Министерство образования и науки Российской Федерации

САНКТ–ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Приоритетный национальный проект «Образование»
Национальный исследовательский университет

К.Д. АНДРЕЕВ, С.Ю. ОЛЕННИКОВ, В.Г. ПОЛИЩУК,
В.А. РАССОХИН, Н.П. СОКОЛОВ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ГАЗО- И ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Санкт-Петербург
Издательство Политехнического университета
2010

УДК 621.438 (075.8)

ББК 31.363я73
Э 651

Рецензент:
Доктор технических наук,
профессор Санкт-Петербургского государственного
политехнического университета *В.В. Сергеев*

Рабочие процессы газо- и паротурбинных установок тепловых электрических станций. Рабочие процессы газотурбинных установок: Учеб. пособие / К.Д. Андреев, С.Ю. Оленников, В.Г. Полищук, В.А. Рассохин, Н.П. Соколов – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. – 227 с.

Рассматриваются три группы процессов, характерных для газотурбинных установок тепловых электрических станций: переменные режимы работы, вредные выбросы и методы их подавления, а также охлаждение элементов высокотемпературных газовых турбин.

Учебное пособие предназначено для студентов вузов, обучающихся по магистерским программам «Энергоэффективные и энергосберегающие технологии в теплоэнергетике и теплотехнике» и «Паровые и газовые турбины» направлений подготовки магистров «Теплоэнергетика и теплотехника» и «Энергомашиностроение» соответственно. Пособие может быть полезно для студентов, обучающихся по другим направлениям, а также в учреждениях дополнительного профессионального образования.

Работа выполнена в рамках реализации программы развития национального исследовательского университета «Модернизация и развитие политехнического университета как университета нового типа, интегрирующего мультидисциплинарные научные исследования и надотраслевые технологии мирового уровня с целью повышения конкурентоспособности национальной экономики»

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

© Андреев К.Д., 2010
© Санкт-Петербургский государственный
политехнический университет, 2010

ОГЛАВЛЕНИЕ

СПИСОК ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ

ВГТ – высокотемпературная газовая турбина;
ГТД – газотурбинный двигатель;
ГТУ – газотурбинная установка;
ГПС – газоперекачивающая станция;
ИТТФ – Институт теоретической теплофизики РАН;
КАИ – Казанский авиационный институт;
КВД – компрессор высокого давления;
КНД – компрессор низкого давления;
КС – камера сгорания;
МГЭ – метод граничных элементов;
МКИ – метод контурных интегралов;
МКР – метод конечных разностей;
МКЭ – метод конечных элементов;
МСИ – метод статистических испытаний;
НЗЛ – Невский завод им. Ленина;
ППО – пористое проникающее охлаждение;
РК – рабочее колесо;
СА – сопловой аппарат;
СПИМаш – Санкт-Петербургский институт машиностроения (ВТУЗ – ЛМЗ);
ТВД – турбина высокого давления;
ТНД – турбина низкого давления;
УГТУ – Уральский государственный технический университет;
ХПИ – Харьковский политехнический институт;
ЦБС – центробежная сила;
ЦКТИ – Центральный котлотурбинный институт им. Ползунова.

ВВЕДЕНИЕ

Среди процессов, протекающих в газотурбинных установках, очень важное место занимают процессы при работе на переменных (частичных) нагрузках, образование вредных выбросов и организация охлаждения горячих элементов высокотемпературных газовых турбин.

Изменение мощности и КПД газотурбинной установки в процессе изменения внешней нагрузки является следствием сложного взаимодействия осевого компрессора, газовой турбины, камеры сгорания, теплообменных аппаратов и различных подводящих, отводящих и промежуточных трактов. Каждый агрегат, работающий в составе газотурбинных установок, функционирует на переменных режимах по своим законам. Однако объединение этих агрегатов в единую установку приводит к взаимному согласованию их работы в рамках видоизмененных законов сохранения энергии и вещества. Изучению вопросов работы осевого компрессора, камеры сгорания, теплообменного аппарата – регенератора, газовой турбины на переменных режимах по отдельности и в составе установки посвящена первая часть данного учебного пособия. Здесь же рассмотрены вопросы определения характеристик работы газотурбинных установок различных тепловых схем.

Важная тенденция развития газотурбостроения – непрерывное повышение начальных параметров газа перед турбиной и, как следствие, рост показателей газотурбинных установок. Однако, рост температуры газа на выходе из камеры сгорания приводит к появлению ряда проблем, в частности, проблемы вредных выбросов, содержащихся в выхлопных газах, и проблемы охлаждения элементов высокотемпературных газовых турбин, связанной с обеспечением необходимого ресурса работы.

К вредным выбросам ГТУ (газотурбинных установок), работающих на природном газе, относятся оксиды азота и углерода, вели-

чина образования которых зависит от начальной температуры газа: чем выше начальная температура газа, тем больше образуется окислов азота, при пониженных параметрах начинают превалировать продукты окисления углерода. Содержание второй части пособия охватывает изучение механизма образования вредных выбросов, приводятся данные по оценкам их величины и рассматриваются методы борьбы, направленные на понижение вредных выбросов.

Проблема обеспечения ресурса элементов газотурбинных установок при повышении начальных температуры и давления газа может решаться, вообще говоря, тремя путями: получение новых жаропрочных и жаростойких материалов, пригодных для изготовления наиболее «горячих» частей; увеличением расхода хладагента, прокачиваемого через «горячие» элементы и обеспечивающего отвод от них избыточной теплоты; совершенствование систем охлаждения «горячих» элементов с целью повышения эффективности их работы. Исследование и поиск новых материалов и технологий их изготовления – процесс достаточно длительный и требующий тесного взаимодействия ученых и технологов, он находится за рамками данного пособия. Повышение расхода охладителя - экстенсивный путь развития, он имеет ограничение: в случае охлаждения воздухом его рост приводит к снижению КПД и мощности газотурбинной установки, при охлаждении паром для случая комбинированной установки рост парового хладагента ведет к снижению КПД и мощности парового контура, откуда отбирается пар. Такое снижение показателей может оказаться значительнее, чем выгода от повышения параметров газа. Поэтому для обеспечения высокой эффективности и экономичности современных установок подходит третий путь – повышение эффективности систем охлаждения с решением оптимальной задачи: рост количества отбираемого тепла при одновременной минимизации расхода охладителя. Подробному рассмотрению данного вопроса посвящена третья часть учебного пособия.

Данное учебное пособие может быть использовано студентами для лучшего понимания материалов лекций и подготовки к экзаменам, зачетам и другим контрольным занятиям. Книга также рекомендуется для применения при подготовке магистерских диссертаций.

Пособие предназначено для студентов вузов, обучающихся по магистерским программам «Энергоэффективные и энергосберегающие технологии в теплоэнергетике и теплотехнике» и «Паровые и газовые турбины» направлений подготовки магистров «Теплоэнергетика и теплотехника» и «Энергомашиностроение» соответственно.

1. ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

1.1. ПРОБЛЕМА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ

В любой момент времени газотурбинная установка работает на определенном режиме. Режим характеризуется определенным набором параметров.

При эксплуатации энергетических ГТУ меняются параметры окружающей среды (воздуха) и состав топлива (незначительно). Кроме того, переменна потребность в вырабатываемой мощности. В результате изменяются и параметры, и показатели газотурбинных установок: мощность, КПД, потребление топлива, параметры выходных газов и т. п.

Для расчета газотурбинных установок при частичных (переменных) нагрузках и определения их статических характеристик устанавливают статические характеристики отдельных элементов (турбомашин, камер сгорания и теплообменных аппаратов), а затем, используя уравнения их согласованной работы, определяют равновесные режимы работы всей установки.

При расчетах частичных режимов элементов газотурбинных установок все параметры на номинальном режиме являются заданными величинами. Зависимости для камеры сгорания, турбины, теплообменных аппаратов и связывающих трактов получаются в виде отношений параметров указанных агрегатов на частичной нагрузке к соответствующим величинам при номинальной нагрузке.

Параметры, соответствующие номинальному режиму, снабжаются индексом «0».

1.2. ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

Газодинамический расчет осевого компрессора выполняют для номинального режима работы. В результате расчета определяются площади проходных сечений проточной части, ее геометрические размеры и параметры в характерных сечениях. На практике компрессоры газотурбинных установок работают не только на номинальном режиме, но и в широком спектре режимов, отличных от номинального. Могут изменяться параметры окружающей среды, требуемое конечное давление, расход воздуха. Для приводных ГТУ может изменяться и частота вращения ротора. Эти факторы влияют на параметры и показатели компрессоров.

Зависимости основных параметров и показателей компрессора от режима его работы называют характеристиками компрессора. Построенные характеристики позволяют определять показатели компрессора при любом режиме работы, область допустимых режимов работы, наивыгоднейшие условия совместной работы компрессоров, турбин и других агрегатов ГТУ.

Расчетными методами характеристики компрессора построить трудно, поскольку течение воздуха в нем очень чувствительно к различного рода возмущениям. Поэтому достоверные характеристики получают экспериментальным путем на специальных стендах. Схема такого стенда приведена на рис. 1.1.

С помощью дроссельных клапанов 1 и 3 изменяются входное и выходное давления, а также перепад давлений $\pi_к$. Опытный компрессор 2 через муфту 5 приводится во вращение паровой турбиной небольшой мощности 4, при этом меняется частота вращения ротора.

Характеристики компрессора могут представляться в табличной и(или) графической формах.

Графическая форма является более наглядной. Характеристики компрессора могут быть построены в абсолютных или относительных

координатах. Например, в зависимости от абсолютных значений частоты вращения n и массового G или объемного V расхода.

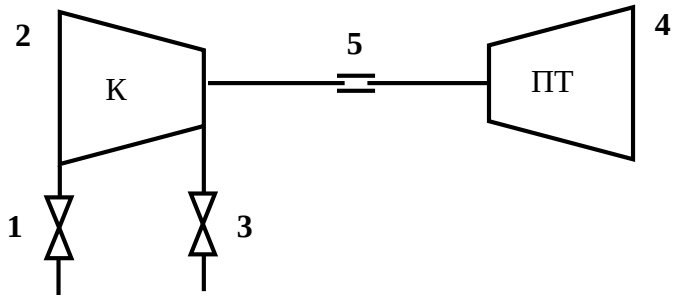


Рис. 1.1. Схема экспериментального стенда
для получения характеристик компрессора
1, 3 – дроссельные клапаны, 2 – опытный компрессор,
4 – паровая турбина, 5 – соединительная муфта

На рис. 1.2 представлена типичная характеристика компрессора в абсолютных координатах. По горизонтальной оси отложен объемный расход воздуха $V_н$.

Нормальная характеристика компрессора – это зависимость степени повышения давления в компрессоре или соответствующей адиабатной работы сжатия в нем (адиабатного напора), а также к. п. д. компрессора от расхода воздуха и числа оборотов при данных атмосферных условиях на входе в компрессор.

Характеристики осевого компрессора, построенные в абсолютных координатах, меняют количественно свой вид в зависимости от изменения параметров окружающей среды.

Поэтому характеристики предпочтительно приводить к одинаковым (нормальным) атмосферным условиям или применять такие универсальные координаты, в которых характеристики остаются неизменными при любых атмосферных условиях.

Приведенные и универсальные координаты получаются при использовании теории подобия.

С этой целью рассматривают равенство чисел Маха M, поскольку при больших скоростях движения воздуха силы вязкости играют

второстепенную роль. В качестве параметров для построения характеристик выбирают величины, выражающие постоянство чисел $M_z = c_z / \sqrt{kRT}$ и $M_u = u / \sqrt{kRT}$. Например, для определения расхода воздуха могут быть использованы параметры $V_н / \sqrt{T_н^*}$ или $G\sqrt{T_н^*} / p_н^*$, пропорциональные числу M_z.

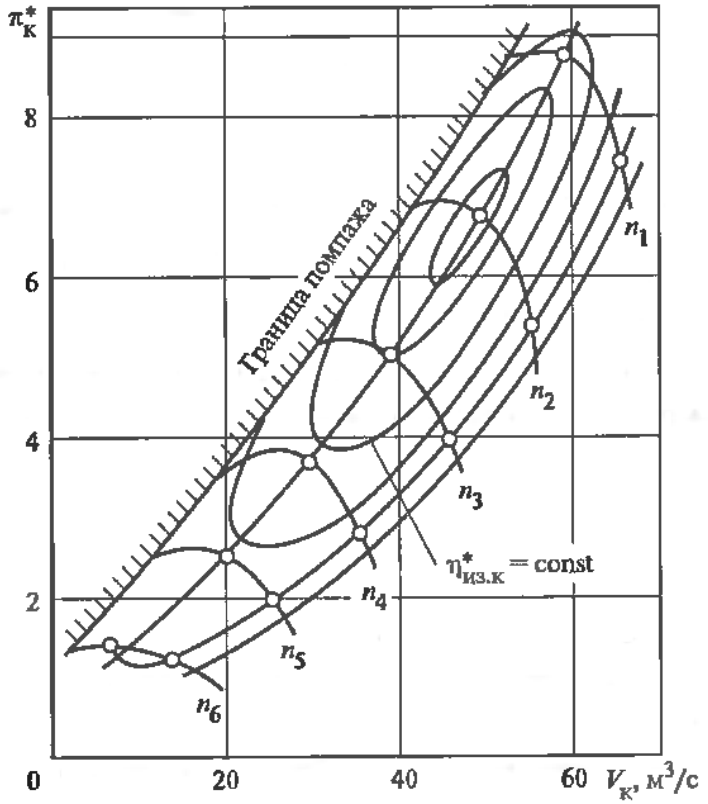


Рис. 1.2. Характеристика компрессора в абсолютных координатах

Величина, пропорциональная числу M_u, - это комплекс $n / \sqrt{T_н^*}$.

Чаще при построении характеристик компрессора используют приведенный расход газа приведенную частоту вращения, отнесенные к стандартным атмосферным условиям ($T_н^*$ = 288 К, $p_н^*$ = 1 бар ≈ 100 кПа):

$$G_{пр} = G\frac{100}{p_н^*}\sqrt{T_н^* / 288}\,,\ n_{пр} = n\sqrt{288/T_н^*}\,.$$

Обычно универсальные характеристики компрессора представляют в безразмерном виде – значение параметра в каждой точке характеристики делят на соответствующее значение параметра в расчетной точке:

$$\overline{G}_{пр} = Gp_{н.р.}^*\sqrt{T_н^*}\,/\left(G_р\,p_н^*\right),\ \overline{n}_{пр} = \left(n/n_р\right)\sqrt{T_{н.р.}^*/T_н^*}\,.$$

На рис. 1.3 приведена типичная универсальная характеристика компрессора.

Чем больше ступеней в многоступенчатом компрессоре и чем выше степень повышения давления в каждой ступени, тем круче располагаются характеристики компрессора.

При пуске ГТУ и ее работе на переменных режимах особое значение приобретает линия помпажа (на рис. 1.3 обозначена штриховой линией). Линия обозначает ту границу, выше которой начинаются неустойчивые режимы работы компрессора. При расходе через проточную часть компрессора, отличающемся от номинального, меняются треугольники и векторы скоростей. Обтекание лопаток компрессора становится нерасчетным. Наиболее сильно изменяются условия работы в первых и последних ступенях и незначительно – в средних ступенях. В межлопаточных каналах могут возникать отрывы потока воздуха от лопаточного профиля, наиболее опасные – на выпуклой поверхности лопаток.

Вследствие отрывов несколько ступеней компрессора могут перейти в область отрицательных напоров. Возникают колебания давления в системе компрессор-турбина, то есть помпаж.

Явление помпажа сопровождается нарастающим гулом и пронзительным свистом в компрессоре, не учитываемой при проектировании вибрацией лопаточного аппарата, что может привести к его разрушению. Срывные явления при помпаже резко снижают КПД ком-

прессора. Даже кратковременная работа компрессора с помпажем недопустима.

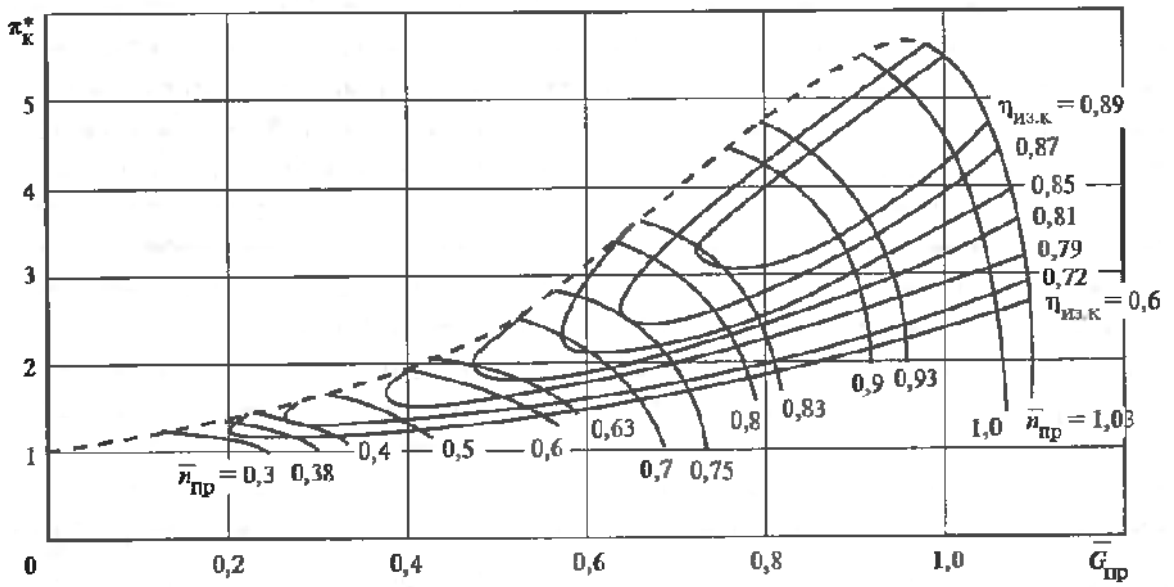


Рис. 1.3. Универсальная характеристика компрессора

Основными способами устранения помпажа в осевых компрессорах являются установка выпускных (противопомпажных) клапанов, применение поворотных направляющих лопаток, а также переход к двухвальным компрессорам.

При пониженной частоте вращения наиболее просто устранить помпаж перепуском воздуха из одного или нескольких сечений проточной части в атмосферу или на вход в компрессор. Перепуск воздуха существенно увеличивает расход воздуха через первые ступени и позволяет вывести их из зоны неустойчивой работы. С перепуском воздуха улучшаются и условия работы последних ступеней, то есть обеспечивается более согласованная их работа при частоте вращения меньше расчетной. Степень повышения давления и, как правило, КПД обычно повышаются. Наиболее целесообразное место отбора определяют расчетным путем. При наличии нескольких противопомпажных клапанов открывают и закрывают их не одновременно, а с некоторым сдвигом по частоте вращения. Если противопомпажных клапана два,

то первый обычно располагается за второй ступенью, а второй – за пятой.

Вторым способом противопомпажного регулирования является поворот направляющих лопаток одной или нескольких ступеней. При повороте направляющей лопатки осевая составляющая скорости изменяется таким образом, что обеспечивается примерно расчетный угол набегания потока на лопатки рабочего колеса последующей ступени (рис. 1.4). Этого можно достичь только на одном, например, среднем, радиусе. Другие сечения, особенно корневое и периферийное, окажутся в нерасчетных условиях.

