

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

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РАДИАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ**

С А М А Р А 2011

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

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

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РАДИАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве методических указаний*

С А М А Р А
Издательство СГАУ
2011

УДК СГАУ: УДК 621.431.75

Составитель Н. И. Старцев

Рецензент: В.Н.Матвеев

Проектирование системы управления радиальными зазорами: метод. указания / сост. Н.И. Старцев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 44 с.: ил.

Приведены теоретические материалы, задание, методика выполнения, контрольные вопросы и пример выполнения для лабораторной работы, посвященной проектированию систем управления радиальными зазорами.

Предназначено для студентов 2 факультета дневного и вечернего отделений.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2011

СОДЕРЖАНИЕ

Методические указания по проведению лабораторной работы.....	5
Порядок выполнения работы.....	5
Пример индивидуального задания на выполнение лабораторной работы.....	6
Теоретико-справочный материал к работе.....	7
Пример выполнения работы.....	36

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОВЕДЕНИЮ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Задание на лабораторную работу выдается индивидуально каждому студенту.

Лабораторная работа полностью интегрирована в Сквозной групповой курсовой проект (СГКП) и локально выполнена быть не может.

Работа носит расчетно-исследовательский характер, так как нацелена на оптимизацию системы управления радиальными зазорами.

Работа выполняется с использованием современных информационных технологий: комплексов АСТРА-2, ХПИ, ANSYS.

Работа выполняется в аудитории (консультации, обсуждение, поиск решений) и в домашних условиях (основная часть).

Расчетная часть работы выполняется студентом самостоятельно, проверка ее выполнения является входным контролем при допуске к работе.

Отчет по лабораторной работе выполняется в соответствии с учебными стандартами и защищается публично одновременно с защитой СГКП. Защита происходит перед комиссией преподавателей-руководителей этапов СГКП по кафедрам ТДЛА, КиПДЛА и ПДЛА под председательством декана факультета.

Цель работы – научиться:

- для пассивного управления радиальными зазорами – оценивать массу статора для удержания радиального зазора на переходных режимах и на сбросе газа;
- для активного управления радиальными зазорами – оценивать потребный расход воздуха на охлаждение статора на крейсерском режиме и строить программу управления охлаждением статора.

Лабораторная работа имеет два уровня сложности:

1 уровень. Изучить функции системы управления радиальными зазорами в составе газотурбинного двигателя (двигатель задается преподавателем) и конструктивное исполнение данной системы.

2 уровень. Провести предварительное проектирование системы управления радиальными зазорами газотурбинного двигателя (двигатель задается преподавателем).

Задание на лабораторную работу может содержать пункты из различных уровней сложности.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Пассивное управление.

1.1. Используя результаты термогазодинамического расчета двигателя и КВД из СГКП, сформировать исходные данные для расчета времени становления теплового равновесия на переходных режимах.

1.2. Провести расчет времени становления для статора τ_{cm} и для ротора τ_δ .

1.3. Определить увеличение массы статора m для обеспечения равенства $\tau_{cm} = \tau_\delta$.

1.4. Выполнить эскиз конструкции стенки с массой m (пример для компрессора – КВД GE90, для турбины – ТВД RB.211-524).

2. Активное управление.

- 2.1. Провести расчет потребного расхода воздуха для снижения температуры корпуса t_k и уменьшения U'_k до получения необходимого радиального зазора (можно принять зазор равным 0,2...0,4 мм), используя уравнение теплового баланса.
- 2.2. Построить систему включения и выключения системы управления зазорами по оборотам.
- 2.3. Оценить диаметры подводящих труб, кольцевых коллекторов, диаметр и число форсунок.
- 2.4. Изобразить на эскизе конструкцию системы охлаждения. Пример для компрессора – КВД ПС-90А, для турбины – ТВД Д-18Т, GE90, V2500.

ПРИМЕР ИНДИВИДУАЛЬНОГО ЗАДАНИЯ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Исследуемый компрессор: шестиступенчатый компрессор высокого давления ТРДДФ АД-65 (двигатель-прототип F-119).

Исследуемая ступень: шестая.

ТЕОРЕТИКО-СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ К ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ В ТУРБОКОМПРЕССОРЕН

Исходными данными для проектирования системы являются:

- конструкция двигателя и системы внутреннего воздухоснабжения;
- термогазодинамические параметры вдоль проточной части двигателя и частоты вращения роторов;
- материалы деталей двигателя;

Последовательность проектного расчета:

- 1 Определение величин радиальных зазоров без применения САУРЗ (рисунок 1).
 - 1.1 Проводится гидравлический расчет СВВ.
 - 1.2 На основании определенных параметров конвективного теплообмена проводится тепловой расчет на установившихся режимах работы двигателя.
 - 1.3 Этапы 1.1-1.2 повторяются до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность температуры стенок каналов.
 - 1.4 Проводится расчет напряженно деформированного состояния на установившихся режимах работы.
 - 1.5 Этапы 1.1-1.3 повторяются до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность геометрических характеристик СВВ (величины радиальных зазоров уплотнений).
 - 1.6 Получение радиальных зазоров в турбокомпрессоре.
 - 1.7 Проводится тепловой расчет на неустановившихся режимах работы двигателя.
 - 1.8 Проводится структурный расчет на неустановившихся режимах работы двигателя.
 - 1.9 Определение радиальных зазоров по полетному циклу двигателя.
- 2 Определяется область охлаждения.
- 3 Выбор места отбора охлаждающего воздуха и способ его подвода в область охлаждения (например, струйный обдув фланцев через отверстия в коллекторах).
- 4 Выбираются геометрические параметры системы подвода охладителя (диаметр и количество подводящих труб, диаметр и количество отверстий, диаметр коллектора, высота расположения коллектора над статором).
- 5 Определение перемещений статора в местах измерения радиальных зазоров с применением САУРЗ.
 - 5.1 Проводится гидравлический расчет САУРЗ.
 - 5.2 Проводится тепловой расчет статора на крейсерском режиме работы.
 - 5.3 Этапы 5.1-5.2 повторяются до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность температуры стенок каналов.
 - 5.4 Расчет напряженно деформированного состояния на крейсерском режиме работы двигателя.
 - 5.5 Определение перемещений статора в местах измерения радиальных зазоров.
- 6 Этапы 4-5 повторяются до тех пор, пока не будет получен требуемый радиальный зазор.
- 7 Проводится тепловой расчет на неустановившихся режимах работы двигателя с применением САУРЗ.
- 8 Проводится структурный расчет на неустановившихся режимах работы двигателя с применением САУРЗ.
- 9 Проверка радиальных зазоров по полетному циклу. В случае получения неудовлетворительного результата расчет повторяется с этапа 4 по 8.

Для наглядности методика представлена на рисунке 2.

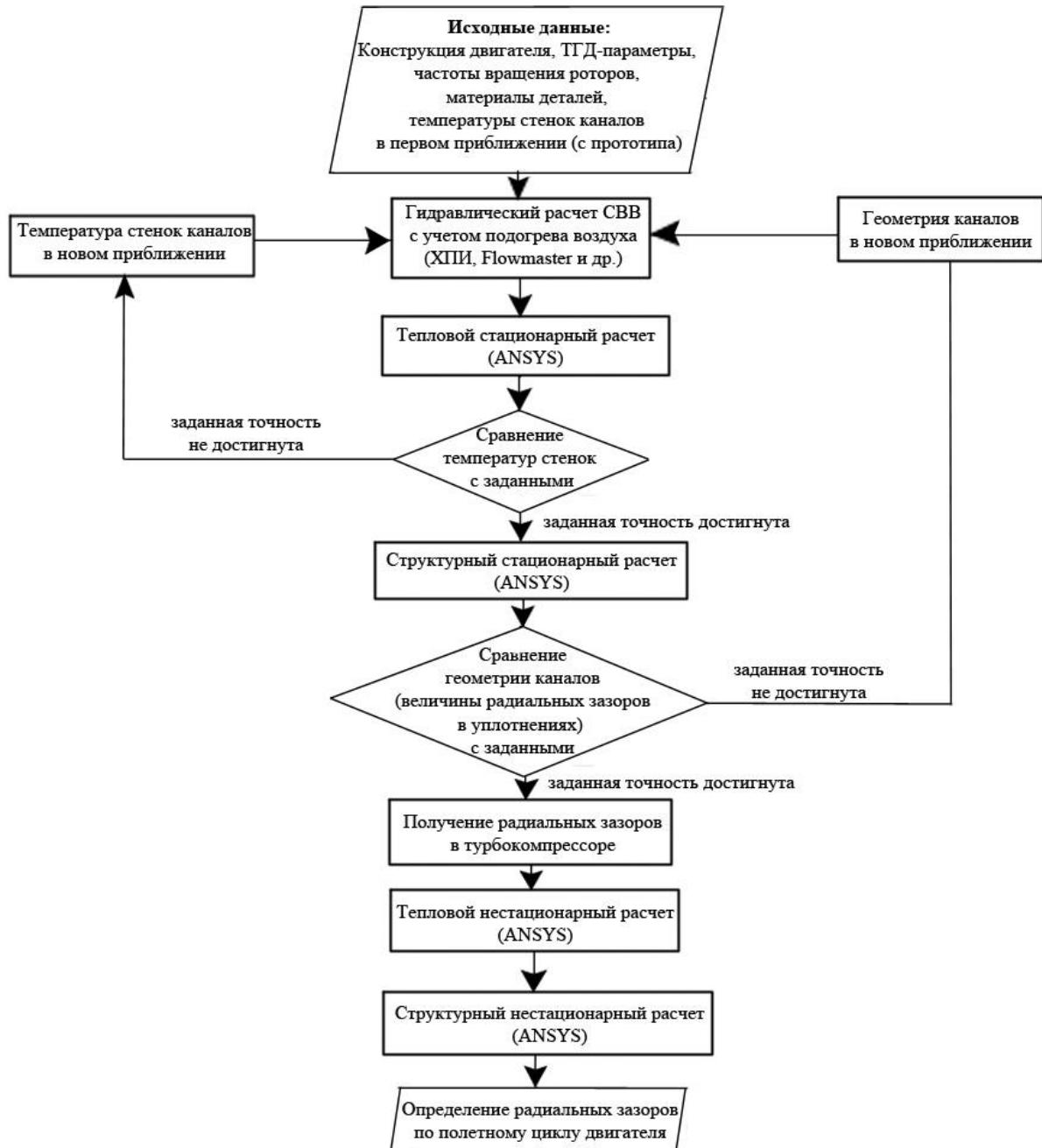


Рисунок 1 – Алгоритм определения величин радиальных зазоров

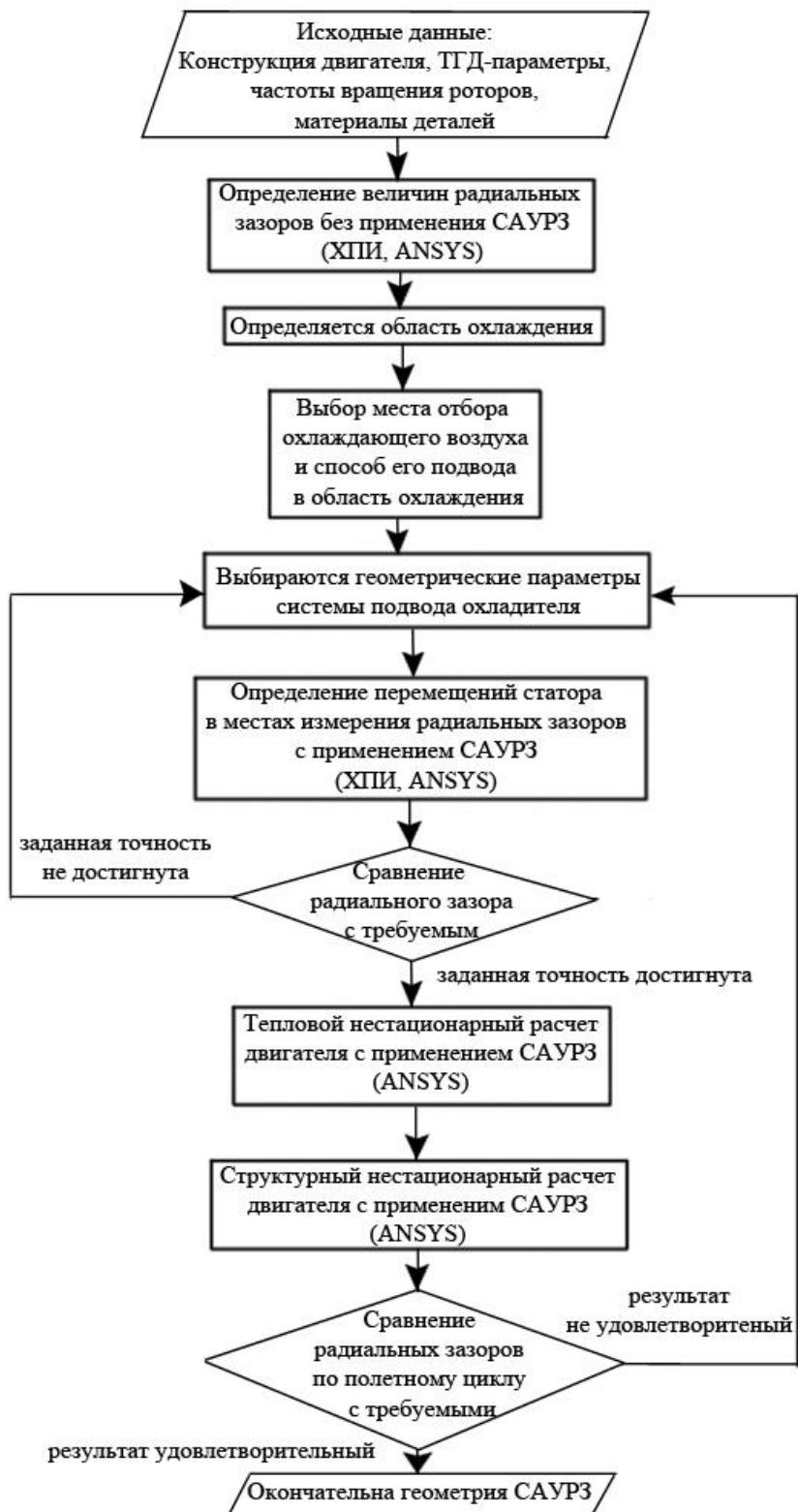


Рисунок 2 – Методика проектирования САУРЗ

Ниже представлены описания проведения гидравлического, стационарного и нестационарного теплового и структурного расчета.

1.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ НА РАБОЧИХ РЕЖИМАХ С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

По известной геометрии каналов и значениям газодинамических параметров (как правило — давления и температуры) необходимо определить параметры потоков по всей сети. При этом расчет должен учитывать влияние подогрева потока, поскольку температуры элементов системы обладают значительной неравномерностью.

Программа расчета систем охлаждения газовых турбин, разработанная в Харьковском политехническом институте (ХПИ), служит для решения обозначенной выше задачи. Метод расчета, реализованный в ХПИ, основан на представлении системы охлаждения в виде графа, из которого выделяются базисные хорды и строится минимальное дерево. Математическая модель описывается соотношениями, вытекающими из законов Кирхгофа, и замыкающим соотношением, характеризующим взаимосвязь между напором, гидравлическим сопротивлением и расходом в ветвях графа. В результате ряда преобразований получается система уравнений относительно приращений на хордах графа. Количество уравнений равно числу линейно независимых контуров, благодаря чему существенно сокращается время расчета. Расчет выполняется методом последовательных приближений с учетом подогрева воздуха в каналах системы охлаждения. Алгоритм расчета представлен на рисунке 3.

