек были получены поправочные зависимости, показывающие влияние числа Рейнольдса на характеристики узлов ГТД «Б».

На рис. 5.8 и 5.9 приведены поправочные зависимости к характеристикам компрессора, полученным в автомодельной области по числу Рейнольдса, которые показывают, при $\bar{n}_{пр} = 1,0$ и $\bar{n}_{пр} = 0,75$, относительное изменение степени повышения давления и приведенной работы компрессора ГТД «Б» при уменьшении числа Рейнольдса [93].

В результате идентификации получена поправочная зависимость $\delta\eta_r = f(p_k^*)$, (рис. П12.1 Приложения 12), показывающая влияние снижения полного давления воздуха на входе в камеру сгорания ГТД «Б» на изменение

коэффициента полноты сгорания в камере. Установлено, что при полном давлении на входе в камеру $p_k^* = 1 \cdot 10^5$ Па снижение коэффициента полноты сгорания, по сравнению с его значением при $p_k^* \geq 2 \cdot 10^5$ Па, при $\alpha_{kc} = idem$, составило 6 % [93].

На рис П12.2 Приложения 12 приведена, полученная при ПИ [93] поправочная зависимость $\delta A_T = f(Re_{ca})$, показывающая влияние числа Рейнольдса на изменение приведенного расхода газа через критическое сечение соплового аппарата турбины ГТД «Б», где

$$Re_{ca} = \frac{G_{г.кр.са} b_{са}}{F_{кр.са} \mu_{г.кр.са}}.$$

При $Re_{ca} = 0,8 \cdot 10^5$ снижение приведенного расхода газа через критическое сечение соплового аппарата турбины A_T , по сравнению с его величиной при $Re_{ca} = 1,3 \cdot 10^5$, составило 3,5 %.

В результате ПИ ММ ГТД в неавтономной области по числу Рейнольдса получена зависимость коэффициента $\bar{\pi}_{T,Re}^*$, (являющегося одним из неизвестных $\bar{x}_i$ и определяющего степень смещения вверх веток на характеристике турбины $\bar{\pi}_T^* = f(\bar{n}_T, \overline{(L_T/T_T^*)})$, см. рис. П10.1), как функция числа Рейнольдса, ($\bar{\pi}_{T,Re}^* = f(Re_{ca})$). В частности получено, что в неавтономной области по числу Рейнольдса (при $Re_{ca} = 0,8 \cdot 10^5$, $Re_{T\Sigma} = 0,3 \cdot 10^5$) коэффициент $\bar{\pi}_{T,Re}^*$ равен 0,034, а величина $K_{\pi_{T,Re}} = (1 + \bar{\pi}_{T,Re}^*) = 1,034$. При этом КПД турбины, при $Re_{T\Sigma} = 0,3 \cdot 10^5$, уменьшился на 5,0 %, по сравнению с его величиной при $Re_{T\Sigma} = 1,0 \cdot 10^5$ [93]. Поправочная зависимость $\delta \eta_T^* = f(Re_{T\Sigma})$, показывающая влияние числа Рейнольдса на изменение первичного КПД турбины ГТД «Б» приведена на рис. П12.3 Приложения 12.

В результате ПИ получена зависимость $\delta\mu_c = f(\text{Re}_c)$, (см. рис. П12.4 Приложения 12), показывающая влияние числа Рейнольдса на изменение коэффициента расхода сопла ГТД «Б», где

$$\text{Re}_c = \frac{G_T D_{\text{кр.с}}}{F_{\text{кр.с}} \mu_T}.$$

Установлено, что при $\text{Re}_c = 0,3 \cdot 10^6$, снижение коэффициента расхода, по сравнению с его величиной при $\text{Re}_c \geq 1,4 \cdot 10^6$, при $\pi_c^* = \text{idem}$, составило 2,5 % [93].

***Верификация результатов идентификации ММ ГТД «Б»
в неавтомоделной области по числу Рейнольдса***

После проведения ПИ ММ ГТД «Б» в неавтомоделной области по числу Рейнольдса, выполнено сравнение величин параметров ГТД «Б», (рассчитанных с помощью ПЗ) с величинами параметров, измеренных при испытаниях.

Результаты сравнения невязок между измеренными и расчетными параметрами ГТД «Б» для подгруппы точек № 11–18 приведены в табл. 6.3, из которой следует, что после проведения ПИ величины невязок между измеренными и расчетными параметрами уменьшились в 2...4 раза, (с 0,085...3,02 % до 0...0,799 %). Аналогичные результаты получены и для других подгрупп экспериментальных точек.

Таблица 6.3 – Сравнение величин невязок между измеренными и расчетными параметрами до и после идентификации ММ ГТД «Б» в неавтомоделной области по числу Рейнольдса

δP	δG_T	δp_K^*	δp_T^*	δG_B	δT_K^*
Величины средних невязок по параметрам до идентификации ММ ГТД «Б»					
2,23	3,02	0,666	1,22	0,085	0,254
Величин средних невязок по параметрам после идентификации ММ ГТД «Б»					
0,564	0,799	0,249	0,351	0	0,073

Таким образом, разработанный метод параметрической идентификации ММ ГТД показал высокую эффективность при идентификации ММ ГТД «Б» по результатам его испытаний в неавтомоделльной области по числу Рейнольдса.

Выводы к главе 6

1. Разработан новый метод ПИ ММ ГТД на установившихся режимах его работы, базирующийся на решении трех задач – обратной и прямой ТГЗ и задачи оптимизации. Применительно к одновальному одноконтурному ГТД и газогенератору ГТД разработаны ММ обратной и прямой ТГЗ. Входящая в метод ПИ задача оптимизации является общей для всех типов и схем ГТД. Для решения обратной, прямой ТГЗ и задачи оптимизации разработаны соответствующие программы для ЭВМ на языке *Compaq Visual Fortran Version 6.6*. При ПИ ММ ГТД с помощью разработанного метода учитываются корреляционные связи между неизвестными, что позволяет существенно уменьшить количество неизвестных при решении задачи оптимизации и повысить физическую обоснованность получаемого решения.

2. Разработана и апробирована методика идентификации ММ турбины по результатам ее испытаний в системе ГГ ГТД и одновального ТРД, которая позволяет уточнять ММ турбины как нелинейную функцию двух и трех переменных.

3. Использование ОТГЗ в методе ПИ ММ ГТД позволяет уже на первом этапе ПИ выявлять величины априорно задаваемых коэффициентов y_{j0} , при которых результат решения обратной ТГЗ противоречит физическому смыслу.

4. Учет весов измерений выходных параметров ГТД при проведении ПИ хотя оказывает незначительное воздействие на ее результаты, но позволяет повысить обоснованность получаемых решений за счет учета большего влияния параметров, измеренных при испытаниях с повышенной точностью.

5. Учет возникающих при испытаниях ГТД случайных «шумов», обусловленных погрешностями измерений параметров, незначительно влияет на результаты идентификации.

6. При использовании разработанного метода ПИ ММ ГТД и при задании начальных величин априорно задаваемых коэффициентов $\bar{y}_{j0} = (A_{\Gamma}, a_{\text{КС}})$ на противоположных границах их возможных значений имеет место однозначное и устойчивое решение задачи идентификации.

7. Для обеспечения с помощью разработанного метода ПИ однозначного и устойчивого решения задачи идентификации необходимо при решении ОТГЗ исключать из числа априорно задаваемых параметров y_{j0} такие, коэффициенты влияния которых на некоторые характеристики узлов $\delta x_i / \delta y_j$ равны нулю.

8. Разработанный метод ПИ ММ ГТД апробирован при идентификации ММ одновального одноконтурного ГТД «Б» в автомодельной и неавтомодельной областях по числу Рейнольдса и показал высокую эффективность. После проведения ПИ ММ ГТД в автомодельной области по числу Рейнольдса величины невязок между измеренными и расчетными параметрами $\bar{N}_k = (P, G_{\Gamma}, p_{\text{К}}^*, p_{\text{Т}}^*, G_{\text{В}}, T_{\text{К}}^*)$ уменьшились в 2...3 раза (в среднем с 1,63...3,6 % до 0,65..1,2 %). После проведения ПИ ММ ГТД «Б» в неавтомодельной области по числу Рейнольдса величины невязок между измеренными и расчетными параметрами уменьшились в 2...4 раза (с 0,085...3,02 % до 0...0,799 %).

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Решена актуальная научно-практическая проблема – разработана методология ПИ ММ узлов ГТД по результатам их автономных испытаний по параметрам неравномерных воздушных и газовых потоков и ПИ ММ ГТД и их узлов по результатам стендовых испытаний ГГ ГТД и ГТД, которая позволяет существенно повысить точность определения по результатам испытаний показателей эффективности узлов ГТД, получать адекватные реальному объекту ММ ГТД, и на этой основе, обеспечить целенаправленную доводку узлов двигателя, сократить объемы испытаний и сроки создания ГТД.

Основные полученные результаты заключаются в следующем.

1. Разработаны ММ и универсальная программа осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков по различным способам с учетом изменения теплофизических свойств воздуха и газа в зависимости от температуры, состава смеси и влагосодержания.

2. Установлено, что наиболее обоснованным способом осреднения параметров дозвуковых неравномерных воздушных и газовых потоков для экспериментально-расчетного определения коэффициента восстановления полного давления входных устройств, КПД и других показателей газодинамической эффективности компрессоров (вентиляторов), для определения коэффициента восстановления полного давления в камере сгорания и КПД турбины ГТД, является способ осреднения по массовому расходу.

3. Разработана система ММ и программ расчета на ЭВМ для определения показателей эффективности компрессоров, вентиляторов, камер сгорания и турбин по результатам их автономных испытаний на компрессорных, камерных и турбинных стендах. Установлены погрешности расчета КПД узлов ГТД при применении различных способов осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков на входе и выходе из узлов по отношению к величинам КПД, полученным при осреднении параметров по массовому расходу. С помощью ММ компрессора, камеры сгорания и турбины ГТД установлена степень влияния влажности в потоке воздуха на входе в эти узлы

при автономных испытаниях на величины их КПД. Установлена степень изменения КПД турбины в случае перехода ее работы на турбинном воздушном стенде с воздуха на смесь воздуха с продуктами сгорания.

4. Разработаны и апробированы ММ и программы расчета на ЭВМ для ПИ ММ компрессоров и турбин при их работе в системе ГТД, позволяющие уточнять ММ этих узлов как функции нескольких переменных с оценкой влияния на их характеристики эксплуатационных факторов (упругой раскрутки рабочих лопаток компрессора и числа Рейнольдса).

5. Разработаны и апробированы:

– ММ ОТГЗ и программа расчета на ЭВМ для экспериментально-расчетной оценки коэффициента восстановления полного давления в основной камере сгорания при ее работе в системе ГТД,

– ММ ОТГЗ и программа расчета на ЭВМ для экспериментально-расчетной оценки коэффициентов восстановления полного давления и полноты сгорания в основной камере сгорания при ее работе в системе ГГ ГТД с измерением поля температуры газа за турбиной,

– ММ ОТГЗ и программа расчета на ЭВМ для экспериментально-расчетной оценки КПД турбины и показателей эффективности камеры сгорания по результатам испытаний ГГ ГТД с измерением полей температуры и полного давления газа за турбиной.

6. Разработан новый метод ПИ ММ ГТД, (базирующийся на решении обратной и прямой ТГЗ и задачи оптимизации), имеющий высокую эффективность и обеспечивающий физическую обоснованность и однозначность получаемых решений. Задача оптимизации является общей для всех типов и схем ГТД. Разработанный метод ПИ ММ ГТД апробирован применительно к одновальновому одноконтурному ГТД. После проведения ПИ ММ ГТД величины невязок между его измеренными и расчетными параметрами $\overline{N_k} = (P, G_T, p_k^*, p_T^*, G_B, T_k^*)$ в автомодельной области по числу Рейнольдса уменьшились в 2...3 раза (в среднем с 1,63...3,6 % до 0,65..1,2 %), в неавтомодельной – в 2...4 раза (с 0,085...3,02 % до 0...0,799 %).

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

ВРД	–	воздушно-реактивный двигатель;
ВСХ	–	высотно-скоростные характеристики;
ВГТД	–	вспомогательный газотурбинный двигатель;
ВУ	–	входное устройство;
ГТД	–	газотурбинный двигатель;
ГГ	–	газогенератор;
КНД	–	компрессор низкого давления;
КПД	–	коэффициент полезного действия;
КВП	–	квадратично взвешенное приближение;
ЛА	–	летательный аппарат;
МНК	–	метод наименьших квадратов;
ММ	–	математическая модель;
НС	–	нейронные сети, нейросетевой;
НА	–	направляющий аппарат;
ОТГЗ	–	обратная термогазодинамическая задача;
ТГЗ	–	термогазодинамическая задача;
ОЗ	–	обратная задача;
ПЗ	–	прямая задача;
ПИ	–	параметрическая идентификация;
РОВУ	–	радиально-осевое входное устройство;
РМК	–	расходомерный коллектор;
СА	–	сопловой аппарат;
САУ	–	стандартные атмосферные условия, система автоматического управления;
ТРД	–	турбореактивный двигатель;
ТМУ	–	традиционный метод увязки;
ТБК	–	термобарокамера;
ЭВМ	–	электронно-вычислительная машина;

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

D	– диаметр, м;
E	– поток кинетической энергии, кДж/с;
F	– площадь, м ² ;
G	– массовый расход, кг/с;
I	– поток теплосодержания, кДж/с;
L	– удельная работа, кДж/кг;
M	– число Маха,
N	– мощность, кВт;
P	– сила тяги, Н; уровень доверительной вероятности, вес измерения;
R	– газовая постоянная, кДж/(кг·К); радиус, м;
S	– поток энтропии, кДж/(К·с);
T	– температура, К;
V	– объем, м ³ ;
W	– скорость, м/с;
Re	– число Рейнольдса;
c	– удельная теплоемкость, кДж/(кг·К); скорость, м/с;
d	– влагосодержание;
i	– удельная энтальпия, кДж/кг;
k	– показатель адиабаты;
n	– частота вращения, об/мин;
p	– давление, Па;
q	– относительный расход;
r	– радиус, м;
s	– удельная энтропия, кДж/(кг·К);
z	– номер ступени;
Φ	– поток полного импульса, Н;
η	– коэффициент полезного действия;
σ	– коэффициент восстановления полного давления;
π	– степень повышения (понижения) давления;
λ	– приведенная скорость;
μ	– коэффициент динамической вязкости, Па·с; коэффициент расхода;
ρ	– плотность, кг/м ³ ;
φ	– угол, град.; относительная влажность воздуха, %;
Δ	– абсолютное приращение параметра;
δ	– относительное приращение параметра;

ИНДЕКСЫ

ад	—	адиабатический;
в	—	воздух;
вх	—	вход;
вых	—	выход;
втек	—	втекание;
г	—	газ, горение, сечение на входе в рабочее колесо турбины;
зад	—	заданный;
из	—	изоэнтропический;
ид	—	идеальный;
исх	—	исходный;
изм	—	измеренный;
к	—	компрессор, сечение за компрессором;
кс	—	камера сгорания, сечение на выходе из камеры сгорания;
ком	—	компрессор;
кон	—	конвективный;
корп	—	корпус;
кр	—	критический;
кп	—	камера подогрева;
лоб	—	лобовой;
м	—	механический, массовый;
нд	—	низкого давления;
нас	—	насыщенный;
ост	—	остаточный;
охл	—	охлаждение;
пл	—	пленочный;
пр	—	приведенный;
рк	—	рабочее колесо;
рс	—	реактивное сопло;
рл	—	рабочие лопатки;
расч	—	расчетный;
с	—	сопло;
ср	—	средний;
сек	—	секундный;
са	—	сопловой аппарат;
топ	—	топливо;
т	—	турбина, сечение за турбиной
тур	—	турбина;
ут	—	утечки;
ф	—	физический;
экс	—	экспериментальный;
*	—	параметры изоэнтропически заторможенного потока;
—	—	относительный, средний;
max	—	максимальный;
min	—	минимальный;

Список литературы

1. Абианц, В. Х. Влияние радиальной и окружной неравномерности поля температур газа перед ступенью турбины на ее газодинамические параметры / В. Х. Абианц, Г. Л. Подвидз, Л. М. Лебедева // Труды ЦИАМ. – 1976. – № 740. – 17 с.
2. Абрамович, Г. Н. Прикладная газовая динамика / Г. Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
3. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
4. Алифанов, О. М. Идентификация процессов теплообмена летательных аппаратов (введение в теорию обратных задач теплообмена) / О. М. Алифанов. – М.: Машиностроение, 1979. – 216 с.
5. Амелин, Б. Н. Об обработке результатов стендовых испытаний и увязке параметров ТРД / Б. Н. Амелин, О. Н. Фаворский // Техн. бюллетень ЦИАМ. – 1955. – № 6. – С. 1–8.
6. Ахмедзянов, А. М. Согласование моделей ТРД с результатами эксперимента при ограниченном его объеме / А. М. Ахмедзянов, Х. С. Гумеров, Е. И. Марковникова, Ю. Д. Дегтярев // Испытания авиационных двигателей: межвуз. науч. сб. – Уфа: Уфимск. авиац. ин-т, 1978. – № 6. – С. 13–19.
7. Бабарин, В. И. Метод аппроксимации и интерполяционные таблицы термодинамических функций воздуха ($T=180\text{--}1100\text{ K}$) / В. И. Бабарин, Л. Т. Мирошник // Труды ЦИАМ. – 1973. – № 567. – 26 с.
8. Бакулев, В. И. Представление характеристик компрессора в координатах, удобных для расчета на ЭВМ параметров ГТД / В. И. Бакулев, К. А. Малиновский, В. С. Якушев // Известия вузов. Авиационная техника. – 1977. – № 3. – С. 114–117.
9. Боровик, В. О. Требования к точности измерения параметров при стендовых испытаниях ГТД / В. О. Боровик, А. П. Долженков, Б. Ш. Ланда, И. П. Лунев // Тез. докл. межотраслевой науч. конф. «Измерение, обработка и анализ

информации при доводке, серийном производстве и эксплуатации авиационных ГТД». – М.: ЦИАМ, 1979. – С. 36–38.