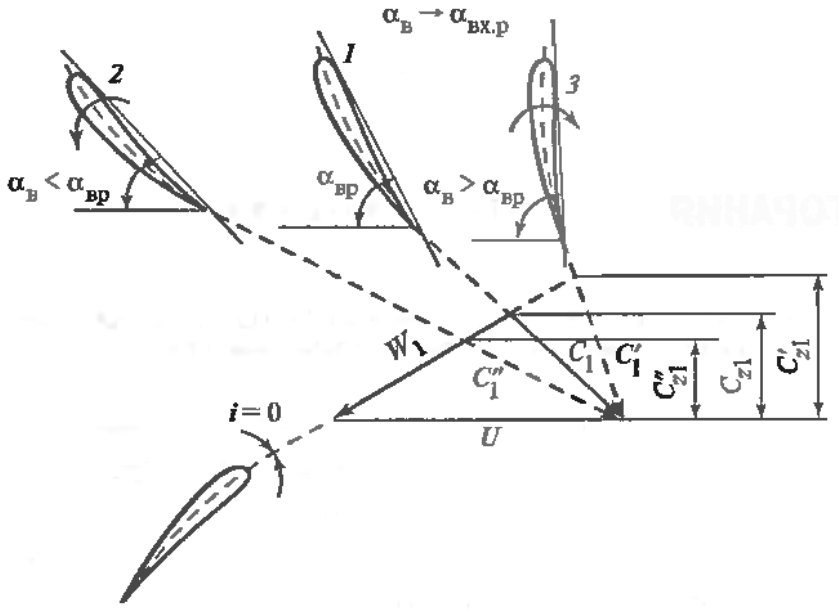


Рис. 1.4. Положение лопаток входного направляющего аппарата и треугольники скоростей при повороте лопаток

Для устойчивости работы при пониженных расходах и приведенной частоте вращения требуется уменьшить углы установки лопаток направляющих аппаратов в первых ступенях. При создании поворотных направляющих лопаток возникают значительные конструктивные трудности.

Третьим способом борьбы с помпажем является применение двухкомпрессорной, двух- или трехвальной установки. При этом, каждый компрессор приводится во вращение своей турбиной. В двухвальной ГТУ при переходе с расчетного режима на нерасчетный частоты вращения двух компрессоров изменяются по-разному, причем, всегда таким образом, что коэффициент расхода в крайних ступенях изменится меньше по сравнению с одновальной схемой. Условия работы первых и последних ступеней в меньшей степени отклоняются от расчетного режима, чем в одновальном компрессоре.

1.3. ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Камера сгорания. Коэффициент полноты сгорания $\eta_{кс}$ зависит от параметров режима, вида топлива, конструкции камеры сгорания и состояния ее проточной части. Зависимости $\eta_{кс}$ определяются экспериментальным путем или моделированием.

На рис. 1.5 представлено изменение $\eta_{кс}$ от коэффициента избытка воздуха $\alpha = G_B /(G_{ТОП} L_0)$, характеризующего режим работы камеры сгорания, для газотурбинной установки с регенерацией (линия 1) и для высокотемпературной газотурбинной установки (линия 2).

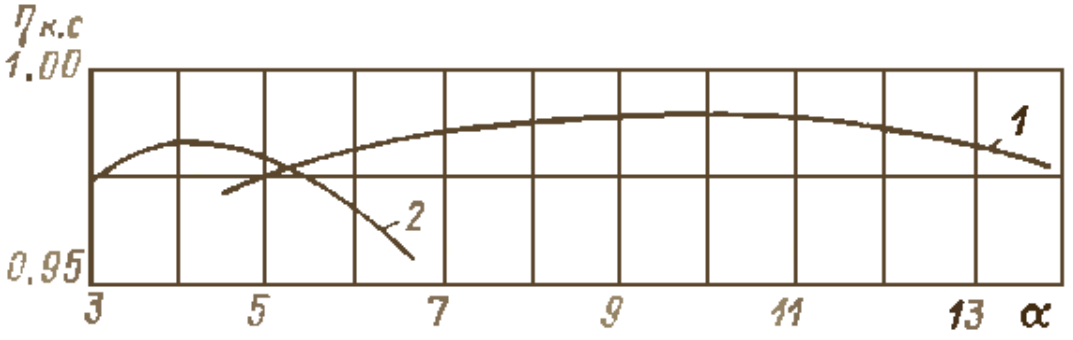


Рис. 1.5. Изменение коэффициента полноты сгорания от коэффициента избытка воздуха:
1 – ГТУ с регенерацией, 2 – высокотемпературная ГТУ

Отклонение коэффициента избытка воздуха на переменном режиме от оптимального α приводит к существенному снижению коэффициента полноты сгорания топлива, что приводит к перерасходу топлива, снижению КПД термодинамического цикла установки, ухудшению экологических показателей газотурбинной установки.

Отклонение возможно как в сторону меньших α («богатая» смесь), так и в сторону больших α («бедная» смесь). При значительном отклонении от оптимального значения возможна нестабильная работа камеры сгорания с неустойчивым горением, что недопустимо.

Другой важной характеристикой камеры, влияющей на общие показатели установки, является ее гидравлическое сопротивление. Общие потери давления в камере $\Delta p_{к.с}$ определяются потерями на трение изотермического потока $\Delta p_{тр}$ из-за наличия гидравлических сопротивлений (завихрители, каналы и т. д.) и потерям от нагрева движущегося $\Delta p_{н}$. Таким образом, $\Delta p_{к.с} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{н}$. Рассмотрим определение этих потерь на частичных нагрузках.

Камера сгорания представляет собою сложную систему местных сопротивлений с последовательным и параллельным распределением потока. Ниже принято, что потери трения изотермического потока отнесены к одному характерному сечению камеры и выражаются некоторым обобщенным коэффициентом сопротивления $\zeta_{тр}$. Тогда, если считать характерным сечение на входе в камеру, потери на трение при любой нагрузке $\Delta p_{TP} = \zeta_{TP}\rho_2 c_2^2 / 2$. Отнеся эти потери к значениям на номинальном режиме и используя уравнение сплошности, получим

$$\Delta p_{TP} = \Delta p_{TP0}(T_2 / T_{20})(p_{20} / p_2)(G_B / G_{B0})^2.$$

Потери давления, вызванные подогревом рабочего тела в камере сгорания:

$$\Delta p_H = \rho_2 (c_2^2 / 2)\chi(T_3 / T_2 - 1),$$

где χ – опытный коэффициент, учитывающий неравномерность полей скоростей и температур в камере сгорания.

Если принять χ = const на всех нагрузках, то с учетом уравнения неразрывности можно написать

$$\Delta p_H = \Delta p_{H0} \frac{T_2}{T_{20}} \frac{p_{20}}{p_2} \left(\frac{G_B}{G_{B0}}\right)^2 \frac{T_3/T_2 - 1}{T_{30}/T_{20} - 1}.$$

Таким образом, общие потери давления в камере сгорания на любом режиме

$$\Delta p_{к.с} = \Delta p_{к.с0} \left(K_1 \frac{T_2}{T_{20}} + K_2 \frac{T_3 - T_2}{T_{30} - T_{20}}\right) \frac{\pi_{K0}}{\pi_K} \left(\frac{G_B}{G_{B0}}\right)^2.$$

Здесь $K_1 = \Delta p_{тр0}/\Delta p_{к.с.0}$ - коэффициент, характеризующий потери на трение, выраженные в долях от общих потерь в камере; $K_2 = \Delta p_{н0}/\Delta p_{к.с.0}$ – коэффициент, характеризующий потери от нагрева в долях от общих потерь.

Коэффициенты K_1 и K_2 зависят от конструктивных особенностей камеры сгорания и для современных стационарных и транспортных установок составляют: $K_1 = 0{,}65…0{,}7$, $K_2 = 0{,}3…0{,}35$.

В тех случаях, когда потерями давления, связанными с нагревом воздуха, можно пренебречь, общие потери определяются только потерями на трение и для любой нагрузки находятся по формуле

$$\Delta p_{K.C} = \Delta p_{K.C0} \frac{1 - \overline{H}_K/\eta_K}{(1 + \overline{H}_K/\eta_K)_0} \frac{\pi_{K0}}{\pi_K} \left(\frac{G_B}{G_{B0}}\right)^2.$$

При наличии в установке рекуператора температура воздуха T_2 заменяется температурой T_5.

Регенератор. Заметное влияние на экономичность ГТУ при частичных нагрузках оказывает регенератор. Это влияние характеризуется температурой воздуха на входе в камеру сгорания T_5, которая на любой нагрузке определяется уравнением $T_5 = T_2 + \mu \cdot (T_4 - T_2)$. Здесь μ – степень регенерации теплообменного аппарата. Температуру воздуха T_2 на входе в регенератор и газа T_4 находят по соответствующим

уравнениям компрессора и турбины, а степень регенерации μ должна быть определена на каждой нагрузке. Для этого используют общее уравнение теплопередачи $Q = k \cdot F \cdot \upsilon$ (где F – площадь поверхности теплообмена; υ – средняя разность температур между газом и воздухом) и уравнение количества теплоты со стороны воздуха $Q = c_{Pв} \cdot G_B \cdot (T_5 - T_2)$. Приняв $\upsilon = T_4 - T_5$, можно получить известное уравнение

$$F = (c_{Pв} G_B / k)\left[\mu/(1-\mu)\right].$$

Приняв для коэффициента теплопередачи приближенную формулу $k = \alpha_1 \alpha_B / (\alpha_r + \alpha_B)$ и считая, что коэффициент теплопередачи с газовой стороны $\alpha_г$ и со стороны воздуха α_B определяется уравнением вида $\alpha = 0{,}023(\lambda / d)\,\mathrm{Re}^{0,8} P_Г^{0,4}$, после ряда преобразований и упрощений, можно получить уравнение

$$r = r_0 / \left[r_0 + (1 - r_0)(G_B / G_{B0})^{0,2} \right].$$

Это уравнение может быть использовано для пластинчатых рекуператоров, которые в настоящее время применяется наиболее часто.

Нетрудно видеть, что с уменьшением расхода воздуха на частичных нагрузках степень регенерации повышается.

Влияние рекуператора на показатели ГТУ при частичных нагрузках проявляется также в изменении его гидравлического сопротивления. В зависимости от режима работы установки будет изменяться перепад давления, как с воздушной стороны ($\Delta p^B_{рег} = p_2 - p_5$), так и с газовой ($\Delta p^Г_{рег} = p_4 - p_н$). С воздушной стороны общие потери давления определяются потерями на трение при адиабатном течении и потерями, вызванными нагревом. Их определение уже было рассмотрено. Поэтому аналогично камере сгорания для рекуператора справедливо уравнение:

$$\Delta p^{B}_{рег} = \Delta p^{B}_{рег0}\left[K_{1рег}\frac{T_2}{T_{20}} + K_{2рег}\frac{T_5 - T_2}{(T_5 - T_2)_0}\right] \times \frac{\pi_{K0}}{\pi_K}\left(\frac{G_в}{G_{в0}}\right)^2 .$$

Здесь можно принять $K_{1рег}$ = 0,8…0,9, $K_{2рег}$ = 0,1 …0,2.

В некоторых случаях потерями давления из-за нагрева можно пренебречь, а потери трения в регенераторе и камере сгорания условно объединить. Тогда для оценки потерь давления между компрессором и турбиной на частичной нагрузке можно использовать уравнение

$$\Delta p_{K-T} = \Delta p_{(K-T)0}\frac{1 + \overline{H_K}/\eta_K}{(1 + \overline{H}_K/\eta_K)_0}\frac{\pi_{K0}}{\pi_K}\left(\frac{G_в}{G_{в0}}\right)^2 .$$

С газовой стороны доля потерь давления из-за охлаждения невелика, поэтому эти потери отдельно можно не выделять и рассматривать их в составе общих потерь давления выхлопной системы.

1.4. ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТУРБИНЫ

Определение расхода газа. Расход газа через турбину при отклонении параметров рабочего тела от их расчетных значений изменяется в широких пределах. В приближенных расчетах, когда требуется быстро оценить расход газа через турбину, применяется известная формула Стодолы – Флюгеля:

$$G_T / G_{T0} = (P_3 / P_{30})\sqrt{T_{30}} / T_3 \times \sqrt{\left[1 - (P_4 / P_3)^2_0\right]},$$

или

$$G_T / G_{T0} = (p_3 / p_{30})\sqrt{T_{30}} / T_3 \beta_T \beta_{T0},$$

где $\beta_T = \sqrt{1 - \pi_T^{-2}}$ - параметр расхода, зависящий от степени понижения давления в турбине $\pi_т$ (рис. 1.6); при $\pi_т > 6$ принимают $\beta_т \approx 1$.

Решение уравнения Стодолы-Флюгеля, полученного при условии бесконечного числа ступеней турбины и до критического перепада на каждую ступень, тем достовернее, чем больше число ступеней в турбине или турбинной группе. Расход газа через турбину с любым числом ступеней можно определить по уравнению эллипса, которое можно записать в виде:

$$G_T = G_{T0}\frac{P_3}{P_{30}}\sqrt{\frac{T_{30}}{T_3}}\times\sqrt{\frac{(\pi_{кр}\quad 1)^2\ -(\pi_{кр}-\pi_T)^2/\pi_T^2}{(\pi_{кр}\quad 1)^2\ -(\pi_{кр}-\pi_{T0})^2/\pi_{T0}^2}},$$

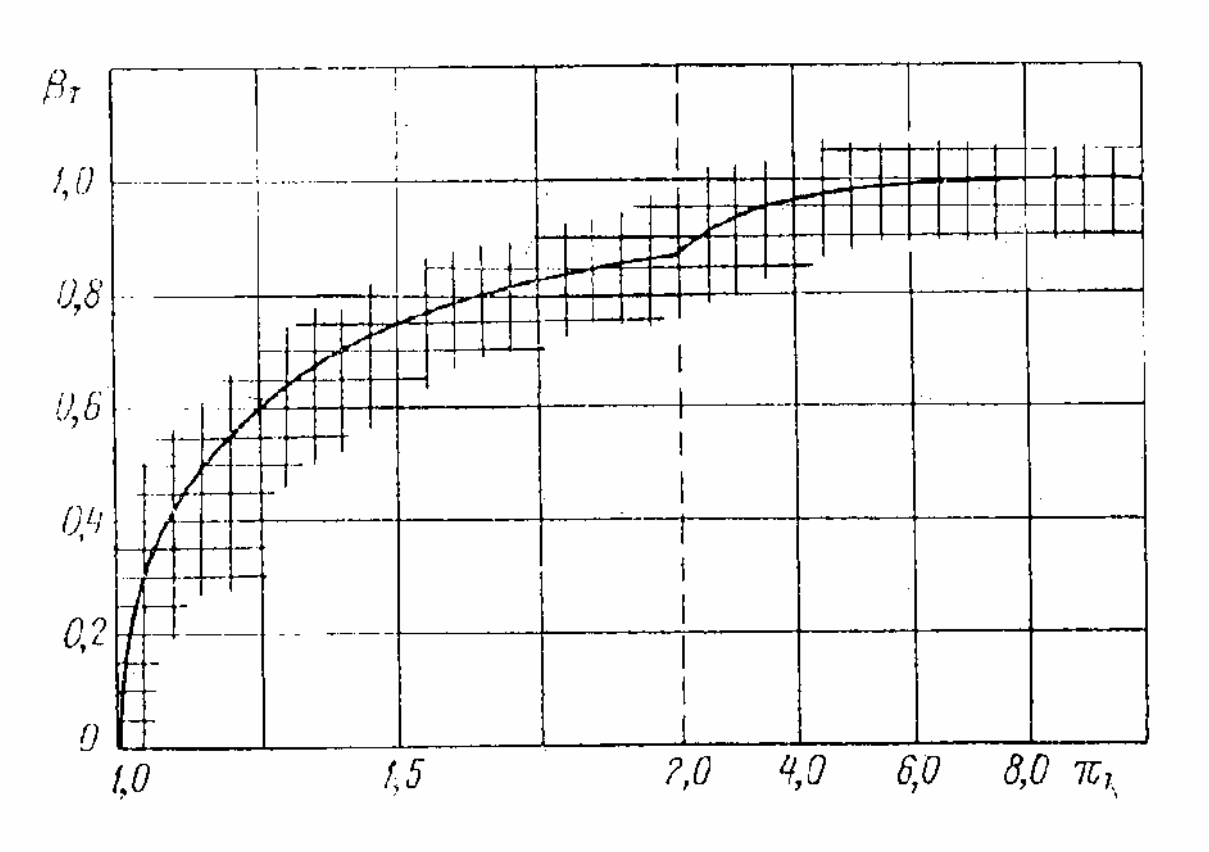


Рис. 1.6. Параметр расхода турбины

где $\pi_{кр}$ – степень понижения давления в турбине, отвечающая критическому отношению давлений в одной из ее ступеней. При $\pi_{кр} > \pi_{т0}$ и $\pi_{кр} > \pi_т$ последний радикал надо принимать равным единице.

Для использования последнего уравнения необходимо определить $\pi_{кр}$, что требует трудоемких вычислительных операций. Достаточную точность дает использование графической зависимости $\pi_{кр}$ от степени понижения давления на расчетном режиме $\pi_{т0}$, числа ступеней z и средней степени реактивности по проточной части (рис. 1.7).

Степень реактивности здесь учитывается использованием некоторого приведенного числа ступеней $z_{пр} = z / (1 - \rho_т)$, где z – действительное число ступеней в турбине; $\rho_т$ – средняя степень реактивности ступеней турбины. При построении графика на рис. 1.7 принята равномерная разбивка теплоперепада по ступеням турбины, поскольку погрешность, вносимая этим допущением, обычно невелика.

Вышеприведенные уравнения не учитывают влияния частоты вращения ротора на расходную характеристику турбины. Во многих случаях эти допущения не приводят к значительным погрешностям в определении расходов, а изменение расхода при отклонении частоты вращения не превышает 8…10 %.

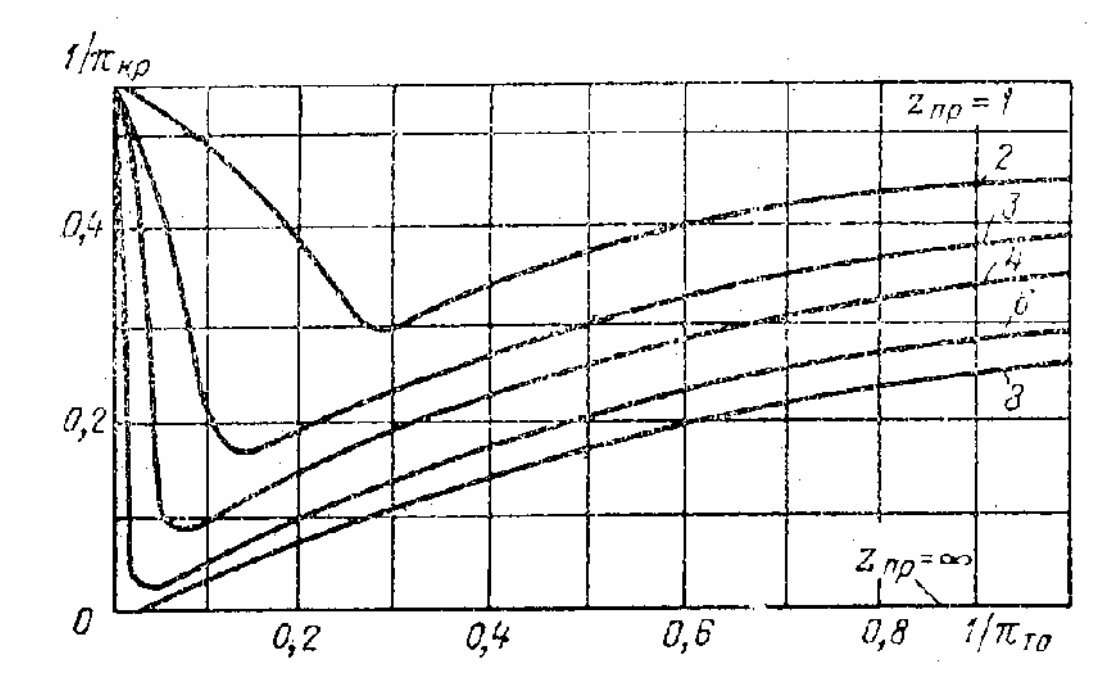


Рис. 1.7. Параметр $1/\pi_{кр}$ в зависимости от степени понижения давления на расчетном режиме $\pi_{т0}$ и приведенного числа ступеней $z_{пр}$

В случаях, когда требуются более точные результаты, влияние частоты вращения можно учесть некоторым коэффициентом k_n. Тогда пропускная способность турбины

$$G_T = G_{To}(p_3 / p_{30})\sqrt{T_{30}} / T_3(\beta_T / \beta_{T0})k_n,$$

коэффициент k_n можно найти с помощью двух составляющих k' и k'', характеризующих влияние параметра $x = u/c_0$ на расход через одну ступень и ряд ступеней соответственно, причем $k_n = k'\,k''$.