Рассмотрим более подробно каждый из обозначенных этапов.

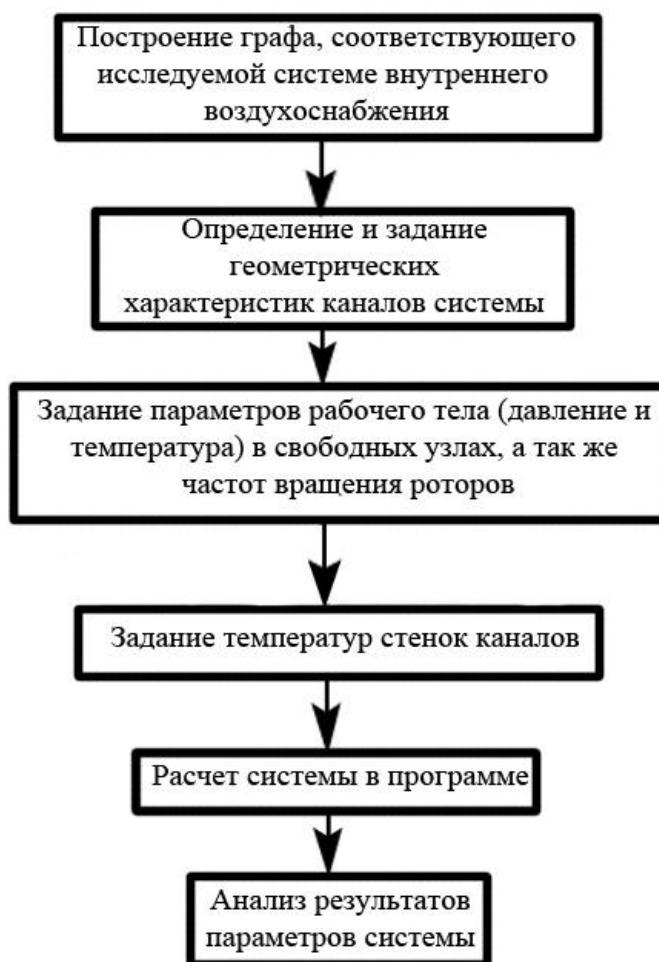


Рисунок 3 – Алгоритм расчета

1.2.1 Общие данные о работе с программой ХПИ

В работе программы ХПИ используются два основных компонента:

- GeneralWindow.exe — GUI-модуль программы, используется для создания файла конфигурации решателя name.ini;
- ANSYS_Solu.exe — непосредственно решатель.

Указанные файлы программы должны находиться в одном каталоге. GUI-модуль программы имеет вид, показанный на рисунке 4. Для работы программы необходимо указать 4 файла:

- 1 Файл описания геометрии каналов;
- 2 Файл режимов работы двигателя;
- 3 Файл температуры стенок каналов;
- 4 Файл, в который будут выведены результаты расчета.

Все перечисленные файлы имеют текстовый формат с разделителями-запятыми.

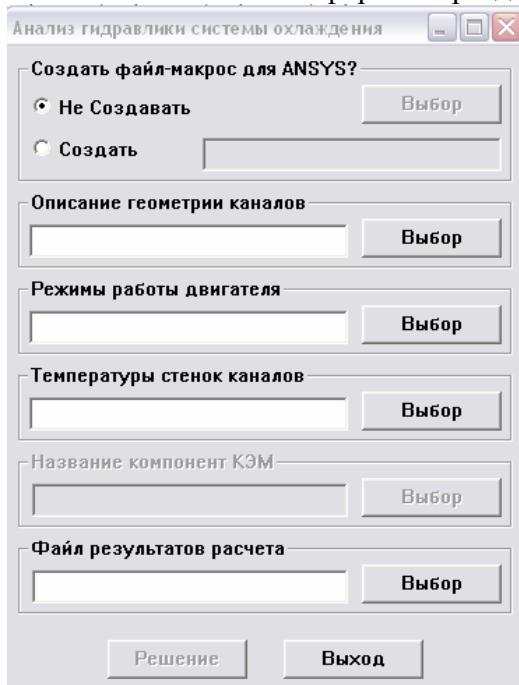


Рисунок 4 — GUI-модуль программы ХПИ

Для создания файлов исходных данных используется файл электронных таблиц data.xls (автор — Сухов М.В.). Более подробно процесс формирования исходных данных рассмотрен в следующем разделе.

1.2.2 Задание геометрических параметров системы внутреннего воздухоснабжения

Для определения геометрических параметров система внутреннего воздухоснабжения разбивается на геометрически однородные участки. Параметры участков определяются на первом листе xls-файла (рисунок 5). Этот лист состоит из двух основных таблиц: верхней и нижней. В верхней определяются общие параметры системы (число элементов, число свободных узлов и т.д.) и параметры работы вычислительного аппарата системы. Вторая таблица содержит данные непосредственно о каналах системы и их взаимосвязи.

Рисунок 5 – Лист исходных данных (вкладка геометрия)

Значение параметров работы вычислительного аппарата программы показано в таблице 1.

Таблица 1 — Параметры, определяющие работу вычислительного аппарата программы

Обозначение на листе	Параметр
NMAX	общее количество ветвей (каналов) в системе охлаждения; максимально возможное количество каналов, предусмотренное программой, равно 300
NMP	количество внешних узлов системы охлаждения, то есть таких узлов, через которые подается охлаждающий воздух в систему охлаждения, или из которых происходит выход воздуха из системы в проточную часть; в этих узлах известны значения давления и температуры подаваемого воздуха или горячего газа в соответствующих местах проточной части турбины
E	относительная погрешность в определении расходов воздуха в каналах, допускаемая при учете влияния подогрева воздуха
PECH	признак внутренней печати, которая предусмотрена в программе, кроме основной печати исходных данных и результатов расчета; если задать PECH = 0, то внутренняя печать не будет включена, а если задать PECH = N, где N – номер приближения по учету влияния подогрева воздуха, то получим распечатку дополнительных данных, вычисленных на указанном приближении N
ALO	коэффициент, учитывающий снижение интенсивности теплоотдачи в каналах с ламинарным режимом течения при одностороннем теплообмене. Рекомендуемое значение – 0.65
ATU	коэффициент, учитывающий снижение интенсивности

	теплоотдачи в канал с турбулентным режимом течения при одностороннем теплообмене. Рекомендуемое значение – 0.8
ИТЕР.Q	предельно допустимое количество итераций в уточнении расходов воздуха при удовлетворении второму закону Кирхгофа для замкнутых контуров; если за указанное количество итераций по расходу Q процесс не сходится, значит рассматриваемая система плохо обусловлена и заданная точность расчета не может быть достигнута
ΔG	относительная погрешность в определении расхода воздуха в каналах, допускаемая при решении системы уравнений для замкнутых контуров в соответствии со вторым законом Кирхгофа; при достижении заданной точности итераций по уточнению расходов в каналах заканчиваются и переходим к следующему приближению по учету влияния подогрева воздуха в каналах
ИТЕР.Т	максимально допустимое количество итераций по учету влияния подогрева воздуха в каналах; если за указанное количество итераций по температуре заданная точность не достигается, то расчет прекращается и выводится на печать результаты, полученные в последнем приближении
PR	число Прандтля по средним параметрам охлаждающего воздуха в каналах
E0	предельный расход воздуха в каналах для уточнения влияния подогрева воздуха; если в некоторых каналах расход воздуха меньше предельной величины E0, то для уменьшения количества итераций по температуре проверка точности в этих каналах не производится
E4	признак учета центробежных сил, если E4 =1, то расчет производится с учетом центробежных сил, если E4= 0 – расчет без учета центробежных сил
E5	количество интервалов на которые разбивается участок на боковой поверхности диска при определении значения коэффициента закрутки потока вдоль радиуса диска
E1, E2, E2, E7, E8	пока свободны и в исходных данных не задаются

В таблице 2 представлены типы каналов, рассчитываемые в программе.

Таблица 2 — Типы каналов системы

Значение параметра LP1	Тип канала
LP1=1	Круглый канал
LP1=2	Плоский канал
LP1=3	Кольцевой канал
LP1=5	Плоский канал со столбиками турбулизаторами
LP1=7	Плоская поверхность, обдуваемая рядом круглых струй через отверстия в расположенной напротив перфорированной пластине
LP1=8	Боковая поверхность врачающегося диска, обдуваемая воздухом
LP1=9	Система отверстий при выпуске через них воздуха в плоский канал со сносящим автономным потоком и на обдуваемом участке плоского канала

LP1=10	Участок струйного обдува в плоском канале с автономным сносящим потоком
LP1=11	Подкручивающая решетка
LP1=12	Каналы, расположенные в охлаждаемой лопатке
LP1=17	Лабиринтное уплотнение

Исходные данные, характеризующие каналы систем внутреннего воздухоснабжения включают максимально 30 пунктов. В зависимости от типа канала заполняются те или иные из 30 пунктов. Ниже представлены описания каждого канала с расшифровками параметров, характеризующих определенные геометрические характеристики.

1.2.2.1 Описание параметров, задаваемых в типах каналов

Ниже представлены параметры, которые одинаковы для всех типов каналов. Так же показаны особенности некоторых параметров.

I – номер ветви;

IN – номер начального узла;

JN – номер конечного узла;

Q – расход воздуха, задаваемый в входных каналах системы охлаждения, если величина расхода не задается, то Q=0;

TC=50;

Если PL10=9, то для любого типа канала не вычисляются коэффициенты гидравлического сопротивления $\xi_{\text{сум}}$, а задаются в исходных данных в массиве PL2: при этом геометрические размеры канала все равно задаются в исходных данных для вычисления значений скоростей и коэффициентов теплоотдачи.

Отношение длины канала к его гидравлическому диаметру должно быть не больше 20. В случае «длинных» каналов превышающих это ограничение они должны быть поделены на несколько «коротких».

КРУГЛЫЙ КАНАЛ – LP1=1

PL2 – расстояние до экрана на входе в канал;

PL3 – угол поворота в канале;

PL4 – величина местного сужения в виде отношения площади проходного сечения в месте сужения к площади проходного сечения основного канала;

PL5 – признак вращения канала:

- PL5=0 – канал не вращается;
- PL5=1 – во вращающейся канал воздух поступает из неподвижной полости в корпусе и входит в такую же неподвижную полость (канал вращающийся);
- PL5=2 – воздух поступает из неподвижной полости в корпусе и выходит в полость вращающего ротора;
- PL5=3 – воздух поступает из вращающейся полости ротора и выходит в неподвижную полость корпуса;
- PL5=4 – воздух поступает из вращающейся полости ротора и выходит в вращающуюся полость.

PL6 – расстояние до экрана на выходе из канала;

DI – диаметр канала;

AL – длина канала;

ZI – количество каналов;

DR – коэффициент для вращающихся вертикальных или наклонных каналов, учитывающий степень изменения температуры в канале под воздействием центробежного эффекта (K=0-1);

F1 – отношение площади проходного сечения канала к площади на входе в канал (при F1≥1, принимаем F1=1);

F2 – отношение площади проходного сечения к площади на выходе из канала (при $F2 \geq 1$, принимаем F2=1);

Для учета влияния ц/б сил задаются: RBX – радиус входа в канал;

RBV – радиус выхода из канала;

RKR – радиусы скругления кромок на входе и выходе из канала;

Для вращающихся каналов задается: NB – номер вала;

PL7 – показатель степени p в приближенной зависимости распределения температурного напора $t_{cr}-t_b=Kx^p$ по длине канала;

PL10=1 – для канала в ободе диска, расположенного напротив подкручивающей решетки.

ПЛОСКИЙ КАНАЛ – LP1=2

PL2 – расстояние до экрана на входе в канал;

PL3 – угол поворота в канале;

PL4 – величина местного сужения в виде отношения площади проходного сечения в месте сужения к площади проходного сечения основного канала;

PL5 – признак вращения канала:

- PL5=0 – канал не вращается;
- PL5=1 – во вращающейся канал воздух поступает из неподвижной полости в корпусе и входит в такую же неподвижную полость (канал вращающийся);
- PL5=2 – воздух поступает из неподвижной полости в корпусе и выходит в полость вращающегося ротора;
- PL5=3 – воздух поступает из вращающейся полости ротора и выходит в неподвижную полость корпуса;
- PL5=4 – воздух поступает из вращающейся полости ротора и выходит в вращающуюся полость.

PL6 – расстояние до экрана на выходе из канала;

DI – ширина плоского канала;

AH – высота канала;

AL – длина канала;

ZI – количество каналов;

DR – коэффициент для вращающихся вертикальных или наклонных каналов, учитывающий степень изменения температуры в канале под воздействием центробежного эффекта ($K=0-1$);

F1 – отношение площади проходного сечения канала к площади на входе в канал (при $F1 \geq 1$, принимаем F1=1);

F2 – отношение площади проходного сечения к площади на выходе из канала (при $F2 \geq 1$, принимаем F2=1);

D – Признак подогрева в каналах:

- D=9 – односторонний подогрев;
- D=0 – двусторонний подогрев;

Для учета влияния ц/б сил задаются: RBX – радиус входа в канал;

RBV – радиус выхода из канала;

RKR – радиусы скругления кромок на входе и выходе из канала;

Для вращающихся каналов задается: NB – номер вала;

PL7 – показатель степени p в приближенной зависимости распределения температурного напора $t_{cr}-t_b=Kx^p$ по длине канала;

PL9:

- PL9=0 – обычный плоский канал;
- PL9=1 – плоский канал в охлаждаемой лопатке после струйного обдува входной кромки;

PL10=1 – для канала в ободе диска, расположенного напротив подкручивающей решетки.

КОЛЬЦЕВОЙ КАНАЛ – LP1=3

PL2 – расстояние до экрана на входе в канал;

PL3 – угол поворота в канале;

PL4 – величина местного сужения в виде отношения площади проходного сечения в месте сужения к площади проходного сечения основного канала;

PL5 – признак вращения канала:

- PL5=0 – канал не вращается;
- PL5=1 – во вращающейся канал воздух поступает из неподвижной полости в корпусе и входит в такую же неподвижную полость (канал вращающийся);
- PL5=2 – воздух поступает из неподвижной полости в корпусе и выходит в полость вращающего ротора;
- PL5=3 – воздух поступает из вращающейся полости ротора и выходит в неподвижную полость корпуса;
- PL5=4 – воздух поступает из вращающейся полости ротора и выходит в вращающуюся полость.