10. Боровик, В. О. К вопросу конденсации паров воды во входном устройстве газотурбинного двигателя / В. О. Боровик, Б. М. Клинский // Труды ЦИАМ. Некоторые вопросы расчета и экспериментального исследования высотно-скоростных характеристик ГТД. – 1979. – № 839. – Вып. 6. – С. 19–30.

11. Боровик, В. О. Согласование математической модели ТРД с результатами испытаний / В. О. Боровик, Е. М. Таран // Труды ЦИАМ. Некоторые вопросы расчета и экспериментального исследования высотно-скоростных характеристик ГТД. – 1975. – № 663. – Вып. 4. – С. 5–16.

12. Боровик, В. О. Анализ результатов испытаний ГТД с использованием математических моделей и методов математической статистики / В. О. Боровик, Е. М. Таран // Испытания авиационных двигателей: межвуз. науч. сб. – Уфа: Уфимск. авиац. ин-т, 1978. – № 6. – С. 3–12.

13. Боровик, В. О. Механизм влияния эксплуатационных факторов на характеристики элементов ГТД / В. О. Боровик, Б. Ш. Ланда // Испытания авиационных двигателей: межвуз. науч. сб. – Уфа: Уфимск. авиац. ин-т, 1985. – № 13. – С. 3–8.

14. Бочкарев, С. К. Опыт и проблемы компьютеризированного термогазодинамического анализа результатов испытаний газотурбинных двигателей сложных схем / С. К. Бочкарев, А. Я. Дмитриев, В. В. Кулагин [и др.] // Известия вузов. Авиационная техника. – 1993. – № 2. – С. 68–70.

15. Бочкарев, С. К. Идентификация математической модели ГТД по результатам испытаний / С. К. Бочкарев, А. Я. Дмитриев // Вестн. Самарск. гос. аэрокосм. ун-та. – 2008. – №1 (14). – С. 37–39.

16. Бочкарев, С. К. Автоматизированное восстановление характеристик ГТД по экспериментальным данным / С. К. Бочкарев, В. В. Мосоулин // Вестн. Самарск. гос. аэрокосм. ун-та. – 2008. – № 1(14). – С. 40–44.

17. Бочкарев, С. К. Оценка разброса величин, описывающих характеристики узлов серийных ГТД / С. К. Бочкарев, В. В. Кулагин, С. П. Полукеев // Труды ЦИАМ.

- Некоторые вопросы расчёта и экспериментального исследования высотно-скоростных характеристик ГТД. – 1979. – № 839. – Вып. 6. – С. 268–272.
18. Бронштейн, И. Н. / Справ. по математике для инженеров и учащихся втузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – М.: Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1953. – 608 с.
19. Васильев, В. И. О величине ошибок при осреднении неравномерного потока в каналах ВРД / В. И. Васильев // Труды ЦАГИ. – 1971. – № 1327. – С. 20–31.
20. Васильев, В. И. Алгоритмы проектирования и анализа устойчивости интеллектуальной системы управления ГТД / В. И. Васильев, И. И. Идрисов // Вестн. Уфимск. гос. авиац. техн. ун-та. – 2008. – Т. 11. – № 1(28). – С. 34–42.
21. Васильев, В. И. Идентификация характеристик ГТД на основе технологии нейронных сетей / В. И. Васильев, С. В. Жернаков // Контроль. Диагностика. – 2009. – № 2. – С. 54–61.
22. Венедиктов, В. Д. Газодинамика охлаждаемых турбин / В. Д. Венедиктов. – М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.
23. Венедиктов, В. Д. Анализ способов осреднения параметров потока за турбинной решеткой / В. Д. Венедиктов, А. В. Грановский // Труды ЦИАМ. – 1976. – № 732. – 8 с.
24. Венедиктов, В. Д. Современные методы пространственного проектирования проточной части газовых турбин / В. Д. Венедиктов, М. Я. Иванов, В. Г. Крупа [и др.] // Теплоэнергетика. – 2002. – № 9. – С. 12–18.
25. Венедиктов, В. Д. Определение параметров турбины при стендовых испытаниях газогенератора ГТД / В. Д. Венедиктов, А. И. Деев, М. Я. Иванов [и др.] // В кн. Труды ЦИАМ «Авиационные двигатели и силовые установки» / Под ред. А. И. Ланшина. – М.: ТОРУС ПРЕСС, 2010. – № 1343. – С. 113–124.
26. Вертолетные газотурбинные двигатели / В. А. Григорьев, В. А. Зрелов, Ю. М. Игнаткин, В. С. Кузьмичев, Б. А. Пономарев, Е. В. Шахматов; под общ. ред. В. А. Григорьева, Б. А. Пономарева. – М.: Машиностроение, 2007. – 491 с.
27. Вукалович, М. П. Таблица термодинамических свойств воды и водяного пара / М. П. Вукалович. – Л.: Энергия, 1965. – 400 с.

28. Гельмедов, Ф. Ш. Расчетно-экспериментальное исследование аэродинамики модели одноступенчатого вентилятора / Ф. Ш. Гельмедов, С. В. Панков, Н. Г. Сачкова, Е. П. Гладков, В. П. Максимов // «Авиадвигатели XXI века». Сб. тез. II Междунар. науч.-техн. конф. – М.: ЦИАМ, 2005. – Т. 1. – С. 274–275.
29. Герасимов, А. П. Связь между безразмерными характеристиками газового потока и методы их осреднения / А. П. Герасимов, Б. С. Виноградов // Известия вузов. Авиационная техника. – 1976. – № 1. – С. 28–34.
30. ГОСТ 8.586.1–2005 Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. – М.: Стандартинформ, 2007. – 52 с.
31. ГОСТ 23851–79 Двигатели газотурбинные авиационные. Термины и определения. – М.: Издательство стандартов, 1980. – 99 с.
32. ГОСТ 8.207–76 Прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов наблюдений. Основные положения. – М.: Гос. комитет СССР по стандартам, 1976. – 9 с.
33. Гродзовский, Г. Л. Осреднение параметров течения при испытании элементов турбомашин / Г. Л. Гродзовский // Ученые записки ЦАГИ. – 1980. – Т. XI. – № 3. – С. 51–59.
34. Гумеров, Х. С. Аппроксимация характеристик компрессора двухпараметрическими полиномами и применение их в математических моделях ГТД / Х. С. Гумеров, А. С. Гаврилов, А. Я. Магадеев, Р. Ш. Магадеева, Н. Б. Мустакимова // Труды ЦИАМ. Некоторые вопросы расчета и экспериментального исследования высотно-скоростных характеристик ГТД. – 1979. – № 839. – Вып. 6. – С. 183–192.
35. Гумеров, Х. С. Типовые блоки и процедуры расчета параметров газового потока с использованием термодинамических функций. / Х. С. Гумеров, Ю. Н. Фомин, А. Я. Магадеев, Р. Ш. Магадеева, И. А. Немкова, Л. В. Пешкина // Методические материалы УМКБ «Союз»». – Уфа, 1973. – 36 с.
36. Данцыг, А. Я. Метод осреднения параметров газового потока по сечению канала / А. Я. Данцыг, В. П. Лабендик, Н. М. Петров // Теплоэнергетика. – 1982. – № 11. – С. 39–43.

37. Данцыг, А. Я. Метод осреднения неравномерных потоков для определения потерь полного давления в воздушно-реактивных двигателях / А. Я. Данцыг, В. П. Лабендик, О. Б. Минеев // Известия вузов. Авиационная техника. – 1987. – № 3. – С. 82–84.
38. Дружинин, Л. Н. Метод и подпрограмма расчета термодинамических параметров воздуха и продуктов сгорания углеводородных топлив / Л. Н. Дружинин, Л. И. Швец, Н. С. Малинина // Руководящий техн. материал авиационной техники. РТМ 1677–83. Двигатели авиационные и газотурбинные. – 1983. – 68 с.
39. Дружинин, Л. Н. Математическое моделирование ГТД на современных ЭВМ при исследовании параметров и характеристик авиационных двигателей / Л. Н. Дружинин, Л. И. Швец, А. И. Ланшин // Труды ЦИАМ. – 1979. – № 832. – 45 с.
40. Елисеев, Ю. С. Технология эксплуатации, диагностики и ремонта газотурбинных двигателей / Ю. С. Елисеев, В. В. Крымов, К. А. Малиновский, В. Г. Попов. – М.: Высшая школа, 2002. – 355 с.
41. Епифанов, С. В. Анализ современных подходов к идентификации математических моделей ГТД / С. В. Епифанов // Двигатели и энергоустановки. Сб. науч. трудов. – Харьков: ХАИ, 2001. – Вып. 23. – С. 169–174.
42. Жбаков, В. С. Влияние атмосферных условий на полноту сгорания топлива в основной камере ГТД / В. С. Жбаков, В. О. Боровик // Труды ЦИАМ. Некоторые вопросы расчета и экспериментального исследования высотно-скоростных характеристик ГТД. – 1979. – № 839. – Вып. 6. – С. 51–55.
43. Жернаков, С. В. Идентификация характеристик ГТД на основе технологии нейронных сетей / С. В. Жернаков // Полет. – 2006. – № 10. – С. 9–15.
44. Заде, Л. Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенных решений / Л. Заде. – М.: Мир, 1976. – 165 с.
45. Зайдель, А. Н. Ошибки измерений физических величин / А. Н. Зайдель. – М.: Наука, 1974. – 108 с.
46. Зуев, В. С. Теория прямоточных и ракетно-прямоточных двигателей / В. С. Зуев, В. С. Макарон. – М.: Машиностроение, 1971. – 368 с.

47. Изаак, В. Я. Исследование параметров потока в выходном сечении сужающихся реактивных сопел одноконтурных и двухконтурных двигателей / В. Я. Изаак, Е. М. Таран, В. А. Шульгин // Труды ЦИАМ. Некоторые вопросы расчета и экспериментального исследования высотно-скоростных характеристик ГТД. – 1973. – № 602. – Вып. 2. – С.121–139.
48. Ильичев, Я. Т. Термодинамический расчет воздушно-реактивных двигателей / Я. Т. Ильичев // Труды ЦИАМ. – 1975. – № 677. – 126 с.
49. Колюбакин, Р. А. Влияние нестационарности и неравномерности температуры торможения на расход потока сжимаемого газа / Р. А. Колюбакин, В. Н. Серманов // Двигатели летательных аппаратов. Труды 8 научных чтений по космонавтике. Москва, 24–27 января 1984. – С. 93–99.
50. Комиссаров, Г. А. Идентификация математической модели компрессора для целей доводки / Г. А. Комиссаров, Ю. Н. Русаков // Испытания авиационных двигателей: межвуз. науч. сб. – Уфа: Уфимск. авиац. ин-т, 1982. – № 10. – С. 139–145.
51. Копелев, С. З. Проектирование проточной части турбин авиационных двигателей / С. З. Копелев. – М.: Машиностроение, 1984. – 224 с.
52. Кофман, В. М. Методология получения обобщенной статистической характеристики компрессора по результатам его испытаний в системе ГТД / В.М. Кофман, С. Е. Аксельрод // Тез. докл. 29-й науч.-техн. конф. – Уфа: Уфимск. авиац. ин-т, 1978. – С. 59–60.
53. Кофман, В. М. Методика уточнения характеристик узлов ГТД по результатам испытаний / В. М. Кофман // «Измерение, обработка и анализ информации при доводке, серийном производстве и эксплуатации авиационных ГТД»: тез. докл. межотраслевой науч. конф. – М.: ЦИАМ, 1979. – С. 26–29.
54. Кофман, В. М. Метод определения скорости и температуры газа в выходном сечении / В.М. Кофман, Н. Б. Рыжова // Руководящий техн. материал авиационной техники. РТМ 1685–84. Камеры сгорания основные газотурбинных двигателей. – 1984. – 28 с.

55. Кофман, В. М. К вопросу оценки коэффициентов выделения тепла и восстановления полного давления в камере сгорания при ее работе в системе ГТД / В. М. Кофман, В. И. Большагин, Е. Ф. Тук // Труды ЦИАМ. Некоторые вопросы расчета и экспериментального исследования высотно-скоростных характеристик ГТД. – 1985. – № 1122. – Вып. 7. – С. 185–198.
56. Кофман, В. М. Система алгоритмов и программ осреднения параметров неравномерных газовых потоков для обработки результатов испытаний ГТД и его узлов / В. М. Кофман, Р. А. Тагирова // Труды ЦИАМ. Сб. тез. докл. 5-ой отраслевой конф. «Автоматизированное проектирование авиационных двигателей». – 1987. – № 1228. – С. 281–282.
57. Кофман, В. М. Система алгоритмов и программ для осреднения параметров неравномерных газовых потоков при обработке результатов испытаний ГТД и его узлов / В. М. Кофман, Р. А. Тагирова // Науч. техн. сб. «Вопросы авиационной науки и техники». Серия «Авиационное двигателестроение». – М.: ЦИАМ, 1992. – Вып. 4. – С. 13–17.
58. Кофман, В. М. Экспериментальное определение потерь и неравномерности полного давления в радиально-осевом входном устройстве ВГТД / В. М. Кофман, Р. Г. Ахметов // Науч. техн. сб. «Вопросы авиационной науки и техники». Серия «Авиационное двигателестроение». – М.: ЦИАМ, 1992. – Вып. 4. – С. 5–9.
59. Кофман, В. М. Применение метода малых отклонений и полиномиальной математической модели компрессора для уточнения его характеристик по результатам стендовых испытаний ГТД / В.М. Кофман // Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей: межвуз. научн. сб. – Уфа: Уфимск. авиац. ин-т, 1992. – № 15. – С. 100–109.
60. Kofman, V. M. Method of parametric identification of mathematical models of gas-turbine engines / V. M. Kofman // Inverse Problems: Identification, Design and Control : Transactions of the 5 International conference. M.: 2007.– 10 p.
61. Кофман, В. М. Метод параметрической идентификации математических моделей газотурбинных двигателей / В. М. Кофман // Труды X Всерос. науч.-техн.