Для определения k' рекомендуются формулы:

при средней реактивности ступеней 0…0,3

$$k' = 1 + 0{,}29(\pi_T^{-1/Znp} - 0{,}55) \times \left\{ \cos\left[(\bar{x} + \frac{0{,}1}{x_{opt}}) \frac{\pi}{2} \right] + 0{,}31 \right\};$$

при средней реактивности ступеней 0,3…0,6

$$k' = 1 + 0{,}11(\pi_T^{-1/Znp} - 0{,}55)\left[\cos(\bar{\bar{x}}\pi) + 1\right],$$

где $\bar{x} = \sqrt{\sum u^2}\,/(2H_T) / \sqrt{\left[\sum u^2 /(2H_T)\right]_{opt}}$.

Коэффициент $k'' = 0{,}11\left(\pi_T^{-1/z_{np}} - 0{,}55\right)\left[cos\left(\bar{x}\pi\right) + 1\right]$.

В уравнениях принято, что x_{opt} = 0,5 для активных ступеней и x_{opt} = 0,75 – для реактивных.

Поскольку уравнение Стодолы-Флюгеля не учитывают влияние частоты вращения, ими удобно пользоваться для определения степеней понижения давления в турбинах, работающих в составе одной турбинной группы.

Если турбинная группа состоит из двух турбин, имеем:

$$G_{T,B} / G_{T.B0} = \left(p_{3B} / p_{3B0}\right)\sqrt{T_{3B0} / T_{3B}}\,\beta_{T.B} / \beta_{T.B0};$$

$$G_{T,H} / G_{T.H0} = \left(p_{3H} / p_{3H0}\right)\sqrt{T_{3H0} / T_{3H}}\,\beta_{T,H} / \beta_{T.H0};$$

Учитывая условия неразрывности для рассматриваемой турбинной группы, можно написать:

$$\frac{\pi_{T,B}}{\pi_{T.B0}}\sqrt{\frac{1-H_{T,B}\eta_{T.B}}{1-H_{T,H0}\eta_{T.B0}}}\,\frac{\beta_{T.B}}{\beta_{T.H0}}=\frac{\beta_{T.H}}{\beta_{T.H0}}.$$

С помощью этого уравнения для любого принятого значения $\pi_{т.в}$ можно найти $\pi_{т.н}$. Такое определение удобно проводить графическим методом с помощью номограммы рис. 1.8.

Приведенные зависимости позволяют предложить следующий порядок расчета турбинной группы:

1) произвольно принимают ряд значений степени понижения давления турбины $\pi_{тв}$;

2) по принятому значению $\pi_{тв.}$ с помощью номограммы на рис. 1.8 определяют последовательно степени понижения давления $\pi_{тн}$;

3) определяют общую степень понижения давления на всю турбинную группу;

4) по уравнению расхода находят расход газа через турбину.

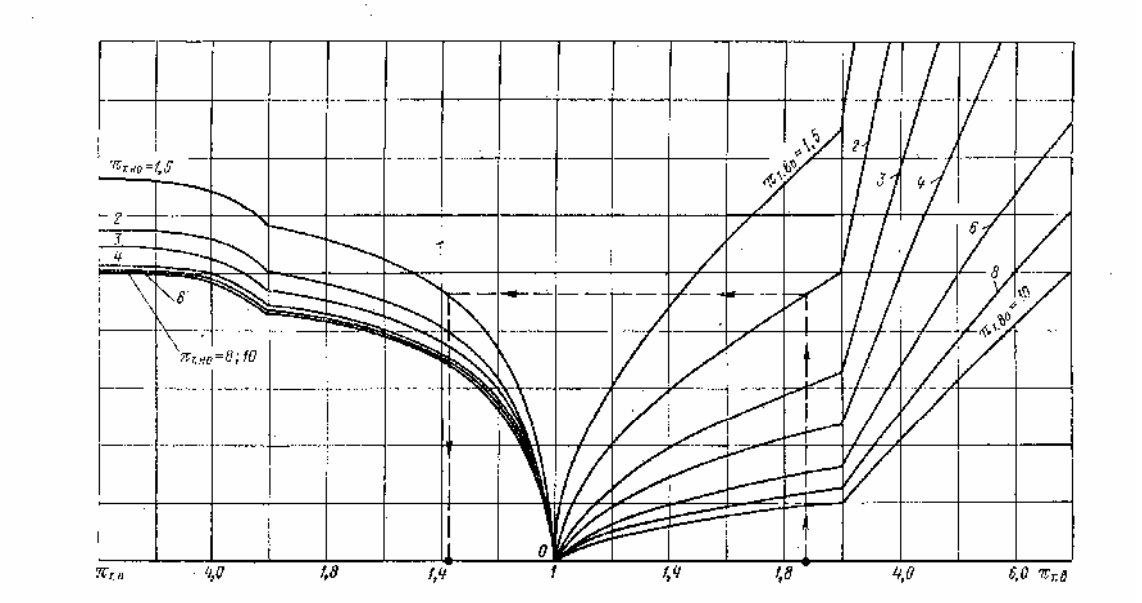


Рис. 1.8. Номограмма для определения распределения степени понижения давления в турбинной группе

Методика и порядок расчета характеристик одноступенчатой турбины. Уменьшение массовых и габаритных показателей газовых турбин обычно обеспечивается сокращением числа ступеней при росте теплоперепада на каждую из них. Поэтому в практике газотурбостроения широкое применение находят малоступенчатые турбины, в том числе одноступенчатые.

Параметры π_c и π_p такой турбины могут быть определены через $\pi_т$ с помощью степени реактивности. Поскольку

$$H_{T0} = c_{PГ}(T_0^* - T_{2t}); h_{c0} = (T^*_0 - T_{1t})$$

и

$$h_{P0} = c_{PГ}(T_{1t} - T_{2t}),$$

то после некоторых преобразований можно написать:

$$\rho_T = (\pi_p{}^{m_Г} - 1)/(\pi_T{}^{m_Г} - 1);$$

$$\pi_p = (1 + \rho_T \pi_T{}^{m_Г} \overline{H_T})^{1/m_Г}; \pi_c = \left[1 - (1 - \rho_T)\overline{H_T}\right]^{-1/m_Г}.$$

Здесь $m_Г = (k-1)/k; \overline{H_T} = 1 - \pi_T{}^{-m_Г}$ - относительная работа расширения в турбине. Этот параметр связан с газодинамическими функциями потока зависимостями:

$$\overline{H_T} = \lambda^2 (k-1)/(k+1);$$

$$\overline{H_T}\left[M^2(k-1/2\right]/\left[1 = M^2(k-1)/2\right],$$

Величина $\sqrt{\overline{H_T}}$ представляет собой относительную скорость потока.

Относительная работа венцов:

$$\overline{h_c} = (1-\rho_T)\overline{H_T} \times \overline{h_p} = \rho_T \overline{H_T} \pi_c{}^{m_Г}.$$

Расход газа через турбину, выраженный через параметры рабочего тела на среднем диаметре,

$$G_T = G_{T0}(P_0^* / P_{00}^*)\sqrt{T_{00}^* / T_0^*}\,(\beta_c / \beta_{c0}),$$

где β_c – параметр расхода, зависящий от степени понижения давления в сопловом венце:

$$\beta_c = \frac{\sqrt{\varphi^2 \overline{h_c}}}{\left(1-\varphi^2 \overline{h_c}\right)\pi_c} = \frac{\sqrt{\varphi^2 (1-\rho_T)\overline{H_T}\left[1-(1-\rho_T)\overline{H_T}\right]^{1/m_\Gamma}}}{\left[1-\varphi^2(1-\rho_T)\overline{H_T}\right]\pi_c},$$

где φ - коэффициент скорости соплового венца.

График изменения β представлен на рис. 1.9.

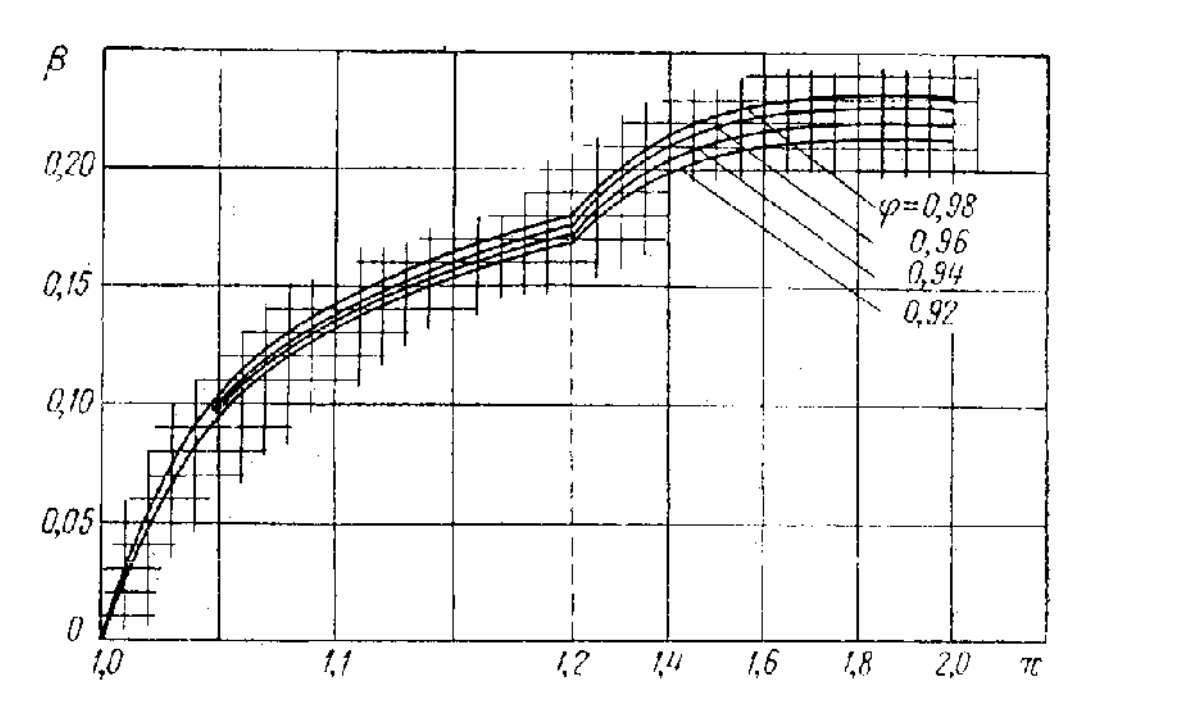


Рис. 1.9. Параметр расхода

Степень реактивности на любом режиме можно получить с помощью уравнения расхода для соплового и рабочего венцов: $c_1 f_c / \upsilon_1 = \omega_2 f_p / \upsilon_2$. Поскольку

$$\frac{w^2_1}{c_1^2}+\frac{\rho_T}{\varphi^2(1-\rho_T)}=\left(\frac{f_c\upsilon_2}{f_p\upsilon_1\psi}\right)^2;$$

$$\frac{\upsilon_2}{\upsilon_1}=\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/n}=\pi^{1-\psi^2 m_u},$$

где принято $(n-1)/n=\psi^2(k-1)/k$, то для одноступенчатой турбины на любом режиме будет справедливо уравнение

$$\left(\frac{u/c_0}{\varphi\sqrt{1-\rho_T}}-\cos\alpha_1\right)^2+\sin^2\alpha+\frac{\rho_T}{\varphi^2\left(1-\rho_T\right)}=$$
$$=\left(\frac{d_1 l_c}{d_2 l_p}\right)^2\frac{\sin^2\alpha_1}{\psi^2\sin^2\beta_2}\left(1+\rho_T\pi_T^{m_\Gamma}\overline{H_T}\right)^{2\left[k/(k-1)-\psi^2\right]},$$

где ψ – коэффициент скорости рабочего венца; l_c и l_p – длины лопаток; f_c и f_p – площади проходных сечений соответствующих венцов.

Если известны параметры рабочего тела на любом режиме p_0^*, T_0^* и p_2, задана частота вращения ротора *n*, то с помощью уравнения можно найти ρ_T. Для этого удобно воспользоваться графической зависимостью $\rho_T=f(\pi_T, u/c_0)$ построенной по уравнению для конкретной геометрии турбины.

Одноступенчатые турбины для увеличения располагаемого перепада и КПД часто снабжаются диффузором. В этом случае давление за проточной частью $p_{2Д}$ на переменных режимах непостоянно, а зависит от работы диффузора. Если давление за диффузором, определяемое сопротивлением выходного тракта, обозначить p_2, а располагаемый перепад найти по $p_{2Д}$, то есть $H_{T0}=c_{P\Gamma}T_0^*\left[1-\left(p_0^*/p_{2Д}\right)^{-m_\Gamma}\right]$, то все полученные соотношения для одноступенчатой турбины будут определены.

Расход рабочего тела через диффузор $G_Д = c_Д f_Д / \upsilon_2 = c_Д f_Д p_2 / (RT_2)$.

Поскольку

$$T_2 = T_{2Д}\left[1+\left(\pi_Д^{m_Г}-1\right)/\eta_Д\right],$$

то отношение расходов

$$\overline{G}_Д = G_Д / G_{Д0} = \frac{c_Д p_2 T_{00}^{*}\left(1-\phi^2\overline{h_c}\right)_0\left(1-\phi^2\overline{h_p}\right)_0\left[1+\left(\pi_Д^{m_Г}-1\right)/\eta_Д\right]_0}{c_{Д0} p_{20} T_0^{*}\left(1-\phi^2\overline{h_c}\right)\left(1-\phi^2\overline{h_p}\right)\left[1+\left(\pi_Д^{m_Г}-1\right)/\eta_Д\right]},$$

где $\pi_Д = p_2 / p_{2Д}$ - степень повышения давления в диффузоре; $\eta_Д$ - КПД диффузора; $c_Д$ - скорость рабочего тела на выходе из диффузора.

Использование уравнения сплошности $G_Д / G_{Д0} = G_T / G_{T0}$ позволяет написать

$$p_{2Д} = p_2\left\{\left(1-\eta_Д\right)+\left[\pi_Д^{m_Г}\left(1-\eta_Д\right)\right]_0\frac{c_Д}{c_{Д0}}\times\frac{\pi^{Д}_{T0}}{\pi_T^{Д}}\sqrt{\frac{T_{00}^{*}}{T_0^{*}}\frac{\left(1-\varphi^2\overline{h_c}\right)_0\left(1-\psi^2\overline{h}_p\right)_0\eta_Д\beta_{T0}}{\left(1-\varphi^2\overline{h}_c\right)\left(1-\psi^2\overline{h_p}\right)\eta_{Д0}\beta_T}}\right\}^{-1/m_Г},$$

где $\pi_T^{Д} = p_0^{*} / p_2$ – степень понижения давления в турбине по давлению за диффузором.

В этом уравнении вошло отношение скоростей за диффузором $c_Д / c_{Д0}$. Принято, что $c_Д / c_{Д0} \approx c_2 / c_{20}$, причем

$$\frac{c_2}{c_{20}} = \sqrt{\frac{w_2^2 + u_2^2 - 2w_2u_2\cos\beta_2}{\left(w_2^2 + u_2^2 - 2w_2u_2\cos\beta_2\right)_0}},$$

$$w_2 = \psi\left\{2\rho_T H_{T0} + \left[2H_{T0}\left(1-\rho_T\right)\varphi^2 + u_1^2 - 2\sqrt{2H_{T0}\left(1-\rho_T\right)\varphi^2}u_1\cos\alpha_1\right]\right\}^{0,5}.$$

Поскольку эти уравнения содержат параметры турбины $\rho_T, H_{T0}, \bar{h}_c, \bar{h}_p$, расчет проточной части с диффузором должен производиться итерационным методом.

Если обозначить $x = u/c_0$, то для определения КПД одноступенчатой турбины на любом режиме справедлива формула:

$$\eta_{cm} = 2x\left[\varphi\cos\alpha_1 + \psi\left(\varphi\cos\alpha_1 - x\right) - x\right],$$

причем коэффициенты скорости φ и ψ в этом уравнении должны быть найдены с учетом отклонения обтекания профилей от оптимальных условий, то есть с учетом возможного появления углов атаки в направляющей и рабочей решетках.

Рекомендуется следующий порядок расчета одноступенчатой турбины на частичных нагрузках.

1. Принимают новый режим работы турбины, который задается новыми параметрами рабочего тела p_0^* и T_0^* и частотой вращения ротора n (об/мин).

2. Для этого режима с помощью уравнения расхода или по графической зависимости, построенной для данной турбины, определяют степень реактивности $\rho_т$. Коэффициенты φ и ψ при этом можно считать постоянными.

3. Находят π_c и $\pi_р$. Для проверки правильности определения π_c и $\pi_р$ можно использовать уравнение $\pi_c\pi_р = p_0^*/ p_{2.} = \pi_т$.

4. Определяют все элементы треугольников скоростей и находят угол атаки i для рабочего венца. Если выбран профиль рабочей лопатки, то по графику для этого профиля $\psi = f(i)$ устанавливают новое значение ψ. При значительном отклонении ψ от значений на номинальном режиме следует вернуться к определению $\rho_т$ по новому значению ψ.

5. Находят новый расход рабочего тела, а затем определяют крутящий момент и мощность турбины. Определяют КПД турбины.

При наличии в турбине диффузора порядок расчета сохраняется, но при этом необходимо использовать итерационный метод. Сначала

надо задаться давлением за проточной частью турбины $p_{2д}$, а затем это давление определить по уравнению, характеризующему работу диффузора. По найденному значению $p_{2д}$ расчет турбины необходимо повторить.

Методика и порядок расчета многоступенчатой турбины. Работу i-й ступени многоступенчатой турбины определяют следующие параметры: степень понижения давления в венцах ступени по статическому давлению $\pi_{1i} = p_{0i} / p_{1i}$ и $\pi_{2i} = p_{1i} / p_{2i}$ и полному начальному давлению $\pi^*_{1i} = p^*_{0i} / p_{1i}$ и $\pi^*_{2i} = p^*_{1i} / p_{2i}$; располагаемые теплоперепады по статическим параметрам рабочего тела

$$h_{01i} = c_{pг} T_{0i} \left(1 - \pi_{1i}^{-(k-1)/k}\right) = c_{pг} T_{0i} \bar{h}_{1i}$$

и

$$h_{02i} = c_{pг} T_{1i} \left(1 - \pi_{2i}^{-(k-1)/k}\right) = c_{pг} T_{1i} \bar{h}_{2i}$$

и полным параметрам $h^*_{01i} = c_{pг} T^*_{0i} \bar{h}^*_{1i}$ и $h^*_{02i} = c_{pг} T^*_{1i} \bar{h}^*_{2i}$.

Скорость потока на выходе из венцов:

$$c_{1i} = \sqrt{2 c_p T_0 \left[\phi^2 \bar{h}_1 + \phi^2 c^2_{2(\ -1)} / \left(4c\ \ T_0\right)\right]}$$

и

$$w_{2i} = \sqrt{2 c_{pг} T_{1i} \left[\psi_i^2 \bar{h}_{2i} + \psi_i^2 w_{1i}^2 / \left(4 c_{pг} T_{1i}\right)\right]}.$$

Удельный объем в соответствующих сечениях:

$$v_{1i} = R T_{0i} \left(1 - \bar{h}_{1i} \varphi_i^2\right) \pi_{1i} / p_{0i}$$

и

$$v_{2i} = R T_{1i} \left(1 - \bar{h}_{2i} \psi_i^2\right) \pi_{2i} / p_{1i}\ .$$

Тогда, приняв

$$\frac{\varphi_i^2 \bar{h}_{1i} + \varphi_i^2 c_{2(i-1)}^2 \big/ \left(4 c_{pг} T_{0i}\right)}{\left[\varphi_i^2 \bar{h}_{1i} + \varphi_i^2 c_{2(i-1)}^2 \big/ \left(4 c_{pг} T_{0i}\right)\right]_0} \approx \frac{\varphi_i^2 \bar{h}_{1i}}{\varphi_{i0}^2 \bar{h}_{1i0}}$$

и

$$\frac{\psi_i^2 \bar{h}_{2i} + \psi_i^2 w_{1i}^2 \big/ \left(4 c_{pг} T_{1i}\right)}{\left[\psi_i^2 \bar{h}_{2i} + \psi_i^2 w_{1i}^2 \big/ \left(4 c_{pг} T_{1i}\right)\right]_0} \approx \frac{\psi_i^2 \bar{h}_{2i}}{\psi_{i0}^2 \bar{h}_{2i0}},$$

уравнения расходов для венцов

$$\frac{G_{1i}}{G_{1i0}} = \frac{p_{0i}}{p_{0i0}} \sqrt{\frac{T_{0i0}}{T_{0i}}} \frac{\beta_{1i}}{\beta_{1i0}},$$

$$\frac{G_{2i}}{G_{2i0}} = \frac{p_{1i}}{p_{1i0}} \sqrt{\frac{T_{1i0}}{T_{1i}}} \frac{\beta_{2i}}{\beta_{2i0}},$$

где $\beta_{1i} = \sqrt{\varphi_i^2 \bar{h}_{1i}} \big/ \left[\left(1 - \varphi_i^2 \bar{h}_{1i}\right) \pi_{1i}\right]$ и $\beta_{2i} = \sqrt{\psi_i^2 \bar{h}_{2i}} \big/ \left[\left(1 - \psi_i^2 \bar{h}_{2i}\right) \pi_{2i}\right]$.