PL6 – расстояние до экрана на выходе из канала;

DI – средний диаметр;

AH – высота канала;

AL – длина канала;

ZI=1 – показывает, что один кольцевой канал;

DR – коэффициент для вращающихся вертикальных или наклонных каналов, учитывающий степень изменения температуры в канале под воздействием центробежного эффекта (K=0-1);

F1 – отношение площади проходного сечения канала к площади на входе в канал (при $F1 \geq 1$, принимаем $F1=1$);

F2 – отношение площади проходного сечения к площади на выходе из канала (при $F2 \geq 1$, принимаем $F2=1$);

D – Признак подогрева в каналах:

- D=9 – односторонний подогрев;
- D=0 – двусторонний подогрев;

Для учета влияния ц/б сил задаются: RBX – радиус входа в канал;

RBV – радиус выхода из канала;

RKR – радиусы скругления кромок на входе и выходе из канала;

Для вращающихся каналов задается: NB – номер вала;

PL7 – показатель степени p в приближенной зависимости распределения температурного напора $t_{cr}-t_b=Kx^p$ по длине канала;

PL9:

- PL9=0 – для обычного кольцевого канала;
- PL9=1 – для кольцевого канала, расположенного после системы отверстий в торцевой стенке;

PL10=1 – для канала в ободе диска, расположенного напротив подкручивающей решетки.

УПЛОТНЕНИЕ – LP1=17

PL3 – угол наклона гребешков на входе;

PL4 – угол наклона гребешков на выходе;

DI – средний диаметр;

AH – высота камеры уплотнения;

AL – длина уплотнения;

Z1 – количество уплотнительных усиков;

Z2 – шаг уплотнения (Z2 стоит в знаменателе зависимости определения коэффициента расхода через уплотнение и поэтому не может равняться нулю);

DR – радиальный зазор;

D – толщина кромки усика;

AM – высота выступа уплотнения (для гладкого AM=0).

ТЕЧЕНИЕ ВДОЛЬ ПОЛОТНА ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ДИСКА – LP1=8

AH – расстояние между диском и корпусом или между двумя дисками;

Z1=1 – показывает, что канал единственный;

DR – коэффициент для вращающихся вертикальных или наклонных каналов, учитывающий степень изменения температуры в канале под воздействием центробежного эффекта (K=0-1);

F2 – среднее значение коэффициента закрутки потока (если мы хотим его не рассчитывать программно, а задать по имеющимся экспериментальным данным);

D – тип течения вдоль диска:

- D=1 – течение между диском и корпусом от центра к периферии;
- D=2 – течение между диском и корпусом от периферии к центру;
- D=3 – течение между двумя вращающимися дисками от центра к периферии;
- D=4 – течение между двумя вращающимися дисками от периферии к центру;
- D=5 – струйный обдув боковой поверхности диска;
- D=6 – течение на боковой поверхности диска выше зоны струйного обдува;

При D=5, 6 дополнительно задаются:

PL6 – радиус, на котором расположены отверстия струйного обдува;

Z1 – количество отверстий струйного обдува;

DR – диаметр отверстий струйного обдува.

AM – коэффициент начальной закрутки (AM может быть равной 0, 0.5, 1);

RBX – радиус на котором охладитель подводится к полотну диска;

RBV – радиус, на котором заканчивается течение вдоль полотна диска;

NB – номер вала, на котором расположен диск;

PL7 – показатель степени закона распределения температурного напора (от 1 до 4);

PL8 – номер ветви, с которой начинается течение вдоль полотна диска (если все полотно диска представлено на гидравлической схеме в виде одной ветви, то PL8 равняется номеру этой ветви, а если полотно диска разбито на несколько участков, то для каждого из них PL8 задается равным номеру ветви, соответствующей первому участку в направлении течения);

PL10=2 – к диску подводится воздух после подкручивающей решетки.

ЗОНА СТРУЙНОГО ОБДУВА ВХОДНОЙ КРОМКИ ОХЛАЖДАЕМОЙ ЛОПАТКИ ЧЕРЕЗ СИСТЕМУ ОТВЕРСТИЙ, ВЫПОЛНЕННЫХ В ДЕФЛЕКТОРЕ – LP1=5

PL3 – угол поворота потока;

DI – диаметр отверстий, через которые осуществляется струйный обдув входной кромки;

AH – высота дефлектора в зоне входной кромки;

AL – длина внутренней поверхности оболочки лопатки, относящейся к входной кромке;

Z1 – количество отверстий для струйного обдува в одной лопатке;

F1 – отношение площади проходного сечения всех отверстий к площадям проходного сечения на входе в отверстия;

F2 – отношение площади проходного сечения всех отверстий к площадям проходного сечения на выходе из отверстий;

PL8 – количество лопаток в ступени;

PL10:

- PL10=0 – расчет теплообмена при струйном обдуве входной кромки лопатки из отверстий дефлектора выполняется по методике ИТТФ;
- PL10=1 – по методике КАЗ;
При PL10=1 задается

PL6 – расстояние от носика дефлектора до входной кромки.

Примечание: при желании всю высоту охлаждаемой лопатки можно разбить на несколько участков и перечисленные выше характеристики задать отдельно для каждого участка.

ПЛОСКИЕ КАНАЛЫ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ТУРБУЛИЗАТОРАМИ – LP1=6

DI – ширина канала по незагроможденному сечению;

AH – высота канала;

AL – длина канала в зоне расположения турбулизаторов;

Z1 – количество каналов;

Z2 – продольный шаг между турбулизаторами;

DR – диаметр турбулизаторов;

F1, F2 – соотношение площадей;

S – поперечный шаг между турбулизаторами;

D – Признак подогрева в каналах:

- D=9 – односторонний подогрев;
- D=0 – двусторонний подогрев;

PL9:

- PL9=1 для шахматного расположения турбулизаторов;
- PL9=2 для коридорного расположения турбулизаторов;

PL10:

- PL10=0 – для расчета коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи по методике НЭЛ;
- PL10=1 – для расчета по методике ЦИАМ.

СТРУЙНЫЙ ОБДУВ ПОЛОК ЛОПАТОК ИЛИ ДРУГИХ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ СИСТЕМОЙ МНОГОРЯДНЫХ СТРУЙ БЕЗ АВТОНОМНОГО СНОЯЩЕГО ПОТОКА – LP1=7

DI – ширина канала;

AH – высота плоского канала между обдуваемой поверхностью и перфорированной пластиной;

Z1 – количество отверстий в перфорированной пластине в одной лопатке (или в одном канале);

DR – диаметр отверстий струйного обдува;

S – шаг между отверстиями в перфорированной пластине;

PL8 – количество лопаток (или параллельных каналов);

PL9:

- PL9=0 – при течении охладителя после струйного обдува в одном направлении;
- PL9=1 – при растекании охладителя после струйного обдува в двух направлениях.

СИСТЕМА ОТВЕРСТИЙ СТРУЙНОГО ОБДУВА ПОВЕРХНОСТИ ПРИ НАЛИЧИИ АВТОНОМНОГО СНОЯЩЕГО ПОТОКА – LP1=9

DI – диаметр отверстий;

AL – толщина стенки, через которую выдувается воздух;

Z1 – количество отверстий в одной лопатке;

PL8 – количество лопаток в ступени или количество одинаковых параллельных каналов.

УЧАСТОК ПЛОСКОГО КАНАЛА, ОБДУВАЕМОГО СИСТЕМОЙ СТРУЙ ПРИ НАЛИЧИИ АВТОНОМНОГО СНОЯЩЕГО ПОТОКА – LP1=10

DI – ширина канала;

AH – высота канала, равная расстоянию от обдуваемой поверхности до перфорированной пластины;

AL – длина канала в зоне струйного обдува;

Z1 – количество каналов в лопатке;

PL8 – количество лопаток.

ПОДКРУЧИВАЮЩАЯ СОПЛОВАЯ РЕШЕТКА – LP1=11

PL3 – угол выхода из решетки;

PL4 – коэффициент скорости для сопловой решетки (0,6);

DI – ширина межлопаточного канала, равная шагу лопаток в решетке;

AH – высота канала, равная высоте лопаток;

AL – длина канала, равная полупериметру профиля лопаток;

Z1 – количество лопаток в ступени;

RBX=RBV – средний радиус решетки;

NB – номер вала, к которому подводит воздух подкручивающая решетка.

КАНАЛЫ, РАСПОЛОЖЕННЫЕ В ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЛОПАТКЕ – LP1=12

PL2 – расстояние до экрана на входе в канал;

PL3 – угол поворота в канале;

PL4 – величина местного сужения в виде отношения площади проходного сечения в месте сужения к площади проходного сечения основного канала;

PL5 – признак вращения канала:

- PL5=0 – канал не вращается;
- PL5=1 – во вращающейся канал воздух поступает из неподвижной полости в корпусе и входит в такую же неподвижную полость (канал вращающийся);
- PL5=2 – воздух поступает из неподвижной полости в корпусе и выходит в полость вращающегося ротора;
- PL5=3 – воздух поступает из вращающейся полости ротора и выходит в неподвижную полость корпуса;
- PL5=4 – воздух поступает из вращающейся полости ротора и выходит в вращающуюся полость.

PL6 – расстояние до экрана на выходе из канала;

DI – ширина канала (или его диаметр);

AH – высота канала;

AL – длина канала;

Z1 – количество параллельных каналов в одной лопатке;

DR – коэффициент для вращающихся вертикальных или наклонных каналов, учитывающий степень изменения температуры в канале под воздействием центробежного эффекта (K=0-1);

F1 – отношение площади проходного сечения канала к площади на входе в канал (при F1≥1, принимаем F1=1);

F2 – отношение площади проходного сечения к площади на выходе из канала (при F2≥1, принимаем F2=1);

D – Признак подогрева в каналах:

- D=9 – односторонний подогрев;
- D=0 – двусторонний подогрев;

Для учета влияния ц/б сил задаются: RBX – радиус входа в канал;

RBV – радиус выхода из канала;

RKR – радиусы скругления кромок на входе и выходе из канала;

Для вращающихся каналов задается: NB – номер вала;

PL7 – показатель степени p в приближенной зависимости распределения температурного напора $t_{cr}-t_b=Kx^p$ по длине канала;

PL8 – количество лопаток в ступени;

PL9:

- PL9=0 – обычный плоский канал;
 - PL9=1 – плоский канал в охлаждаемой лопатки после струйного обдува входной кромки;
- PL10=1 – для канала в ободе диска, расположенного напротив подкручивающей решетки.

Все геометрические размеры каналов задаются в мм. По перечисленным выше исходным данным в программе вычисляются площади проходных сечений каналов, периметры и поверхности теплосъема, гидравлические и тепловые характеристические размеры, коэффициенты гидравлического сопротивления с учетом зависимости физических параметров воздуха по тракту системы охлаждения, расход воздуха по каналам с учетом влияния его подогрева.

1.2.3 Задание режима работы двигателя и граничных условий системы

Вкладка задания режима работы двигателя показана на рисунке 6. В таблице перечислены свободные узлы системы, в которых известны газодинамические параметры (давление и температура). Давления в узлах задаются в кг/см², температуры — в °С. В зависимости от конфигурации отбора или сброса воздуха, в качестве граничного давления может указываться статическое или полное давление. В качестве всех температур задаются полные. В нижней части таблицы указываются обороты роторов в об/мин.

св.узла	в узле	в узле
	кг/см ²	град.С
1	1,14	79,7
11	0,95	120
22	0,95	120
44	0,84	120
51	0,84	120
57	0,4	-54
69	0,7	120
80	0,7	120
82	0,4	-54
83	3,41	220,2
101	0,35	311,9
131	2,68	677,6
132	0,72	32,3
140	2,68	677,6
Вал N1	Вал N2	Вал N3
9653	2069	0

Рисунок 6 — Параметры режима работы двигателя

1.2.4 Задание температуры стенок каналов

Последняя вкладка определяет подогрев потока в элементах системы. Для его задания необходимо указать среднюю температуру стенок каналов. Как правило, на этапе проектирования системы эти значения не известны. Поэтому задача должна решаться методом последовательных приближений. В первом приближении температуры задаются по данным прототипа или из опыта проектирования систем охлаждения. Для поверочных расчетов обычно одного приближения по температурам стенок каналов бывает достаточно. Если же целью расчета является точное определение параметров потока в цепи системы воздухоснабжения, то число итераций должно быть увеличено. Общий вид таблицы температур стенок каналов показан на рисунке 7. Таблица частично повторяет данные листа геометрии системы (первые 3 столбца определяют соответственно номер элемента, начальный и конечный узлы). Как и в предыдущих случаях, все температуры задаются в °С.

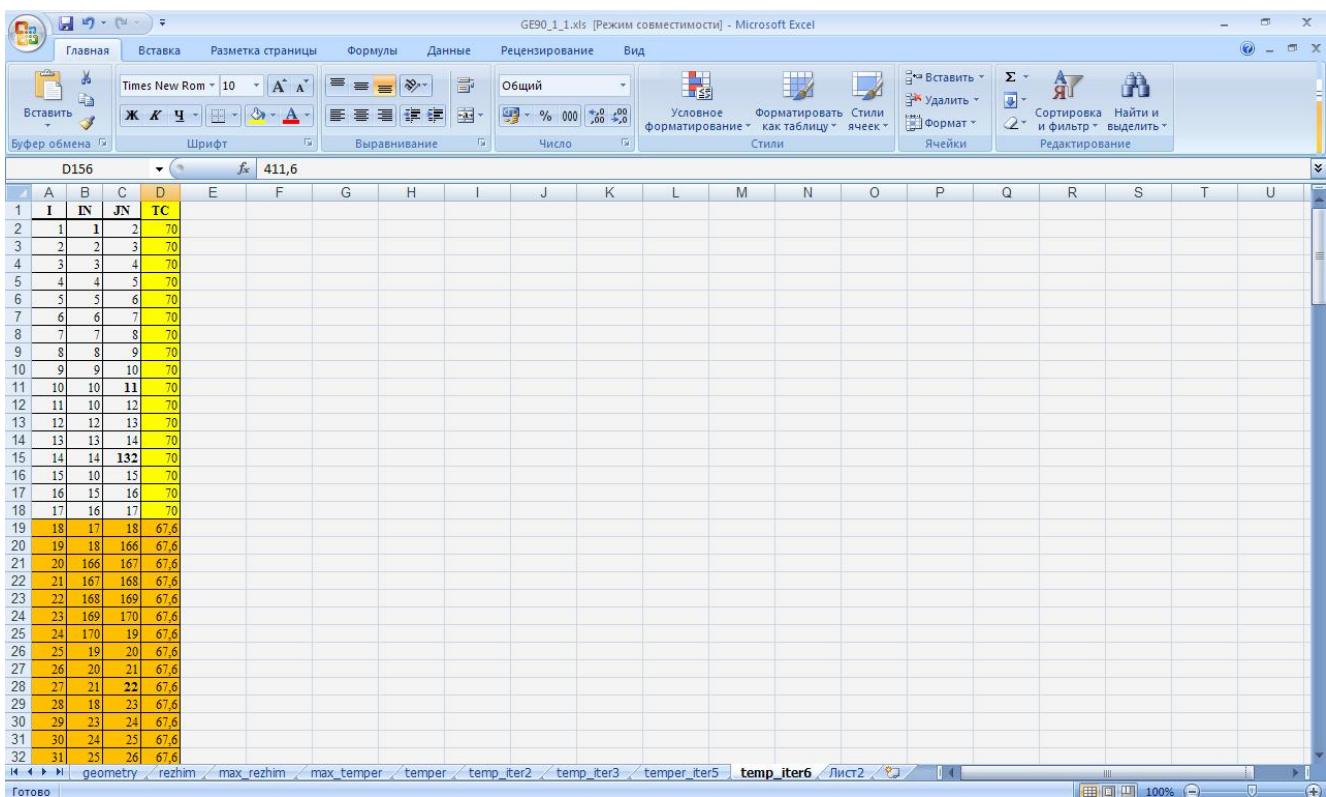


Рисунок 7 – Температуры стенок каналов

1.2.5 Результаты расчета СВВ

После задания всех исходных данных и выполнения решения программа создает файл результатов расчета. Этот файл имеет текстовый формат с разделителями-запятыми (как и входные файлы программы) и расширение, как правило, *.csv. В первой таблице файла содержатся рассчитанные геометрические параметры элементов системы. В дальнейших расчетах они не участвуют и несут сугубо информативную нагрузку. Во второй таблице файла результатов содержится информация непосредственно о поведении воздушных потоков в элементах системы.