- конф. «Аэрокосмическая техника и высокие технологии – 2007» (25–26 июня 2007 г.). – Пермь: Перм. политех. ун-т, 2007. – С. 147–148.
62. Кофман, В. М. Методы оценки показателей эффективности работы узлов ГТД по результатам измерений параметров неравномерных воздушных и газовых потоков / В. М. Кофман // Краткие сообщения XXVIII Рос. shk. «Наука и технологии» (24–26 июня 2008 г.,г. Миасс). – Екатеринбург: УрО РАН, 2008. – С. 52–54.
63. Кофман, В. М. Методы оценки показателей эффективности работы узлов ГТД по результатам измерений параметров неравномерных воздушных и газовых потоков / В. М. Кофман // Труды XXVIII Рос. shk. «Наука и технологии». – М.: РАН, 2008. – Т. 1.– С. 108–120.
64. Кофман, В. М. Метод параметрической идентификации математических моделей газотурбинных двигателей / В. М. Кофман // Краткие сообщения XXVIII Рос. shk. «Наука и технологии» (24–26 июня 2008 г.,г. Миасс). – Екатеринбург: УрО РАН, 2008. – С. 49–51.
65. Кофман, В. М. Метод параметрической идентификации математических моделей газотурбинных двигателей / В. М. Кофман // Труды XXVIII Рос. shk. «Наука и технологии». – М.: РАН, 2008. – Т. 2. – С. 72–84.
66. Кофман, В. М. Методики экспериментально-расчетной оценки характеристик камеры сгорания при ее работе в системе ГТД / В. М. Кофман // Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей: межвуз. научн. сб. – Уфа: Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т, 2008. – № 22.– С. 30–46.
67. Кофман, В. М. Сравнительный анализ способов осреднения при обработке параметров неравномерного воздушного потока на входе в ГТД / В. М. Кофман // Вестн. Уфимск. гос. авиац. техн. ун-та. – 2009. – Т. 12. – № 2 (31). – С. 35–42.
68. Кофман, В. М. Метод параметрической идентификации математических моделей ГТД на установившихся режимах работы / В. М. Кофман // Вестн. Уфимск. гос. авиац. техн. ун-та. – 2009.– Т. 13. – № 1 (34). – С. 57–65.
69. Кофман, В. М. Система алгоритмов и программа для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков при обработке результатов

испытаний ГТД и его узлов / В. М. Кофман // Вестн. Уфимск. гос. авиац. техн. ун-та. – 2009. – Т. 13. – № 1 (34). – С. 38–47.

70. Кофман, В. М. Определение КПД вентилятора ГТД по результатам измерения параметров неравномерных воздушных потоков / В. М. Кофман // Общерос. науч.-техн. журнал «Полет». – 2009. – № 9. – С. 38–47.

71. Кофман, В. М. Определение показателей эффективности работы вентилятора ГТД при окружной неравномерности полного давления в потоке воздуха на входе / В. М. Кофман // Тезисы докладов III Междунар. науч.-техн. конф. «Авиадвигатели XXI века». – ЦИАМ. – 2010. – С. 132–136.

72. Кофман, В. М. Влияние влажности в неравномерном воздушном потоке на расход воздуха и КПД вентилятора ГТД / В. М. Кофман // Тез. докл. III Междунар. науч.-техн. конф. «Авиадвигатели XXI века». – ЦИАМ. – 2010. – С. 8–11.

73. Кофман, В. М. Сравнительный анализ способов осреднения при обработке параметров неравномерных воздушных потоков на входе в ГТД / В. М. Кофман // Тез. докл. III Междунар. науч.-техн. конф. «Авиадвигатели XXI века». – ЦИАМ. – 2010. – С. 5–8.

74. Кофман, В. М. Метод параметрической идентификации математических моделей ГТД / В. М. Кофман // Тезисы докладов III Междунар. науч.-техн. конф. «Авиадвигатели XXI века». – ЦИАМ. – 2010. – С. 11–17.

75. Кофман, В. М. Влияние влажности в неравномерном воздушном потоке на расход воздуха и КПД вентилятора ГТД / В. М. Кофман // Общерос. науч.-техн. журнал «Полет». – 2010. – № 7. – С. 46–55.

76. Кофман, В. М. Определение показателей эффективности работы компрессора и вентилятора по параметрам неравномерных воздушных потоков / В. М. Кофман // Вестн. Уфимск. гос. авиац. техн. ун-та. – 2010. – Т. 14. – № 5 (40). – С. 27–37.

77. Кофман, В. М. Методика и опыт параметрической идентификации математических моделей компрессоров и вентиляторов по результатам стендовых испытаний ГТД / В. М. Кофман // Вестн. Самарск. гос. аэрокосм. ун-та. – 2011. – №3 (27). – С. 257–266.

78. Кофман, В. М. Методика и опыт параметрической идентификации математических моделей компрессоров и вентиляторов по результатам стендовых испытаний ГТД / В. М. Кофман // Мат. докл. Междунар. науч.-техн. конф. «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». – Самара: Самарск. гос. аэрокосм. ун-т им. акад. С. П. Королёва, 2011. – С. 338–341.
79. Кофман, В. М. Исследование влияния температурной неравномерности газового потока в проточной части турбины ГТД на интегральные характеристики и осредненные параметры потока / В. М. Кофман // Мат. VI Междунар. науч.-техн. конф. «Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики «АНТЭ-2011». – Казань: Казанск. гос. техн. ун-т им. А. Н. Туполева, 2011. – С. 265–281.
80. Кофман, В. М. Определение коэффициента полезного действия турбины ГТД по параметрам неравномерных газовых потоков / В. М. Кофман // Мат. VI Междунар. науч.-техн. конф. «Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики «АНТЭ-2011». – Казань: Казанск. гос. техн. ун-т им. А. Н. Туполева, 2011. – С. 282–298.
81. Кофман, В. М. Исследование влияния неравномерности поля температуры газового потока на выходе из камеры сгорания ГТД на интегральные характеристики потока и результаты осреднения его параметров / В. М. Кофман // Вестн. Уфимск. гос. авиац. техн. ун-та. – 2012. – Т. 16. – № 1(46). – С. 10–23.
82. Кофман, В. М. Выбор способа осреднения параметров неравномерных газовых потоков при испытаниях турбин ГТД. Часть I / В. М. Кофман // Вестн. Казанск. гос. техн. ун-та им. А. Н. Туполева. – 2012. – № 3 (67). – С. 33 – 39.
83. Кофман, В. М. Выбор способа осреднения параметров неравномерных газовых потоков при испытаниях турбин ГТД. Часть II / В. М. Кофман // Вестн. Казанск. гос. техн. ун-та им. А. Н. Туполева. – 2012. – Вып. 1. – № 4 (68). – С. 49–55.
84. Кофман, В. М. Определение коэффициента полезного действия турбины ГТД по параметрам неравномерных газовых потоков / В. М. Кофман // Вестн. Уфимск. гос. авиац. техн. ун-та. – 2012. – Т. 16. – № 5(50). – С. 28–40.

85. Кофман, В. М. Методики и опыт определения КПД турбин по результатам их испытаний на турбинном стенде / В. М. Кофман // Вестн. Перм. нац. исследоват. политехн. ун-та. Аэрокосмическая техника. – 2012. – № 33. – С. 43–65.
86. Кофман, В.М. Методология и опыт определения КПД узлов ГТД по параметрам неравномерных газовых потоков / В. М. Кофман // Наука и технологии. Краткие сообщ. XXXIII Всерос. конф. по проблемам науки и технологий. – Миасс: МСНТ, 2013. – Т. 1. – С. 104–108.
87. Кофман, В. М. Определение КПД и идентификация математической модели турбины по результатам ее испытаний в системе газогенератора ГТД / В. М. Кофман // Вестн. Перм. нац. исследоват. политехн. ун-та. Аэрокосмическая техника. – 2013. – № 34. – С. 5–39.
88. Кофман, В. М. Методики и опыт определения КПД турбин ГТД по результатам их испытаний на турбинном стенде / В. М. Кофман // Сб. докл. VI Междунар. науч.-практ. конф. «Авиационные и ракетно-космические технологии». – Казань, 2012. – Т. 4. – С. 374–388.
89. Кофман, В. М. Методология осреднения неравномерных воздушных и газовых потоков при определении КПД узлов ГТД / В. М. Кофман // Сб. науч. тр. III Всеросс. науч.-практ. конф. «Теплофизические основы энергетических технологий». – С-Петербург: Изд-во Экспресс; Томск: Изд-во Томского политехн. ун-та, 2012. – С. 43–48.
90. Кофман, В. М. Методология и опыт экспериментально-расчетного определения показателей газодинамической эффективности узлов ГТД по параметрам неравномерных воздушных и газовых потоков: монография / В. М. Кофман // Уфа: Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т, 2013. – 400 с.
91. Кофман, В. М. Методология и опыт экспериментально-расчетного определения показателей газодинамической эффективности узлов ГТД по параметрам неравномерных воздушных и газовых потоков / В. М. Кофман // Матер. докл. Междунар. науч.-техн. конф. «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». – Самара: Самарск. гос. аэрокосм. ун-т им. акад. С. П. Королёва, 2014. – Ч. 1. – С. 93–94.

92. Кофман, В. М. Методология параметрической идентификации математических моделей газотурбинных двигателей и их узлов по результатам испытаний / В. М. Кофман // Мат. докл. Междунар. науч.-техн. конф. «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». – Самара: Самарск. гос. аэрокосм. ун-т им. акад. С. П. Королёва, 2014. – Ч. 1. – С. 95–96.
93. Кофман, В. М. Методология и опыт параметрической идентификации математических моделей газотурбинных двигателей и их узлов по результатам испытаний: монография / В. М. Кофман // Уфа: Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т, 2014. – 182 с.
94. Кофман, В. М. Методология экспериментально-расчетного определения показателей эффективности основных камер сгорания ГТД по результатам их автономных испытаний на камерном стенде/ В. М. Кофман // Вестник Перм. нац. исслед. политехн. ун-та. Аэрокосмическая техника. – 2016. – № 46. – С. 7– 40.
95. Кофман, В.М. Методика и программа на ЭВМ для идентификации математических моделей компрессоров и вентиляторов при их работе в системе ГТД / В. М. Кофман // Тезисы докладов IV Междунар. науч.-техн. конф. «Авиадвигатели XXI века». – ЦИАМ. – 2015. – С. 66 –68.
96. Кофман, В.М. Система методик и программ для экспериментально-расчетного определения показателей эффективности узлов ГТД по параметрам неравномерных воздушных и газовых потоков / В. М. Кофман // Тезисы докладов IV Междунар. науч.-техн. конф. «Авиадвигатели XXI века». – ЦИАМ. – 2015. – С. 349–350.
97. Кофман, В.М. Методика и программа на ЭВМ для экспериментально-расчетной оценки показателей эффективности камеры сгорания и турбины по результатам испытаний газогенератора ГТД с измерением параметров неравномерного газового потока в сечении за турбиной / В. М. Кофман // Тезисы докладов IV Междунар. науч.-техн. конф. «Авиадвигатели XXI века». – ЦИАМ. – 2015. – С. 69 –71.
98. Кривошеев, И.А. Использование средств имитационного моделирования сетевого моделирования ГТД на этапе идентификации моделей по результатам

испытаний / О.Н. Иванова, И.М. Горюнов // Вестн. Уфимск. гос. авиац. техн. ун-та. – 2005. – Т. 6. – № 1(12). – С. 65–75.

99. Кривошеев, И.А. Разработка методики идентификации математической имитационной сетевой модели ГТД в системе моделирования DVIGW / И.М. Горюнов, К.Е. Рожков, Д.А. Кривцов // Электронный научный журнал. Современные проблемы науки и образования. – 2013. – № 4.

100. Крокко, Л. Одномерное рассмотрение газовой динамики установившихся течений. Основы газовой динамики /Л. Крокко. – М.: Иностран. литература, 1963. – С. 64–323.

101. Курлыков, В. А. Идентификация математических моделей авиационных ГТД с использованием методов нелинейной оптимизации / В. А. Курлыков, А. М. Ахмедзянов // Испытания авиационных двигателей: межвуз. науч. сб. – Уфа: Уфимск. авиац. ин-т, 1979. – № 7. – С 85– 89.

102. Ладыгин, С. Ф. Эффективность методов уравнивания в задачах идентификации параметров математических моделей ГТД / С. Ф. Ладыгин // Испытания авиационных двигателей: межвуз. науч. сб. – Уфа: Уфимск. авиац. ин-т, 1985. – № 13. – С. 31–41.

103. Ладыгин, С. Ф. Эффективность согласования экспериментальных и расчетных данных по методу квадратично-взвешенного приближения / Л. Ф. Ладыгин // Испытания авиационных двигателей: межвуз. науч. сб. – Уфа: Уфимск. авиац. ин-т, 1985. – № 14. – С. 18–24.

104. Литвинов, Ю. А. Характеристики и эксплуатационные свойства авиационных турбореактивных двигателей / Ю. А. Литвинов, В. О. Боровик. – М.: Машиностроение, 1979. – 288 с.

105. Лобурев, А. В. Исследование влияния радиальной и окружной неравномерности полного давления перед двухвальным ТРД на устойчивость работы его компрессора / А. В. Лобурев // Труды ЦИАМ. Некоторые вопросы расчета и экспериментального исследования высотно-скоростных характеристик ГТД. – 1975. – № 663. – Вып. 4. – С. 34–68.

106. Лыжин, О. В. Об осреднении полного давления неравномерного газового потока / О. В. Лыжин, И. И. Межиров // Ученые записки ЦАГИ. – 1980. – Т. II. – № 3. – С. 60–65.
107. Мац, Э. Б. Требования к современным математическим моделям газотурбинных двигателей. Ч. I. / Э. Б. Мац, А. П. Тунаков // Известия вузов. Авиационная техника. – 1981. – № 3. – С. 63–65.
108. Мац, Э. Б. Требования к современным математическим моделям газотурбинных двигателей. Ч. II. / Э. Б. Мац, А. П. Тунаков // Известия вузов. Авиационная техника. – 1982. – № 1. – С. 99–102.
109. Медведев, В. В. Сравнительный термодинамический анализ методов осреднения неравномерного потока при определении потерь в каналах ВРД / В. В. Медведев, А. В. Нерадько // Труды ЦИАМ. – 2003. – № 1329. – 20 с.
110. Межиров, И. И. Об ограничениях при осреднении полного давления неравномерных газовых потоков / И. И. Межиров // Ученые записки ЦАГИ. – 1982. – № 4. – С. 125–128.
111. Микиртичан, В. М. Алгоритм расчета КПД компрессора газотурбинного двигателя / В. М. Микиртичан // Научно-техн. отчет ЦИАМ. – 1987. – № 10878. – 32 с.
112. Мирошник, Д. Л. Аппроксимация характеристик турбины ГТД / Д. Л. Мирошник, Н. Б. Мустакимова // Испытания авиационных двигателей: межвуз. науч. сб. – Уфа: Уфимск. авиац. ин-т, 1981. – № 9. – С. 121–124.
113. Мудров, Л. И. Методы обработки наблюдений / Л. И. Мудров, В. Л. Кушко. – М.: Советское радио, 1976. – 192 с.
114. Наталевич, А. С. Воздушные микротурбины / А. С. Наталевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 192 с.
115. Наталевич, А. С. К вопросу осреднения неравномерных потоков в газовых турбинах и соплах / А. С. Наталевич // Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины: межвуз. сб. науч. трудов. – Казань: Казанск. гос. техн. ун-т им. А. Н. Туполева, 1977. – Вып. 2. – С. 58–67.

116. ОСТ 1 02595–86 Компрессоры газотурбинных двигателей. Метод расчета коэффициентов полезного действия. – 13 с.
117. ОСТ 1 01021–93 Стенды испытательные авиационных газотурбинных двигателей. Общие требования. – 18 с.
118. ОСТ 1 02555–85 Система измерения расхода воздуха с коллектором на входе авиационных ГТД при стендовых испытаниях. Общие требования. – 14 с.
119. ОСТ 1 00411–90 Камеры сгорания основные газотурбинных двигателей. Методы обработки результатов измерений полей температуры газа. – 8 с.
120. ОСТ 1 01131–86 Камеры сгорания основные газотурбинных двигателей. Метод определения потерь полного давления при автономных испытаниях. – 14 с.
121. ОСТ 1 01134–86 Камеры сгорания основные газотурбинных двигателей. Метод определения поля температуры газа на выходе из основной камеры сгорания при автономных испытаниях. – 17 с.
122. Подвидз, Г. Л. Приближенный расчет характеристик на среднем диаметре охлаждаемых авиационных турбин / Г. Л. Подвидз, Л. Я. Лебедева // Техн. отчет ЦИАМ. – № 7663. – 1975. – 60 с.
123. Пустыльник, Е. И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений / Е. И. Пустыльник. – М.: Наука, –1968. – 288 с.
124. Рекин, А. Д. Определение полного давления в неравномерном газовом потоке при постоянном статическом давлении в его поперечном сечении / А. Д. Рекин. – Минск: Академия наук БССР. Редколлегия «Инженерно-физический журнал», 1986. – 13 с.
125. Ржавин, Ю. А. Лопаточные машины двигателей летательных аппаратов. Теория и расчет / Ю. А. Ржавин, О. Н. Емин, В. Н. Карасев. – М.: МАИ-ПРИНТ, 2008. – 700 с.
126. Самойлович, Г. С. Гидрогазодинамика / Г. С. Самойлович. – М.: Машиностроение, 1990. – 384 с.
127. Седов, Л. И. Об осреднении неравномерных потоков газа в каналах. Теоретическая гидромеханика / Л. И. Седов, Г. Г. Черный. – М.: Оборонгиз, 1954. – Вып. 4.– № 12. – С. 17–30.