Поскольку $G_{1i} / G_{1i0} = G_{2i} / G_{2i0}$, то для соседних венцов справедливо

$$\frac{\beta_{2i}}{\beta_{2i0}} = \frac{Б_{1i}}{Б_{1i0}},$$

где $Б_{1i} = \pi_{1i} \sqrt{\varphi_i^2 \bar{h}_{1i} \big/ \left(1 - \varphi_i^2 \bar{h}_{1i}\right)}$, а для следующей пары венцов

$$\frac{\beta_{1(i+1)}}{\beta_{1(i+1)0}} = \frac{Б_{2i}}{Б_{2i0}}.$$

Для системы «турбина-диффузор» уравнение для последнего венца и диффузора имеет вид:

$$\frac{\beta_д}{\beta_0} = \frac{Б_{2z}}{Б_{2z0}},$$

где $\beta_д = \sqrt{\left(\pi_д^m - 1\right)/\eta_д} \Big/ \left[1 + \left(\pi_д^m - 1\right)/\eta_д\right]\pi_д$.

Расчет распределения давления по проточной части многоступенчатой турбины удобно начинать с «хвоста», то есть с последнего венца или диффузора, если есть. Порядок расчета следующий.

1. Принимают степень понижения давления или на последний венец турбины, или на диффузор (если он имеется) π_{2z}, по которому находят β_{2z}.

2. Определяют функцию $Б_{1z} = Б_{1z0} \cdot \beta_{2z} / \beta_{2z0}$, где зависимости $Б_{1z0}$ и β_{2z0} находят по данным номинального режима. По величине $Б_{1z}$ определяют π_{1z}.

3. По найденному значению π_{1z} в рассмотренной последовательности определяют $\pi_{2(z-1)}$ и так далее до π_{11}.

Полученные значения степеней понижения давления в венцах для заданных начальных параметров газа позволяют выполнить подробный расчет процесса расширения и уточнить значения коэффициентов φ и ψ. Затем расчет повторяют с уточненными значениями коэффициентов скорости. Общая степень понижения давления турбины равна произведению степеней понижения давления во всех венцах:

$$\pi_т = \pi_{11} \cdot \pi_{21} \cdot \ldots \cdot \pi_{2z}.$$

4. Приняв p_0^* или p_2, находят давления между венцами.

5. Полученные значения давлений между венцами позволяют рассчитать все параметры рабочего тела по проточной части на среднем радиусе, что дает возможность найти углы атаки для всех профилей лопаток и уточнить коэффициентов скорости. Затем расчет повторяют с учетом сделанных уточнений.

Основные показатели турбины. Так как на частичных режимах меняются параметры работы турбины, потери в ней, то меняются и показатели работы турбины.

Потери в радиальных зазорах венцов определяются как

$$\Delta h_{заз.i} = \Delta h_{заз.0} \times \left(\frac{G_{гi}}{G_{гi0}} \right).$$

Внутренний КПД турбины

$$\eta_m = \frac{\sum_{i=1}^{z}\left(u_1 c_1 \times\cos\alpha_1 - u_2 c_2 \times\cos\alpha_2\right)_i \quad -\sum_{i=1}^{2z} h_{заз.i} \quad -\sum_{i=1}^{2z}\Delta h_{m.в}}{c_{pг} T_0^* \overline{H}_m}.$$

В первом приближении для определения КПД турбины можно воспользоваться обобщенной зависимостью КПД от параметра

$$\overline{x} = \frac{X}{X_0} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{z}\frac{u_i^2}{2H_{m0}}}}{\sqrt{\left(\sum_{i=1}^{z}\frac{u_i^2}{2H_{m0}}\right)_0}}.$$

Эта зависимость аппроксимируется формулой

$$\eta_m = \eta_{m0} \times\left(2\overline{X} - \overline{X}^2\right).$$

Расчет по этой формуле дает максимальное значение КПД турбины на номинальном режиме. Если на номинальном режиме $\eta_{т0} < \eta_{т\,max}$, применяется формула

$$\eta_m = \eta_{m0}\frac{2\overline{X}_{opt} - \overline{X}_{opt}^2}{\left(2\overline{X}_{opt} - \overline{X}_{opt}^2\right)_0},$$

где $\overline{X}_{opt} = \dfrac{\sqrt{\sum_{i=1}^{z}\dfrac{u_i^2}{2H_{m0}}}}{\sqrt{\left(\sum_{i=1}^{z}\dfrac{u_i^2}{2H_{m0}}\right)_{opt}}}.$

Здесь индекс «opt» соответствует режиму $\eta_{т\,max}$.

На частичных режимах при обтекании лопаток турбины из-за деформации треугольников скоростей появляются углы атаки, что

приводит к изменению коэффициентов скорости φ и ψ. Для определения ψ (φ) используется формула:

$$\psi = \psi_0 \sqrt{1 - A(i)^2} ,$$

где ψ_0 - коэффициент скорости при углах атаки $i = 0$; А – коэффициент, равный 0,8 при положительных углах атаки и 0,15 при отрицательных.

Эффективная мощность турбины

$$N_m^{эф} = N_{m0}^{эф} \frac{p_0^*}{p_{00}^*} \sqrt{\frac{\overline{H}_m}{\overline{H}_{m0}}} \frac{n}{n_0} \frac{\beta_m}{\beta_{m0}} \frac{\eta_{мех}}{\eta_{мех0}} .$$

Механический КПД при частичных нагрузках можно найти по формуле

$$\eta_{мех} = 1 - (1 - \eta_{мех0}) \frac{N_{m0}^{эф}}{N_m^{эф}} \left(\frac{n}{n_0} \right)^a ,$$

где а= 1,5…1,8, большее значение соответствует турбине с редуктором.

1.5. СОГЛАСОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ АГРЕГАТОВ

Основные уравнения. Расходы рабочего тела, проходящих через элементы газотурбинных установок, однозначно связаны между собой и на всех равновесных установившихся режимах определяются параметрами рабочего тела. *Уравнение баланса расходов* выглядит следующим образом:

$$G_т = G_к + G_{топ} – G_{охл} – G_{ут},$$

где $G_т$ – расход газа на входе в турбину, $G_к$ – расход воздуха на входе в компрессор, $G_{топ}$ – расход топлива в камере сгорания, $G_{охл}$ – расход

воздуха, отбираемый из компрессора для охлаждения турбины, $G_{ут}$ – величина утечки рабочего тела.

В современных газотурбинных установках расход $G_{охл} \approx (0{,}04…0{,}10)G_к$ зависит от температуры газа и эффективности систем охлаждения, $G_{ут} \approx (0{,}010…0{,}015)G_к$ зависит от конструкции концевых уплотнений, $G_{топ} \approx (0{,}010…0{,}025)G_к$ зависит от экономичности газотурбинных установок и свойств топливного газа. Таким образом, разница $G_т – G_к$ определяется, в основном, расходом на охлаждение.

На установившихся режимах для каждого вала установки наблюдается баланс мощности турбин, компрессоров и внешних потребителей. *Уравнение баланса мощности* зависит от тепловой схемы газотурбинной установки и рассматриваемого вала. Для турбокомпрессорного вала, не связанного с внешним потребителем, уравнение баланса мощности имеет вид

$$\sum_{i=1}^{n} G_{mi} \times H_{mi} \times \eta_{мех} - \sum_{j=1}^{m} G_{кj} \times H_{кj} = 0.$$

Для вала установки, на котором расположен внешний потребитель,

$$\sum_{i=1}^{n} G_{mi} \times H_{mi} \times \eta_{мех} - \sum_{j=1}^{m} G_{кj} \times H_{кj} = N_в,$$

где $N_в$ – мощность на валу установки, n и m – число турбин и компрессоров на рассматриваемом валу.

Уравнение баланса мощности, записанное для свободного вала, не связанного с приводом компрессора, не содержит мощность компрессора.

Как правило, внешний потребитель определяет характер изменения частоты вращения выходного вала, которая зависит от снимаемой мощности. Если потребитель полезной нагрузки – электрогенера-

тор, то частота вращения выходного вала ГТУ меняется в пределах неравномерности регулирования.

Для турбомашин *уравнение отношения давлений* определяет связь между общими степенями повышения и понижения давлений. В идеальном цикле ГТУ, когда потери давления в трактах отсутствуют, $\pi_{к\Sigma} = \pi_{т\Sigma}$. В реальных установках для любого режима справедливо уравнение

$$\pi_{к1} \cdot \pi_{к2} \cdot \ldots \cdot \pi_{кm} \cdot \nu = \pi_{т1} \cdot \pi_{т2} \cdot \ldots \cdot \pi_{тn},$$

где $\nu = (1 - \xi_{вх})(1 - \xi_1) \times .. \times (1 - \xi_z) / (1 + \xi_{вых})$ - коэффициент общих потерь давления, ξ – коэффициенты гидравлических потерь давления в трактах, z – число элементов газовоздушного тракта между компрессором и турбиной низкого давления.

Гидравлические потери давления в трактах ГТУ. Давление перед компрессором p_1 зависит от потерь давления во входном тракте:

$$p_1 = p_н - \Delta p_{вх} = p_н \times (1 - \xi_{вх}).$$

Потери давления во входном тракте

$$\Delta p_{вх} = \Delta p_{вх0} \frac{p_{10}}{p_1} \frac{T_1}{T_{10}} \left(\frac{G_к}{G_{к0}} \right)^2 .$$

Если расход воздуха через компрессор определить приближенно, например, по формуле $G_к = G_{к0} \frac{p_1}{p_{10}} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \left(\frac{n}{n_0} \right)^{1,25}$, то потеря давления во входном тракте на любом режиме составит

$$\Delta p_{вх} = \Delta p_{вх0} \frac{p_1}{p_{10}} \left(\frac{n}{n_0} \right)^{2,5} .$$

Тогда давление перед компрессором следует находить по формуле

$$p_1 = p_н \frac{1-\xi_{вх0}}{1-\xi_{вх0}\times\left(1-\left(\frac{n}{n_0}\right)^{2,5}\right)}.$$

а коэффициент потерь давления во входном тракте ГТУ

$$\xi_{вх} = 1-\frac{1-\xi_{вх0}}{1-\xi_{вх0}\times\left(1-\left(\frac{n}{n_0}\right)^{2,5}\right)}.$$

Поэтому для одновальных установок, работающих при постоянной частоте вращения, можно считать коэффициент $\xi_{вх}$ неизменным при всех нагрузках.

Потерю давления в тракте между компрессорами целесообразно определять так же, как и применительно к входному тракту. Тогда

$$p_{1в} = p_{2н} \frac{1-\xi_{к.н.-к.в.0}}{1-\xi_{к.н.-к.в.0}\times\left(1-\left(\frac{n_{к.в.}}{n_{к.в.0}}\right)^{2,5}\right)};$$

$$\xi_{к.н.-к.в.} = 1-\frac{1-\xi_{к.н.-к.в.0}}{1-\xi_{к.н.-к.в.0}\times\left(1-\left(\frac{n_{к.в.}}{n_{к.в.0}}\right)^{2,5}\right)},$$

где $\xi_{к.н.-к.в.} = \dfrac{\Delta p_{к.н.-к.в.}}{p_{2н}}$.

Тракт между компрессором и турбинной группой определяется сопротивлением камеры сгорания, поэтому коэффициент потери давления

$$\xi_{к-т} = \xi_{к-т0}\times\left[K_1\frac{T_2}{T_{20}} + K_2\frac{T_3-T_2}{(T_3-T_2)_0}\right]\frac{\pi_{к0}}{\pi_к}\left(\frac{G_к}{G_{к0}}\right)^2,$$

где K_1, K_2 – см. п. 1.3.

Тракт между турбинами при наличии дополнительной камеры сгорания между ними аналогичен предыдущему, а формула для определения коэффициента потерь давления имеет вид

$$\xi_{т.в.–т.н.} = \xi_{т.в.–т.н.0} \times \left[K_1 \frac{T_{4в}}{T_{4в0}} + K_2 \frac{T_{3н} - T_{4в}}{(T_{3н} - T_{4в})_0} \right] \frac{\pi_{т.в.}}{\pi_{т.в.0}} \left(\frac{G_т}{G_{т0}} \right)^2 .$$

Если камера сгорания между турбинами отсутствует, то

$$\xi_{т.в.–т.н.} = \xi_{т.в.–т.н.0} \times \left(\frac{\pi_{т.в.}}{\pi_{т.в.0}} \right)^2 \frac{1 - \left(1 - \pi_{т.в.}^{-m}\right)\eta_{т.в.}}{\left(1 - \left(1 - \pi_{т.в}^{-m}\right)\eta_{т.в.}\right)_0} \left(\frac{\beta_{т.в.}}{\beta_{т.в.0}} \right)^2 ,$$

где β - см. п. 1.4.

Для тракта за турбинной группой потеря давления $\Delta p_{вых} = \xi_{вых} \frac{\rho_4 c_4^2}{2}$, где ρ_4 и c_4 – плотность и скорость рабочего тела на входе в турбину. Потеря давления

$$\Delta p_{вых} = \Delta p_{вых0} \times \frac{p_3}{p_{30}} \frac{\pi_т}{\pi_{т0}} \left(\frac{\beta_т}{\beta_{т0}} \right)^2 \frac{1 - \left(1 - \pi_т^{-m}\right)\eta_т}{\left(1 - \left(1 - \pi_т^{-m}\right)\eta_т\right)_0} ,$$

а коэффициент потери давления

$$\xi_{вых} = \xi_{вых0} \times \frac{p_3}{p_{30}} \frac{\pi_т}{\pi_{т0}} \left(\frac{\beta_т}{\beta_{т0}} \right)^2 \frac{1 - \left(1 - \pi_т^{-m}\right)\eta_т}{\left(1 - \left(1 - \pi_т^{-m}\right)\eta_т\right)_0} .$$

Так как в последние формулы входит степень понижения давления в турбине $\pi_т$, которая, в свою очередь, зависит от потери давления в выходном тракте, расчет потери в выходном тракте следует проводить итерационным методом с учетом того, что давление за турбинной группой $p_4 = p_н \cdot (1 + \xi_{вых})$.

1.6. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Допустимые режимы работы ГТУ. Переменным нагрузкам ГТУ соответствуют свои совокупности параметров. Закономерности изменения этих параметров образуют статические характеристики установки. Совокупности параметров удобно наносить на характеристики компрессоров, что позволяет наглядно представить особенности работы ГТУ. Геометрическое место точек равновесных режимов, нанесенных на характеристику компрессора, называется режимной (или рабочей) линией. Каждая точка режимной линии удовлетворяет балансным уравнениям. На рис. 1.10 показана универсальная характеристика компрессора.

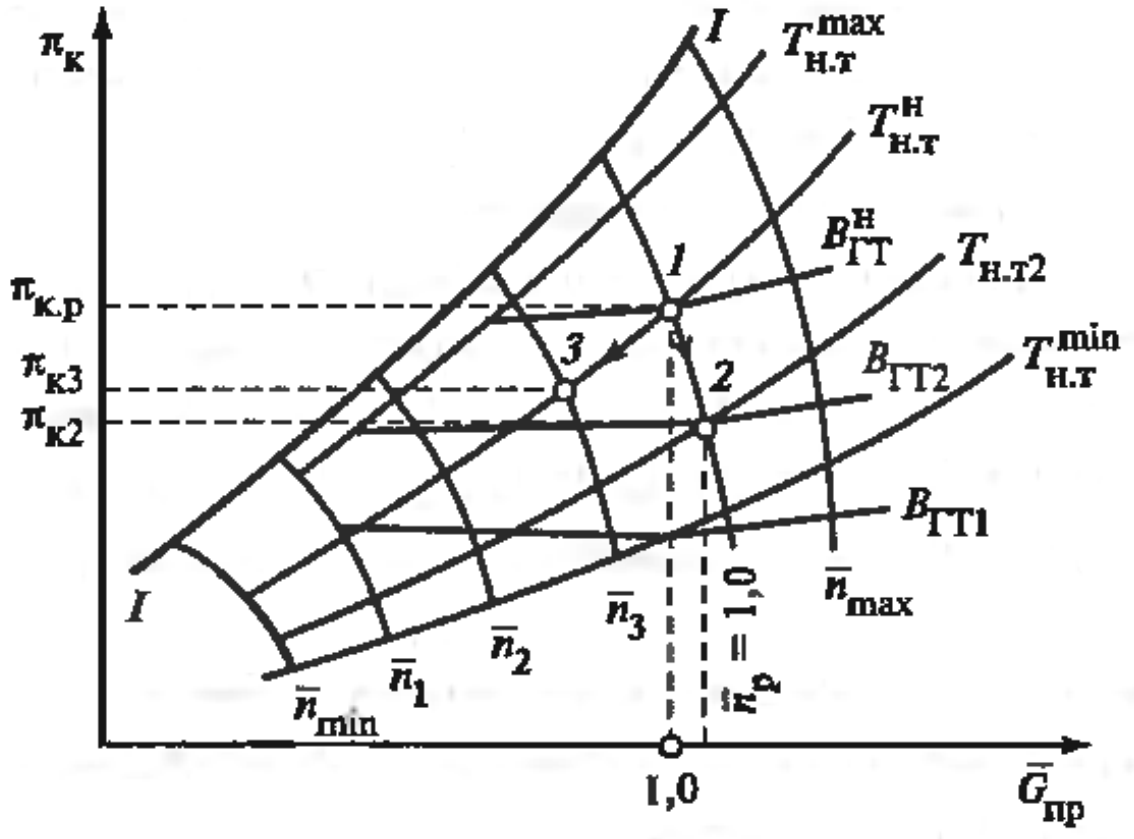


Рис. 1.10. Универсальная характеристика компрессора с нанесенными ограничениями и режимными линиями: 1 – 2 – режимная линия генераторной ГТУ, 1 – 3 – режимная линия приводной ГТУ

Точка 1 соответствует номинальной нагрузке установки. Линия 1 – 2 соответствует режимной линии энергетической ГТУ, в качестве полезной нагрузки в которой выступает электрогенератор. Эта линия располагается на линии постоянства частоты вращения. Линия 1 – 3 является типичной режимной линией приводной ГТУ. У приводной ГТУ частота вращения может меняться при переходе с режима на режим в соответствии с нуждами потребителя.

В ГТУ с одним компрессором уравнение расхода, связывающее расходные характеристики турбины и компрессора, и отношения давлений позволяют нанести на характеристику компрессора линии постоянства температур газа перед турбиной $T_{н.т.}$ ($T_З$).

Линии постоянства температур перед турбиной, в свою очередь, позволяют при помощи уравнения теплового баланса камеры сгорания нанести на характеристику линии постоянства расходов топлива $B_{ГТ}$ ($G_{топ}$).