Таблица 3 - Рассчитанные параметры системы воздухоснабжения

Обозначение в файле результатов	Расшифровка
I	Номер канала. Повторяет нумерацию из входного файла геометрии каналов
IN	Номер входного узла канала
PN	Давление во входном узле
JN	Номер выходного узла канала
PN	Давление в выходном узле канала
PSR	Среднее давление в канале
TV	Температура воздуха в канале
W	Скорость воздушного потока
Q	Расход воздуха через рассматриваемый элемент. Если расход имеет отрицательное значение, то течение происходит из выходного узла во входной
RE	Число Рейнольдса
SISU	Гидравлическое сопротивление канала
A	Коэффициент теплоотдачи стенки канала
TN	Температура во входном узле
TK	Температура в выходном узле

На рисунке 8 показаны результаты расчета параметров системы охлаждения на примере турбины НД GE-90.

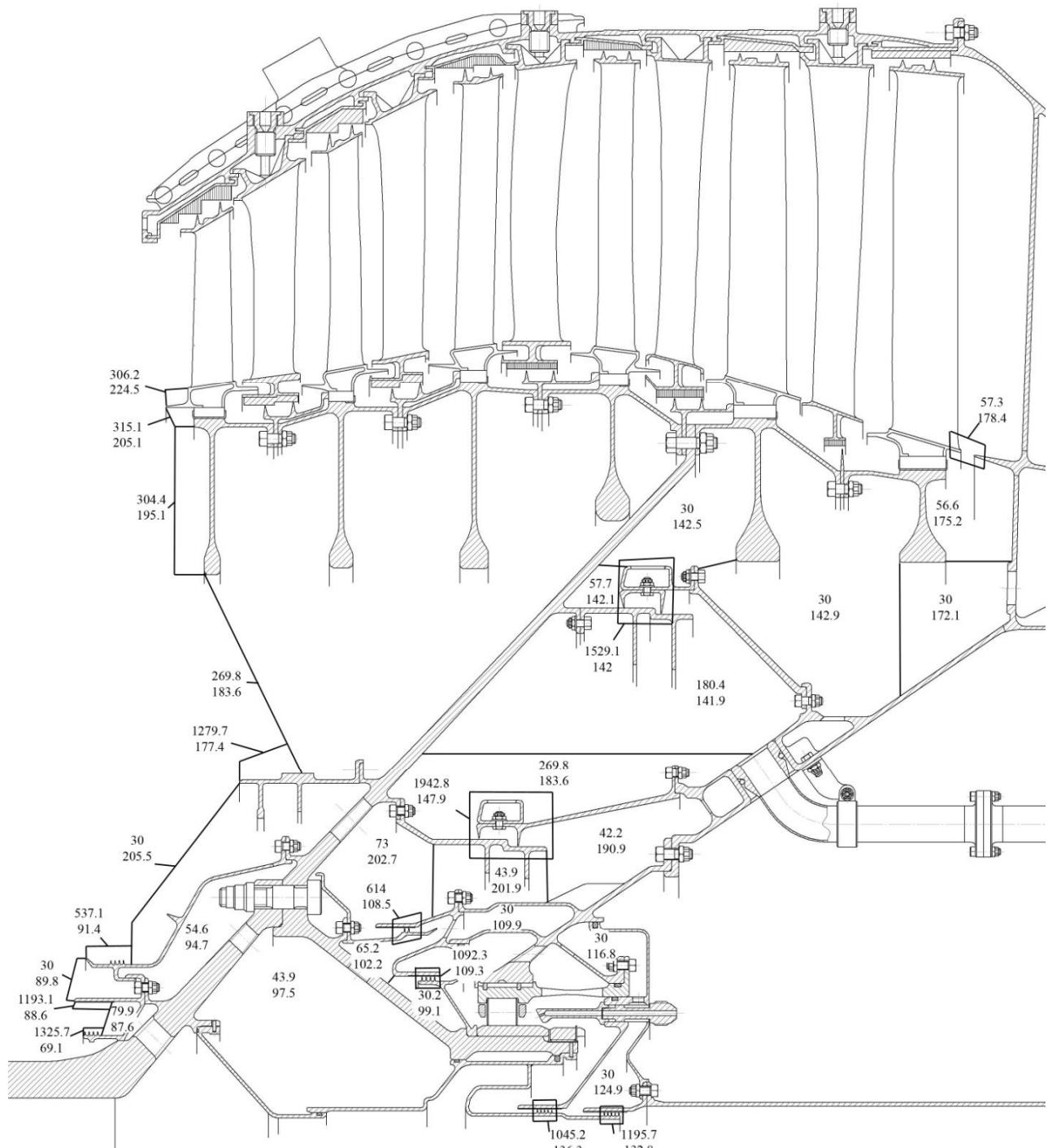


Рисунок 8 — Результаты расчета параметров системы на крейсерском режиме

верхнее значение – коэффициент теплоотдачи α , $\left[\frac{Bm}{m^2 \cdot K} \right]$; нижнее значение – температура воздуха T , [К].

На рисунке показаны значения коэффициентов теплоотдачи и температур воздуха. Полученные результаты будут использованы в дальнейшем при расчете температурного состояния двигателя.

По результатам расчета может быть проведена оценка соответствия системы охлаждения требованиям технического задания. Если система охлаждения проектируется по прототипу, то может быть произведено сравнение системы с прототипом.

Результат окончательного расчета системы внутреннего воздухоснабжения на крейсерском режиме работы после уточнения температуры стенок и геометрии каналов показан на рисунке 9.

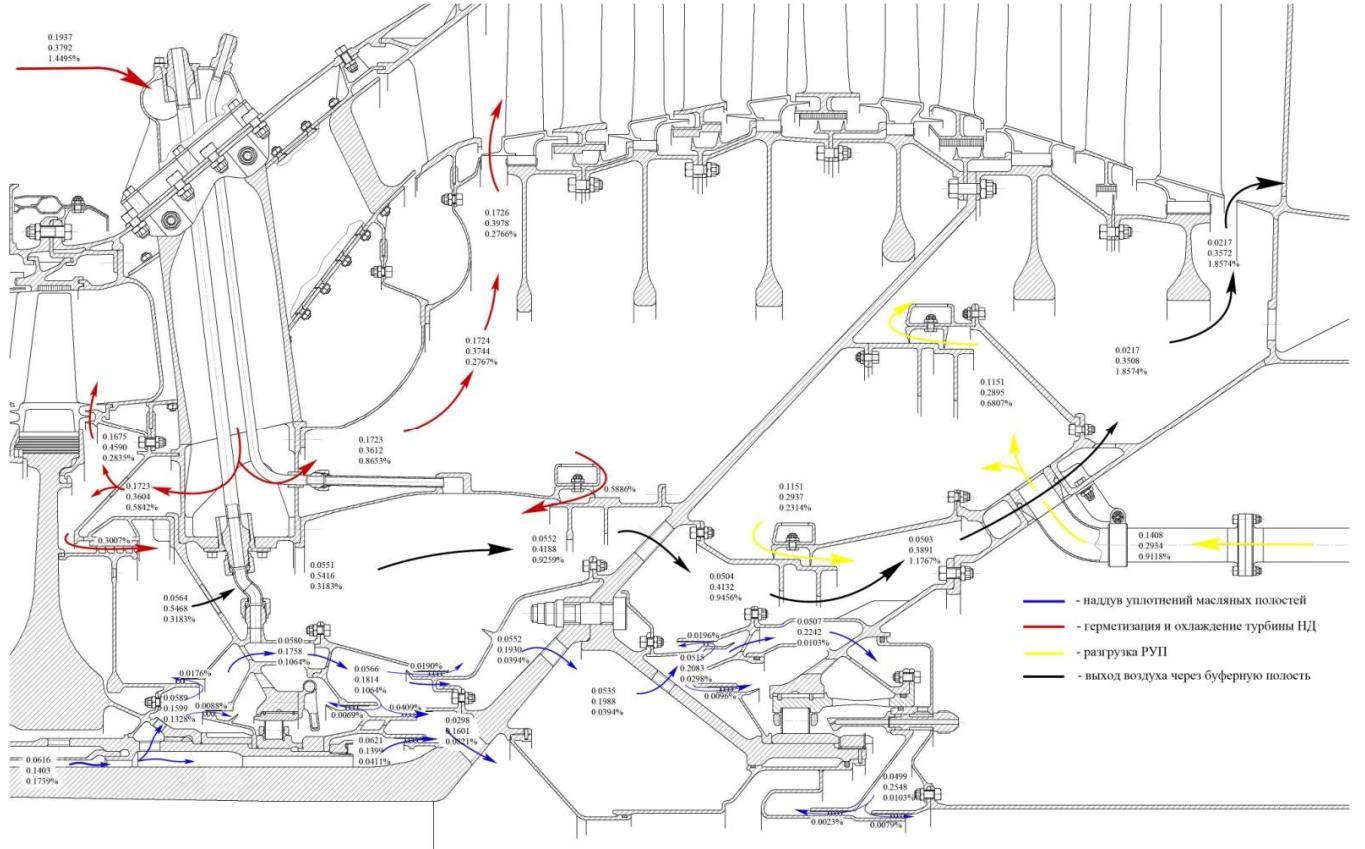


Рисунок 9 – Результаты окончательного расчета крейсерского режима работы

верхнее значение – относительное давление $\bar{p} = \frac{p^*}{p_K^*}$; среднее значение – относительная температура $\bar{T} = \frac{T^*}{T_K^*}$; нижнее значение – относительная величина расхода воздуха $\bar{G} = \frac{G}{G_K} \cdot 100\%$

1.3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

При расчете теплового состояния элементов двигателя возможно рассмотрение двух различных состояний — установившегося и неустановившегося. Рассмотрим способы реализации указанных расчетов.

Как и любой расчет в конечно-элементных системах, весь процесс расчета можно условно поделить на несколько основных этапов:

- определение области рассматриваемой задачи (структурный расчет, тепловой расчет, расчет собственных форм колебаний, анализ гармонического отклика системы и другие);
 - выбор типа расчета (стационарный, нестационарный);
 - выбор типа конечных элементов;
 - создание конечно-элементной сетки;
 - создание моделей материалов;
 - определение граничных условий и приложение нагрузок;
 - непосредственно решение задачи;
 - анализ результатов, принятие решения о выполнении поставленной задачи.

Большинство из указанных этапов требуют индивидуального рассмотрения в зависимости от типа расчета, но некоторые из них (в частности, создание конечно-элементной сетки и моделей материалов) являются общими для любого анализа. Рассмотрим процесс расчета теплового состояния на примере ротора каскада низкого давления модели двигателя GE-90.

Для расчета сопряженной задачи «тепло-перемещения» могут быть использованы несколько способов:

- последовательный расчет, когда результаты теплового расчета прикладываются в виде тепловых нагрузок в структурном расчете;
- использование сопряженного решателя (тепловые и структурные нагрузки прикладываются в одном расчете).

Второй способ имеет определенные преимущества с точки зрения подготовки модели к расчету. ANSYS предоставляет несколько типов элементов, которые могут быть использованы для одновременного решения «тепло-перемещения». Но есть и существенные недостатки. Один из таких — отсутствие плоского элемента с определяемой толщиной. Поэтому сопряженное решение не будет рассматриваться. Для получения более подробной информации о решении сопряженных задач в ANSYS следует обратится к сопроводительной документации.

1.3.1 Создание конечно-элементной сетки

Существует множество подходов к созданию конечно-элементной сетки. Она может быть создана как непосредственно в ANSYS на собственной, либо импортированной из любого 2D/3D пакета геометрии, так и в сторонних пакетах. Выбор способа создания сетки остается за пользователем и зависит от его навыков или предпочтений.

При расчете теплового состояния таких массивных узлов двигателя, как ротора каскадов или статор двигателя, как правило, используются 2-мерные осесимметричные модели. Понятно, что полное 3-мерное моделирование таких сложных физических объектов связано с большими трудностями в процессе реализации и получении решения, и выигрыш в точности расчета не компенсирует затрат на проведение расчета.

Ниже приведен общий подход к созданию конечно-элементной модели для теплового расчета:

- у всех осесимметричных конечных элементов существует ось симметрии. В ANSYS этой осью является ось OY глобальной декартовой системы координат (эта система не подлежит изменениям и обладает номером ноль, может быть активирована командой CSYS,0).

Поэтому конечно-элементная модель должна быть расположена таким образом, чтобы ось вращения двигателя совпадала с осью ОY;

- не стоит стремиться к тщательному совпадению сетки и геометрии модели. Точное моделирование мелких геометрических объектов (фаски, скругления, галтели) приводит в большей мере к увеличению времени расчета, а не к увеличению точности полученных результатов;

- при моделировании тонкостенных оболочек число элементов по толщине оболочки следует выбирать не менее трех-четырех;

- детали вращения моделируются осесимметричными элементами; в качестве осесимметричного четырехузлового элемента для теплового расчета используется PLANE55 (более подробную информацию об элементах, применяемых в тепловых расчетах, можно почерпнуть в справочной документации ANSYS). Осесимметричный режим элементов включается командой KEYOPT, либо через GUI (Prep7->Element Type->Add/Edit/Delete->Options->Element Behavior — Axisymmetric). Понятно, что при таком способе решения рассматриваемой задачи не могут быть учтены все особенности и неоднородности в окружном направлении (отверстия в деталях вращения и другие);

- Лопатки ротора и статора моделируются пластины. Для этого выбирается поведение элемента PLANE55 Plane with thickness (Prep7->Element Type->Add/Edit/Delete->Options->Element Behavior — Plane w/thk). Такое поведение элемента PLANE55 требует задания дополнительных переменных (Real Constants). В качестве такой дополнительной переменной задается средняя толщина пера лопатки, умноженная на число лопаток. Средняя толщина должна назначаться таким образом, чтобы объем пера лопатки был близок к объему пластины, моделирующей лопатку);

- Сетка на лопатках должна быть строго регулярной с элементами приблизительно равной площади. Это необходимо для моделирования конвекции от потока рабочего тела к перу лопатки (рисунок 10);

- Для задания конвективного теплообмена используются одномерные элементы LINK34. Они связывают каждый узел пера с вершиной, к которой прикладывается температура потока (рисунок 11);

- В качестве констант для элемента LINK34 задается площадь поверхности конвективного теплообмена. Эта площадь может быть определена по формуле:

$$F = \frac{F_{\text{пл}}}{n_{\text{эл}}} K_3 \cdot n_{\text{л}}$$

где $F_{\text{пл}}$ — площадь пластины, $n_{\text{эл}}$ — число элементов пластины, $n_{\text{л}}$ — число лопаток, K_3 — коэффициент, учитывающий кривизну лопатки (отношение действительной площади поверхности теплообмена к площади пластины);

- В качестве нагрузок в тепловом расчете задается конвективный теплообмен (в частности, коэффициент теплоотдачи a и температура потока). В качестве граничных условий — температура узлов (все узлы обладают степенью свободы «температура»);

- При задании температуры потока следует учесть, что к статорным деталям прикладывается температура торможения, а к роторным — температура торможения в относительном движении.