128. Седов, Л. И. Методы подобия и размерности в механике / Л. И. Седов. – М.: Наука, 1967. – 428 с.
129. Скубачевский, Л. С. Испытания воздушно-реактивных двигателей / Л.С. Скубачевский. – М.: Машиностроение, 1972. – 228 с.
130. Солохин, Э. Л. Испытания авиационных воздушно-реактивных двигателей / Э. Л. Солохин. – М.: Машиностроение, 1975. – 356 с.
131. Талызина, В. С. Идентификация математической модели осевого компрессора / В. С. Талызина, А. П. Тунаков, Л. А. Шацилло, М. Г. Шарафиев // Труды ЦИАМ. Лопаточные машины и струйные аппараты. – 1990. – № 1280. – С. 56–65.
132. Таран, Е. М. Осреднение неравномерного потока на входе в ГТД / Е. М. Таран. – // Испытания авиационных двигателей: межвуз. науч. сб. – Уфа: Уфимск. авиац. ин-т, 1985. – № 13. – С. 14–17.
133. Таран, Е. М. Осреднение неравномерного потока / Е. М. Таран // Науч. труды МАТИ. – 2005. – Вып. 9 (81). – С. 91 – 97.
134. Таран, Е. М. Универсальный метод согласования математической модели ГТД с результатами испытаний // Испытания авиационных двигателей: межвуз. науч. сб. – Уфа: Уфимск. авиац. ин-т, 1986. – № 14. – С. 63–70.
135. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учебник / В. И. Бакулев, В. А. Голубев, В. А. Крылов [и др.]; под ред. В. А. Сосунова, В.М. Чепкина. – М.: Изд-во МАИ, 2003. – 688 с.
136. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учебник. Кн. 3 / В. В. Кулагин, С. К. Бочкарев, И. М. Горюнов [и др.]; под общей ред. В. В. Кулагина. – М.: Машиностроение, 2005. – 464 с.
137. Тихонов, А. Н. Методы решения некорректных задач / А. Н. Тихонов, В. Я. Арсенин. – М.: Наука, 1979. – 288 с.
138. Тунаков, А. П. Методы оптимизации при доводке и проектировании газотурбинных двигателей / А. П. Тунаков. – М.: Машиностроение, 1979. – 184 с.

139. Тунаков, А. П. Осреднение неравномерного потока при траверсировании турбомашин / А. П. Тунаков // Известия вузов. Авиационная техника.– 1974. – № 2. – С. 149–152.
140. Тунаков, А. П. Классификация математических моделей ГТД. Ч. I. / А. П. Тунаков // Известия вузов. Авиационная техника. – 1986.– № 4. – С. 99–101.
141. Тунаков, А. П. Классификация математических моделей ГТД. Ч. II. / А. П. Тунаков // Известия вузов. Авиационная техника. – 1987. – № 1. – С. 116–117.
142. Холщевников, К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин / К. В. Холщевников. – М.: Машиностроение, 1970. – 610 с.
143. Хусточка, А. Н. Применение теории нечетких множеств при идентификации математических моделей ГТД / А. Н. Хусточка // Научн.-техн. журнал «Вестник двигателестроения». – Запорожье: ОАО «Мотор Сич», 2004. – № 2. – С. 96–99.
144. Цховребов, М. М. Применение идентифицированной математической модели газотурбинного двигателя для анализа результатов испытаний / М. М. Цховребов, Ю. А. Эзрохи, А. С. Дрыгин // В кн. Труды ЦИАМ. – «Авиационные двигатели и силовые установки» / Под ред. А. И. Ланшина. – М.: ТОРУС ПРЕСС, 2010. – № 1343. – С. 153–159.
145. Челомбитько, А. В. Применение математической модели авиационного ГТД при обработке результатов его испытаний / А. В. Челомбитько, Л. И. Швеиц, Д. И. Лященко // Техника возд. флота.– 2000.– Т. LXXIV. – № 3–4. – С. 33–41.
146. Черкез, А. Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений. – М.: Машиностроение, 1975. – 380 с.
147. Черкез, А. Я. Испытания воздушно-реактивных двигателей / А. Я. Черкез, И. И. Онищик, В. А. Овсянников, Е. М. Таран, В. Б. Рутковский; под общ. ред. А.Я. Черкеза. – М.: Машиностроение, 1992. – 304 с.
148. Черкез, А. Я. О некоторых особенностях осреднения параметров в сверхзвуковом газовом потоке / А. Я. Черкез // Изв. Академии наук СССР. ОТН Механика и машиностроение. – 1962. – № 4. – С. 23–26.
149. Щиголев, Б. М. Математическая обработка наблюдений / Б. М. Щиголев. – М.: Наука, 1969. – 344 с.

150. Юлдыбаев, Л. Х. Уточнение математической модели компрессора по результатам испытаний ГТД / Л. Х. Юлдыбаев, А. Я. Магадеев, Х. С. Гумеров, В. П. Алаторцев // Испытания авиационных двигателей: межвуз. науч. сб. – Уфа: Уфимск. авиац. ин-т, 1978. – № 6. – С. 24–29.

151. Livesey, J. L. Flow property Averaging Methods for Compressible Internal Flows / J. L. Livesey // AIAA Paper, 1982. – № 135. – 13 p.

Диссертации

152. Арьков, Ю.Г. Совершенствование методики приведения к САУ параметров 2-х вального ТРДФ при стендовых испытаниях: дис. ...канд. техн. наук: 05.07.05/ Арьков Юлий Георгиевич. – Уфа., 1974. – 280 с.

153. Кофман, В. М. Исследование влияния газодинамических, тепловых и термомеханических нестационарных факторов на динамические характеристики ТРД методом математического моделирования: дис. ...канд. техн. наук: 05.07.05 / Кофман Вячеслав Моисеевич. – Уфа., 1983. – 201 с.

Научно-технические отчеты

154. Кофман, В. М. Определение коэффициента полезного действия турбины ГТД по результатам ее испытаний турбинном стенде / Техн. справка УГАТУ и ОАО «Авиадвигатель». – 2012. – № 1103.12/01. – 44 с.

155. Кофман, В. М. Определение показателей эффективности работы вентилятора ГТД при окружной неравномерности полного давления в потоке воздуха на входе / Техн. отчет ОАО «Авиадвигатель» и УГАТУ. – 2011. – № 51710. – 41 с.

156. Кофман, В. М. Влияние влажности в неравномерном воздушном потоке на расход воздуха и КПД вентилятора ГТД / Техн. отчет ОАО «Авиадвигатель» и УГАТУ. – 2010. – № 50096. – 27 с.

157. Кофман, В. М. Влияние влажности в неравномерном воздушном потоке на расход воздуха и КПД вентилятора ГТД / Техн. отчет ФГУП ММП «Салют». – 2010. – № 09.62.1047–10. – 27 с.

158. Кофман, В. М. Идентификация характеристик вентилятора по результатам испытаний ГТД на высотном стенде / Техн. справка ФГУП ММП «Салют». – 2008. – № 05.62.2459 – 08. – 19 с.

159. Кофман, В.М. Идентификация характеристик компрессора низкого давления ГТД по результатам стендовых испытаний его газогенератора / Техн. отчет УГАТУ и ПАО «УМПО». –2016.– № 1103–01–2016. – 60 с.

Свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ

160. Кофман, В.М. Свид. РФ о гос. рег. программы для ЭВМ № 2013661049. Идентификация математических моделей компрессоров и вентиляторов по результатам их испытаний в системе газотурбинного двигателя; Заявл. 08.10.2013; Зарег. в Реестре программ для ЭВМ 27.11.2013.

161. Кофман, В. М. Свид. РФ о гос. рег. программы для ЭВМ № 2013661093. Осреднение параметров неравномерных воздушных и газовых потоков при обработке результатов испытаний газотурбинных двигателей и их узлов; Заявл. 03.10.2013; Зарег. в Реестре программ для ЭВМ 28.11.2013.

162. Кофман, В. М. Свид. РФ о гос. рег. программы для ЭВМ № 2013661325. Идентификация математических моделей газотурбинных двигателей по результатам их стендовых испытаний; Заявл. 18.10.2013; Зарег. в Реестре программ для ЭВМ 05.12.2013.

163. Кофман, В. М. Свид. РФ о гос. рег. программы для ЭВМ № 2013661652. Расчет показателей эффективности турбины газотурбинного двигателя по результатам испытания турбины на турбинном стенде; Заявл. 18.10.2013; Зарег. в Реестре программ для ЭВМ 11.12.2013.

164. Кофман, В. М. Свид. РФ о гос. рег. программы для ЭВМ № 2015617483. Экспериментально-расчетное определение коэффициентов полноты сгорания и восстановления полного давления в кольцевой камере сгорания газогенератора газотурбинного двигателя по результатам его испытаний; Заявл. 27.05.2015; Зарег. в Реестре программ для ЭВМ 13.07.2015.

165. Кофман, В. М. Свид. РФ о гос. рег. программы для ЭВМ № 2015617702. Обратная термогазодинамическая задача для параметрической идентификации характеристик узлов газогенератора ГТД и одновального ТРД по результатам их испытаний; Заявл. 21.05.2015; Зарег. в Реестре программ для ЭВМ 20.07.2015.

166. Кофман, В. М. Свид. РФ о гос. рег. программы для ЭВМ № 2015617375. Прямая термогазодинамическая задача для расчета высотно-скоростных и дроссельных характеристик одновального ТРД и газогенератора ГТД; Заявл. 21.05.2015; Зарег. в Реестре программ для ЭВМ 08.07.2015.

167. Кофман, В. М. Свид. РФ о гос. рег. программы для ЭВМ № 2015617594. Экспериментально-расчетное определение коэффициента полноты сгорания в кольцевой камере сгорания газотурбинного двигателя при автономных испытаниях камеры на камерном стенде при наличии на входе в испытываемую камеру камеры подогрева; Заявл. 21.05.2015; Зарег. в Реестре программ для ЭВМ 15.07.2015.

168. Кофман, В. М. Свид. РФ о гос. рег. программы для ЭВМ № 2015617453. Экспериментально-расчетное определение коэффициента полноты сгорания в кольцевой камере сгорания газотурбинного двигателя при автономных испытаниях камеры на камерном стенде; Заявл. 27.05.2015; Зарег. в Реестре программ для ЭВМ 10.07.2015.

169. Кофман, В. М. Свид. РФ о гос. рег. программы для ЭВМ № 2015662006. Экспериментально-расчетное определение показателей эффективности камеры сгорания и охлаждаемой турбины по результатам испытаний газогенератора газотурбинного двигателя с измерением параметров неравномерного газового потока в сечении за турбиной; Заявл. 28.09.2015; Зарег. в Реестре программ для ЭВМ 13.11.2015.

ПРИЛОЖЕНИЯ
ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Таблица П1.1 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик воздушного потока «А» на входе в ГТД (поток «А»: $(\delta/R) = 0,166$, $R = 0,3$ м, $T^* = 288$ К, $p = 0,8 \cdot 10^5$ Па,

$$Re = 3,35 \cdot 10^6, \tau_r = 1,037, \lambda_m = 0,331)$$

Относительные характеристики потока								Способы осреднения
$\overline{G}$	$\overline{I}$	$\overline{I}^*$	$\overline{\Phi}$	$\overline{S}$	$\overline{E}$	$\overline{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,019	1,020	1,019	1,000	1,019	0,980	1,000	1,0190	F
1	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,0394	G
1	1	0,998	0,995	1	0,924	1,000	0,9991	G, I, S
1	1	0,998	1	0,999	0,914	1,005	0,9934	G, I, Φ
1	1	1,000	1	1	0,996	1,000	1,0373	Φ, S, I
1	1	1,000	0,966	1,003	1	0,961	1,0391	E, G, I
1	1,040	1,039	1	1,013	1	0,999	1,0391	E, G, Φ
1	0,985	0,985	0,954	1	1	0,947	1,0391	E, G, S
1	1,001	0,999	1	1	0,916	1,005	0,9947	G, Φ, S
1	1,002	1	1,000	1	0,917	1,005	0,9950	G, I^*, S
1	1,002	1	1	1,000	0,917	1,005	0,9953	G, I^*, Φ
1	1,000	1	0,966	1,004	1	0,961	1,0391	G, I^*, E

Таблица П1.2 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик воздушного потока «Б» на входе в ГТД (поток «Б»: $(\delta/R) = 1,0$, $R = 0,3$ м, $T^* = 288$ К, $p = 0,8 \cdot 10^5$ Па, $Re = 3,28 \cdot 10^6$, $\tau_r = 1,361$, $\lambda_m = 0,323$)

Относительные характеристики потока								Способы осреднения
$\overline{G}$	$\overline{I}$	$\overline{I}^*$	$\overline{\Phi}$	$\overline{S}$	$\overline{E}$	$\overline{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,181	1,195	1,181	1,003	1,185	0,805	1,000	1,1803	F
1	0,999	1,000	1,009	0,9997	1,0248	1,000	1,4475	G
1	1	0,981	0,960	1	0,476	1,000	0,9870	G, I, S
1	1	0,979	1	0,995	0,430	1,052	0,9381	G, I, Φ
1	1	0,996	1	1	0,899	1,000	1,3555	Φ, S, I
1	1	1,000	0,743	1,034	1	0,691	1,4294	E, G, I
1	1,450	1,436	1	1,142	1	0,991	1,4294	E, G, Φ
1	0,862	0,866	0,662	1	1	0,595	1,4294	E, G, S
1	1,014	0,994	1	1	0,444	1,050	0,9532	G, Φ, S
1	1,0213	1	1,020	1	0,429	1,076	0,9371	G, I^*, S
1	1,0205	1	1	1,002	0,450	1,050	0,9597	G, I^*, Φ
1	0,9999	1	0,743	1,034	1	0,691	1,4294	G, I^*, E

Таблица П1.3 – Результаты сравнительного расчета средних параметров воздушных потоков «А» и «Б» на входе в ГТД

Способы осреднения	Поток «А»: $\tau_r = 1,037, \lambda_m = 0,331,$ $Re = 3,35 \cdot 10^6$				Поток «Б»: $\tau_r = 1,361, \lambda_m = 0,323,$ $Re = 3,28 \cdot 10^6$			
	$\frac{p^*}{p_{GI^*S}^*}$	$\frac{T^*}{T_{GI^*S}^*}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$	$\frac{p^*}{p_{GI^*S}^*}$	$\frac{T^*}{T_{GI^*S}^*}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$
F	0,997	1,000	1,0007	1,0188	0,959	1,000	1,0118	1,1799
G	1,000	1,000	1,000	1,0392	1,0025	1,000	0,999	1,4465
G, I, S	0,995	0,998	1	0,9996	0,936	0,981	1	0,9959
$G, I, \Phi;$	0,9997	0,998	1	0,9939	0,979	0,979	1	0,9474
Φ, S, I	0,9997	0,9999	1	1,0370	0,987	0,996	1	1,3574
E, G, I	0,961	1,000	1	1,0388	0,690*	1,000	1	1,4288
E, G, Φ	0,997	1,038	1,039	1,0189	0,953	1,418	1,434	1,1997
E, G, S	0,948	0,986	0,986	1,0464	0,607*	0,867	0,862	1,5343
G, Φ, S	0,999	0,999	1,001	0,9945	0,978	0,994	1,014	0,9557
G, I^*, S	1	1	1,002	0,9945	1	1	1,021	0,9366
G, I^*, Φ	0,9996	1	1,002	0,9951	0,978	1	1,020	0,9591
G, I^*, E	0,961	1	1,000	1,0388	0,690*	1	1,000	1,4288

Примечание * – $p^* < p_{\text{дейст.}}$

Таблица П1.4 – Сравнение средних скоростей в воздушных потоках «А» и «Б» на входе в ГТД при различных способах осреднения со среднемассовой скоростью действительных потоков и со средней скоростью при осреднении по массовому расходу

Способы осреднения	Поток «А»: $\tau_r = 1,037$, $\lambda_m = 0,331$, $Re = 3,35 \cdot 10^6$				Поток «Б»: $\tau_r = 1,361$, $\lambda_m = 0,323$, $Re = 3,28 \cdot 10^6$			
	$\frac{W}{c_m}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$	$\frac{W}{W_G}$	$\frac{\lambda}{\lambda_G}$	$\frac{W}{c_m}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$	$\frac{W}{W_G}$	$\frac{\lambda}{\lambda_G}$
F	1,0190	1,0188	0,9804	0,9804	1,1803	1,1799	0,8156	0,8157
G	1,0394	1,0392	1	1	1,4475	1,4465	1	1
G, I, S	0,9991	0,9996	0,9612	0,9620	0,9870	0,9959	0,6820	0,6885
G, I, Φ	0,9934	0,9939	0,9557	0,9564	0,9381	0,9474	0,6482	0,6549
Φ, S, I	1,0373	1,0370	0,9979	0,9979	1,3555	1,3574	0,9367	0,9384
E, G, I	1,0391	1,0388	0,9997	0,9997	1,4294	1,4288	0,9877	0,9878
E, G, Φ	1,0391	1,0189	0,9997	0,9805	1,4294	1,1997	0,9877	0,8294
E, G, S	1,0391	1,0464	0,9997	1,0069	1,4294	1,5343	0,9877	1,0607
G, Φ, S	0,9947	0,9945	0,9569	0,9570	0,9532	0,9557	0,6587	0,6607
G, I^*, S	0,9950	0,9945	0,9573	0,9570	0,9371	0,9366	0,6475	0,6474
G, I^*, Φ	0,9953	0,9951	0,9576	0,9576	0,9597	0,9591	0,6631	0,6631
G, I^*, E	1,0391	1,0388	0,9997	0,9997	1,4294	1,4288	0,9877	0,9878