На характеристике компрессора можно выделить зону возможного размещения режимных линий, которая ограничивается условиями стабильной и надежной эксплуатации установки. Границами этой зоны являются следующие условия (рис. 1.11):

граница помпажа осевого компрессора 1. Выше этой линии работа компрессора становится неустойчивой;

линия минимально допустимой частоты вращения 2. Эта линия определяется требованием надежной работы камеры сгорания и динамической устойчивостью режима работы ГТУ;

граница режимов работы с запасом по помпажу 3. Допустимое минимальное приближение режимной линии к границе помпажа задается допустимым значением коэффициента запаса по помпажу $k_y = \left(\frac{G_{к.р.} \times \pi_{к.гр.}}{G_{к.гр.} \times \pi_{к.р.}} - 1 \right) \times 100\%$, где индекс «р» относится к параметрам режимной линии, а индекс «гр» - к границе помпажа. Опыт надежной эксплуатации ГТУ ограничивает минимальное значение коэффициента запаса по помпажу величиной 10…12 %;

линия предельной температуры газа перед турбиной 4. Превышение предельной температуры перед турбиной недопустимо из-за сильного влияния ее на ресурс ГТУ. Уровень предельной температуры устанавливают по температуре газа в режиме максимальной мощности. Принимают $T_{3пред.} = T_{30} + (20…40)$ К;

линия максимально допустимой частоты вращения 5. Ограничение определяется требованиями прочности. Значение $n_{пред}$ устанавливается на 8…10 % выше частоты вращения на номинальном режиме;

линия минимально допустимой температуры газа перед турбиной 6. Эта линия ограничивает область устойчивой работы камеры сгорания по минимальному расходу топлива, обусловленному качеством распыла.

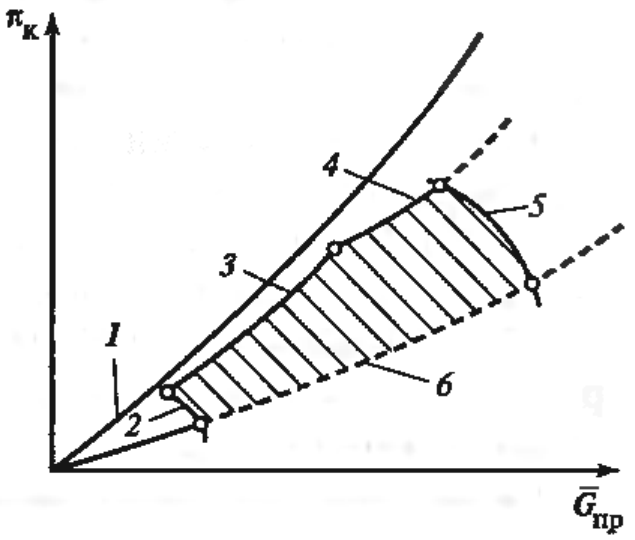


Рис. 1.11. Область допустимых режимов работы, ограниченная условиями: 1 – линия помпажа осевого компрессора, 2 – линия постоянства минимально допустимой частоты вращения ротора, 3 – граница режимов работы с запасом по помпажу, 4 – линия постоянства максимально допустимой температуры газа перед турбиной, 5 – линия постоянства максимально допустимой частоты вращения ротора, 6 – линия постоянства минимально допустимой температуры газа перед турбиной

В ГТУ с двумя и более компрессорами также имеются возможные области режимов работы, ограниченные перечисленными линиями.

Изменение основных параметров и показателей в зависимости от полезной мощности установки определяется режимной характеристикой.

Для построения статических характеристик ГТУ должны быть определены параметры статических режимов в широком диапазоне нагрузок. Методика определения этих режимов зависит от тепловой схемы установки и типа внешнего потребителя.

Характеристики одновальной ГТУ. На рис. 1.12 представлена типичная режимная характеристика одновальной генераторной ГТУ. При уменьшении нагрузки все параметры установки понижаются, кроме расхода топлива, который даже несколько возрастает. Это так называемое качественное регулирование, при котором уменьшение мощности обеспечивается только за счет понижения параметров рабочего тела. Такой метод регулирования приводит к пониженной эффективности установки на частичных нагрузках, поэтому для одновальной генераторной ГТУ характерно резкое уменьшение ее КПД с понижением нагрузки. Этим определяется выбор условий эксплуатации генераторной ГТУ. Обычно такая ГТУ работает на режимах, близких к номинальному. Длительная работа одновальной генераторной ГТУ на пониженных нагрузках связана с существенным перерасходом топлива.

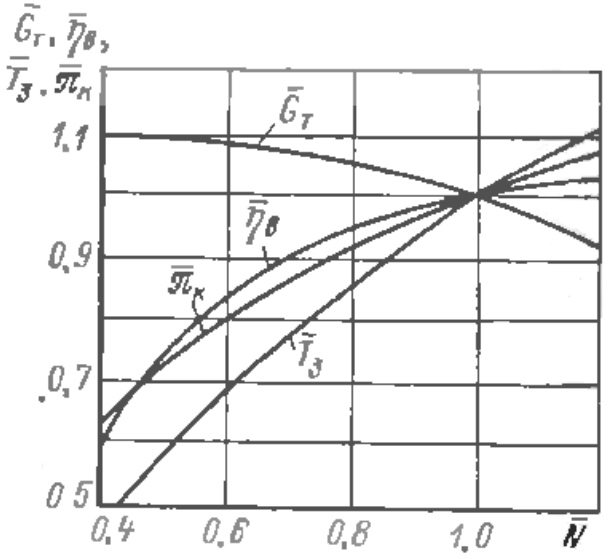


Рис. 1.12. Режимная характеристика одновальной генераторной ГТУ

Особенность приводной установки – зависимость нагрузки от частоты вращения выходного вала. Для одновальной приводной ГТУ характерен малый диапазон изменения мощности установки, а с ее уменьшением параметры рабочего тела понижаются (рис. 1.13). Регулирование мощности в этом случае в значительной мере количественное, поскольку с уменьшением мощности расход рабочего тела через установку падает. В связи с этим, для одновальной приводной ГТУ характеристика $\eta_в = f(\overline{N})$ оказывается существенно более благоприятной.

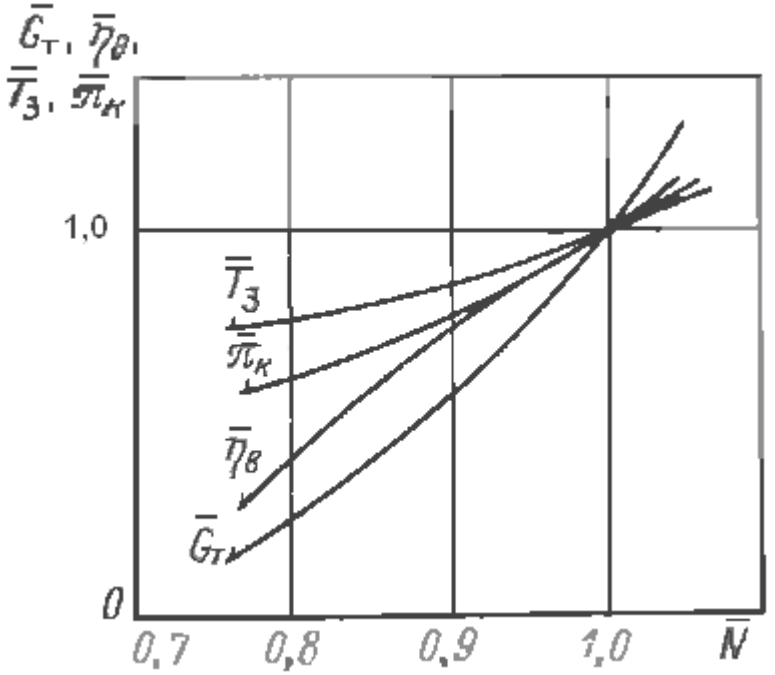


Рис. 1.13. Режимная характеристика одновальной приводной ГТУ

Характеристики однокомпрессорной ГТУ со свободной силовой турбиной. Рассматриваемая ГТУ состоит из двух относительно самостоятельных элементов: турбокомпрессорного и силового блоков. Турбокомпрессорный блок обеспечивает выработку рабочего тела требуемых параметров, которые в силовом блоке трансформируются в полезную работу. Режимная линия характеризуется переменной частотой вращения турбокомпрессорного блока. При определе-

нии статических характеристик установки со свободной турбиной пренебрегают влиянием режима ее работы на турбокомпрессорный блок. Режимная линия в этом случае идентична для генераторной и приводной ГТУ.

С уменьшением располагаемой мощности, определяемой параметрами рабочего тела и его расходом на силовую турбину, степень повышения давления и расход воздуха через компрессор понижаются (рис. 1.14). Коэффициент полезного действия компрессора изменяется значительно заметнее, чем КПД компрессорной турбины. В ГТУ со свободной турбиной опасность перегрева установки возникает не только при перегрузке, но и на режимах малой мощности при низкой частоте вращения ротора турбокомпрессорного блока.

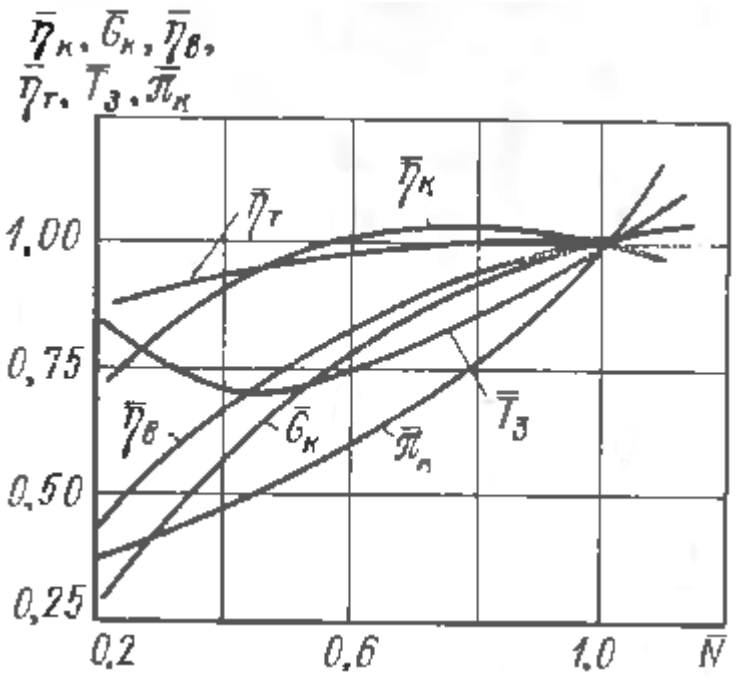


Рис. 1.14. Режимная характеристика однокомпрессорной ГТУ со свободной силовой турбиной

Коэффициент полезного действия установки с уменьшением мощности падает. Однако по сравнению с одновальной установкой относительное понижение КПД здесь значительно меньше.

Для рассматриваемой установки является выбор режима минимальной нагрузки, исходя из следующих условий:

благоприятное тепловое состояние проточной части турбины, поскольку начальная температура газа на режимах малой нагрузки может возрастать;

качество распыла топлива, так как с уменьшением нагрузки расход топлива падает, а вместе с ним уменьшается и перепад давления топлива на форсунку, который определяет качество распыла;

обеспечение минимального запаса по помпажу компрессора, поскольку с падением нагрузки коэффициент устойчивости компрессора уменьшается.

Характеристики двухкомпрессорных ГТУ. Для двухкомпрессорных ГТУ возможно различное сочетание ее элементов. Наибольший интерес представляют такие схемы, в которых каждый компрессор приводится во вращение своей турбиной. Требуется рассчитать распределение степени понижения давления по турбинам.

Точки на режимной линии соответствуют условиям равновесия для рассматриваемой установки, в частности, равенство мощностей на валах высокого и низкого давления.

Для расчета характеристик ГТУ используются два метода – балансный метод и метод малых отклонений.

Рекомендуемый порядок расчета при балансном методе следующий.

1. На характеристике КНД (компрессора низкого давления) принимается значение расхода воздуха, отличное от номинального. Для него задаются тремя значениями степени повышения давления (точки 1, 2, 3 на рис. 1.15, а).

Каждой из этих точек отвечает приведенный расход воздуха через КВД (компрессор высокого давления) $G^{в}_{пр.1}$, $G^{в}_{пр.2}$, $G^{в}_{пр.3}$. Затем для каждого $G^{в}_{пр.}$, в свою очередь, принимают три произвольных значения $\pi_{к.в.}$, например, для $G^{в}_{пр.1}$ - точки $1'$, $2'$, $3'$ на рис. 1.15, б. Общая

степень повышения давления для принятых точек: $\pi_{к.\,общ.\,1} = \pi_{к.н.1} \cdot \pi_{к.в.1}$; $\pi_{к.\,общ.\,2} = \pi_{к.н.1} \cdot \pi_{к.в.2}$; $\pi_{к.\,общ.\,3} = \pi_{к.н.1} \cdot \pi_{к.в.3}$. Аналогичными будут значения $\pi_{к.\,общ.}$ для точек 2 и 3 на характеристике КНД. Всего получают 9 значений. Общая степень понижения давления в турбинной группе $\pi_{т.\,общ.} = \pi_{к.\,общ.} \cdot \nu$ (см. п. 1.4).

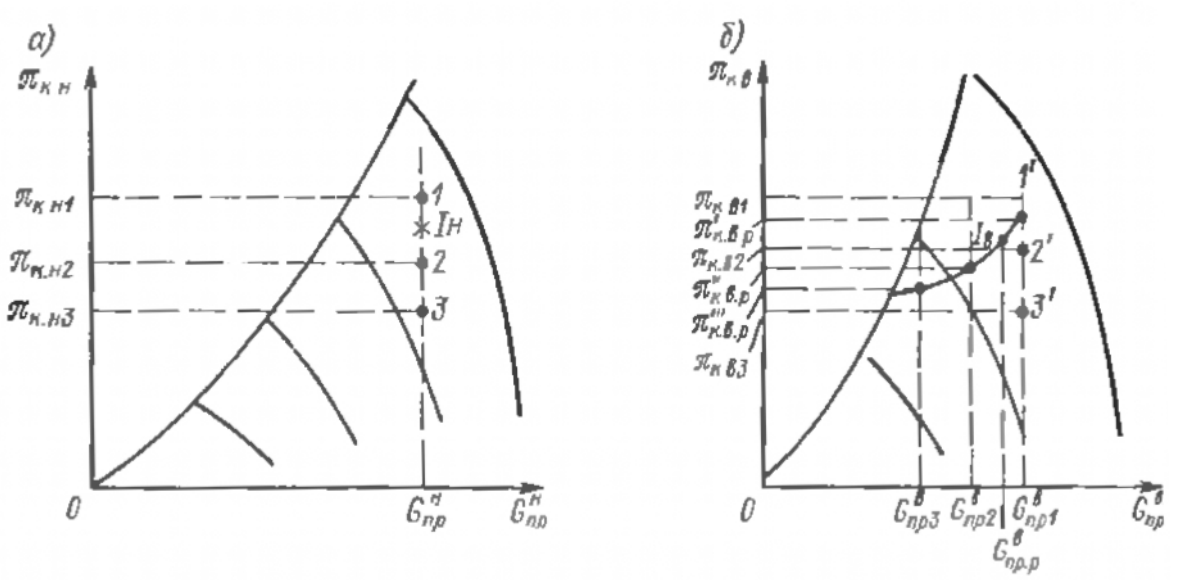


Рис. 1.15. Характеристики компрессоров низкого (а) и высокого (б) давления

2. Для каждого значения $\pi_{к.\,общ.}$ при принятых расходах рабочего тела по уравнению расхода через турбину высокого давления (при наличии камеры сгорания между ТВД (турбиной высокого давления) и ТНД (турбиной низкого давления)) или через всю турбинную группу находят начальную температуру газа T_3 перед ТВД.

3. Обеспечивают баланс мощности на валу высокого давления. Для этого необходимо установить для каждого $\pi_{т.\,общ.}$ распределение степени понижения давления по турбинам, для чего удобно пользоваться приближенными методами расчета турбин. Затем для каждого значения приведенного расхода через КВД ($G^{в}_{пр.1}$, $G^{в}_{пр.2}$, $G^{в}_{пр.3}$) строят

вспомогательные графики баланса мощности на валу высокого давления (рис. 1.16, а).

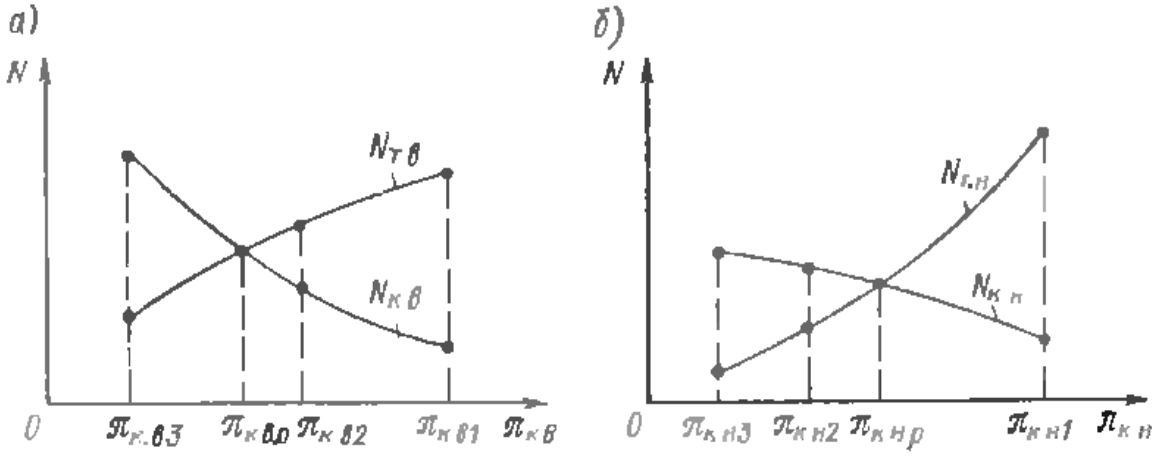


Рис. 1.16. Вспомогательные графики мощностей компрессоров и турбин на соответствующих валах

По ним для каждого значения приведенного расхода устанавливают $\pi_{к.в.}$, соответствующую балансу мощности на валу высокого давления и являющуюся точкой пересечения кривых зависимости мощностей компрессора и турбины. Этому условию отвечают $\pi'_{к.в.р.}$, $\pi''_{к.в.р.}$, $\pi'''_{к.в.р.}$.

4. Балансируется мощность на валу низкого давления. Этот баланс находится при условии баланса мощностей на валу высокого давления, то есть только для значений $\pi'_{к.в.р.}$, $\pi''_{к.в.р.}$, $\pi'''_{к.в.р.}$. Баланс мощности также определяют с помощью вспомогательного графика (рис. 1.16, б). Таким образом, только одна точка на характеристике КНД, отвечающая условию баланса мощности на валу и низкого, и высокого давления, является точкой равновесного режима на характеристике КНД (точка Iн на рис. 1.15, а).

5. Для нанесения соответствующей точки на характеристику КВД находят по $\pi_{к.н.р.}$ приведенный расход через КВД $G^{в}_{пр.р.}$. Равновесный режим на характеристике КВД будет определяться пересече-

нием $G^{в}_{пр.р.}$ с линией, соединяющей $\pi'_{к.в.р.}$, $\pi''_{к.в.р.}$, $\pi'''_{к.в.р.}$ (точка Iв на рис. 1.15, б).

В целях построения режимных линий на характеристиках компрессоров расчет следует повторить для других значений расхода через КНД.

Для сложных схем ГТУ может оказаться более предпочтительным расчет частичных нагрузок методом малых отклонений, основанный на решении системы линеаризованных уравнений. Систему уравнений, описывающих происходящие в установке процессы, составляют как систему отдельных аккумуляторов энергии и материи. Число таких уравнений зависит от количества аккумуляторов и определяется тепловой схемой рассматриваемой ГТУ. Аккумуляторами энергии и материи могут выступать ротор (аккумулятор механической энергии), различные объемы газа и воздуха (аккумуляторы материи), камеры сгорания и теплообменные аппараты (аккумуляторы теплоты).

В качестве примера рассматривается схема ГТУ, приведенная на рис. 1.17.

Потребитель согласно данной схеме подключен к валу низкого давления. Запишем уравнения, соответствующие данной схеме.