Руководствуясь обозначенными выше принципами, была построена конечно-элементная модель. Рекомендуется определять тепловое состояние деталей ротора и статора совместно. При структурном анализе для удобства расчета модель можно разделить на 2 составляющих: ротор и статор. Такое разделение позволит ускорить процесс расчета и использовать эти модели в нестационарном анализе. Общий вид созданной сетки на примере ротора НД модели двигателя GE90 показан на рисунке 12.

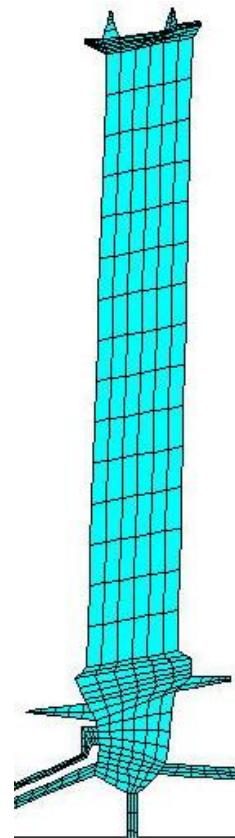


Рисунок 10 — Сетка для моделирования лопаток ТНД

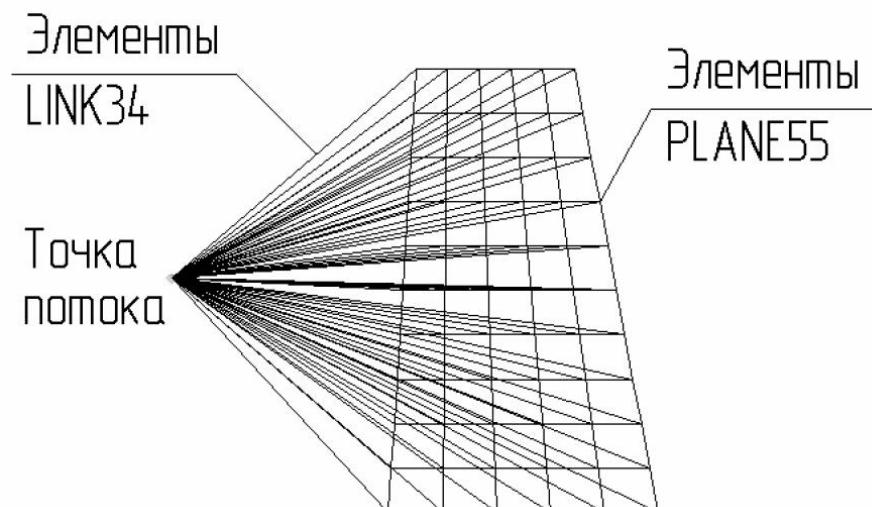


Рисунок 11 — Элементы LINK34 на лопатке турбины

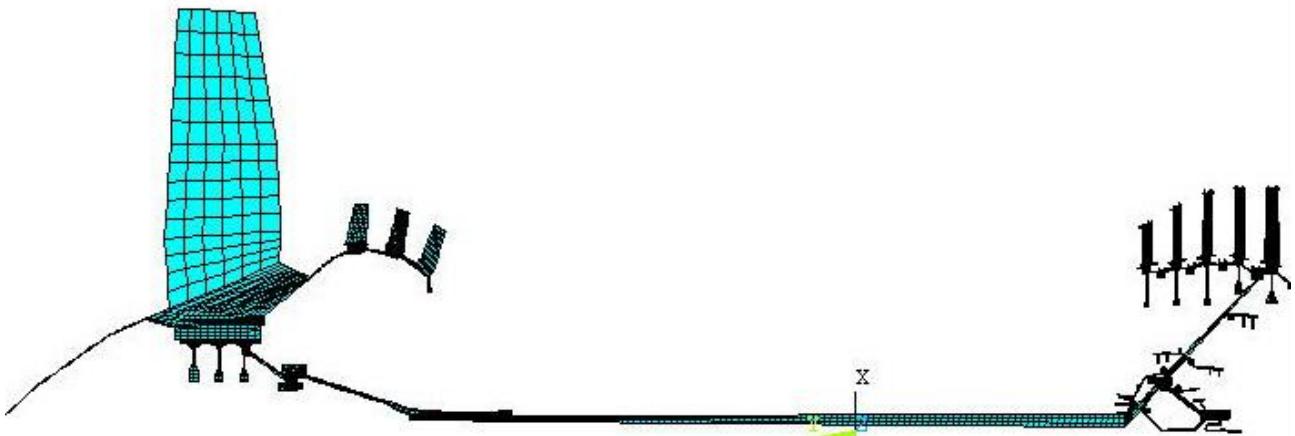


Рисунок 12 — Общий вид конечно-элементной сетки

1.3.2 Расчет элементов теплового состояния ротора на установленныхся режимах

Для расчета температурного состояния на установленныхся режимах работы двигателя к созданной конечно-элементной модели приложим нагрузки, полученные в результате расчета системы воздухоснабжения в программе ХПИ. На этом этапе интерес представляют значения коэффициентов теплоотдачи и температур воздуха в каналах системы. Приложение нагрузок осуществляется путем выполнения команды SF,,CONV... (Prep7->Loads->Define Loads->Apply->Thermal->Convection->On nodes) и SFL,,CONV... (Prep7->Loads->Define Loads->Apply->Thermal->Convection->On lines). В качестве параметра VAL1 (Film Coefficient) указывается коэффициент теплоотдачи a , VAL2I (Bulk Temperature) — температура воздушного потока.

Далее выбирается тип анализа — стационарный (Solution->Analysis Type->New Analysis — Steady-State). Для выполнения такого расчета, как правило, не требуется дополнительных настроек решения. Решение может быть запущено командой SOLVE.

Результаты расчета стационарного распределения температур по ротору каскада высокого давления крейсерском режиме работы показаны соответственно на рисунке 13.

На рисунке 14 приводится более подробная информация по температурам деталей турбины НД для обозначенных режимов.

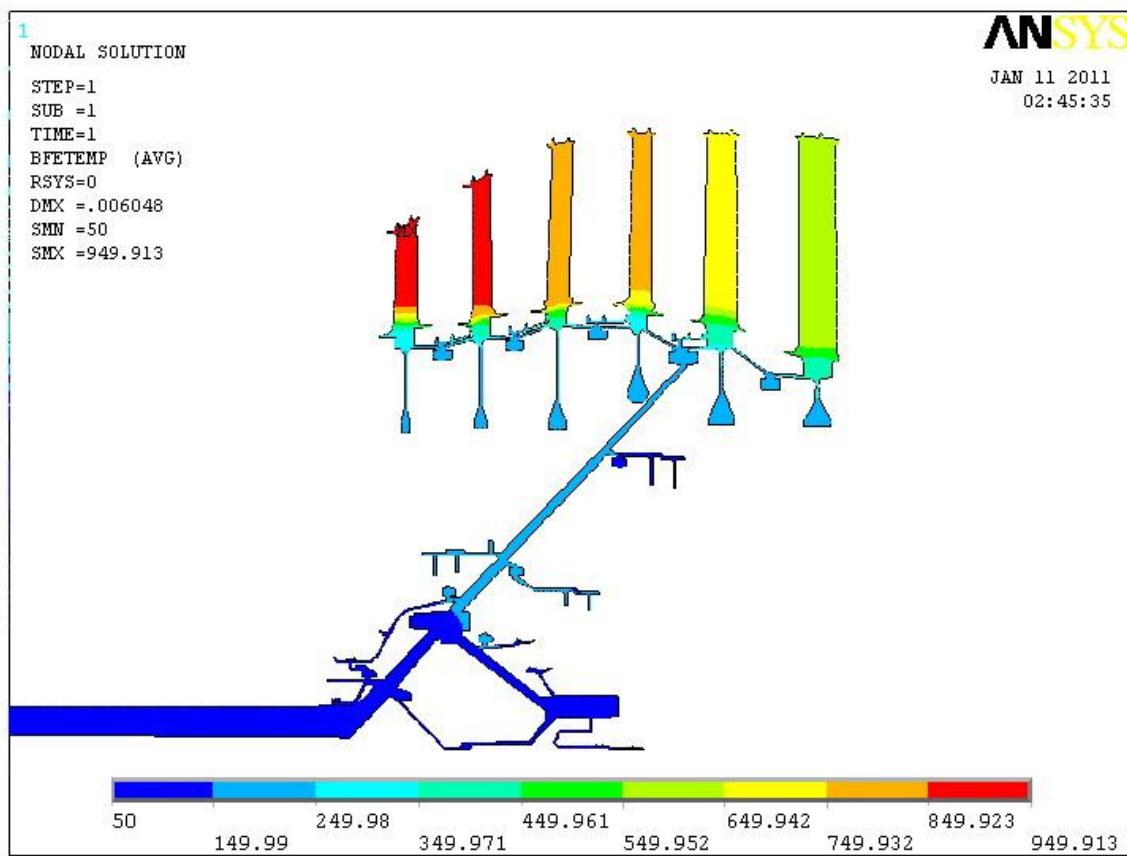


Рисунок 13 - Распределение температур на крейсерском режиме длительной работы ($H=10.668$ км, $M=0,85$), $^{\circ}\text{C}$

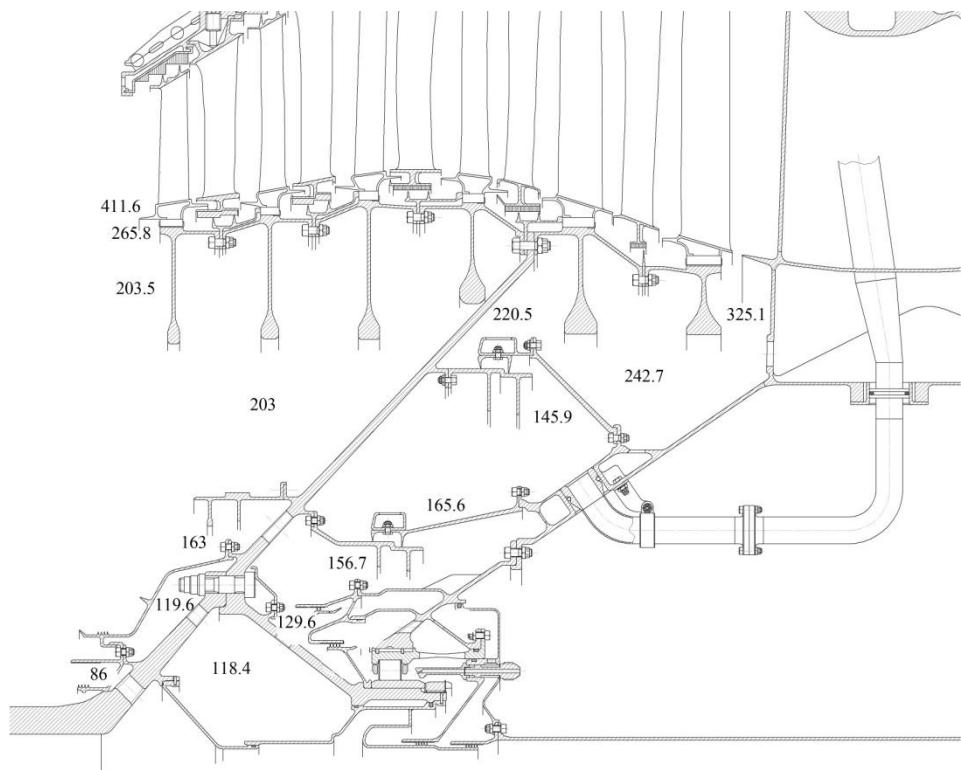


Рисунок 14— Температуры деталей ТНД на крейсерском режиме работы, $^{\circ}\text{C}$

1.3.3 Расчет теплового состояния ротора на неустановившихся режимах

Неустановившимся считается процесс, в котором состояние системы является функцией времени. Рассмотрим процесс реализации нестационарных процессов в ANSYS.

Для начала нужно выбрать соответствующий тип расчета. Это может быть сделано с помощью команды ANTYPE, TRANS, либо через GUI (Solution-> Analysis Type->New Analysis-> Transient).

Выбранный тип анализа позволяет определить динамический отклик системы на нагрузки, изменяющиеся во времени. При использовании такого типа расчета вводится понятие шагов и подшагов нагружения. Рассмотрим эти понятия.

Само понятие анализа переходных процессов подразумевает задание нагрузок как функций времени. Чтобы задать такие нагрузки, нужно разбить функцию «нагрузка-время» (рисунок 15) на интервалы (шаги нагружения). Каждый угол на этой кривой может быть одним шагом нагружения.

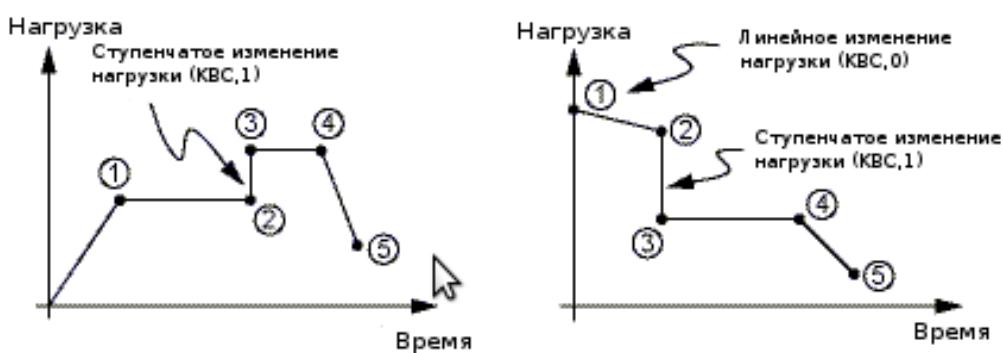


Рисунок 15 - Пример кривой «нагрузка-время»

Первый шаг нагрузки обычно определяет начальные условия. Для каждого шага нагружения необходимо определить время на конец шага, нагрузку, число подшагов, характер изменения нагрузки (линейный или ступенчатый) и другие параметры (полное описание методов проведения анализа переходных процессов можно найти в сопроводительной документации к ANSYS — Structural Analysis Guide — Transient Analysis Guide).

Рассмотрим процедуру проведения теплового анализа переходных процессов. Для теплового анализа будем использовать число шагов, равное число точек на принятой циклограмме работы двигателя.

Время в конце шага нагружения, как и большинство параметров в ANSYS, можно задать двумя способами:

- командой TIME;
- Через графический интерфейс — Solution->Load Step Options ->Time/Frequency

Число подшагов нагружения можно определить по времени каждого подшага (команда DELTIM), либо по числу подшагов (NSUBST).

Чтобы определить нагрузки для начального момента времени, равного нулю, необходимо задать малое время (но большее нуля) — например, 10^{-5} .