Таблица П1.5 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик
воздушного потока «В» на входе в ГТД. (поток «В»: $(\delta/R) = 0,125$, $R = 0,24$ м, $T^* = 288$ К,
 $p = 0,95 \cdot 10^5$ Па, $Re = 3,35 \cdot 10^6$, $\tau_r = 1,05$, $\lambda_m = 0,349$)

Относительные характеристики потока								Способы осреднения
$\overline{G}$	$\overline{I}$	$\overline{I}^*$	$\overline{\Phi}$	$\overline{S}$	$\overline{E}$	$\overline{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,025	1,027	1,026	1,000	1,026	0,972	1,000	1,025	F
1	1,000	1,000	1,000	1,000	1,001	1,000	1,054	G
1	1	0,997	0,993	1	0,899	1,000	0,999	G, I, S
1	1	0,997	1	0,999	0,883	1,008	0,990	G, I, Φ
1	1	0,999	1	1	0,993	1,000	1,050	Φ, S, I
1	1	1,000	0,955	1,005	1	0,947	1,053	E, G, I
1	1,055	1,054	1	1,019	1	0,999	1,053	E, G, Φ
1	0,979	0,980	0,938	1	1	0,928	1,053	E, G, S
1	1,002	0,999	1	1	0,888	1,008	0,992	G, Φ, S
1	1,0026	1	1,000	1	0,887	1,009	0,992	G, I^*, S
1	1,0026	1	1	1,000	0,888	1,008	0,993	G, I^*, Φ
1	1,000	1	0,955	1,005	1	0,947	1,053	G, I^*, E

Таблица П1.6 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик воздушного потока «Г» на входе в ГТД (поток «Г»: $(\delta/R) = 0,125$, $R = 0,24$ м, $T^* = 288$ К, $p = 0,7 \cdot 10^5$ Па, $Re = 5,51 \cdot 10^6$, $\tau_r = 1,082$, $\lambda_m = 0,72$)

Относительные характеристики потока								Способы осреднения
$\overline{G}$	$\overline{I}$	$\overline{I}^*$	$\overline{\Phi}$	$\overline{S}$	$\overline{E}$	$\overline{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,047	1,055	1,047	1,005	1,049	0,974	1,000	1,046	F
1	0,9996	1,000	1,001	0,9999	1,0027	1,000	1,085	G
1	1	0,983	0,964	1	0,835	1,000	0,991	G, I, S
1	1	0,962	1	0,987	0,637	1,144	0,866	G, I, Φ
1	1	0,999	1	1	0,996	1,000	1,082	Φ, S, I
1	1	1,000	0,950	1,008	1	0,912	1,084	E, G, I
1	1,093	1,084	1	1,031	1	0,998	1,084	E, G, Φ
1	0,965	0,968	0,932	1	1	0,881	1,084	E, G, S
1	1,029	0,997	1	1	0,720	1,107	0,920	G, Φ, S
1	1,033	1	1,004	1	0,711	1,118	0,915	G, I^*, S
1	1,031	1	1	1,001	0,725	1,106	0,923	G, I^*, Φ
1	1,000	1	0,950	1,008	1	0,914	1,084	G, I^*, E

Таблица П1.7 – Результаты сравнительного расчета средних параметров воздушных потоков «В» и «Г» на входе в ГТД

Способы осреднения	Поток «В»: $\tau_r = 1,05$, $\lambda_M = 0,349$, $Re = 3,35 \cdot 10^6$				Поток «Г»: $\tau_r = 1,082$, $\lambda_M = 0,72$, $Re = 5,51 \cdot 10^6$			
	$\frac{p^*}{p_{GI^*S}^*}$	$\frac{T^*}{T_{GI^*S}^*}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{\lambda}{\lambda_M}$	$\frac{p^*}{p_{GI^*S}^*}$	$\frac{T^*}{T_{GI^*S}^*}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{\lambda}{\lambda_M}$
F	0,995	1,000	1,001	1,025	0,972	1,000	1,008	1,045
G	1,000	1,000	1,000	1,053	1,000	1,000	0,9996	1,084
G, I, S	0,992	0,998	1	0,9997	0,942	0,983	1	0,998
G, I, Φ	0,999	0,997	1	0,991	1,003	0,963	1	0,882
Φ, S, I	0,999	0,999	1	1,050	0,998	0,999	1	1,082
E, G, I	0,948	1,000	1	1,053	0,914	1,000	1	1,083
E, G, Φ	0,995	1,052	1,054	1,026	0,969	1,083	1,092	1,041
E, G, S	0,930	0,980	0,979	1,064	0,893	0,969	0,965	1,101
G, Φ, S	0,999	0,999	1,002	0,992	0,994	0,997	1,029	0,920
G, I^*, S	1	1	1,002	0,992	1	1	1,032	0,914
G, I^*, Φ	0,9995	1	1,002	0,993	0,994	1	1,031	0,922
G, I^*, E	0,948	1	1,000	1,053	0,914	1	1,000	1,083

Таблица П1.8 – Сравнение средних скоростей в воздушных потоках «В» и «Г» на входе в ГТД при различных способах осреднения со среднемассовой скоростью действительных потоков и со средней скоростью при осреднении по массовому расходу

Способы осреднения	Поток «В»: $\tau_r = 1,05$, $\lambda_M = 0,349$, $Re = 3,35 \cdot 10^6$				Поток «Г»: $\tau_r = 1,082$, $\lambda_M = 0,72$, $Re = 5,51 \cdot 10^6$			
	$\frac{W}{c_M}$	$\frac{\lambda}{\lambda_M}$	$\frac{W}{W_G}$	$\frac{\lambda}{\lambda_G}$	$\frac{W}{c_M}$	$\frac{\lambda}{\lambda_M}$	$\frac{W}{W_G}$	$\frac{\lambda}{\lambda_G}$
<i>F</i>	1,025	1,025	0,973	0,973	1,046	1,045	0,963	0,964
<i>G</i>	1,054	1,053	1	1	1,085	1,084	1	1
<i>G, I, S</i>	0,999	0,999	0,947	0,948	0,991	0,998	0,913	0,920
<i>G, I, Φ</i>	0,990	0,991	0,939	0,940	0,866	0,882	0,797	0,813
<i>Φ, S, I</i>	1,050	1,050	0,996	0,996	1,082	1,082	0,997	0,997
<i>E, G, I</i>	1,053	1,053	0,999	0,999	1,084	1,083	0,999	0,998
<i>E, G, Φ</i>	1,053	1,026	0,999	0,973	1,084	1,041	0,999	0,960
<i>E, G, S</i>	1,053	1,064	0,999	1,009	1,084	1,101	0,999	1,015
<i>G, Φ, S</i>	0,992	0,992	0,942	0,942	0,920	0,920	0,848	0,848
<i>G, I*, S</i>	0,992	0,992	0,941	0,941	0,915	0,914	0,842	0,842
<i>G, I*, Φ</i>	0,993	0,993	0,942	0,942	0,923	0,922	0,850	0,850
<i>G, I*, E</i>	1,053	1,053	0,999	0,999	1,084	1,083	0,999	0,999

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Таблица П2.1 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик воздушного потока на выходе из РОВУ ВГТД

 $(n_{\text{пр}} = 104,98 \%, \tau_r = 1,121, \lambda_m = 0,435, \text{Re} = 0,87 \cdot 10^6)$

Относительные характеристики потока								Способы осреднения
$\overline{G}$	$\overline{I}$	$\overline{I}^*$	$\overline{\Phi}$	$\overline{S}$	$\overline{E}$	$\overline{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,062	1,067	1,062	1,001	1,064	0,949	1,000	1,062	F
1	1,000	1,000	1,000	1,000	1,001	1,000	1,124	G
1	1	0,991	0,976	1	0,784	1,000	0,995	G, I, S
1	1	0,989	1	0,996	0,729	1,037	0,959	G, I, Φ
1	1	0,999	1	1	0,996	1,000	1,121	Φ, S, I
1	1	1,000	0,909	1,011	1	0,885	1,123	E, G, I
1	1,130	1,125	1	1,043	1	0,999	1,123	E, G, Φ
1	0,953	0,954	0,876	1	1	0,844	1,123	E, G, S
1	1,009	0,998	1	1	0,746	1,034	0,971	G, Φ, S
1	1,010	1	1,002	1	0,744	1,0375	0,969	G, I^*, S
1	1,010	1	1	1,000	0,748	1,0344	0,972	G, I^*, Φ
1	1,000	1	0,998	1,011	1	0,885	1,123	G, I^*, E

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Таблица ПЗ.1 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик воздушного потока на входе в компрессор «Б», ($\tau_r = 1,047$, $\lambda_m = 0,539$)

Относительные характеристики потока								Способ осреднения
$\bar{G}$	$\bar{I}$	$\bar{I}^*$	$\bar{\Phi}$	$\bar{S}$	$\bar{E}$	$\bar{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,025	1,028	1,025	1,001	1,026	0,979	1,000	1,025	F
1	0,9999	1,000	1,000	1,000	1,001	1,000	1,049	G
1	1	0,995	0,987	1	0,903	1,000	0,997	G, I, S
1	1	0,992	1	0,997	0,855	1,027	0,970	G, I, Φ
1	1	0,999	1	1	0,997	1,000	1,047	Φ, S, I
1	1	1,000	0,964	1,005	1	0,950	1,049	E, G, I
1	1,052	1,049	1	1,018	1	0,999	1,049	E, G, Φ
1	0,980	0,981	0,951	1	1	0,932	1,049	E, G, S
1	1,006	0,999	1	1	0,872	1,024	0,979	G, Φ, S
1	1,007	1	1,008	1	0,871	1,025	0,979	G, I^*, S
1	1,007	1	1	1,000	0,873	1,024	0,980	G, I^*, Φ
1	1,000	1	1,000	1,006	1	0,950	1,049	G, I^*, E

Таблица ПЗ.2 – Результаты сравнительного расчета средних параметров воздушного потока на входе в компрессор «Б» ($\tau_r = 1,047$, $\lambda_m = 0,539$)

Способ осреднения	Относительные величины параметров			
	$\frac{T^*}{T_{GI^*S}^*}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{p^*}{p_{GI^*S}^*}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$
F	1,000	1,002	0,991	1,025
G	1,000	0,9999	1,000	1,050
G, I, S	0,995	1	0,982	1,000
G, I, Φ	0,992	1	1,000	0,974
Φ, S, I	0,999	1	0,999	1,048
E, G, I	1,000	1	0,950	1,050
E, G, Φ	1,048	1,051	0,990	1,025
E, G, S	0,981	0,980	0,935	1,059
G, Φ, S	0,999	1,006	0,999	0,981
G, I^*, S	1	1,007	1	0,980
G, I^*, Φ	1	1,007	0,999	0,981
G, I^*, E	1	1,000	0,950	1,050

Таблица ПЗ.3 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик воздушного потока на выходе из компрессора «Б» ($\tau_r = 1,076$, $\lambda_m = 0,382$, $T_{k,max}^*/T_{k,min}^* = 1,057$)

Относительные характеристики потока								Способ осреднения
$\bar{G}$	$\bar{I}$	$\bar{I}^*$	$\bar{\Phi}$	$\bar{S}$	$\bar{E}$	$\bar{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,0373	1,042	1,040	1,000	1,0395	0,963	1,000	1,0376	F
1	0,9998	0,9999	1,0008	1,000	1,0035	1,000	1,078	G
1	1	0,9956	0,989	1	0,854	1,000	0,995	G, I, S
1	1	0,995	1	0,998	0,828	1,016	0,979	G, I, Φ
1	1	0,9996	1	1	0,987	1,000	1,070	Φ, S, I
1	1	1,000	0,937	1,0069	1	0,924	1,076	E, G, I
1	1,088	1,086	1	1,038	1	0,999	1,076	E, G, Φ
1	0,968	0,968	0,914	1	1	0,897	1,076	E, G, S
1	1,004	0,999	1	1	0,835	1,015	0,984	G, Φ, S
1	1,0051	1	1,0017	1	0,836	1,017	0,984	G, I^*, S
1	1,005	1	1	1,0005	0,842	1,013	0,988	G, I^*, Φ
1	1,000	1	0,939	1,007	1	0,926	1,076	G, I^*, E

Таблица ПЗ.4 – Результаты сравнительного расчета средних параметров воздушного потока на выходе из компрессора «Б» ($\tau_r = 1,076$, $\lambda_m = 0,382$, $T_{k,max}^*/T_{k,min}^* = 1,057$)

Способ осреднения	Относительные величины параметров			
	$\frac{T^*}{T_{GI^*S}^*}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{p^*}{p_{GI^*S}^*}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$
F	1,0027	1,0047	0,992	1,034
G	0,9999	0,9998	0,9999	1,076
G, I, S	0,9959	1	0,985	0,995
G, I, Φ	0,995	1	0,998	0,979
Φ, S, I	0,9996	1	0,9986	1,068
E, G, I	1,000	1	0,924	1,074
E, G, Φ	1,078	1,081	0,991	1,034
E, G, S	0,971	0,970	0,899	1,089
G, Φ, S	0,999	1,004	0,998	0,982
G, I^*, S	1	1,0047	1	0,982
G, I^*, Φ	1	1,004	0,996	0,984
G, I^*, E	1	1,000	0,925	1,073

Таблица ПЗ.5 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик
воздушного потока на входе в вентилятор «И» ($\tau_r = 1,0317$, $\lambda_m = 0,494$)

Относительные характеристики потока								Способ осреднения
$\bar{G}$	$\bar{I}$	$\bar{I}^*$	$\bar{\Phi}$	$\bar{S}$	$\bar{E}$	$\bar{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,0169	1,0184	1,0169	1,000	1,0175	0,984	1,000	1,0168	F
1	0,9999	1,000	1,000	1,000	1,001	1,000	1,0339	G
1	1	0,997	0,992	1	0,933	1,000	0,998	G, I, S
1	1	0,996	1	0,999	0,908	1,0139	0,984	G, I, Φ
1	1	0,999	1	1	0,996	1,000	1,0316	Φ, S, I
1	1	1,000	0,974	1,003	1	0,966	1,0333	E, G, I
1	1,035	1,033	1	1,012	1	0,999	1,0333	E, G, Φ
1	0,987	0,987	0,965	1	1	0,953	1,0333	E, G, S
1	1,003	0,999	1	1	0,915	1,012	0,988	G, Φ, S
1	1,004	1	1,000	1	0,916	1,013	0,989	G, I^*, S
1	1,004	1	1	1,000	0,917	1,013	0,989	G, I^*, Φ
1	1,000	1	0,974	1,003	1	0,966	1,0333	G, I^*, E

Таблица ПЗ.6 – Результаты сравнительного расчета средних параметров воздушного потока на входе в вентилятор «И» ($\tau_r = 1,0317$, $\lambda_m = 0,494$)

Способ осреднения	Относительные величины параметров			
	$\frac{T^*}{T_{GI}^* S}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{p^*}{p_{GI}^* S}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$
F	1,000	1,0014	0,9949	1,016
G	1,000	0,9999	1,000	1,032
G, I, S	0,9970	1	0,9899	0,999
G, I, Φ	0,9959	1	0,9999	0,986
Φ, S, I	0,9998	1	0,9995	1,030
E, G, I	1,000	1	0,966	1,032
E, G, Φ	1,033	1,034	0,994	1,016
E, G, S	0,987	0,987	0,955	1,038
G, Φ, S	0,999	1,003	0,999	0,988
G, I^*, S	1	1,0038	1	0,988
G, I^*, Φ	1	1,0038	0,9997	0,989
G, I^*, E	1	1,000	0,966	1,032

Таблица ПЗ.7 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик воздушного потока на выходе из вентилятора «И» ($\tau_r = 1,105$, $\lambda_m = 0,471$, $(T_{k,max}^*/T_{k,min}^*) = 1,066$)