Уравнение ротора высокого давления:

$$M_{т.в.} - \Delta M_{к.в.} = 0;$$

$$M_{т.в.} = f\left(p_3, T_3, p_{3н}, \omega_в\right);$$

$$M_{к.в.} = f\left(\omega_в, p_2, p_{1в}\right);$$

$$a_{11}\psi_3 + a_{12}\tau_3 + a_{13}\psi_{3н} + a_{14}\psi_{1в} + a_{15}\varphi_в = 0.$$

Уравнение ротора низкого давления:

$$M_{т.н.} - M_{к.н.} - \Delta M_{пот} = 0$$

$$M_{т.н.} = f(p_{3н}, T_{3н}, \omega_н);$$

$$M_{к.н.} = f(\omega_н, p_{2н});$$

$$M_{пот} = f(\omega_н, L);$$

$$a_{21}\psi_{3н} + a_{22}\tau_{3н} + a_{23}\varphi_н + a_{24}\psi_{2н} = a_{25}\lambda.$$

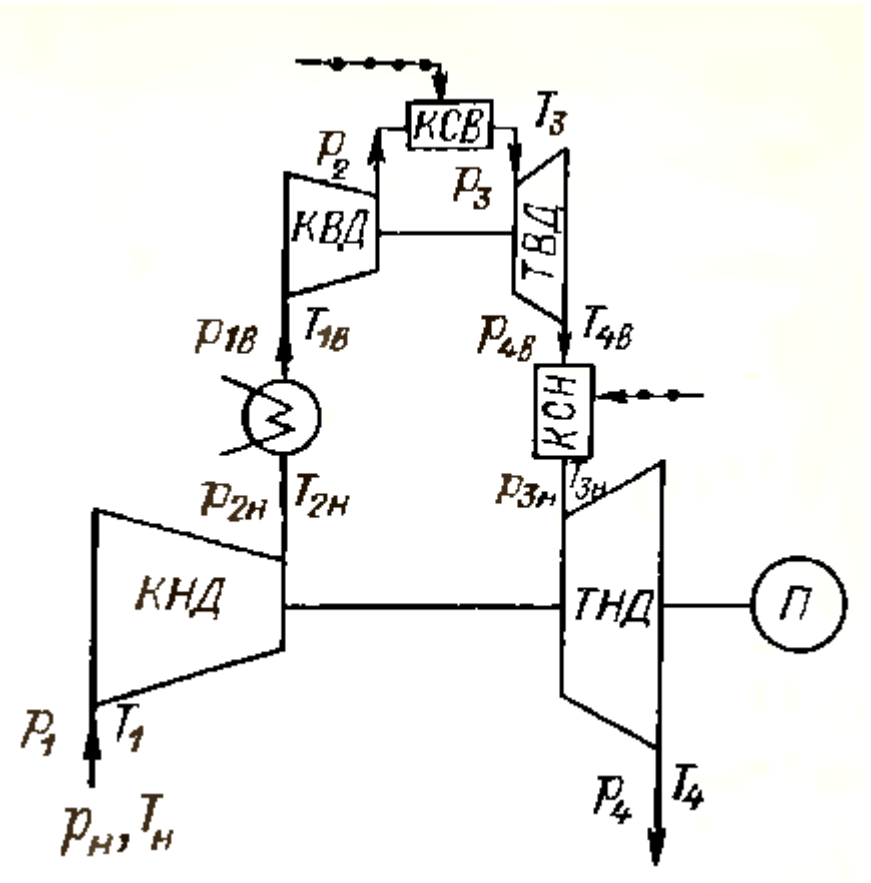


Рис. 1.17. Схема двухкомпрессорной ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха и промежуточным подогревом газа между турбинами путем дожигания топлива

Уравнение объема между компрессорами низкого и высокого давления:

$$G_{к.н.} - \Delta G_{к.в.} = 0;$$

$$G_{к.н.} = f(\omega_н, p_{2н});$$

$$G_{к.в.} = f(\omega_в, p_2, p_{1в});$$

$$a_{31}\psi_{2н} + a_{32}\psi_2 + a_{33}\psi_{1в} + a_{34}\varphi_н + a_{35}\varphi_в = 0.$$

Уравнение объема между компрессором и турбиной высокого давления:

$$\Delta G_{к.в.} - \Delta G_{т.в.} = 0;$$

$$G_{т.в.} = f(p_3, T_3, p_{4в});$$

$$a_{41}\psi_3 + a_{42}\varphi_в + a_{43}\psi_{1в} + a_{44}\psi_{4в} + a_{45}\tau_3 = 0.$$

Уравнение объема между турбинами высокого и низкого давления:

$$\Delta G_{т.в.} - \Delta G_{т.н.} = 0;$$

$$G_{т.н.} = f(p_{3н}, T_{3н});$$

$$a_{51}\psi_3 + a_{52}\tau_3 + a_{53}\psi_{3н} + a_{54}\tau_{3н} = 0.$$

Уравнение камеры сгорания высокого давления:

$$\Delta Q_{1в} - \Delta Q_{2в} = 0;$$

$$Q_{1в} = f\left(G^{в}_{топ}, \omega_в, p_2, p_{1в}\right);$$

$$Q_{2в} = f(p_3, T_3, p_{4в});$$

$$a_{61}\varphi_в + a_{62}\psi_3 + a_{63}\psi_{1в} + a_{64}\tau_3 + a_{65}\psi_{4в} = a_{66}q^{в}_{топ}.$$

Уравнение камеры сгорания низкого давления:

$$\Delta Q_{1н} - \Delta Q_{2н} = 0;$$

$$Q_{1н} = f\left(G^{н}_{топ}, p_3, T_3, p_{4в}\right);$$

$$Q_{2н} = f\left(p_{3н}, T_{3н}\right);$$

$$a_{71}\psi_3 + a_{72}\tau_3 + a_{73}\psi_{3н} + a_{74}\tau_{3н} = a_{75}q^{н}_{топ}.$$

Здесь постоянные коэффициенты a_{11}, a_{21},... представляют собой частные производные по параметрам состояния соответствующих аккумуляторов, а вместо размерных параметров введены безразмерные величины $\psi = \Delta p/p'$, $\tau = \Delta T/T'$, $\varphi = \Delta\omega/\omega'$, $q_{топ} = \Delta G_{топ}/G'_{топ}$, $\lambda = \Delta L/L'$, где p', T', … - параметры, соответствующие известному режиму.

Неизвестными величинами в приведенных уравнениях являются все параметры состояний, расходы топлива и полезная нагрузка. Число неизвестных на три величины больше числа уравнений, поэтому для замыкания системы уравнений задаются значениями трех параметров, один из которых определяет изменение режима работы установки, а два других – дополнительные эксплуатационные условия. Для генераторной установки такими параметрами могут быть λ, $\varphi_н = 0$ и $q^{н}_{топ}$ (или зависимость между $q^{н}_{топ}$ и $q^{в}_{топ}$).

Решение приведенной системы уравнений позволяет определить параметры нового режима, которые находятся по уравнениям вида $\omega''_в = \omega'_в \times(1 + \varphi_в)$, $T''_3 = T'_3 \times(1 + \tau_3)$, …, где $\omega'_в, T'_3$ и $\omega''_в, T''_3$, … - параметры состояния известного и искомого режимов.

Проведенная линеаризация уравнений предполагает относительно небольшие диапазоны изменения параметров, чем больше диапазон, тем больше погрешность получаемого решения.

Из-за возникающих погрешностей на новом режиме уравнения для рассмотренных аккумуляторов приобретают вид:

$$M_{т.в.} - \Delta M_{к.в.} = \delta_1;$$

$$\Delta G_{к.в.} - \Delta G_{т.в.} = -\delta_2;$$

…,

где δ_1, δ_2, … - погрешности расчета.

Применив метод линеаризации, получаем:

$$a'_{11}\psi'_3 + a'_{12}\tau'_3 + a'_{13}\psi'_{3н} + a'_{14}\psi'_{1в} + a'_{15}\varphi'_в = \delta_1,$$

где a'_{11}, a'_{12}, … - те же коэффициенты, что и в первом линеаризованном уравнении, только вычисленные по производным для нового режима; ψ'_3, τ'_3, … - переменные, представляющие собой поправки к параметрам состояния нового режима, найденных из решения вышеприведенной системы.

В этом случае уточнение параметров состояния нового режима определяется уравнениями:

$$p_3^0 = p'_3 \times (1 + \psi'_3);\ T_3^0 = T'_3 \times (1 + \tau'_3);\ \ldots,$$

где p_3^0, T_3^0, … - уточненные параметры нового режима.

Рекомендуемый порядок расчета переменных режимов методом малых отклонений следующий.

1. Составляют систему линейных уравнений всех аккумуляторов энергии и массы рассматриваемой установки. Коэффициенты $a_{11}, a_{12}, \ldots$ определяют по параметрам известного режима.

2. Задают диапазон изменения режима значением параметра λ или $q_{топ}$, а также дополнительные эксплуатационные условия.

3. Решив систему уравнений аккумуляторов, находят все безразмерные параметры состояния ψ, τ, …, определяющие новый режим работы. Затем определяют размерные величины p_3^0, T_3^0, …. Если принимаются малые интервалы изменения режима работы и уточнения не требуется, расчет заканчивается. Следующий режим рассчиты-

вается, принимая за исходный только что определенный режим. Если уточнение требуется, расчет продолжают.

4. Составляют систему уравнений аккумуляторов со значением небаланса δ. В этом случае нагрузка неизменна, поэтому λ = 0.

5. Вычисляют коэффициенты уравнений a'_{11}, a'_{12}, … по параметрам приближенного расчета согласно пункту 3.

6. Решив систему уравнений с учетом небаланса, находят неизвестные ψ'_3, τ'_3, …, по которым определяют параметры уточненного режима p_3^0, T_3^0, …. Одного уточнения обычно оказывается достаточно.

Влияние параметров окружающей среды. Характеристики газотурбинных установок очень чувствительны к изменению параметров окружающей среды.

Основные уравнения составлены в предположении, что изменение внешних параметров не нарушает условия подобия режимов работы отдельных элементов ГТУ. При составлении нижеследующих уравнений параметры рабочего тела, соответствующие стандартным параметрам окружающей среды, обозначены индексом «ст».

Характеристику компрессора строят в координатах параметров подобия: приведенный расход $G_{пр} = G_к \times \sqrt{T_н} \,/\, p_н$, приведенная частота вращения $n_{пр} = n / \sqrt{T_н}$ и степень повышения давления $\pi_к$. Тогда массовый расход воздуха при любых условиях $G_к = G_{к.ст} \dfrac{p_н}{p_{н.ст}} \sqrt{\dfrac{T_{н.ст}}{T_н}}$, а частота вращения $n = n_{ст} \sqrt{\dfrac{T_н}{T_{н.ст}}}$. Режимная линия, нанесенная на характеристику компрессора, очевидно, не зависит от параметров наружного воздуха, так как ее координатами являются параметры подобия.

Расход рабочего тела через турбину определяется выражением

$$G_т = a f_н p_3 \beta_т \sqrt{T_3},$$

где a - постоянная величина. Поскольку расход газа через турбину и воздуха через компрессор связаны однозначно, то справедливы соотношения:

$$\frac{T_{3cm}}{T_{н.cm}} = \frac{T_3}{T_н} = const,$$

из которых следует, что температура газа перед турбиной в каждой точке режимной линии зависит только от температуры наружного воздуха. Чем выше температура наружного воздуха $T_н$, тем выше температура газа T_3.

Расход топлива в камере сгорания определяется из уравнения ее теплового состояния, которое, приняв равными теплоемкости воздуха и газа, можно переписать в виде:

$$\frac{G_{mon}}{p_н T_н} = \frac{G_{mon.cm}}{p_{н.cm} T_{н.cm}} = const.$$

Уравнение, связывающее полезную мощность ГТУ и параметры окружающего воздуха, записывается в виде соотношений:

$$\frac{N_в}{p_н T_н} = \frac{N_{в.cm}}{p_{н.cm} T_{н.cm}} = const.$$

Таким образом, мощность установки при заданной степени повышения давления в компрессоре растет с повышением параметров наружного воздуха.

На номинальном режиме температура T_3 высока, ее увеличение при росте температуры окружающего воздуха обычно недопустимо, следует ввести ограничение по температуре T_3. В этом случае повышение температуры $T_н$ приводит к понижению мощности установки (рис. 1.18).

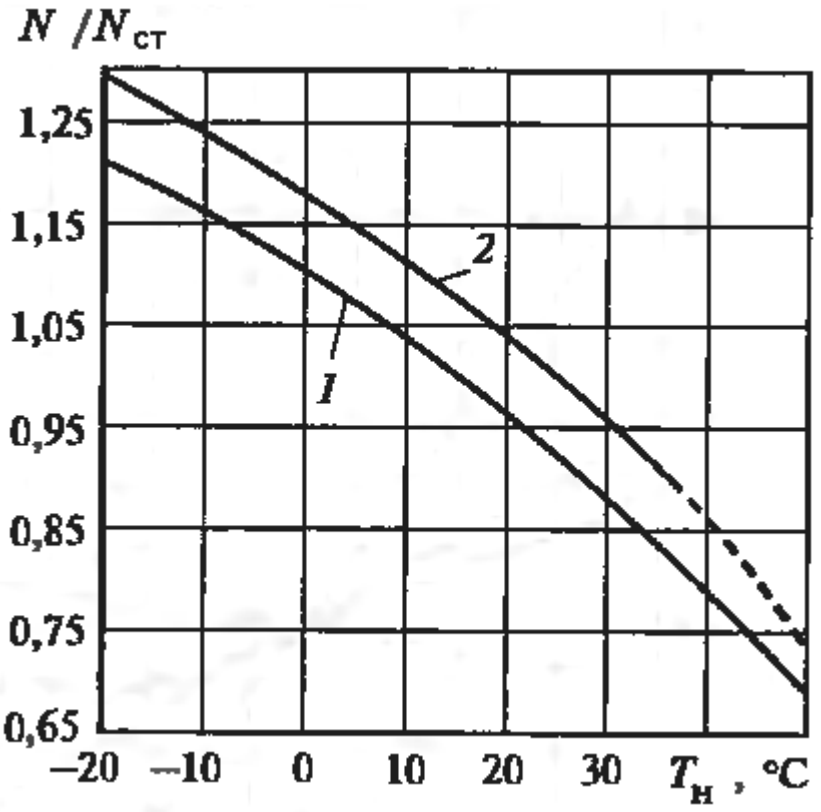


Рис. 1.18. Влияние температуры окружающего воздуха на мощность энергетической ГТУ производства компании ABB

Колебания давления происходят в узком диапазоне, а потому влияние изменения давления окружающей среды не столь существенно, как влияние температуры.

2. ВРЕДНЫЕ ВЫБРОСЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

2.1. ПРОБЛЕМА ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ

В современных условиях газотурбинные установки находят все более широкое применение. Они предназначаются для работы и на транспорте, и в стационарных условиях. Энергетические ГТУ обладают одной общей характеристикой, поскольку работают, в основном, на природном газе.

Работающие ГТУ генерируют при горении вредные вещества, негативно влияющие на окружающую среду, включая человека. При использовании природного газа в качестве таких вредных веществ оказываются, прежде всего, оксиды азота NO_x и углерода CO_x. В настоящее время масштабы выбросов оказываются огромными. Ведь еще в 1990 году только на отечественных газоперекачивающих станциях в атмосферу было выброшено 560 тыс. т NO_x и 350 тыс. т CO.

Выбросы ГТУ, конечно, составляют только половину от общего количества. Остальное – автотранспорт и промышленность. Однако, масштабы вредных выбросов делают проблему борьбы с ними весьма актуальной.

Длительная эксплуатация ГТУ, работающих на природном газе, оказывает вредное воздействие на окружающую среду. В выхлопных газах ГТУ, как уже указывалось, содержатся окислы азота и серы. Причем их количество оказывается недопустимо большим, с ними необходимо бороться. Окислы азота не только оказывают негативное влияние на человека, но и реагируют с атмосферным озоном, разрушая его. Механизм разрушения следующий:

$$NO + O_3 \rightarrow NO_2 + O_2$$

и далее

$$NO_2 + O \rightarrow NO + O_2 .$$

Первая реакция – реакция разрушения озона, а вторая – воспроизводства NO.

Окись углерода CO воздействует, прежде всего, на людей. Это воздействие оказывает влияние на состав крови и внутренние органы. Поэтому CO и NO классифицируются как высокоопасные агенты.

Для количественного определения величины вредных выбросов разработаны и широко применяется ряд основных величин. К основным единицам относятся:

- массовые единицы в миллиграммах вредного вещества, приходящиеся на 1 $нм^3$ (нормальный метр) образовавшихся продуктов сгорания, то есть 1 $мг/нм^3$. 1 $нм^3$ – это 1 $м^3$, пересчитанный при температуре 0° С и давлении 0,1013 МПа;

- объемные единицы в долях вредного вещества в продуктах сгорания стехиометрической смеси, то есть %;

- объемные единицы в частях на миллион объемных долей газа. Эта единица широко применяется и обозначается как ppm.

Соотношение между указанными единицами могут быть записаны так:

1 ppm = 10^{-4} % по объему = $\mu \cdot 10^{-3}/22{,}4$ $г/м^3$,

где μ – моли вещества.

При заданных температуре T и давлении p:

$$1\,ppm = \frac{\mu \times 10^{-3} \times T}{22{,}4 \times T_н} \times \frac{P_н}{P},\ мг/м^3.$$

С помощью этих соотношений можно получить для оксидов азота и углерода следующее соотношение (в пересчете на NO_2):

двуокись азота NO_2 1 ppm = 2,054 $мг/нм^3$;

оксид азота NO 1 ppm = 1,34 $мг/нм^3$;

оксид углерода 1 ppm = 1,25 $мг/нм^3$.

Для возможности сравнения выбросов различными ГТУ необходим пересчет на нормальные условия, определяемые концентрацией кислорода в выхлопных газах на уровне 15 %. Формула для пересчета имеет вид:

$$c_i^{15} = c_i \frac{21-15}{21-O_2},$$

где c_i^{15} и c_i - приведенная и фактическая концентрации соответственно, O_2 – объемная доля кислорода в сухих продуктах горения в процентах.

В табл. 1 приведены показатели выбросов.

Таблица 2.1

Выбросы вредных веществ в атмосферу при сжигании природного газа

№	Наименование	Размерность	Значение
1	Низшая теплотворная способность, не менее	МДж/м^3	31,8
2	Массовая концентрация сероводорода, не более	г/м^3	0,02
3	Массовая концентрация меркаптановой серы	г/м^3	0,036
4	Объемная доля кислорода, не более	%	1,0
5	Масса механических примесей в 1 м^3, не более	г/м^3	0,001
6	В уходящих газах сернистого ангидрида SO_2 не обнаружено		

2.2. РЕГЛАМЕНТАЦИЯ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ

Допустимое количество вредных выбросов должно строго контролироваться на каждой станции и установке. Для этого разработаны приборы, которые такую возможность обеспечивают. Обследование ряда ГТУ выявило существенные различия в количестве выбросов. Эти различия объясняются разными тепловыми схемами, значениями параметров рабочих тел и конструкциями камер сгорания.

До последнего времени достаточно высокий уровень выбросов NO_x и CO имел место и у зарубежных установок. За последние годы для этих установок, работающих на природном газе, были разработаны стандарты выбросов, связанные с конкретным экологическим режимом страны, где работает ГТУ. В США, например, эта норма составляет 15 ppm и менее. Однако, в ряде штатов допускаемая величина оказывается существенно

иной. Так, для штата Нью-Джерси эта величина составляет 25 ppm, а на побережье Калифорнии количество NO_x не должно превышать 9 ppm.

В нашей стране действуют менее жесткие нормы по выбросу вредных веществ. В соответствии с ГОСТ 21199-К2 было установлено содержание окислов азота ниже 220 мг/м^3 (при концентрации кислорода 15 %), а при пересчете на 1 нм^3 эта величина оказывается существенно выше – 350 мг/нм^3.

Указанные цифры выбросов слишком высоки и для отечественных ГТУ должны снижаться. Причем, не только новые ГТУ должны иметь малые выбросы, но и должны проводиться мероприятия по снижению выбросов, прежде всего, NO_x, на работающих установках.