После определения опций шага нагружения необходимо произвести запись данных шага. Это делается командой LSWRITE, N (где N — номер шага нагружения).

После того, как определены все шаги нагружения, необходимо запустить решение командой LSSOLVE. В качестве аргументов команды необходимо указать начальный шаг решения, конечный шаг решения и приращение шагов (если необходимо).

Рассмотрим пример реализации расчета изменения температуры ротора командным методом.

Таблица 4 - Пример расчета теплового состояния ротора на переходных режимах

Блок команд	Примечание
finish /clear,nostart /prep7	Начало нового расчета, очистка содержимого базы
stepcount=11	Число шагов нагружения
*dim,ns,array,stepcount ns(l)=3,10,5,10,5,10,10,4,10	Число подшагов по шагам
*dim,ts,array,stepcount+l ts(l)=0,0.1,300,305,425,430,750,1050,1052,3000	Время на конец шага
sums=0 *do,cstep,l,stepcount,l sums=sums+ns(cstep) *enddo	Подсчет общего числа подшагов, необходимо для структурного анализа
*dim,sstime,array,sums counter=0 *do,i,l,stepcount,l *do,j,l,ns(i),l counter=counter+1 sstime(counter)=ts(i)+(ts(i+l)-ts(i))*j/ns(i) *enddo *enddo	Расчет времени каждого подшага, необходимо в дальнейшем для структурного анализа
hyd_elem=166 * dim, alpha, array, hyd_elem *dim,vtemp, array, hyd_elem	Массивы для нагрузок в тепловом анализе
wpro,90 wpro,,180 cswpla,ll,0,l,l, DSYS.ll	Разворот системы координат (файл конечных элементов построен относительно оси ОХ)
INPUT,'fem-moder,'prp'..',1,0	Чтение конечно-элементной модели
/INPUT,'fem-link34','prp'..',1,0	Чтение стержневых элементов для конвективного теплообмена
finish /solu	Переход в модуль решения
ANTYPE,4 TRNOPT,FULL LUMPM,0	Анализ переходных процессов, тип - полный
OUTRES,ALL,ALL	Режим вывода результатов — все результаты для всех подшагов
TOFFST,273	Разница между абсолютным нулем температуры и нулем в принятой системе
TUNIF,15	Равновесная температура
TIMINT,ON,ALL	Интегрирование по времени
TIME,ts(2) AUTOTS,0 NSUBST,ns(l),, ,1 KBC,0 TSRES,ERASE TIMINT,ON,ALL LSWRITE,1	Первый шаг нагружения (около нулевой); автоматическое разбиение на шаги отключено, число подшагов задается из массива; изменение нагрузки - линейное
TIME,ts(3) AUTOTS,0 NSUBST,ns(2),, ,1 KBC,0	Второй шаг нагружения, чтение нагрузки для режима «Малый газ»

TSRES,ERASE /INPUT,'mg','../load-therm',l,0 TIMINT,ON,ALL LSWRITE,2	
...	...
TIME,ts(10) AUTOTS,0 NSUBST,ns(9),0,0,1 KBC,0 TSRES,ERASE TIMINT,ON,ALL LSWRITE,9	9-й, последний шаг нагружения
lsolve,l,stepcount	Запуск решения

Для определения коэффициентов теплоотдачи в тракте лопаточных машин существуют критериальные зависимости, основанные на обобщении экспериментальных данных. Например, в [1] приводится следующая зависимость для определения среднего коэффициента теплоотдачи по профилю для турбинных решеток:

$$\overline{Nu} = 0,206 \cdot Re^{0,66} \cdot S_{\Gamma}^{-0,58}$$

где

$$S_{\Gamma} = \frac{\sin \beta_{1\Gamma}}{\sin \beta_2} \cdot \sqrt{\frac{2b_0}{t \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2) \cdot \cos^2[0,5(\beta_1 + \beta_2)]}}$$

коэффициент, учитывающий влияние поворота потока и геометрии решетки на теплообмен, b_0 - ширина решетки. Уравнение можно использовать при расчетных и небольших нерасчетных углах входа потока в решетку. Проявляющееся при больших скоростях газа влияние сжимаемости можно учесть, использовав предложенное в [2] соотношение:

$$\overline{\alpha}_e = 0,4 \cdot \lambda_e \cdot Re_1^{0,55} \cdot M_{a_1}^{0,55} / b$$

Это соотношение справедливо при $Re_1 = (1,5 \div 4,4) \cdot 10^5$, $M_{a_1} = 1,2 \div 2,0$.

Параметры потока и теплофизические константы определены по входу в решетку, кроме коэффициента λ_e , рассчитанного по температуре лопатки.

При больших значениях угла атаки i , относительную величину которого оценивают соотношением $\bar{i} = i / \beta_{1\Gamma}$, можно использовать уравнение, полученное путем обобщения опытных данных, приводимых в [3] и других выполненных исследований:

$$\overline{Nu}(i) = \overline{Nu}(0) \left[0,97 + 0,78(\bar{i} - 0,2)^2 \right]$$

Где $\overline{Nu}(i)$ и $\overline{Nu}(0)$ -величины \overline{Nu} при $\bar{i} \neq 0$ и $\bar{i} = 0$.

В данной работе не приводятся данные по значениям коэффициента теплоотдачи по торцевым поверхностям межлопаточных каналов.

Опыт показывает, что в высокотемпературных ГТД и ГТУ средние значения коэффициентов теплоотдачи по профилю составляют $(3 \div 5) \cdot 10^3 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}$

В данной работе не приводятся данные по значениям коэффициента теплоотдачи по торцевым поверхностям межлопаточных каналов, поскольку в рассматриваемой осесимметричной модели их учет представляет определенные затруднения.

Кроме лопаточных решеток, необходимо учитывать коэффициент теплоотдачи в зонах осевого и радиального зазоров.

В осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом на структуру потока и теплоотдачу оказывает влияние основное расходное течение газа и закрутка потока при выходе из соплового аппарата. Течение газа происходит в поле действия массовых инерционных сил, так как внутренняя поверхность проточной части на границе осевого зазора вращается. В результате действия центробежных сил в граничном слое на основное расходное течение рабочего тела накладывается вторичное вихревое движение.

На основе обобщения опытных данных, в [3] получена критериальная зависимость для расчета коэффициентов теплоотдачи от газа к корпусу в осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом в виде

$$\overline{Nu_{II}} = 0,032 \overline{Re_{IIa}}^{0,8} \cdot (1 + 0,464 ctg^{0,8} \alpha_{1n}).$$

Число $\overline{Re_{IIa}}$ определяется по ширине осевого зазора и по температуре газа при выходе из соплового аппарата. Формула справедлива в диапазоне изменения чисел $\overline{Re_{IIa}} = (0,2 \div 0,6) \cdot 10^5$ и угла $\alpha_{1n} = 18^\circ \div 30^\circ$.

В радиальном зазоре происходит продольное (по оси турбины) и поперечное (в окружном направлении) перетекание газа, проявляется нестационарность и повышенная турбулентность потока. Важным моментом в определении коэффициентов теплоотдачи в радиальном зазоре является наличие бандажной полки на лопатках. При ее присутствии в конструкции турбины можно воспользоваться формулами для определения коэффициента теплоотдачи в лабиринтном уплотнении. В отсутствии бандажной полки для определения среднего коэффициента теплоотдачи возможно применение следующей зависимости:

$$\overline{Nu_{III}} = 0,052 \overline{Re_{IIIa}}^{0,8} \cdot (1 - 2 \overline{\delta_r}^{0,8}).$$

Отметим тот факт, что при расчете теплового состояния после выключения двигателя в элементах конструкции продолжает происходить процесс теплообмена. Поэтому при остыании двигателя в качестве нагрузки прикладывается слабый конвективный теплообмен с коэффициентом теплоотдачи $a=40 \dots 60$ [4] и температурой потока, равной температуре окружающей среды (15°C).

1.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ГАЗОГЕНЕРАТОРА НА РАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ

Рассмотрим процесс определения изменения геометрических параметров рассматриваемых элементов конструкции двигателя. В рассматриваемой расчетной модели будут учитываться следующие факторы:

- Температурные деформации элементов двигателя;
- Механические деформации от действия центробежных сил;
- Механические деформации от действия давлений на оболочки;
- Осевое перемещение элементов ротора от действия газовых сил.

Полученные ранее результаты расчета распределения температур поэлементам ротора находятся в файле с расширением *.rst. В зависимости от выбранного режима вывода результатов, там может содержаться информация как о последнем шаге нагружения, так и обо всех шагах и подшагах. Переключение режима сохранения выходной информации осуществляется командой OUTRES, либо через GUI (Solution->Load Step Opt->Output Ctrl->DB/Result File).

Для проведения структурного расчета необходимо переключить тип конечного элемента. Элемент PLANE55 представляет собой четырехузловой плоский конечный элемент для теплового расчета, поэтому он не может быть использован в структурном анализе. В расчете

деформаций ротора будет использоваться четырех узловой конечный элемент PLANE42. Для переключения необходимо выполнить команду ET,1,PLANE42 (если используется несколько групп конечных элементов, то вместо «1» нужно указать номер элемента). Используемые в тепловом расчете элементы LINK34 необходимо удалить. После замены элементов можно выбрать их поведение (осесимметричное, плоское напряженное состояние, плоское деформированное состояние, плоское напряженное состояние с заданием толщины). Это делается командой KEYOPT, либо из препроцессора (Prep7->Element Type->Add/Edit/Delete->Options->Element Behavior).

Приложение распределения температур из теплового анализа осуществляется командой LDREAD. Необходимо уточнить, что при анализе задач динамики (к которым относится и рассматриваемая задача) необходимо прикладывать температуры как нагрузки на тело (Body Loads). При использовании командного метода за это отвечает параметр KIMG.

Выбор количества шагов нагружения при структурном анализе необходимо делать, основываясь на проведенном ранее тепловом расчете: каждый шаг структурного анализа должен соответствовать подшагу теплового расчета. Данное требование не является строгим, это необходимо для учета всех полученных ранее результатов, иначе приложенные температуры будут линеаризованы между соседними шагами нагружения. При приложении нагрузок из файла результатов для момента времени, не соответствующего ни одному из шагов и подшагов, температуры будут линейно аппроксимированы между двумя соседними результатами.

Помимо температурных нагрузок, в проводимом расчете будет учтено влияние вращения элементов ротора, давлений на оболочки ротора и осевых сил, действующих на лопаточные венцы. Простым и удобным способом задания нагрузок является их представление как функции времени. Рассмотрим пример задания осевой силы на лопаточном венце 1PK компрессора ВД. Значение осевой силы на рабочем колесе ступени может быть определено по формуле:

$$P_a = p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - G(c_{2a} - c_{1a}),$$

где p_1 , p_2 — статические давления на входе и выходе из колеса; c_{1a} , c_{2a} — осевые скорости на входе и выходе из колеса; F_1 , F_2 — кольцевые площади на входе и выходе из колеса; G — расход воздуха через ступень. Пример задания осевой силы как функции времени с комментариями приводится в таблице 5.

Таблица 5 - Пример задания осевой силы как функции времени

Команда	Описание
*dim,rl,table,9,1	Создание массива, тип — TABLE. Число строк — 9, соответствует значениям осевой силы. Число столбцов — 1
rl(1,1)=0 , 88.58, 293.77, 314.58, 126.98, 126.98, 88.58, 0, 0	В столбце с индексом «1» задаются значения осевой силы
rl(1,0)=0.1, 300 , 305 , 425 , 430 , 750 , 1050 , 1052, 3000	В столбце с индексом «0» задается время, соответствующее заданным значениям
rl(0Д)=1	Значение строки с индексом «0» задается равным 1

После выполнения указанных в таблице 5 команд вместо числового значения силы достаточно указать rl(sstime), где sstime — рассматриваемый момент времени. Аналогичным образом могут быть заданы значения остальных нагрузок (оборотов, давлений).

Помимо изменения типа конечных элементов, необходимо внести изменения и в свойства материалов модели. Необходимо определить структурные свойства (модуль упругости и коэффициент Пуассона), плотность материалов, коэффициент линейного расширения. Поскольку температуры деталей двигателя изменяются в широких пределах, а свойства

материалов имеют ярко выраженную зависимость от температуры, то свойства материалов необходимо задавать с учетом их изменения по температуре.

Рассмотрим пример проведения структурного расчета ротора каскада низкого давления модели двигателя GE-90 командным методом (таблица 6). В данном расчете используются переменные, объявленные в температурном расчете.

Таблица 6 - Пример расчета ротора НД командным методом

Блок команд	Примечание
/rger7	Переход в препроцессор
*dim,rl,table,9,1 *dim,r2,table,9,1 ...	Объявление таблиц нагрузок для задания их как функции времени
R1(1,1)=0 , 88.58, 293.77, 314.58, 126.98, 126.98, 88.58, 0, 0 ...	Задание нагрузок
et,l,plane42 et,2,plane42	Переключение типа конечных элементов
KEYOPT,1,3,1 KEYOPT,2,3,3	Выбор поведения элементов (элемент №1 — осесимметричный, №2 — плоское напряженное состояние с заданием толщины — для лопаток)
MPTEMP,,,...,, MPTEMPДД5 MPTEMP,2,650 MPTEMP,3,750 MPTEMP,4,850 MPDATA,EX,1,,1.96ell ...	Добавление свойств материалов, зависящих от температуры
FLST,2,1580,2,ORDE,2 FITEM,2,274897 FITEM,2,-276476 EDELE,P51X	Удаление элементов LINK34, оставшихся от теплового расчета
finish /solu	Переход в модуль решения
ANTYPE,4 TRNOPT,FULL LUMPM,0	Тип анализа — переходный (transient), метод — полный.
lsclear,all	Удаление информации о шагах нагружения
*do,j,1,counter,1 time,sstime(j) kbc,0 nsubst,1 /INPUT,'empty','','..../loadstruct/', 1,0 /INPUT,'load','','..../loadstruct/', 1,0 LDREAD,TEMP,,sstime(j),'run','rth','' lswrite,j *enddo	Цикл по определению шагов нагружения. Время — из ранее созданного массива sstime, характер изменения нагрузок — линейный, число подшагов между шагами — 1, чтение структурных нагрузок (файл load), граничных условий (файл empty), результатов теплового расчета по времени (run.rth), запись информации о шаге нагружения
lssolve,1,counter	Запуск решения

Аналогичным способом производится расчет перемещения статора. На рисунке 16 приведены некоторые результаты расчета изменения размеров элементов ротора, статора и зазора в ТНД модели двигателя GE90.