Относительные характеристики потока								Способ осреднения
$\bar{G}$	$\bar{I}$	$\bar{I}^*$	$\bar{\Phi}$	$\bar{S}$	$\bar{E}$	$\bar{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,0546	1,0629	1,058	1,0013	1,0574	0,958	1,000	1,0548	F
1	0,9998	0,9999	1,0004	1,000	1,002	1,000	1,107	G
1	1	0,991	0,977	1	0,804	1,000	0,992	G, I, S
1	1	0,987	1	0,995	0,743	1,041	0,953	G, I, Φ
1	1	0,999	1	1	0,995	1,000	1,103	Φ, S, I
1	1	1,000	0,921	1,0097	1	0,897	1,106	E, G, I
1	1,121	1,116	1	1,0476	1	0,999	1,106	E, G, Φ
1	0,956	0,958	0,892	1	1	0,859	1,106	E, G, S
1	1,010	0,998	1	1	0,763	1,037	0,966	G, Φ, S
1	1,012	1	1,002	1	0,761	1,0408	0,965	G, I^*, S
1	1,011	1	1	1,0005	0,768	1,036	0,969	G, I^*, Φ
1	1,000	1	0,922	1,0097	1	0,898	1,106	G, I^*, E

Таблица ПЗ.8 – Результаты сравнительного расчета средних параметров воздушного потока на выходе из вентилятора «И» ($\tau_r = 1,105$, $\lambda_m = 0,471$, $(T_{k,max}^* / T_{k,min}^*) = 1,066$)

Способ осреднения	Относительные величины параметров			
	$\frac{T^*}{T_{GI}^* S}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{p^*}{p_{GI}^* S}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$
F	1,0032	1,0077	0,984	1,053
G	0,9999	0,9998	0,9998	1,108
G, I, S	0,991	1	0,969	0,997
G, I, Φ	0,988	1	0,998	0,959
Φ, S, I	0,999	1	0,999	1,104
E, G, I	1,000	1	0,896	1,106
E, G, Φ	1,108	1,114	0,983	1,051
E, G, S	0,960	0,958	0,865	1,129
G, Φ, S	0,999	1,010	0,997	0,966
G, I^*, S	1	1,011	1	0,966
G, I^*, Φ	1	1,011	0,996	0,970
G, I^*, E	1	1,000	0,897	1,106

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Таблица П4.1 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик
воздушного потока на входе в вентилятор «Р» ($\tau_r = 1,064$, $\lambda_m = 0,601$)

Относительные характеристики потока								Способы осреднения
$\overline{G}$	$\overline{I}$	$\overline{I}^*$	$\overline{\Phi}$	$\overline{S}$	$\overline{E}$	$\overline{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,0377	1,043	1,0377	1,004	1,040	0,965	1,000	1,037	F
1	0,999	1,000	1,005	0,9997	1,011	1,00	1,081	G
1	1	0,989	0,978	1	0,853	1,000	0,993	G, I, S
1	1	0,983	1	0,994	0,767	1,054	0,941	G, I, Φ
1	1	0,998	1	1	0,976	1,000	1,062	Φ, S, I
1	1	1,000	0,952	1,007	1	0,924	1,075	E, G, I
1	1,077	1,072	1	1,026	1	0,995	1,075	E, G, Φ
1	0,969	0,971	0,933	1	1	0,896	1,075	E, G, S
1	1,012	0,997	1	1	0,799	1,046	0,961	G, Φ, S
1	1,016	1	1,005	1	0,789	1,056	0,955	G, I^*, S
1	1,0147	1	1	1,000	0,805	1,045	0,965	G, I^*, Φ
1	1,000	1	0,952	1,007	1	0,924	1,075	G, I^*, E

Таблица П4.2 – Результаты сравнительного расчета средних параметров
воздушного потока воздуха на входе в вентилятор «Р» ($\tau_r = 1,064$, $\lambda_m = 0,601$)

Способы осреднения	Относительные величины параметров			
	$\frac{T^*}{T_{GI}^* S}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{p^*}{p_{GI}^* S}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$
F	1,000	1,005	0,981	1,036
G	1,000	0,999	1,002	1,081
G, I, S	0,989	1	0,964	0,998
G, I, Φ	0,984	1	0,996	0,950
Φ, S, I	0,998	1	0,994	1,064
E, G, I	1,000	1	0,923	1,075
E, G, Φ	1,071	1,076	0,977	1,040
E, G, S	0,971	0,969	0,902	1,091
G, Φ, S	0,997	1,012	0,993	0,963
G, I^*, S	1	1,0158	1	0,955
G, I^*, Φ	1	1,0146	0,993	0,965
G, I^*, E	1	1,000	0,923	1,075

Таблица П4.3 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик воздушного потока воздуха на выходе из вентилятора «Р» ($\tau_r = 1,18$, $\lambda_m = 0,454$)

Относительные характеристики потока								Способы осреднения
$\overline{G}$	$\overline{I}$	$\overline{I}^*$	$\overline{\Phi}$	$\overline{S}$	$\overline{E}$	$\overline{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,094	1,101	1,091	1,003	1,096	0,918	1,000	1,093	F
1	0,9996	0,9999	1,003	0,9999	1,0062	1,000	1,197	G
1	1	0,984	0,964	1	0,692	1,000	0,993	G, I, S
1	1	0,980	1	0,993	0,615	1,061	0,936	G, I, Φ
1	1	0,998	1	1	0,976	1,000	1,179	Φ, S, I
1	1	1,000	0,873	1,016	1	0,831	1,193	E, G, I
1	1,213	1,204	1	1,085	1	0,966	1,193	E, G, Φ
1	0,927	0,930	0,828	1	1	0,774	1,193	E, G, S
1	1,016	0,997	1	1	0,639	1,056	0,954	G, Φ, S
1	1,020	1	1,008	1	0,631	1,068	0,948	G, I^*, S
1	1,019	1	1	1,002	0,647	1,054	0,956	G, I^*, Φ
1	1,000	1	0,874	1,016	1	0,833	1,193	G, I^*, E

Таблица П4.4 – Результаты сравнительного расчета средних параметров воздушного потока на выходе из вентилятора «Р» ($\tau_r = 1,18$, $\lambda_m = 0,454$)

Способы осреднения	Относительные величины параметров			
	$\frac{T^*}{T_{GI^*S}^*}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{p^*}{p_{GI^*S}^*}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$
F	0,99815	1,006	0,9716	1,092
G	0,9999	0,9996	1,0008	1,196
G, I, S	0,985	1	0,948	1,000
G, I, Φ	0,981	1	0,992	0,944
Φ, S, I	0,998	1	0,996	1,178
E, G, I	1,000	1	0,832*	1,193
E, G, Φ	1,187	1,197	0,968	1,094
E, G, S	0,934	0,930	0,784*	1,233
G, Φ, S	0,997	1,015	0,991	0,955
G, I^*, S	1	1,0188	1	0,947
G, I^*, Φ	1	1,0179	0,989	0,959
G, I^*, E	1	1,000	0,832*	1,193

Примечание: * – $p^* < p_{\text{дейст}}$.

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Таблица П5.1 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик газового потока «Т0» на выходе из турбины «Б»

(поток «Т0»: $\tau_r = 1,089$, $\lambda_m = 0,668$, $Re = 1,159 \cdot 10^6$, $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,0$)

Относительные характеристики потока								Способы осреднения
$\overline{G}$	$\overline{I}$	$\overline{I}^*$	$\overline{\Phi}$	$\overline{S}$	$\overline{E}$	$\overline{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,050	1,057	1,0498	1,004	1,051	0,970	1,000	1,049	F
1	0,999	1,000	1,001	0,9999	1,0025	1,000	1,092	G
1	1	0,985	0,967	1	0,828	1,000	0,993	G, I, S
1	1	0,973	1	0,992	0,683	1,101	0,902	G, I, Φ
1	1	0,999	1	1	0,995	1,000	1,089	Φ, S, I
1	1	1,000	0,944	1,0046	1	0,910	1,091	E, G, I
1	1,115	1,104	1	1,042	1	0,998	1,091	E, G, Φ
1	0,966	0,969	0,928	1	1	0,884	1,091	E, G, S
1	1,022	0,998	1	1	0,732	1,083	0,933	G, Φ, S
1	1,025	1	1,004	1	0,727	1,092	0,931	G, I^*, S
1	1,023	1	1	1,0028	0,747	1,076	0,943	G, I^*, Φ
1	1,001	1	0,947	1,0046	1	0,913	1,091	G, I^*, E

Таблица П5.2 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик газового потока «Т» на выходе из турбины «Б»

(поток «Т»: $\tau_r = 1,108$, $\lambda_m = 0,654$, $Re = 1,162 \cdot 10^6$, $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,755$)

Относительные характеристики потока								Способы осреднения
$\overline{G}$	$\overline{I}$	$\overline{I}^*$	$\overline{\Phi}$	$\overline{S}$	$\overline{E}$	$\overline{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,048	1,051	1,045	1,004	1,054	0,964	1,000	1,068	F
1	0,999	0,999	1,001	1,00508	0,997	1,000	1,114	G
1	1	0,972	1,007	1	0,667	1,116	0,911	G, I, S
1	1	0,975	1	0,998	0,693	1,095	0,928	G, I, Φ
1	1	0,970	1	1	0,636	1,116	0,889	Φ, S, I
1	1	1,000	0,947	1,010	1	0,911	1,115	E, G, I
1	1,109	1,100	1	1,046	1	0,996	1,115	E, G, Φ
1	0,929	0,936	0,912	1	1	0,857	1,115	E, G, S
1	0,995	0,970	1	1	0,684	1,098	0,922	G, Φ, S
1	1,042	1	1,087	1	0,535	1,293	0,816	G, I^*, S
1	1,022	1	1	1,008	0,756	1,072	0,969	G, I^*, Φ
1	1,0006	1	0,950	1,010	1	0,915	1,115	G, I^*, E

Таблица П5.3 – Результаты сравнительного расчета средних температур и приведенных скоростей газовых потоков «Т0» и «Т» на выходе из турбины «Б»

Способы осреднения	Поток «Т0» $\tau_r = 1,089$, $\lambda_m = 0,668$, $Re = 1,159 \cdot 10^6$, $T_{Г. max}^* / T_{Г. min}^* = 1,0$			Поток «Т» $\tau_r = 1,108$, $\lambda_m = 0,654$, $Re = 1,162 \cdot 10^6$, $T_{Г. max}^* / T_{Г. min}^* = 1,755$		
	$\frac{T^*}{T_{GI}^* S}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$	$\frac{T^*}{T_{GI}^* S}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$
<i>F</i>	1,000	1,006	1,047	0,997	1,003	1,068
<i>G</i>	1,000	0,9998	1,090	0,999	0,999	1,111
<i>G, I, S</i>	0,987	1	0,997	0,977	1	0,919
<i>G, I, Φ</i>	0,977	1	0,910	0,978	1	0,935
<i>Φ, S, I</i>	0,999	1	1,086	0,974	1	0,899
<i>E, G, I</i>	1,000	1	1,088	1,000	1	1,113
<i>E, G, Φ</i>	1,089	1,097	1,043	1,085	1,092	1,068
<i>E, G, S</i>	0,974	0,972	1,101	0,945	0,939	1,143
<i>G, Φ, S</i>	0,998	1,019	0,932	0,974	0,996	0,931
<i>G, I*, S</i>	1	1,021	0,929	1	1,035	0,814
<i>G, I*, Φ</i>	1	1,020	0,941	1	1,019	0,967
<i>G, I*, E</i>	1	1,001	1,089	1	1,000	1,113

Таблица П5.4 – Результаты сравнительного расчета среднего полного давления газовых потоков «Т0» и «Т» на выходе из турбины «Б»

Способы осреднения	Сравнение средних давлений в потоках «Т0» и «Т»		Относительное среднее полное давление в потоке «Т0»		Относительное среднее полное давление в потоке «Т»	
	$\frac{p_T^*}{p_{T0}^*}$	$\delta p^*, \%$	$\frac{p^*}{p_G^*}$	$\frac{p^*}{p_{\max}^*}$	$\frac{p^*}{p_G^*}$	$\frac{p^*}{p_{\max}^*}$
<i>F</i>	1,000	0	0,9750	0,9317	0,9759	0,9317
<i>G</i>	0,9990	−0,10	1	0,9555	1	0,9547
<i>G, I, S</i>	1,0631	6,31	0,9486	0,9065	1,0094	0,9637
<i>G, I, Φ</i>	0,9987	−0,13	0,999	0,9545	0,9986	0,9534
<i>Φ, S, I</i>	1,0007	0,07	0,9980	0,9537	0,9997	0,9544
<i>E, G, I</i>	1,003	0,30	0,9093	0,8689	0,9129	0,8716
<i>E, G, Φ</i>	0,9993	−0,07	0,9720	0,9288	0,9722	0,9282
<i>E, G, S</i>	0,980	−2,00	0,8915	0,8519	0,8745	0,8349
<i>G, Φ, S</i>	1,004	0,40	0,9943	0,9502	0,9994	0,9541
<i>G, I*, S</i>	1,115	11,5	0,9994	0,9550	1,115	1,065*
<i>G, I*, Φ</i>	0,9986	−0,14	0,9907	0,9467	0,9902	0,9454
<i>G, I*, E</i>	1,002	0,2	0,9112	0,8707	0,9138	0,872

Примечание: * – $p^* > p_{\text{дейст. max}}^*$

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Таблица П6.1 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик
газового потока на выходе из камеры сгорания «Л»
(поток «8Т0», $\tau_r = 1,0314$, $\lambda_m = 0,1845$, $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,0$)

Относительные характеристики потока								Способ осреднения
$\bar{G}$	$\bar{I}$	$\bar{I}^*$	$\bar{\Phi}$	$\bar{S}$	$\bar{E}$	$\bar{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,016	1,016	1,016	1,000	1,016	0,975	1,000	1,0158	F
1	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,037	G
1	1	0,9996	0,999	1	0,9297	1,000	0,9997	G, I, S
1	1	0,9996	1	0,9999	0,927	1,0012	0,998	G, I, Φ
1	1	0,9999	1	1	0,989	1,000	1,0313	Φ, S, I
1	1	1,000	0,966	1,001	1	0,964	1,037	E, G, I
1	1,042	1,042	1	1,014	1	0,9997	1,037	E, G, Φ
1	0,9885	0,9885	0,956	1	1	0,954	1,037	E, G, S
1	0,9998	0,9994	1	1	0,927	1,001	0,998	G, Φ, S
1	1,000	1	1,000	1	0,930	1,001	1,0004	G, I^*, S
1	1,000	1	1	1,000	0,935	0,999	1,0026	G, I^*, Φ
1	1,000	1	0,969	1,001	1	0,965	1,037	G, I^*, E

Таблица П6.2 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик газового потока на выходе из камеры сгорания «Л»
(поток «8», $\tau_r = 1,0417$, $\lambda_m = 0,1826$, $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,56$)

Относительные характеристики потока								Способ осреднения
$\bar{G}$	$\bar{I}$	$\bar{I}^*$	$\bar{\Phi}$	$\bar{S}$	$\bar{E}$	$\bar{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,0176	1,012	1,012	1,000	1,017	0,968	1,000	1,024	F
1	0,9999	0,9999	1,000	1,0014	0,993	1,000	1,046	G
1	1	0,999	1,029	1	0,870	1,032	0,979	G, I, S
1	1	0,999	1	1,0013	0,925	1,001	1,010	G, I, Φ
1	1	0,995	1	1	0,0343	1,032	0,195	Φ, S, I
1	1	1,000	0,964	1,003	1	0,963	1,050	E, G, I
1	1,043	1,043	1	1,0161	1	0,999	1,050	E, G, Φ
1	0,978	0,978	0,947	1	1	0,944	1,050	E, G, S
1	0,992	0,991	1	1	0,911	1,001	1,002	G, Φ, S
1	1,0007	1	1,0315	1	0,869	1,035	0,979	G, I^*, S
1	1,0003	1	1	1,0015	0,932	0,999	1,0139	G, I^*, Φ
1	1,000	1	0,968	1,0029	1	0,965	1,050	G, I^*, E

Таблица П6.3 – Результаты сравнительного расчета средних параметров газовых потоков «8Т0» и «8» на выходе из камеры сгорания ГТД «Л