2.3. ОБРАЗОВАНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ

2.3.1. Окислы азота

Окислы азота (NO_x) образуются в результате окисления азота, содержащегося в воздухе. Установлено, что влияние азота топлива достаточно мало. Основная доля окислов азота – окись NO. Отметим, что окись азота NO может окисляться до двуокиси азота NO_2, что имеет место при низких температурах. В камерах сгорания образование NO_2 имеет место только на режимах малого газа. Тогда их доля может быть значительной.

Окись азота NO образуется в высокотемпературных зонах камеры сгорания при максимальных температурах газа, поэтому максимум ее концентрации наблюдается на режимах максимальной мощности. Этот процесс эндотермичен и идет с заметной скоростью при температурах выше 1800 К. Поэтому NO образуется в горячих газах и максимальной концентрации достигает на режимах максимальной мощности.

Окись азота NO бывает трех видов:

- термическая NO, образующаяся при окислении атмосферного азота в послепламенных газах;

- сверхравновесная NO, образующаяся в быстрых реакциях в фронте пламени;

- топливная NO, образующаяся из-за окисления азота топлива.

Термическая NO. Эта окись азота образуется в соответствии с цепным механизмом Зельдовича, который заложил основы для понимания процессов образования окислов NO. Реакция окисления азота начинается с высвобождения атомов кислорода при его термической диссоциации:

$$O_2 \rightarrow 2O .$$

Затем молекулярный азот реагируют с атомарным кислородом:

$$O + N_2 \rightarrow NO + N .$$

Появившийся атомарный азот вступает в реакцию с кислородом воздуха:

$$N + O_2 \rightarrow NO + O .$$

Таким образом, реакция образования NO начинается с термической диссоциации атомов кислорода, неизрасходованных при горении. Во второй реакции образуются атомы азота, которые затем реагируют с атомарным кислородом и образуется NO. Появившиеся затем атомы азота реагируют с молекулярным кислородом, в результате образуется NO.

Кроме температуры газа на образование окислов азота влияет также время пребывания воздуха в зоне горения, коэффициент избытка воздуха α, гомогенность среды и ряд других факторов.

Температура воздуха на входе в камеру сгорания сильно влияет на образование NO. С повышением T_2 эмиссия NO растет, поскольку эта температура прямо влияет на температуру факела.

Влияние времени пребывания воздуха в зоне горения на интенсивность образования NO связано с составом смеси. Для «бедной» смеси влияние этого времени менее существенно, чем для «богатой».

Со временем пребывания связана быстрота процесса окисления воздушного азота. Как отмечалось, скорость процесса зависит от температуры факела.

Равновесная NO. Механизм образования быстрого NO изучен очень слабо. Не вскрыт механизм его образования. Не установлены основные факторы, влияющие на образование таких оксидов. Поэтому какие-либо количественные оценки в настоящее время сделаны быть не могут.

Топливная NO. Азот, если он содержится в топливе, переходит в окись азота. В природном газе азота содержится мало, а его величина, как правило, около 1 % по массе. Обычно долей этой окиси азота в уходящих газах пренебрегают.

2.3.2. Окись углерода

При «богатой» смеси в зоне горения окись углерода CO образуется в больших количествах. Образование CO в этом случае определяется нехваткой кислорода для полного окисления топлива. Некоторое количество CO образуется и при бедных смесях, что объясняется диссоциацией диоксида углерода CO_2 в зоне высоких температур за первичной зоной камеры сгорания.

Исследования показывают, что значительное количество окиси азота CO образуется на режимах малой мощности, когда температура газа понижена. В то же время, при больших нагрузках количество CO в выхлопных газах ГТУ мало.

Следует заметить, что ГТУ длительное время работают на нагрузках, близких к номинальному режиму. Поэтому в дальнейшем основное внимание будет уделено методам борьбы с образованием окислов азота (NO_x).

2.4. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СОДЕРЖАНИЯ NO_X

Прогнозирование образования NO_x в камерах сгорания современных ГТУ является исключительно сложной задачей из-за сложных и не до конца изученных процессов, происходящих при сгорании топлива. Поэтому приемлемая модель образования NO_x в КС ГТУ должна представлять собой компромисс между точностью моделирования, легкостью применения и возможностью дальнейшего улучшения. Необходимо отметить, что используемые в настоящее время модели в состоянии дать лишь ориентировочный результат, обеспечивающий предсказание тенденций изменения концентрации окислов азота.

Сложность и даже невозможность математического описания процессов образования NO_x из-за далеко не полностью изученных процессов горения топлива приводит к появлению большого числа эмпирических и полуэмпирических формул, оценивающих количество NO_x. Следует отметить, что все современные методы расчета используют в основе общую формулу горения Зельдовича Я.Б.

Интегральное уравнение Зельдовича позволяет получить формулу для расчета содержания окислов азота:

$$NO = \left(3{,}7 \cdot 10^{12} \cdot \sqrt{O_2} \cdot N_2 e^{\frac{-129000}{RT_{пз}}} \right)_{\alpha=1{,}1} \cdot \tau_{пр} \cdot \frac{1{,}15}{\sqrt{\alpha_1 \alpha_{об}}} \cdot k_ф ,$$

где O_2, N_2 – объемная концентрация кислорода и азота в продуктах сгорания при α = 1,1; $T_{пз}$ – температура газа в первичной зоне при α = 1,1; $\tau_{пр} = V_{кс}/V$; V – объемный расход продуктов сгорания; $k_ф$ – коэффициент, учитывающий влияние ступенчатого ввода воздуха в зону горения.

В приведенном уравнении отсутствует давление газа на входе в КС, которое оказывает слабое влияние и при необходимости может быть учтено по формуле:

$$NO = \frac{16 p_2 - 0{,}23}{6 p_2 + 0{,}77}.$$

При оценке количества NO по приведенной формуле следует достаточно точно оценить температуру первичной зоны $T_{пз}$. Эта температура заметно отличается от температуры, найденной по уравнению теплового баланса, в соответствии с которой вся энергия окисления топлива расходуется на нагрев продуктов сгорания. В действительности при температуре 1800 К и выше идет процесс диссоциации продуктов сгорания, при котором CO_2 и H_2O превращаются в CO, H_2, O и OH. Эти реакции диссоциации поглощают существенное количество теплоты. Кроме того, часть теплоты теряется излучением и конвекцией.

Важным фактором, влияющим на температуру факела, является концентрация кислорода в смеси, с ее понижением температура первичной зоны падает. Поэтому на образование NO оказывает сильное влияние балансирование воздуха инертными газами (пар, отходящие газы и др.).

Как уже отмечалось, все используемые уравнения для определения количества NO_x, в том числе, и приведенная выше интегральная зависимость Зельдовича, несмотря на свою сложность и громоздкость, не дают достаточно точный результат, а позволяют только оценить количество окислов. Поэтому находят применение упрощенные уравнения для определения NO_x, полученные на базе обобщения результатов экспериментальных исследований газотурбинных установок. Например, можно предложить следующую зависимость:

$$NO_x = (NO_x)_0 \times \left(\frac{T_3}{T_{30}} \right)^a ,$$

где $(NO_x)_0$, T_{30} – концентрация окислов азота и среднемассовая температура на выходе из КС в некотором базовом варианте; a - показатель степени, для ГТУ без регенерации $a = 3{,}5$, для ГТУ с регенерацией $a = 6$. В качестве базового варианта параметров выбираются указанные известные параметры близкой по конструкции к рассматриваемой ГТУ.

2.5. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ ОКИСЛОВ АЗОТА

Требования к современным камерам сгорания. В течение последних 50 лет камеры сгорания непрерывно совершенствуются. Внешне камеры сгорания ряда ГТУ близки, что обусловлено общими требованиями, предъявляемыми к ним. Следует отметить, что условия работы КС (камер сгорания) неуклонно усложняются:

- повышается температура газа на выходе из КС;
- увеличивается давление газа в КС;
- увеличиваются скорости воздуха.

Стремление к совершенствованию КС проявляется во все большей степени. Разработка новых конструкций КС сопровождается возрастающими требованиями к сокращению вредных выбросов. При этом, отношение к ресурсу КС, высоким значениям $\eta_{кс}$ и низким потерям давления остается крайне важным.

К современной КС для любой ГТУ предъявляются следующие требования:

- высокий коэффициент полноты сгорания топлива $\eta_{кс}$;
- надежный и плавный запуск;
- широкие пределы устойчивого горения (пламя не должно гаснуть в широком диапазоне изменения давления, скорости и соотношения расходов топлива и воздуха;
- отсутствие пульсаций;
- низкие потери давления $\Delta p_{кс}$;
- равномерное поле температур на выходе из КС;
- большой ресурс;
- способность работать на различных видах топлива.

Все эти требования должны выполняться и при этом обеспечить низкие значения вредных выбросов.

Классификация методов. В настоящее время ведутся большие работы по снижению выбросов окислов азота. Поставлена задача снижения выбросов NO до величины 25 ppm, а по двуокиси азота ее необходимо снизить до 5 ppm. Получены экспериментальные данные на опытных камерах сгорания, у которых количество NO_x не превышает 2 ppm.

К основным факторам, влияющим на образование NO_x, относятся следующие:

- начальная температура газа в ГТУ;
- степень гомогенности процесса в первичной зоне (качество распыла топлива и его перемешивания с воздухом);
- температура воздуха на входе в КС;
- время пребывания продуктов сгорания в первичной зоне;
- влияние промежуточной зоны между первичной зоной и зоной разбавления.

Методы снижения выбросов NO_x основаны на учете указанных факторов. Применяемые в настоящее время методы можно разделить на две группы: мероприятия, связанные с разработкой принципиально новых КС и новых принципов сжигания топлива, и методы, не требующие конструктивной переделки камеры.

Модернизация камер сгорания. Во-первых, рассмотрим *камеры сгорания микрофакельного горения*. Идея создания таких КС состоит в

том, что ввод топлива осуществляется мелким распылом через большое количество форсунок. В этом случае сокращение образования NO_x обеспечивается за счет малых размеров капель и лучшего перемешивания топлива и воздуха в первичной зоне (гомогенное горение) и сокращения длины факела, то есть времени пребывания продуктов сгорания в первичной зоне $\tau_{пр}$. С уменьшением $\tau_{пр}$ выбросы NO_x резко падают.

Применение микрофакельного горения в КС ГТУ получило широкое распространение. Это направление имеет научно-технический задел и является довольно эффективным. Замена существующей КС на камеру сгорания микрофакельного горения может быть произведена во время капитального ремонта ГТУ. Достоинством этого метода является относительно малые капитальные затраты без повышения эксплуатационных затрат.

Во-вторых, *двухзонные камеры сгорания*. Более радикальное уменьшение выбросов азота осуществляют КС, обеспечивающие двухступенчатое сжигание топлива. Первая ступень используется для сжигания обедненной топливно-воздушной смеси и служит для второй ступени в качестве дежурного факела. Распределение топлива в такой КС по зонам определяется нагрузкой ГТУ.

Опыт работы двухзонных камер сгорания показывает, что при использовании природного газа в качестве топлива выбросы NO_x могут составлять порядка 50 мг/нм^3 при пересчете на 15 % кислорода.

В-третьих, рассмотрим *камеры сгорания каталитического горения*. Обеспечение выбросов NO_x на уровне 9 ppm и меньше решается рядом компаний путем так называемого каталитического горения. Использование катализатора позволяет окислять топливо при пониженных температурах. Так как выброс NO_x очень сильно зависит от температуры, то при существенно сниженных (примерно на 1000 К) температурах горения количество окислов азота может уменьшиться на несколько порядков. Смесь в таких камерах настолько бедная, что ее горение возможно только при наличии катализатора. Выполненные фирмой Catalitika исследования показали, что КС при температуре газа 1570 К и расходе воздуха 0,45 кг/с имеет выбросы NO_x ниже 1 ppm.

Мероприятия без изменения конструкции КС. Во-первых, рассмотрим *использование инертных добавок*. Смысл этого мероприятия состоит в том, что в первичной зоне оказывается меньше O_2 и это сокращает

образование NO_x. В качестве таких добавок рассматриваются негорючие газы. Наиболее доступным и естественным газом для ввода в камеру сгорания является отработанный газ после газовой турбины. Таким образом, имеется в виду циркуляция части отработанных газов. Недостаток этого метода – охлаждение отработанных газов перед их вводом в первичную зону.

Уменьшение NO_x в случае использования инертных добавок объясняется несколькими факторами: уменьшением количества кислорода в зоне горения, поскольку газ вытесняет воздух из зоны горения, а также за счет понижения температуры газа. Хотя циркуляция отработавших газов является эффективным средством понижения выбросов окислов азота, она не нашла применения по следующим причинам: усложнение конструкции ГТУ, понижение КПД установки, повышение выбросов CO.

Вторым вариантом понижения интенсивности образования NO_x является *использование пароводяного рабочего тела*, то есть ввод в зону горения воды или пара. Ввод воды существенно понижает температуру факела и образование NO_x. Он используется в газотурбостроении давно. Компания Siemens утверждает, что с впрыском воды реально получить выбросы оксидов азота, уменьшенные до 9…10 ppm. Однако, ввод воды в зону горения приводит и к существенным недостаткам:

- существенно падает КПД ГТУ: расчеты показывают, что ввод 1 % неподогретой воды по отношению к расходу воздуха понижает КПД установки почти на 2 %;

- уменьшается ресурс камеры сгорания из-за появления пульсаций в зоне горения, а также из-за появления возможных зон переохлаждения на стенках жаровой трубы при попадании влаги;

- усложняются условия эксплуатации ГТУ из-за водоподготовки.

Наличие этих недостатков заставляет изыскивать другие рабочие тела, также способные понижать выхлопы NO_x. Отмеченных недостатков в значительной степени лишен ввод водяного пара в зону горения. Важным для эффективности подавления NO_x является выбор места ввода пара в камеру сгорания. Наибольшей эффективностью обладает ввод пара через отверстия в жаровой трубе в первичную зону. Ввод пара через третий и четвертый ряды отверстий дают практически нулевой результат. Поэтому пар следует подмешивать к первичному воздуху.

Ввод воды в зону горения более эффективно снижает температуру факела. Ввод воды в количестве, равном расходу топлива, понижает температуру на 240 К. Для такого же понижения температуры пара потребуется в 1,62 раза больше.

Третий метод понижения выбросов оксидов азота – метод селективного каталитического восстановления. Возможно восстановление NO_x до азота с применением катализаторов. Этот метод широко исследуется за рубежом. Аммиак при наличии кислорода избирательно восстанавливает оксиды азота.

Реакция восстановления NO_x имеет следующий вид:

$$6NO + 4NH_3 = 5N_2 + 6H_2O,$$

$$6NO_2 + 8NH_3 = 7N_2 + 12H_2O.$$

Наиболее активно процесс восстановления идет на платиновых катализаторах. При температуре 180…200º С степень восстановления NO_x довольно высока и достигает 98…99 %.

Метод селективного каталитического восстановления обладает и рядом серьезных недостатков:

- большие капитальные и эксплуатационные затраты;
- проблемы транспортировки и хранения больших объемов аммиака;
- проблемы безопасности и экологии.

3. ОХЛАЖДЕНИЕ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ И ПРОЦЕССЫ В ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИНАХ

3.1.1. Проблема охлаждения газовых турбин

Как известно из термодинамики циклов ГТУ, повышение начальных параметров рабочего тела (давления и температуры газа) перед турбиной является эффективным способом улучшения показателей термической эффективности установки, ее термического КПД и удельной мощности. Расчеты показывают, что увеличение только начальной температуры газа на 100° при среднем уровне 1000 С приводит к росту удельной работы установки на 20…25 % и сокращению расхода топлива на 5…10 %.

Наиболее простым и естественным путем освоения высоких начальных температур газа было бы применение для изготовления горячих деталей ВГТ (высокотемпературных газовых турбин) материалов, способных выдерживать нагрузки при высоких температурах в течение заданного срока службы, который, например, для лопаточного аппарата газовой турбины должен быть не менее 20…30 тыс. часов. В настоящее время энергетическое машиностроение располагает рядом жаропрочных сплавов (ЖС6К, ЦНК-7РС) на никелевой или кобальтовой основе, способных работать в течение указанного срока при температурах не выше 800…850 С. Механические свойства сплавов постоянно совершенствуются, однако, темпы роста температуры, обусловленные улучшением прочностных характеристик материалов, отстают от требований, которым должны удовлетворять современные ГТУ. Поэтому приходится вводить охлаждение всех основных горячих деталей проточной части газовой турбины.

При решении проблем охлаждения горячих деталей разработчиками ВГТ большое внимание уделяется проектированию эффективных систем охлаждения деталей роторов, статоров и облопачивания ВГТ, которые должны гарантировать допустимое температурное и термонапряженное состояние этих деталей при возможно минимальных затратах охладителя. Это достигается в результате рационального распределения потоков охладителя по каналам тракта охлаждения, использования различных способов интенсификации теплоотдачи в этих каналах, снижения утечек охладителя из тракта охлаждения в проточную часть ВГТ. Для решения всех этих задач необходимо, прежде всего, располагать надежными методами проектирования и расчета систем охлаждения ВГТ, основанными на понимании физических закономерностей тепло- и массообмена в горячих деталях проточной части турбины.

3.1.2. Классификация систем охлаждения

Как показывают простейшие термодинамические расчеты, повышение начальных параметров (температуры $T_г$ и давления $p_г$) газового потока в турбине ГТУ открытого цикла, работающей по простой тепловой схеме, всегда приводит к повышению показателей ее тепловой эффективности, увеличению термического КПД и удельной полезной работы. Поэтому основным направлением развития как стационарного, так и транспортного газотурбостроения является обеспечение роста указанных параметров рабочего тела в ГТУ, который приводит к проблеме обеспечения длительной работоспособности деталей проточной части в такой ВГТ.

Работы по повышению начальной температуры газа в ВГТ ведутся сразу в нескольких направлениях, а именно:

- создание новых высоколегированных жаростойких и жаропрочных металлических сплавов, указанные свойства которых были бы лучше, чем у используемых в настоящее время;

- разработка высокотеплостойких керамических материалов и материалов, полученных при спекании порошков тугоплавких сплавов;

- собственно охлаждение горячих деталей турбины с целью снижения их рабочих температур до уровня, обеспечивающего заданный ресурс.

При этом оказывается, что если использование первых двух из указанных способов повышения начальной температуры газа в ВГТ напрямую приводит к повышению термической эффективности ГТУ, то использование охлаждения для указанного повышения начальной температуры газа всегда связано с дополнительными потерями от охлаждения, способными значительно понизить или даже вообще свести к нулю общий эффект от повышения $T_г$. Использование охлаждения значительно усложняет и удорожает конструкцию ВГТ и отдельных ее элементов. Эти обстоятельства накладывают на системы охлаждения требования предельной рациональности и высокой экономичности.

В связи с тем обстоятельством, что современные жаропрочные материалы все еще не могут обеспечить значительного увеличения начальной температуры газа в ВГТ, то использование систем охлаждения в таких турбинах является на сегодняшний день единственным реальным средством повышения их КПД.

Используемые в современных ВГТ системы охлаждения горячих деталей их проточной части (сопловых и рабочих лопаток, корпусов, дисков и т. д.) многообразны и продолжают совершенствоваться и по сей день. Системы охлаждения могут различаться по конструктивному исполнению, по схеме подвода охладителя, по его виду, по способам использования (утилизации) тепла охлаждения и так далее.

Хотя до настоящего времени и предпринимались отдельные попытки построения строгой классификации систем охлаждения ВГТ, единой и общепризнанной еще не выработано. Представленная здесь классификация хотя и не может претендовать на исчерпывающую

полноту, но, тем не менее, хотя бы в первом приближении дает возможность упорядочить систему знаний и наработок в этом вопросе (рис. 3.1).