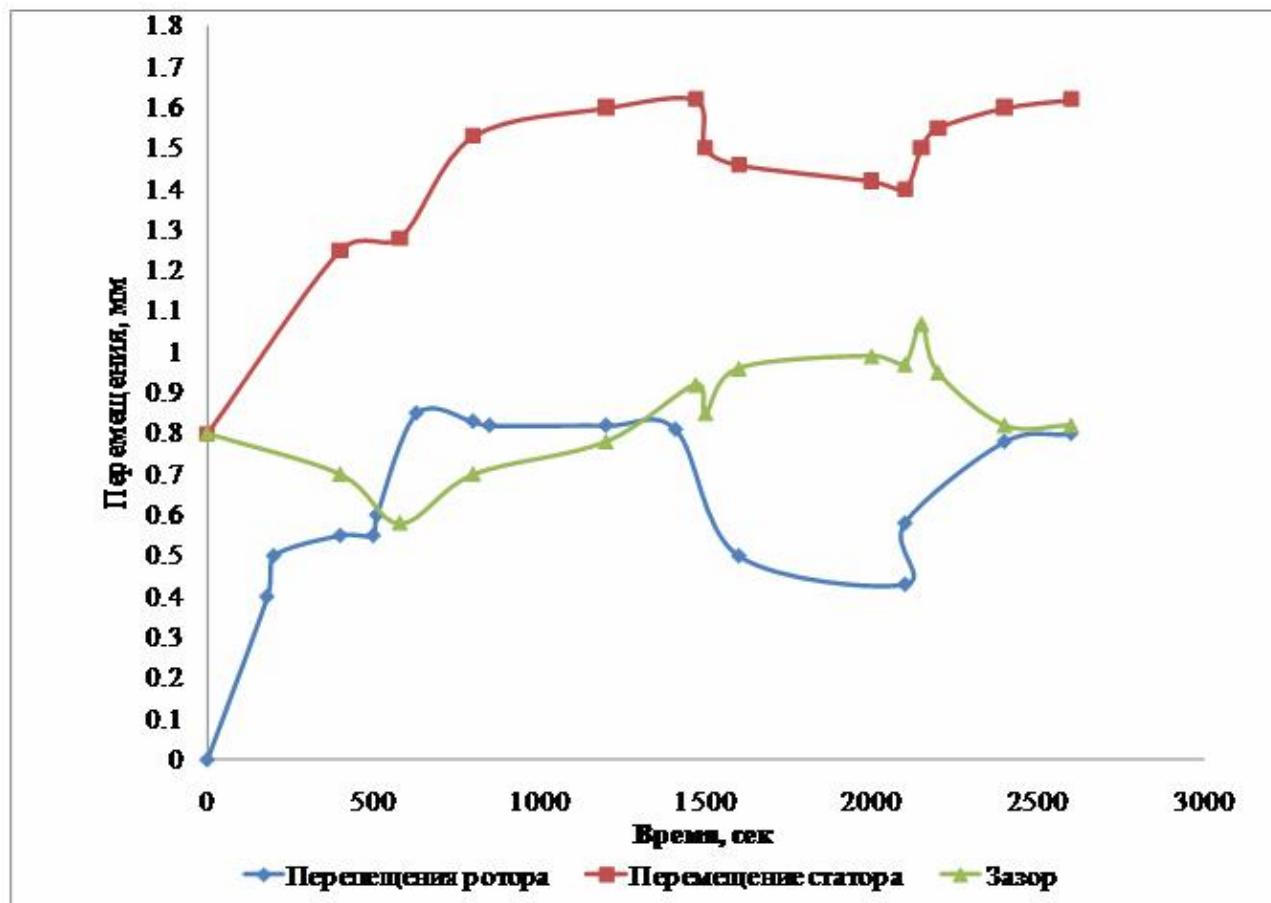


Рисунок 16 — Изменение зазора при запуске, выходе на земной малый газ, приемистости, наборе высоты и крейсерском режиме

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

- Леонтьев, А.И. Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок [Текст]: учебное пособие для вузов/Н.Д. Грязнов, В.М. Епифанов, В.Л. Иванов, Э.А. Манушин. М.: Машиностроение, 1985. - 360 с.
- Копелев, С.З. Охлаждаемые лопатки газовых турбин [Текст]. М.: Наука, 1983. - 145 с.
- Локай, В.И. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов [Текст]. М.: Машиностроение, 1979. - 447 с.
- Шнее, Я.И. Газовые турбины: Термодинамические процессы и теплообмен в конструкциях [Текст]. Киев: Виша школа, 1976. - 245 с.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Расчет пассивной системы управления радиальными зазорами

1.1. Исходные данные

Определим исходные данные, необходимые для проектирования систем пассивного и активного управления радиальными зазорами для турбин АД-76.

Проектирование систем проведем для процесса перехода двигателя с режима малого газа на максимальный режим работы.

При проектировании системы пассивного управления примем, что статор охлаждается воздухом из-за КНД, а диск ТВД воздухом из-за КВД.

Принимаем, что статор турбины изготовлен из деформируемой жаропрочной стали ЭИ696 (10Х11Н20ТЗР), а диск ротора изготовлен из деформируемого жаропрочного сплава ЭП741 (ХН60КМВБТЮБ). Их плотности:

$$\rho_{ct} = 7900 \text{ кг/м}^3; \rho_d = 8380 \text{ кг/м}^3.$$

1) Термодинамические параметры

Расчёты активной системы управления будем проводить для второго рабочего колеса турбины ВД.

Температуру и давление рабочего тела (воздуха) определим с помощью программы "АСТРА", разработанной на кафедре ТДЛА. Температуру статора турбины и диска рабочего колеса примем по рекомендациям.

Температура газа на максимальном режиме: $T_{\Gamma_2} = 1400 \text{ K}$;

Давление на максимальном режиме: $p_{\Gamma_2} = 1,539 \text{ МПа}$;

Температура статора на максимальном режиме: $T_{cm} = 1200 \text{ K}$;

Температура статора на режиме малого газа: $T_{naч} = 760 \text{ K}$;

Температура диска на максимальном режиме: $T_{d_кон} = 1300 \text{ K}$;

Температура диска на режиме малого газа: $T_{d_нач} = 750 \text{ K}$;

Температура охлаждающего воздуха для диска ТВД на максимальном режиме: $T_{Box_d} = 850 \text{ K}$;

Давление охлаждающего воздуха для диска ТВД на максимальном режиме: $p_{Box_d} = 0,85 \text{ МПа}$;

Температура охлаждающего воздуха для статора ТВД: $T_{ox_s} = 456 \text{ K}$;

Давление охлаждающего воздуха для статора ТВД: $p_{ox_s} = 0,373 \text{ МПа}$

Скорость воздуха в ступени турбины: $w = 300 \text{ м/с}$;

Скорость охлаждающего воздуха над статором: $w_{ox_s} = 170 \text{ м/с}$.

2) Геометрические параметры

По чертежу ГТД АД-76 определим необходимые геометрические размеры.

Диаметр обода диска: $D_o = 0,446 \text{ м}$;

Диаметры охлаждаемой поверхности диска: $D_{o_1} = 0,18 \text{ м}$; $D_{o_2} = 0,432 \text{ м}$;

Средний диаметр статора над лопаткой: $D_{cm} = 0,670 \text{ м}$;

Длина статора над лопаткой: $l_{cm} = 0,030 \text{ м}$;

С помощью UG NX6 определим объём диска: $V_o = 0,00322 \text{ м}^3$;

Диаметр охлаждаемой поверхности статора: $D_{cm_oxi} = 0,680 \text{ м}$;

Исследуемый диск имеет сложную форму и плохо доступен для охлаждения, поэтому примем коэффициент формы диска равным: $K_\phi = 5$.

3) Расчет коэффициента теплоотдачи

По табличным данным удельные теплоёмкости статора и ротора равны:

$$Cp_{cm} = 960 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$Cp_p = 460 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Удельная теплоёмкость охлаждающего воздуха равна:

$$Cp_{возд} = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Величина коэффициента теплоотдачи от воздуха к статору α зависит от параметров турбины и определяется расчётным путём. Рассчитаем значение коэффициента теплоотдачи для рассматриваемого случая.

Определим коэффициент теплоотдачи для процесса обтекания статора над лопаткой.

Процесс обтекания статора охлаждающим воздухом можно упрощённо представить в виде вынужденного продольного обтекания воздухом плоской поверхности. Расчёт коэффициента теплоотдачи для такого случая проведём на основании следующей методики.

Определим исходные данные для расчёта.

Для $T = 456 \text{ K} = 183^\circ\text{C}$:

$$\text{Плотность воздуха: } \gamma = 2,068 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$\text{Динамическая вязкость воздуха: } \mu = 11,783 \cdot 10^{-6} \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{м}^2};$$

$$\text{Кинематическая вязкость: } v = 5,545 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}};$$

Число Прандтля: $Pr = 0,743$.

Динамическая вязкость и число Прандтля слабо зависят от давления, поэтому будем считать, что при $p_{oxi} = 0,373 \text{ МПа}$ эти величины сохранят приведённые выше значения. Величина кинематической вязкости зависит от давления и не может быть принята по этой таблице. Рассчитаем её значение по следующим формулам:

$$\text{Плотность воздуха при } p_{oxi} = 0,373 \text{ МПа: } \gamma = \frac{P_{oxi}}{R \cdot T_{oxi}} = \frac{0,373 \cdot 10^6}{287 \cdot 456} = 2,853 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

$$\text{Кинематическая вязкость: } \nu = \frac{\mu \cdot g}{\gamma} = \frac{11,783 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81}{2,853} = 40,516 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{c}.$$

$$\text{Удельная теплопроводность воздуха: } \lambda = 0,052 \frac{Bm}{m \cdot K}.$$

Рассчитаем значение коэффициента теплоотдачи.

Определим значение числа Рейнольдса при обтекании участка статора над лопatkой:

$$Re = \frac{w_{oxl} \cdot l_{cm}}{\nu} = \frac{170 \cdot 0,03}{40,516 \cdot 10^{-6}} = 1,259 \cdot 10^5.$$

$Re < 5 \cdot 10^5$ - режим течения в пограничном слое ламинарный. В этих условиях средняя по длине теплоотдача может быть рассчитана из критерия Нуссельта:

$$Nu_x = 0,33 \left(\frac{x}{l} \right)^{-0,5} Re^{0,5} Pr^{1/3} = 0,33 \cdot (1,259 \cdot 10^5 \cdot 0,03)^{0,5} \cdot 0,743^{0,33} \cdot x^{-0,5} = \frac{183,87}{\sqrt{x}}.$$

$$\text{В тоже время: } Nu_x = \frac{\alpha_x \cdot x}{\lambda} \Rightarrow \alpha_x = \frac{Nu_x \cdot \lambda}{x}.$$

$$\alpha_x = \frac{183,87 \cdot 0,052}{x \sqrt{x}} = 23,9 x^{-1,5}.$$

Определим интегральный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = \int_0^{l_{cm}} \alpha_x dx = \int_0^{0,03} (23,9 x^{-1,5}) dx = \frac{23,9}{0,5} x^{-0,5} \Big|_0^{0,03} = \frac{47,8}{0,03^{0,5}} = 275,973 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

Аналогично можно определить коэффициент теплоотдачи для процесса обтекания поверхности статора газом.

Для $T_{r2} = 1400 K = 1127^\circ C$ и $p_{r2} = 1,539 MPa$:

$$\text{Плотность воздуха: } \gamma = 3,83 \frac{kg}{m^3};$$

$$\text{Динамическая вязкость воздуха: } \mu = 44,4 \cdot 10^{-6} \frac{kg \cdot c}{m^2};$$

$$\text{Кинематическая вязкость: } \nu = 113,724 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{c};$$

Коэффициент Прандтля: $Pr = 0,704$.

Рассчитаем значение коэффициента теплоотдачи.

Определим значение числа Рейнольдса при обтекании участка статора над лопatkой:

$$Re = \frac{w \cdot l_{cm}}{\nu} = \frac{300 \cdot 0,030}{113,724 \cdot 10^{-6}} = 6,067 \cdot 10^5.$$

$Re > 5 \cdot 10^5$ - режим течения в пограничном слое турбулентный. В этих условиях средняя по длине теплоотдача может быть рассчитана из критерия Нуссельта:

$$Nu = 0,032 \cdot Re^{0,8} = 0,032 \cdot (6,067 \cdot 10^5)^{0,8} = 1353,72.$$

$$\text{В тоже время: } Nu = \frac{\alpha \cdot l_{cm}}{\lambda} \Rightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l_{cm}}$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l_{cm}} = \frac{1353,072 \cdot 0,035}{0,03} = 947 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

4) Расчет параметров системы управления

При переходе с режима на режим изменение температуры воздуха в турбине приводит к изменению теплового состояния ротора и статора турбины и их размеров.

При разгоне более быстрый, по сравнению с ротором, нагрев статора приводит к увеличению радиальных зазоров и, соответственно, к снижению КПД компрессора провалу тяги двигателя. При сбросе более быстрое, по сравнению с ротором, охлаждение статора может привести к оседанию статора на ротор и заклиниванию двигателя.

Пассивное управление радиальными зазорами предполагает внесение в конструкцию компрессора специальных элементов, регулирующих величины деформаций ротора и статора и, соответственно, величину радиального зазора.

Процесс перехода компрессора с режима на режим характеризуется временем становления теплового равновесия для ротора и статора в отдельности. Величины времени становления теплового равновесия для ротора и статора можно определить на основании следующей методики.

$$\text{Для статора: } \tau_{cm} = -\ln\left(\frac{T_G - T_{cm}}{T_G - T_{\text{нач}}}\right) / \frac{\alpha \cdot F}{m \cdot Cp_{cm}};$$

$$\text{Для ротора: } \tau_p = \left[\frac{T_B - T_{p\text{-кон}}}{T_B - T_{p\text{-нач}}} \cdot \frac{M_o \cdot Cp_p}{F_{TO}} \cdot \frac{T_B \cdot D_o}{U_{об} \cdot p_B} \right] \cdot K_\phi.$$

Указанные в этих формулах величины приведены в исходных данных или определяются на их основании. Рассчитаем недостающие параметры.

Площадь теплоотдачи в статор над лопаткой:

$$F = \pi \cdot D_{cm} \cdot l_{cm} = \pi \cdot 0,670 \cdot 0,03 = 0,063 \text{ м}^2;$$

Площадь теплоотдачи от охлаждающего воздуха в диск:

$$F_{TO} = \pi \cdot \left(\frac{D_{o-2}^2}{4} - \frac{D_{o-1}^2}{4} \right) = \pi \cdot \left(\frac{0,432^2}{4} - \frac{0,18^2}{4} \right) = 0,121 \text{ м}^2;$$

Масса диска: $M_o = \rho_o \cdot V_o = 8380 \cdot 0,00322 = 27 \text{ кг}$;

Линейная скорость на ободе диска:

$$U_{об} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{BD}}{60} \cdot \frac{D_o}{2} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{11876,4}{60} \cdot \frac{0,446}{2} = 277,345 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

По полученным исходным данным можно рассчитать величину времени становления теплового равновесия для ротора:

$$\tau_p = \left[\frac{850 - 1300}{850 - 750} \cdot \frac{27 \cdot 460}{0,121} \cdot \frac{850 \cdot 0,446}{277,345 \cdot 8,5 \cdot 10^5} \right] \cdot 5 = 1,79 \text{ с}$$

При переходе двигателя с режима на режим радиальный зазор остаётся постоянным только в том случае, если время становления теплового равновесия для статора и статора одинаково: $\tau_{cm} = \tau_o$. Тогда искомая масса статора равна:

$$m = \frac{\alpha \cdot F}{Cp_{cm}} \cdot \frac{\tau_p}{-\ln\left(\frac{T_G - T_{cm}}{T_G - T_{\text{нач}}}\right)} = \frac{947 \cdot 0,063}{960} \cdot \frac{1,79}{-\ln\left(\frac{1400 - 1200}{1400 - 760}\right)} = 0,53 \text{ кг}$$

Объём элемента статора над РК: $V = m / \rho_{cm} = 0,53 / 7900 = 0,67 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$.