Способ осреднения	Поток «8Т0» $\tau_r = 1,0314$, $\lambda_m = 0,1845$, $K_T = 0 \%$			Поток «8» $\tau_r = 1,0417$, $\lambda_m = 0,1826$ $K_T = 41,4 \%$		
	$\frac{T^*}{T_{GI^*S}^*}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$	$\frac{T^*}{T_{GI^*S}^*}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$
F	1,000	1,000	1,016	0,995	0,995	1,027
G	1,000	1,000	1,037	1,000	1,000	1,046
G, I, S	0,9996	1	1,000	0,9994	1	0,979
G, I, Φ	0,9996	1	0,999	0,9996	1	1,010
Φ, S, I	0,9999	1	1,032	0,995	1	0,183
E, G, I	1,000	1	1,037	1,000	1	1,050
E, G, Φ	1,0366	1,0368	1,019	1,037	1,037	1,031
E, G, S	0,9899	0,9898	1,042	0,981	0,981	1,057
G, Φ, S	0,9994	0,9997	0,999	0,992	0,992	1,006
G, I^*, S	1	1,000	1,0005	1	1,000	0,979
G, I^*, Φ	1	1,0003	1,003	1	1,000	1,014
G, I^*, E	1	1,000	1,037	1	1,000	1,050

Таблица П6.4 – Результаты сравнительного расчета среднего полного давления в газовых потоках «8Т0» и «8» на выходе из камеры сгорания ГТД «Л

Способ осреднения	Сравнение среднего полного давления в потоках «8» и «8Т0»		Относительное среднее полное давление в потоке «8Т0», $K_T = 0 \%$,		Относительное среднее полное давление в потоке «8», $K_T = 41,4 \%$,	
	$\frac{p_8^*}{p_{8T0}^*}$	$\delta p^*, \%$	$\frac{p^*}{p_G^*}$	$\frac{p^*}{p_{\max}^*}$	$\frac{p^*}{p_G^*}$	$\frac{p^*}{p_{\max}^*}$
F	1,000	0	0,9992	0,997	0,9992	0,997
G	1,000	0	1	0,998	1	0,998
G, I, S	1,031	3,1	0,998	0,9966	1,0297	1,028*
G, I, Φ	0,9999	-0,01	0,9997	0,9978	0,9998	0,9978
Φ, S, I	1,012	1,2	0,9997	0,9980	1,012	1,010*
E, G, I	0,999	-0,1	0,964**	0,962	0,963**	0,961
E, G, Φ	1,000	0	0,999	0,997	0,999	0,997
E, G, S	0,990	-1,0	0,954**	0,953	0,945**	0,943
G, Φ, S	1,000	0	0,9997	0,9978	0,9999	0,998
G, I^*, S	1,0324	3,24	1,000	0,998	1,0325	1,030*
G, I^*, Φ	1,000	0	0,998	0,996	0,998	0,996
G, I^*, E	0,999	-0,1	0,966**	0,964	0,965**	0,963

Примечания: 1)* – $p^* > p_{\text{дейст. max}}^*$, 2) ** – $p^* \leq p_{\text{дейст.}}$

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Таблица П7.1 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик газового потока «ТКС» на входе в турбину «Б» (на выходе из камеры сгорания «Б»)

(поток ТКС, $\tau_r = 1,096$, $\lambda_m = 0,331$, $T_{г. max}^* / T_{г. min}^* = 1,798$)

Относительные характеристики потока								Способ осреднения
$\bar{G}$	$\bar{I}$	$\bar{I}^*$	$\bar{\Phi}$	$\bar{S}$	$\bar{E}$	$\bar{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,0336	1,042	1,041	1,000	1,045	0,963	1,000	1,063	F
1	0,999	0,999	1,000	1,0078	0,998	1,000	1,101	G
1	1	0,992	1,134	1	0,613	1,183	0,862	G, I, S
1	1	0,997	1	1,007	0,840	1,011	1,010	G, I, Φ
1	1	0,982	1	1	0,088	1,183	-0,327	Φ, S, I
1	1	1,000	0,936	1,011	1	0,926	1,102	E, G, I
1	1,090	1,088	1	1,041	1	0,999	1,102	E, G, Φ
1	0,919	0,921	0,880	1	1	0,862	1,102	E, G, S
1	0,960	0,956	1	1	0,775	1,016	0,970	G, Φ, S
1	1,008	1	1,165	1	0,586	1,221	0,844	G, I^*, S
1	1,003	1	1	1,008	0,853	1,008	1,018	G, I^*, Φ
1	1,000	1	0,940	1,011	1	0,929	1,102	G, I^*, E

Таблица П7.2 – Результаты сравнительного расчета средних параметров газового потока «ТКС» на входе в турбину «Б» (на выходе из камеры сгорания »Б»)

$$(\tau_r = 1,096, \lambda_m = 0,331, T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^* = 1,798)$$

Способ осреднения	Относительные величины параметров			
	$\frac{T^*}{T_{GI^*S}^*}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{p^*}{p_G^*}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$
F	1,006	1,007	0,994	1,059
G	0,9994	0,9994	1	1,100
G, I, S	0,993	1	1,149	0,865
G, I, Φ	0,997	1	0,999	1,0108
Φ, S, I	0,984	1	1,104	-0,329
E, G, I	1,000	1	0,927	1,101
E, G, Φ	1,077	1,078	0,994	1,062
E, G, S	0,932	0,930	0,867	1,139
G, Φ, S	0,962	0,965	1,001	0,988
G, I^*, S	1	1,007	1,183	0,843
G, I^*, Φ	1	1,0025	0,997	1,0172
G, I^*, E	1	1,000	0,928	1,101

ПРИЛОЖЕНИЕ 8

Таблица П8.1 – Результаты сравнительного расчета интегральных характеристик газового потока на входе в камеру сгорания «Л» (на выходе из камеры подогрева)

(поток «Vh1»: $\tau_r = 1,0794$, $\lambda_m = 0,285$, $T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^* = 1,0326$, $K_T = 3,21$ %)

Относительные характеристики потока								Способы осреднения
$\overline{G}$	$\overline{I}$	$\overline{I}^*$	$\overline{\Phi}$	$\overline{S}$	$\overline{E}$	$\overline{p}$	W/c_m	
Действительный поток								
1	1	1	1	1	1	1	1	
Осредненный поток								
1,0398	1,0407	1,0394	1,000	1,0401	0,9605	1,000	1,0398	F
1	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,0816	G
1	1	0,9975	0,9931	1	0,852	1,000	0,9990	G, I, S
1	1	0,9972	1	0,9991	0,8386	1,008	0,9908	G, I, Φ
1	1	0,9998	1	1	0,9913	1,000	1,0772	Φ, S, I
1	1	1,000	0,9309	1,0054	1	0,923	1,0819	E, G, I
1	1,0969	1,0954	1	1,0441	1	0,9995	1,0819	E, G, Φ
1	0,9681	0,9686	0,9080	1	1	0,8981	1,0819	E, G, S
1	1,001	0,9983	1	1	0,840	1,0083	0,9918	G, Φ, S
1	1,0027	1	1,0009	1	0,8464	1,0090	0,9954	G, I^*, S
1	1,0025	1	1	1,0005	0,8542	1,0044	1,0000	G, I^*, Φ
1	1,0001	1	0,9359	1,0052	1	0,9262	1,0819	G, I^*, E

Таблица П8.2 – Результаты сравнительного расчета средних параметров неравномерного газового потока на входе в камеру сгорания ГТД «Л» (на выходе из камеры подогрева)

(поток «Vh1»: $\tau_r = 1,0794$, $\lambda_m = 0,285$, $T_{г. \max}^* / T_{г. \min}^* = 1,0326$, $K_T = 3,21$ %)

Способы осреднения	Относительные величины параметров			
	$\frac{T^*}{T_{GI^*S}^*}$	$\frac{T}{T_{GIS}}$	$\frac{p^*}{p_G^*}$	$\frac{\lambda}{\lambda_m}$
F	0,9996	1,0007	0,9957	1,0449
G	1,000	1,000	1	1,0873
G, I, S	0,9978	1	0,9920	1,0049
G, I, Φ	0,9976	1	0,9995	0,9964
Φ, S, I	0,9998	1	0,9997	1,0824
E, G, I	1,000	1	0,9233	1,0870
E, G, Φ	1,0889	1,0823	0,9955	1,0463
E, G, S	0,9730	0,9725	0,8995	1,1017
G, Φ, S	0,9985	1,0008	0,9994	0,9971
G, I^*, S	1	1,0023	1,0001	1,000
G, I^*, Φ	1,000	1,0022	0,9959	1,0049
G, I^*, E	1,000	1,0000	0,9259	1,0870

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

Таблица П9.1 – Сравнение величин невязок по параметрам до и после идентификации ММ ГТД «Б1» в численном эксперименте ЧЭ № 1

№ режима	Невязки до идентификации ММ ГТД, % (ЧЭ № 1)						Невязки после идентификации ММ ГТД, % (ЧЭ № 1)					
	δP	δG_T	δp_K^*	δp_T^*	δG_B	δT_K^*	δP	δG_T	δp_K^*	δp_T^*	δG_B	δT_K^*
1	5,27	9,96	2,31	2,91	0,31	0,66	0,43	0,19	-0,04	0,17	0,0	-0,02
2	3,97	6,73	1,23	1,50	-0,12	0,35	0,92	0,62	0,06	0,33	0,0	0,02
3	5,52	8,1	1,76	3,01	-0,16	0,52	0,06	-1,77	-0,21	-0,21	0,027	-0,05
4	5,73	8,3	1,74	2,73	-0,08	0,42	-0,07	-1,13	-0,11	0,05	0,0	-0,03
6	5,92	9,03	1,93	3,11	0,015	0,43	-0,12	-0,79	-0,11	0,05	-0,01	-0,03
7	6,24	9,24	1,63	2,53	-0,34	0,29	-0,45	-0,13	-0,09	-0,07	0,017	-0,014
13	5,28	9,22	2,06	2,62	-0,045	0,42	0,7	0,9	0,1	0,36	0	0,02
14/1	4,62	7,32	1,55	2,35	-0,13	0,44	-0,6	-1,9	-0,22	-0,33	0,017	-0,07
15	4,72	7,38	1,42	2,09	-0,19	0,29	-0,27	-0,33	-0,1	-0,05	0,02	-0,015
16/1	6,6	9,97	1,67	2,67	-0,43	0,317	-0,52	0,26	-0,09	-0,16	0,02	-0,013
Средние абс. невязки	5,4	8,5	1,73	2,56	0,182	0,41	0,41	0,8	0,11	0,18	0,011	0,028

ПРИЛОЖЕНИЕ 10

Рисунки П10.1...П10.5 – Результаты идентификации ММ ГТД «Б»

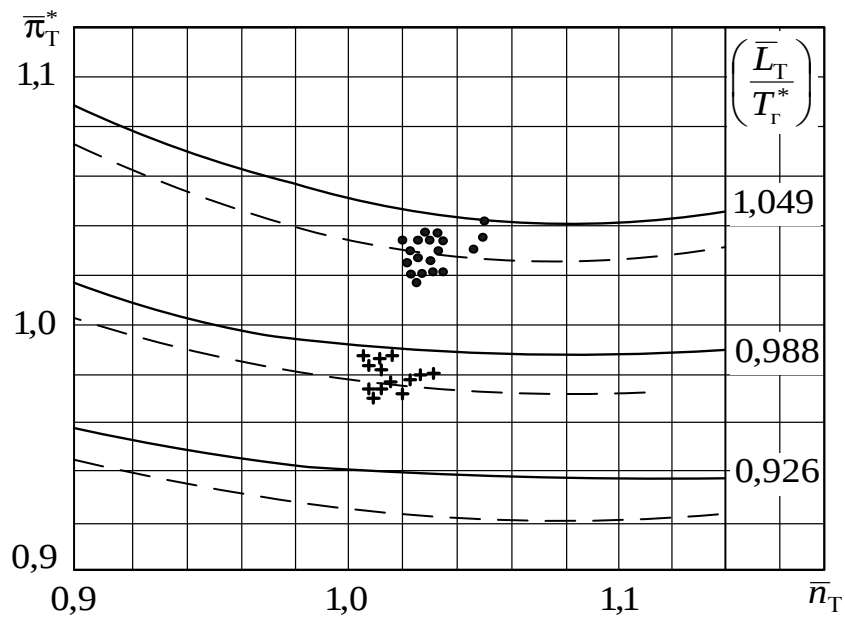


Рисунок П10.1 – Результаты идентификации ММ турбины ГТД «Б»

————— — исходные (расчетные) характеристики турбины,
 ----- — идентифицированные характеристики турбины ГТД «Б»

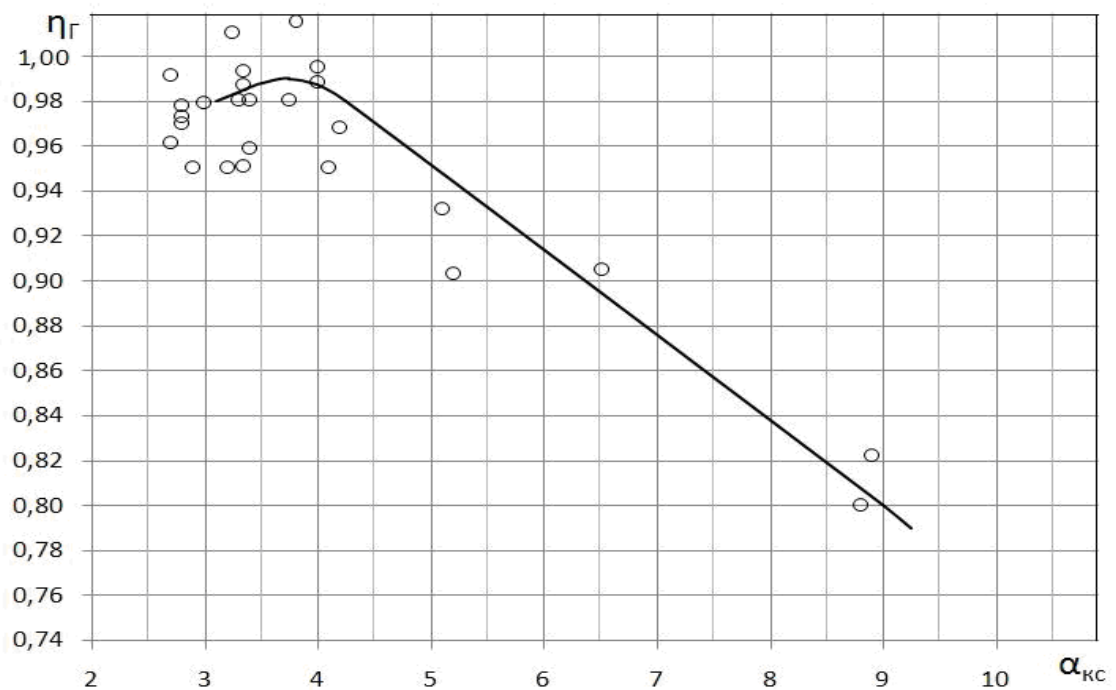


Рисунок П10.2 – Зависимость коэффициента полноты сгорания от коэффициента избытка воздуха в камере сгорания ГТД «Б»,
 ————— — результаты идентификации

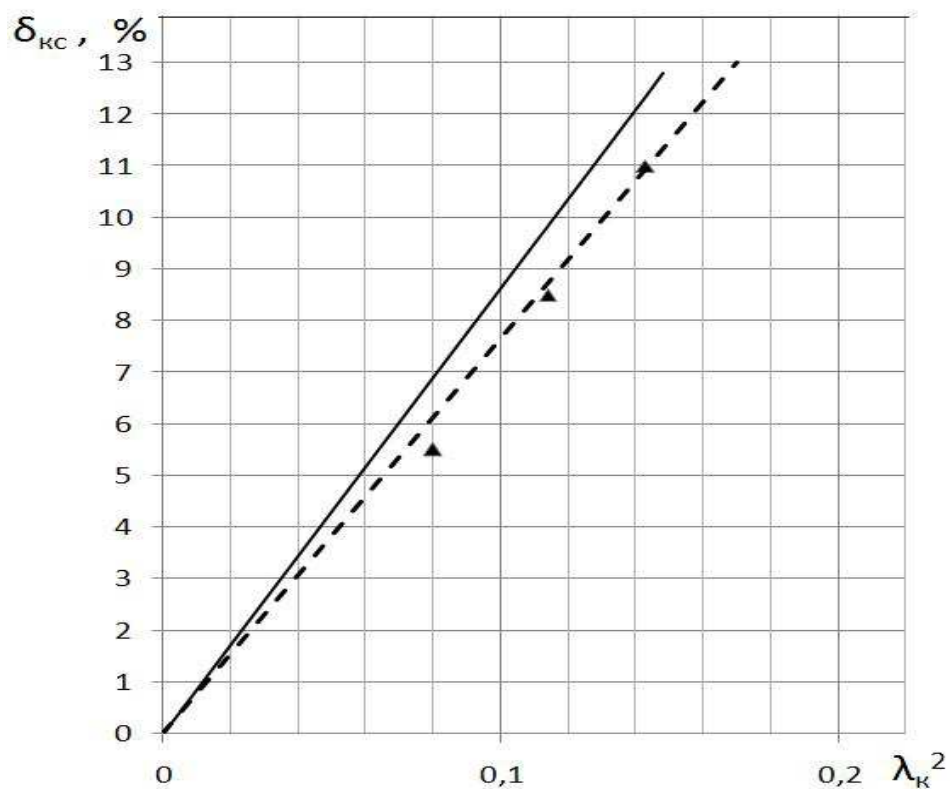


Рисунок П10.3 – Гидравлические характеристики камеры сгорания ГТД «Б

▲ – результаты «холодной» продувки камеры при ее испытаниях на камерном стенде, (получены В. М. Величковским и А. С. Виноградовым, ЦИАМ),
 . ———— – результаты идентификации

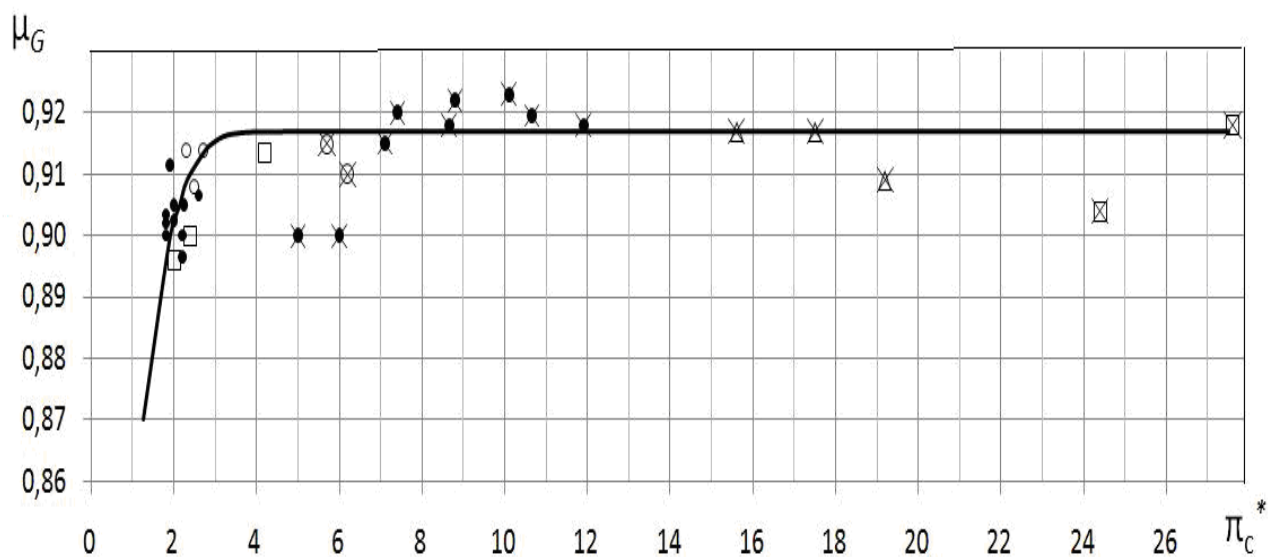


Рисунок П10.4 – Зависимость коэффициента расхода от располагаемой степени понижения давления газа в сопле ГТД «Б»,
 ———— – результаты идентификации

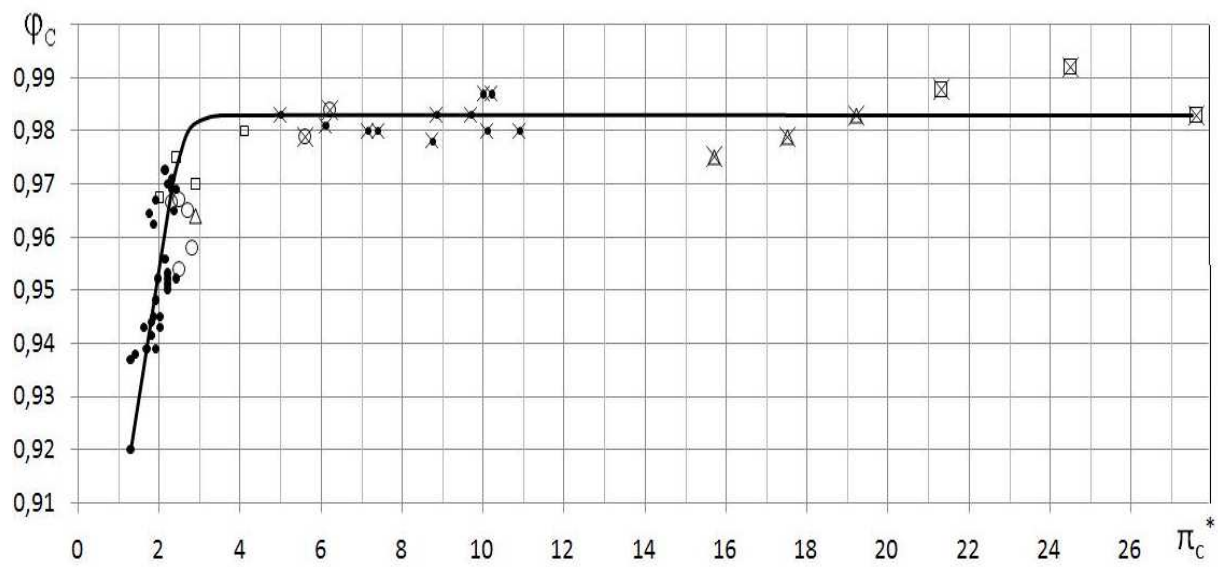


Рисунок П10.5 – Зависимость коэффициента скорости от располагаемой степени понижения давления газа в сопле ГТД «Б»,
 ————— – результаты идентификации

ПРИЛОЖЕНИЕ 11

Таблица П11.1 – Сравнение величин невязок по параметрам до и после идентификации
ММ ГТД «Б»

№ режима	Невязки до идентификации ММ ГТД , %						Невязки после идентификации ММ ГТД , %					
	δP	δG_T	δp_K^*	δp_T^*	δG_B	δT_K^*	δP	δG_T	δp_K^*	δp_T^*	δG_B	δT_K^*
1	3,56	3,8	1,03	2,05	0,33	0,18	1,76	-0,3	0,02	0,91	0,33	-0,02
2	2,3	2,5	0,23	1,25	0,17	0,23	-0,3	-1,6	-1,25	0,61	0,0	-0,57
3	5,9	3,6	2,4	3,08	2,03	0,58	1,2	-0,2	1,36	0,85	2,02	0,34
4	3,9	2,9	2,3	1,94	1,71	0,49	-1,4	-1,2	0,45	-0,45	1,16	-0,07
5	1,45	3,4	1,25	4,2	3,67	0,76	-0,1	1,6	0,0	2,5	3,17	0,2
6	5,88	3,3	2,05	1,67	2,44	0,25	2,16	0,2	1,03	-0,75	2,44	-0,16
7	4,03	2,1	2,73	0,57	2,05	0,24	-1,4	-1,3	0,8	-2,3	1,34	0,57
8	4,2	1,3	0,7	1,36	2,08	0,5	1,23	1,3	-0,52	0,0	1,83	-0,3
9	4,65	3,2	2,16	2,96	1,68	-0,2	1,44	-0,3	0,68	0,63	1,68	-0,42
10	2,71	1,8	1,93	1,25	0,88	0,23	-2,3	-2,1	0,08	-1,25	1,02	-0,57
11	3,87	2,5	2,3	2,16	1,59	0,5	0,85	1,4	1,25	0,64	1,93	-0,53
12	0,77	4,1	1,03	1,82	1,22	-0,05	0,52	0,5	0,49	0,34	1,22	-0,18
13	2,16	2,9	1,25	1,37	1,7	0,76	-1,04	1,06	0,59	0,2	1,46	-0,15
Средние абс. невязки	3,6	2,9	1,63	1,98	1,66	0,38	1,2	1,0	0,65	0,87	1,5	0,31

ПРИЛОЖЕНИЕ 12

Рисунки П12.1...П12.4 – Результаты идентификации ММ ГТД «Б» в неавтомоделной области по числу Рейнольдса

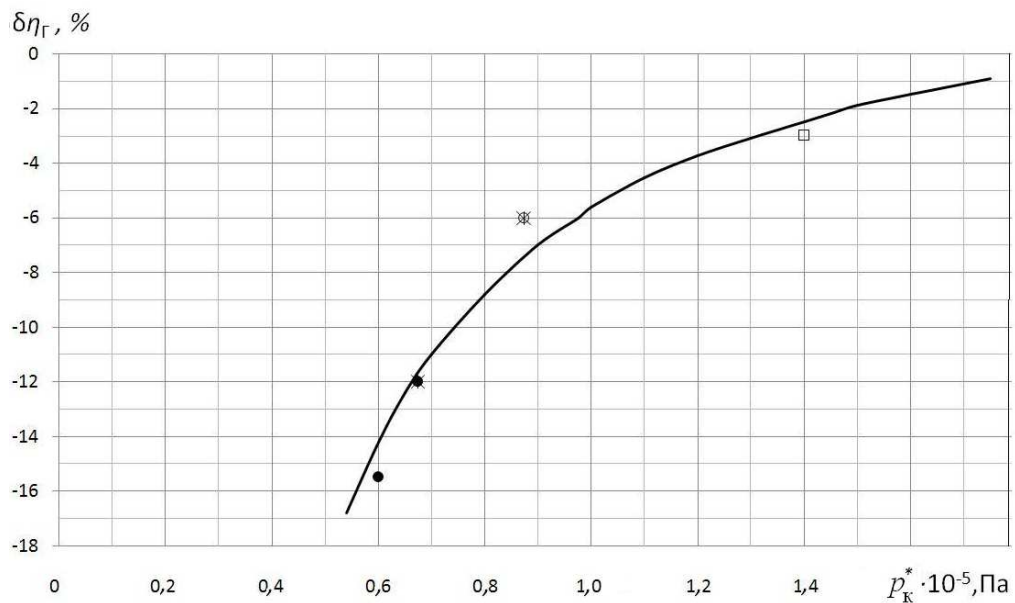


Рисунок П12.1 – Изменение коэффициента полноты сгорания в камере сгорания ГТД «Б» при снижении полного давления воздуха на входе в камеру

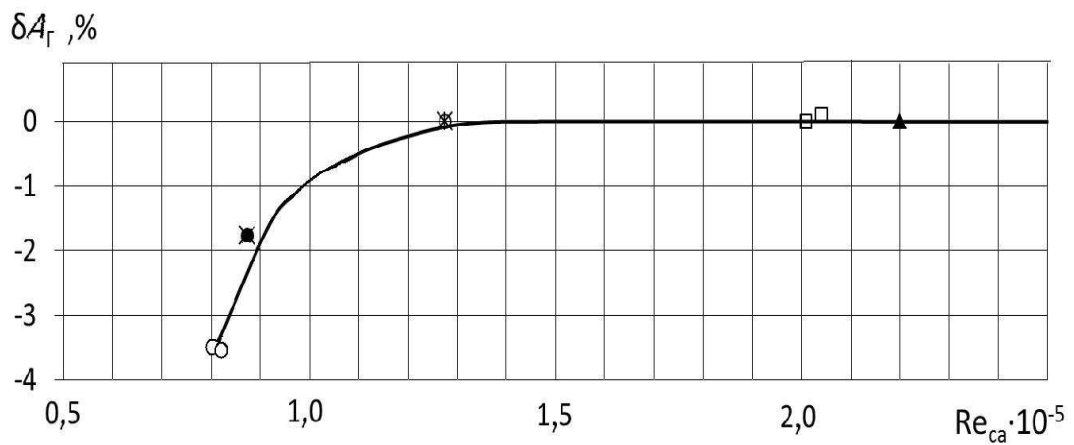


Рисунок П12.2 – Изменение приведенного расхода газа через критическое сечение соплового аппарата одноступенчатой турбины ГТД «Б» при уменьшении числа Рейнольдса

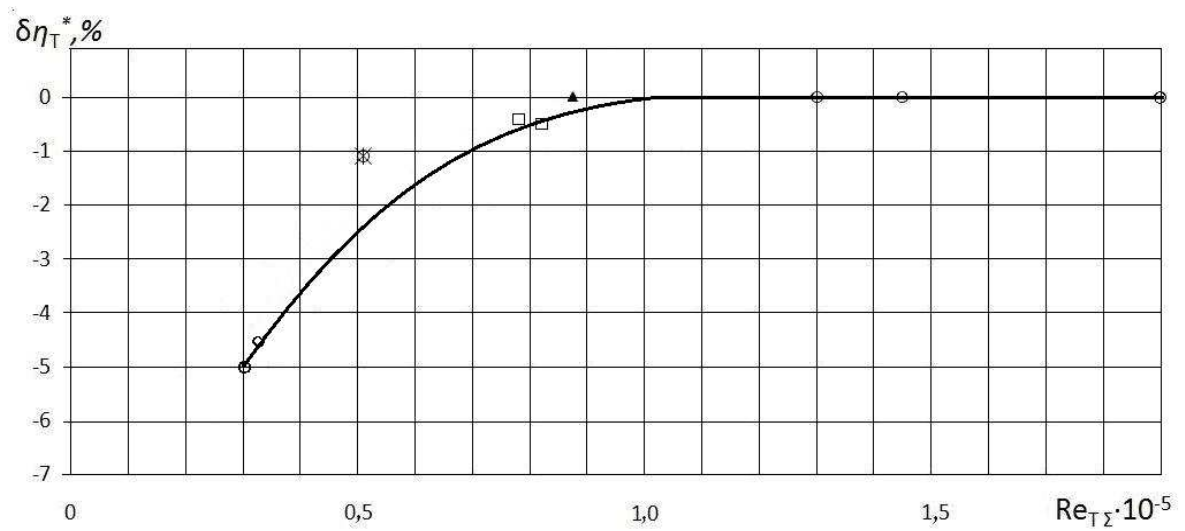


Рисунок П12.3 – Результаты идентификации математической модели турбины ГТД «Б» в неавтономной области по числу Рейнольдса

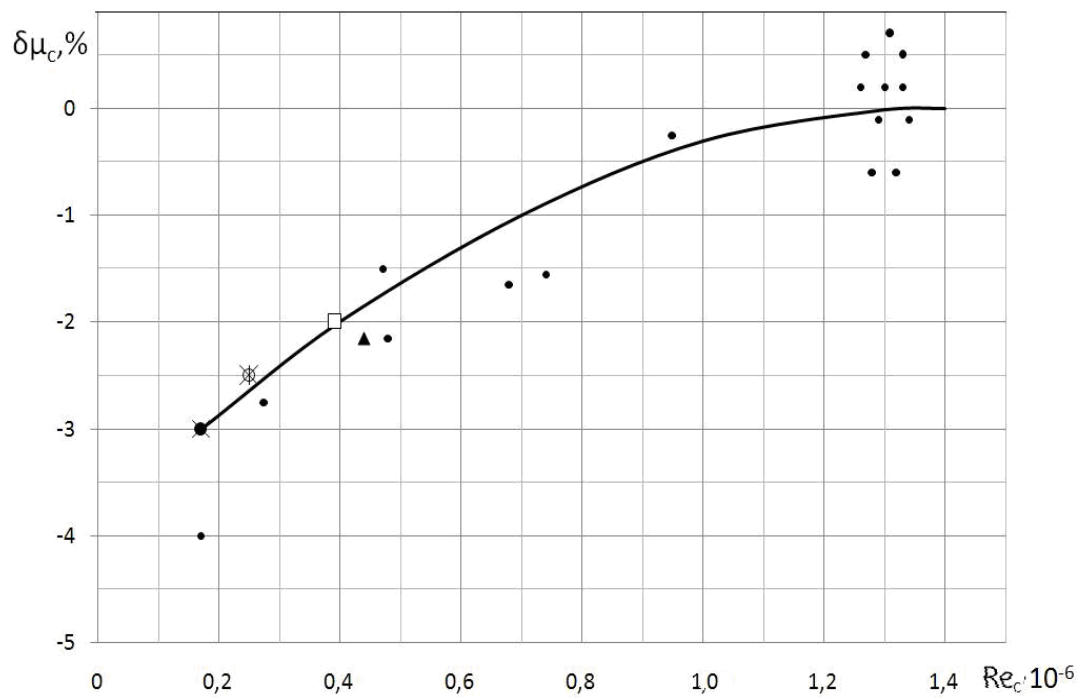


Рисунок П12.4 – Результаты идентификации математической модели реактивного сопла ГТД «Б» в неавтономной области по числу Рейнольдса