Площадь элемента: $S = V / \pi \cdot D_{cm} = 0,67 \cdot 10^{-4} / \pi \cdot 0,67 = 0,31 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$

Высота элемента: $h = S / l_{cm} = 0,31 \cdot 10^{-4} / 0,030 = 0,15 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,15 \text{ мм}$.

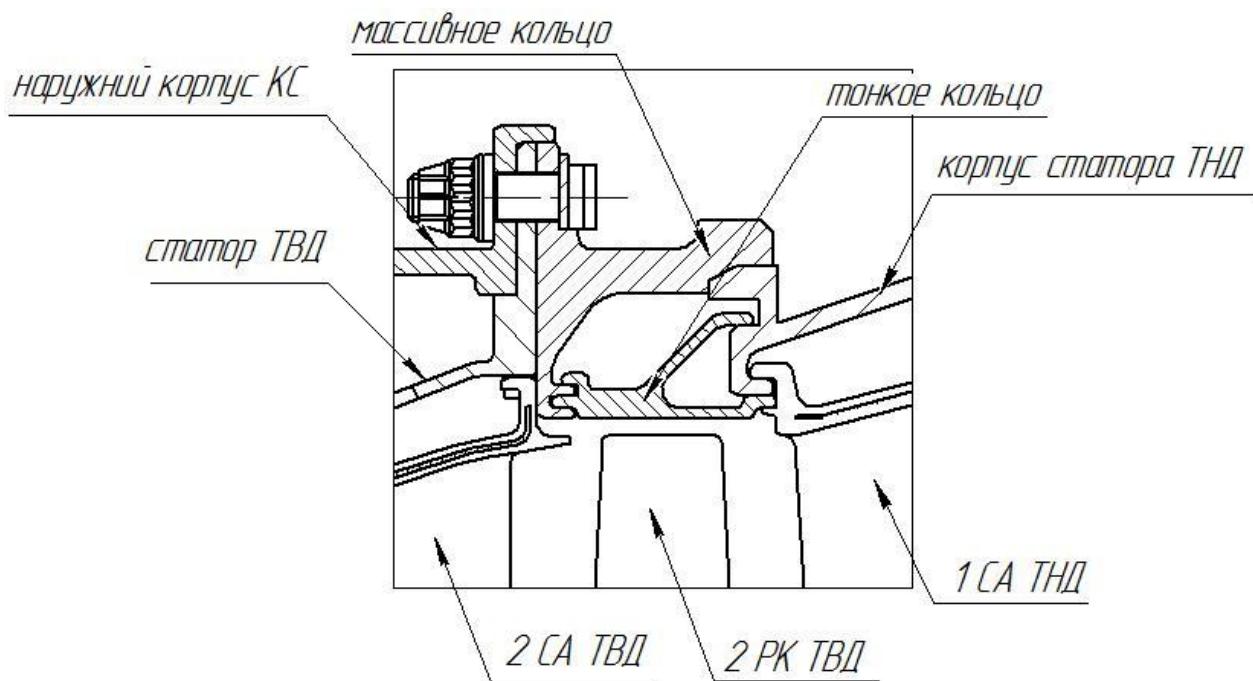


Рисунок 17 -Вторая ступень ТВД АД-76 с пассивным регулированием радиальных зазоров

2. Расчет активной системы управления радиальными зазорами

1) Расчет параметров системы активного управления

Активное управление радиальными зазорами предполагает обдув корпуса узла воздухом более низкой температуры. При этом изменяется диаметр корпуса, а так как диаметр ротора с лопатками определяется в основном температурой деталей ротора, то изменяется радиальный зазор между торцами рабочих лопаток и корпусом. Для охлаждения корпусов используется воздух из-за вентилятора. Управление осуществляется с помощью заслонок, которые имеют два положения: открытое и закрытое.

Исходя из вышесказанного, последовательность проектирования системы управления радиальными зазорами путем охлаждения статора будет следующая:

- 1) определить температуру статора на крейсерском режиме без охлаждения;
- 2) определить температуру статора, необходимую для поддержания заданных зазоров;
- 3) рассчитать необходимое количество охладителя, необходимого для поддержания этой температуры. Необходимо учесть, что охладитель подается на наиболее массивные участки корпуса – фланцевые соединения;
- 4) найти размеры коллекторов, обеспечивающие заданный расход охладителя.

Проведём расчёт для турбины НД АД-76. Расчётная схема представлена на рисунке 18.

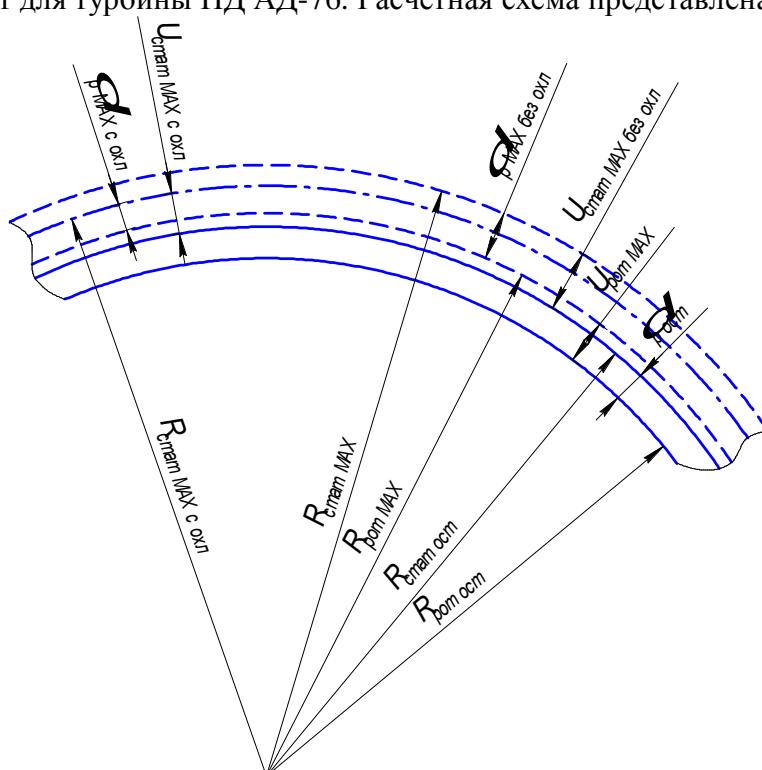


Рисунок 18 – Расчётная схема для определения радиальных зазоров

Рассчитаем основные параметры системы активного управления радиальными зазорами.

При проектировании турбины в курсовой работе по ТРЛМ была определена величина радиального зазора для максимального режима работы без охлаждения статора:

$$\delta_{p_MAX_без_охл} = 1,8 \text{ мм.}$$

Минимально допустимый радиальный зазор, обеспечиваемый при включении охлаждения, примем равным:

$$\delta_{p_MAX_с_охл} = 0,2 \text{ мм}$$

По методике, приведенной в [1], определим величину тепловой деформации статора на максимальном режиме.

Радиус статора: $R_{cm} = 0,389 \text{ мм}$;

Коэффициент линейного расширения статора: $\alpha_{cm} = 14 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^{\circ}\text{C}}$;

Температура статора: $T_{cm_без_охл} = 970 \text{ K} = 697 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Тогда: $U_{cm_MAX_без_охл} = \alpha_{cm} \cdot R_{cm} (T_{cm_без_охл} - 20) = 3,7 \text{ мм}$.

С помощью рисунка 2 определим величину деформации статора, обеспечивающую требуемый радиальный зазор:

$$U_{cm_MAX_c_охл} = \delta_{p_MAX_c_охл} - \delta_{p_MAX_без_охл} + U_{cm_MAX_без_охл} = 0,2 - 1,8 + 3,7 = 2,1 \text{ мм}$$

Определим температуру статора, при которой деформация статора равна рассчитанной:

$$T_{cm_c_охл} = 20 + \frac{U_{cm_MAX_c_охл}}{\alpha_{cm} \cdot R_{cm}} = 20 + \frac{2,1}{14 \cdot 10^{-6} \cdot 389} = 403 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Будем считать, что охлаждающий воздух подаётся из-за вентилятора и имеет температуру:

$$T_{xол} = 456 \text{ K} = 183 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Вычислим температуру, до которой нагреется охлаждающий воздух:

$$T_{xол_кон} = T_{xол_нач} + (T_{cm_без_охл} - T_{cm_c_охл}) = 183 + (697 - 403) = 477 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Определим площадь теплоотдачи статора:

$$F_{TO_охл} = \pi \cdot D_{cm_охл} \cdot l_{cm_охл} = \pi \cdot 0,8 \cdot 0,043 = 0,108 \text{ м}^2$$

Из уравнения теплового баланса вычислим величину потребного для охлаждения расхода воздуха:

$$q_{cm} = \alpha_{охл} \cdot F_{TO_охл} \cdot (T_{cm_без_охл} - T_{xол}) = G_{охл} \cdot Cp_{возд} \cdot (T_{xол_кон} - T_{xол})$$

Примем, что $\alpha_{i\text{ое}}$ при струйном натекании равна 1000 Вт/м²*К.

$$G_{охл} = \frac{\alpha_{охл} \cdot F_{TO_охл} \cdot (T_{cm_без_охл} - T_{xол})}{Cp_{возд} \cdot (T_{xол_кон} - T_{xол})} = \frac{1000 \cdot 0,108 \cdot (697 - 183)}{1000 \cdot (403 - 183)} = 0,076 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Примем, что во всех коллекторах (для всех ступеней) воздух расходуется одинаково: $G_{\Sigma} = 4G_{охл} = 0,304 \text{ кг/с}$.

Определим геометрические размеры системы подвода охлаждающего воздуха. Их точная оценка возможна только при учёте гидравлических потерь в системе. В данном случае проведём приближённый расчёт системы, ориентировочно оценив потери полного давления в элементах системы.

Будем считать, что охлаждающий воздух отбирается из-за вентилятора с помощью клапана и подводится через трубу.

Примем давление в трубе равным: $p_{B_mpyб} = 175000 \text{ Па}$.

Определим площадь и диаметр труб:

$$F_{mpyб} = \frac{G_{\Sigma} \cdot \sqrt{T_{xол}}}{0,0405 \cdot p_{B_mpyб}} = 0,58 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$d_{mpyб} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{mpyб}}{\pi}} = 27,18 \text{ мм}.$$

Вычислим площадь и диаметр кольцевого коллектора, куда попадает воздух.

Примем давление в коллекторе равным: $p_{B_кол} = 160000 \text{ Па}$.

$$F_{кол} = \frac{G_{охл} \cdot \sqrt{T_{xол}}}{0,0405 \cdot p_{B_кол}} = 0,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

$$d_{\text{кол}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{кол}}}{\pi}} = 14,2 \text{ мм.}$$

Диаметр перфорационного отверстия примем по технологическим соображениям: $d = 1 \text{ мм.}$

Таким образом, были рассчитаны основные размеры и параметры системы активного управления радиальными зазорами.

2) Разработка компоновки ТНД с активной системой управления радиальными зазорами

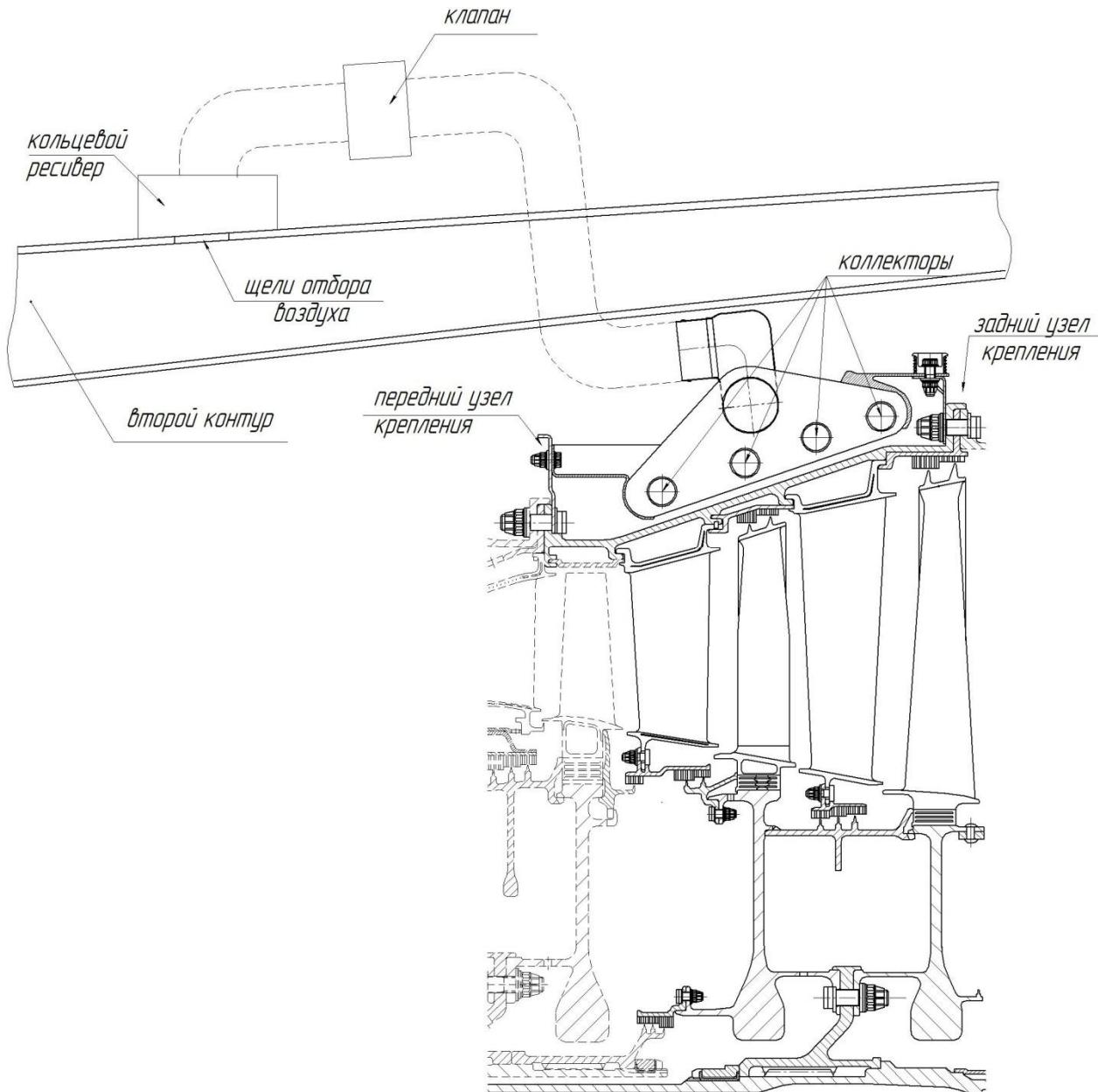


Рисунок 19 – ТНД с активной системой управления радиальными зазорами

Учебное издание

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
РАДИАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ**

Методические указания

Составитель **Старцев Николай Иванович**

Редактор
Доверстка

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Печ. л. .

Тираж экз. Заказ . Арт. С- /2011

Самарский государственный
аэрокосмический университет.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443086 Самара, Московское шоссе, 34