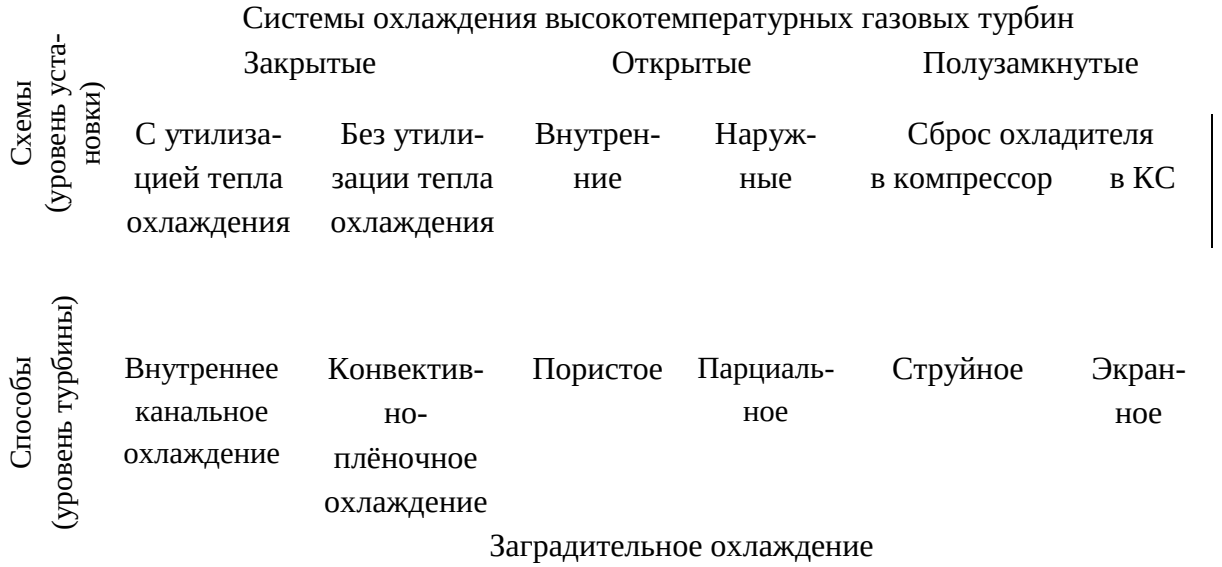


Рис. 3.1. Классификация систем охлаждения деталей высокотемпературных газовых турбин

В основу рассматриваемой классификации положен один из основных принципов системного анализа, а именно принцип выделения различных иерархических уровней. В соответствии с этим принципом устанавливаются два иерархических уровня в рассматриваемых системах охлаждения ВГТ. Первый, более высокий уровень предполагает рассмотрение системы охлаждения ВГТ с позиций ГТУ в целом. На этом, схемном уровне, рассматривается термодинамическая связь тепловой схемы ГТУ с системой охлаждения ВГТ, что определяется способами получения охладителя и способами его подвода и отвода из ВГТ. В соответствии с этим все существующие схемы охлаждения можно разделить на три основные группы: открытые, закрытые и полузамкнутые. Закрытые схемы охлаждения допускают утилизацию тепла охлаждения, но могут быть выполнены и без такой утилизации. Открытые схемы выполняются как внутренними, так и наружными.

Полузакрытые схемы охлаждения занимают промежуточное положение между открытыми и закрытыми.

Второй, более низкий уровень, предполагает рассмотрение системы охлаждения собственно с позиций ВГТ. На этом уровне рассматриваются конкретные процессы в ВГТ, с помощью которых достигается необходимая глубина охлаждения ее горячих деталей. Как видно из представленной на рис. 3.1 диаграммы на этом втором иерархическом уровне в рамках открытой схемы охлаждения могут быть выделены два основных способа: внутреннее охлаждение и наружное охлаждение. При этом в рамках внутреннего охлаждения выделяются способы, характеризующиеся принципиально различными механизмами взаимодействия потоков горячего газа и охладителя: внутреннее канальное и заградительное. В свою очередь, заградительное охлаждение может реализовываться также двумя принципиально разными способами: с выводом охладителя на наружную поверхность защищаемой детали через каналы, расположенные внутри этой детали (конвективно-пленочное и проникающее пористое), и с выводом охладителя на наружную поверхность детали по каким-либо иным каналам. В последнем случае заградительное охлаждение может быть отнесено уже к наружному охлаждению, которое в данном случае реализуется также двумя основными способами (парциальное охлаждение и струйное охлаждение). Экранное охлаждение также является наружным и заключается в отводе тепла от охлаждаемой детали в более холодную (охлаждаемую) поверхность, расположенную рядом с горячей охлаждаемой деталью.

Кроме рассмотренных схемных и теплофизических принципов охлаждения системы охлаждения ВГТ дополнительно можно классифицировать и по роду применяемого хладагента:

1. Воздух является наиболее естественным охладителем для ВГТ. Его применение для целей охлаждения значительно упрощает конструкцию охлаждаемых деталей. Поэтому воздушные системы ох-

лаждения нашли наиболее широкое распространение, как в транспортном, так и стационарном газотурбостроении.

Однако воздушное охлаждение имеет и недостатки. Воздух, используемый для охлаждения ВГТ, обладает ограниченным хладоресурсом, величина которого определяется температурой воздуха за компрессором T_2 и удельной теплоемкостью c_{pB}. Температуру охлаждающего воздуха можно снизить за счет специального теплообменника, но такое мероприятие весьма дорогостояще. Высокие температуры воздуха за компрессором (достигающие при π_K = 15…20 значений 700…800 К) и его невысокая удельная теплоемкость c_{pB} заставляют применять большие его расходы на охлаждение. Однако при этом растут и потери энергии, связанные с использованием охлаждения. Расчеты показывают, что отбор 1 % циклового воздуха для целей охлаждения может понизить удельную работу на 2 % и уменьшить КПД ГТУ с охлаждаемой ВГТ на 0,5 % (абс.).

2. Жидкостные системы охлаждения могут выполняться как с одним контуром, так и двухконтурными (если при этом во втором контуре используется воздух, то такую систему охлаждения можно назвать воздушно-жидкостной). Высокие значения коэффициентов теплоотдачи, имеющие место при движении жидкости в охлаждающих каналах и превышающие таковые в 10…100 раз при течении в тех же каналах воздуха, позволяют иметь исключительно низкие температуры деталей (< 600 С при Тг > 1300 С).

В качестве жидких теплоносителей могут быть использованы вещества, имеющие относительно низкую температуру плавления. К их числу относят щелочные металлы Na, K или их эвтектический сплав (0,56 Na + 0,44 K), углеводородные соединения (дефинил, перфтордекалин). Однако особое положение среди жидкостных теплоносителей занимает вода, которая может быть применена не только в закрытых, но и открытых системах охлаждения.

Вместе с тем конструктивное исполнение жидкостных систем охлаждения, связанное с необходимостью герметизации всей систе-

мы, оказывается значительно более сложным, чем воздушных. Наличие охлаждающей жидкости усложняет эксплуатацию ВГТ, что сказывается на надежности работы ГТУ в целом. Поэтому жидкостное охлаждение пока что не нашло практического применения в современном газотурбостроении и до сих пор находится в стадии экспериментальной отработки.

3. Охлаждение паром горячих деталей проточной части ВГТ основано на его теплофизических свойствах, занимающих промежуточное положение между теплофизическими свойствами воздуха и воды. По сравнению с воздухом водяной пар как охлаждающий агент обладает следующими преимуществами:

- большая удельная теплоемкость ($c_{pB} \cong 2c_{pB}$);

- меньшие затраты энергии на сжатие и прокачку через систему охлаждения;

- возможность применения тепла охлаждения, переносимого паром, в комбинированном цикле;

- высокие значения коэффициентов теплоотдачи, особенно в случае применения влажного пара.

Перечисленные достоинства пароводяного охлаждающего агента, а также относительная простота конструкций охлаждаемой детали турбины с паровым охлаждением, которая во многом аналогична конструкции с воздушным охлаждением, делает систему охлаждения паром очень перспективной. К настоящему времени появились первые головные образцы ГТУ с паровым охлаждением ВГТ, работающие в составе энергетических комбинированных парогазовых установок.

3.1.3. Схемы охлаждения

Под схемой охлаждения понимают совокупность элементов и узлов, обеспечивающих подготовку охлаждаемой среды, подачу ее к охлаждаемой детали, отвод и использование охладителя, нагревшегося за счет теплоты охлаждения.

По характеру взаимодействия потоков газа и охладителя системы охлаждения могут быть открытого и закрытого типов (рис. 3.2):

1. В открытых системах охлаждения хладагент после прохождения тракта охлаждения выводится в проточную часть турбины и может участвовать в производстве полезной работы. В зависимости от того, с какой стороны по отношению к наружной поверхности охлаждаемой детали движется охладитель, то есть с какой стороны располагается тракт охлаждения, открытые системы охлаждения можно разделить на внутренние и внешние.

Во внутренних открытых системах охлаждения охлаждающий агент охлаждает детали изнутри, при течении по специально выполненным в теле детали внутренним каналам тракта охлаждения и лишь затем сбрасывается в проточную часть турбины. Внешние открытые системы охлаждения характеризуются тем, что охладитель подается непосредственно снаружи на поверхность охлаждаемой детали ВГТ. Среди внешних открытых систем охлаждения можно выделить системы охлаждения отводом тепла в сопряженные детали, парциальные с подачей охладителя по части дуги СА (соплового аппарата) на лопатки РК (рабочего колеса) и струйные, использующие обдув охлаждаемой поверхности детали отдельными струями.

Основные преимущества открытых схем охлаждения заключаются в простоте их устройства и высокой надежности при эксплуатации. Вследствие своей относительной простоты они дешевле в изготовлении и не требуют дополнительных агрегатов для своего функционирования в случае использования в качестве хладагента циклового воздуха ГТУ.

Основным недостатком таких схем является все же довольно низкая эффективность охлаждения по сравнению с закрытыми или полузамкнутыми системами, что приводит к значительным относительным расходам охладителя (особенно воздуха) и, в итоге, очень негативно отражается на КПД термического цикла ГТУ в целом.

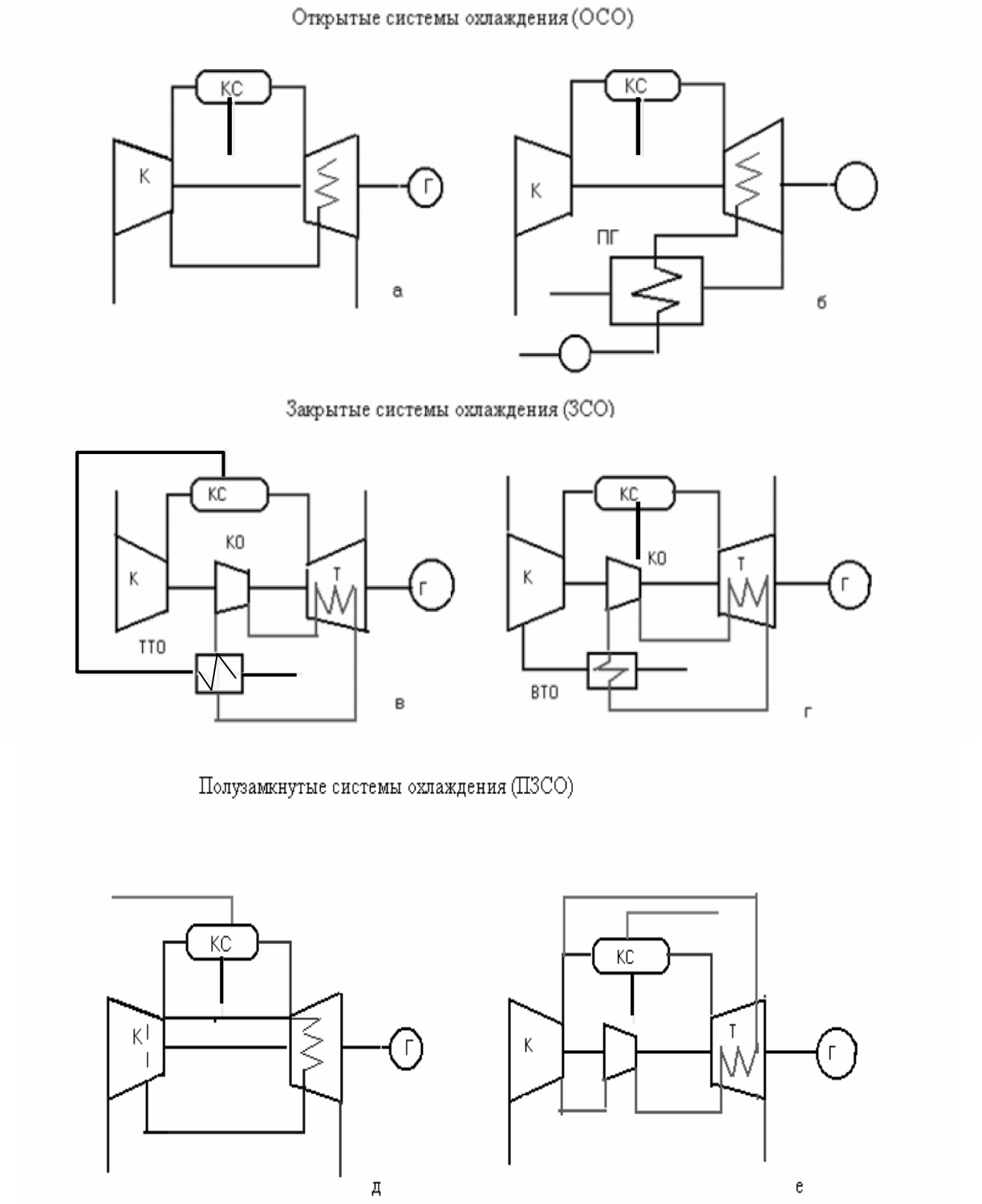


Рис. 3.2. Тепловые схемы ГТУ с основными системами
охлаждения высокотемпературных газовых турбин:
К – компрессор, КС – камера сгорания, Г – генератор, ПГ – парогенератор,
КО – компрессор охладителя, Т – турбина,
ТТО – топливный теплообменник, ВТО - воздушный теплообменник

Однако, несмотря на указанный недостаток, эти схемы получили наиболее широкое практическое распространение, особенно в ГТУ с умеренными начальными температурами газа в ВГТ и продолжают совершенствоваться и по сей день.

Наибольшее распространение получили воздушные открытие схемы охлаждения, в которых в качестве хладагента используется цикловой воздух, отбираемый за последней или некоторыми промежуточными ступенями компрессора (см. рис. 3.2, а). После охлаждения горячих деталей ВГТ этот воздух сбрасывается в ее проточную часть, где после смешения с основным газовым потоком совершает некоторую полезную работу в части ступеней турбины.

Такой же относительной простотой характеризуется и схема с открытым паровым охлаждением ВГТ (см. рис. 3.2, б). В такой установке для генерации хладагента – пара – используется небольшой котел-утилизатор, устанавливаемый в выхлопном тракте ГТУ и работающий за счет теплоты отходящих от ГТУ газов. Водяной пар, полученный в этом котле-утилизаторе, направляется на охлаждение горячих деталей ВГТ и после их охлаждения также сбрасывается в проточную часть ВГТ, где в результате последующего расширения в части ступеней совершает и дополнительную полезную работу. Основным недостатком такой схемы с открытым паровым охлаждением ВГТ являются безвозвратные потери химически очищенной воды, требуемой для генерации пара.

2. В закрытых системах охлаждения охлаждающий тракт выполняется газоплотным, а охлаждающий агент циркулирует в отдельном контуре охлаждения (как в двигателях внутреннего сгорания) практически без его потерь в окружающую среду (если не считать незначительные утечки охладителя через отдельные неплотности системы). Охладитель используется многократно, что требует наличия в такой схеме специального теплообменника, в котором теплота охлаждения передается некоторому внешнему теплоносителю, то есть закрытые системы охлаждения всегда выполняются двухконтурными.

Основное достоинство закрытых схем охлаждения – это возможность применения в их первых контурах высокоэффективных охладителей, таких как, например вода, органические соединения кремния, дифинил и его смеси, жидкие металлы (натрий и его сплавы с калием). А, кроме того, давление, под которым в закрытой схеме циркулирует теплоноситель первого контура, может быть существенно выше, чем максимальное давление рабочего тела в ГТУ, что позволяет повысить эффективность теплоотдачи от охлаждаемых деталей к теплоносителю первого контура.

К недостаткам закрытых схем охлаждения можно отнести высокую сложность технологического исполнения, связанную с большим количеством дополнительных элементов, и трудность осуществления надежных уплотнений. Все это ухудшает эксплуатационную надежность ГТУ из-за значительного усложнения конструкции. Кроме того, в случае использования закрытой схемы охлаждения заметно увеличиваются весовые характеристики ГТУ вследствие введения дополнительных теплообменников, компрессоров или насосов.

Закрытые схемы охлаждения подразделяются на схемы с утилизацией и без утилизации тепла охлаждения.

Закрытая схема охлаждения ГТУ с ВГТ с утилизацией тепла охлаждения показана на рис. 3.2, в. Здесь в качестве теплоносителя второго контура используется топливо ГТУ, на которое передается тепло охлаждения в специальном топливном теплообменнике. Для прокачки охладителя первого замкнутого контура используется специальный компрессор охлаждения, работающий за счет отбора мощности с основного вала ГТУ.

В закрытой схеме охлаждения без утилизации тепла охлаждения, представленной на рис. 3.2, г, тепло охлаждения снимается в специальном воздушном теплообменнике и рассеивается в окружающей среде. В этом случае в схему охлаждения кроме компрессора охлаждения должен входить и дополнительный компрессор второго контура.

3. Полузамкнутые системы охлаждения занимают промежуточное положение между открытыми и закрытыми системами и представляют из себя некоторую их разновидность. Они могут быть выполнены либо чисто воздушными, либо смешанными воздушно-жидкостными. Основная особенность любого их варианта – это возврат воздуха, отведенного из компрессора и нагретого за счет тепла охлаждения горячих деталей проточной части ВГТ, в проточную часть компрессора (рис. 3.2, д) или камеру сгорания (рис. 3.2, е) ГТУ. При этом с термодинамической точки зрения и происходит регенерация тепла, отведенного от газа в процессе его расширения в ВГТ.

В полузамкнутой схеме охлаждения, работающей по схеме рис. 3.2, д, нагретый воздух возвращается в ступени компрессора, расположенные перед той, из которой был выполнен отбор на охлаждение, смешивается с основным воздушным потоком в компрессоре, подогревая его, и нагретая воздушная смесь сжимается до конечного давления. При этом, естественно, увеличивается и работа сжатия в ступенях компрессора, расположенных за сечением ввода воздуха из ВГТ, но зато в КС поступает более горячий воздух, что ведет к снижению расхода топлива для нагрева газа до начальной температуры в ВГТ. При соответствующем выборе параметров ГТУ и системы охлаждения можно повысить экономичность установки по сравнению с экономичностью ГТУ с открытой системой охлаждения.

Принципиальным преимуществом полузамкнутых систем охлаждения является то обстоятельство, что через переднюю группу ступеней ВГТ идет больший расход рабочего тела, чем в турбине с открытой схемой охлаждения так, что при одинаковых начальных параметрах газа в ВГТ мощность турбины с полузамкнутой системой охлаждения будет больше, чем с открытой системой.

Недостатком полузамкнутых схем охлаждения является необходимость тщательного уплотнения тракта охлаждения ВГТ и сведения к возможному минимуму гидравлических потерь. Кроме того, несколько усложняется и конструкция ГТУ вследствие необходимости

иметь тракт для отвода охлаждающего воздуха из ВГТ в компрессор или КС.

3.1.4. Способы охлаждения

Под способом охлаждения понимают совокупность каналов, отверстий, щелей и полостей в различных их сочетаниях, посредством которых осуществляется ввод охладителя в охлаждаемую деталь; распределение его внутри детали для обеспечения требуемого отвода теплоты от ее отдельных участков.

В зависимости от вида взаимодействия охладителя с охлаждаемой стенкой выделяют и различные способы охлаждения детали. Возможны два способа охлаждения стенки детали: внутреннее канальное и заградительное, которое объединяет пленочное и пористое (транспирационное или эффузионное).

Внутреннее канальное (конвективное) охлаждение реализуется при проходе потока охладителя по каналам охлаждения, расположенным внутри охлаждаемой детали, где за счет отдачи тепла от детали охладитель нагревается и затем выпускается в проточную часть турбины (при открытом охлаждении) или направляется в специальный теплообменник для восстановления своего хладоресурса (при закрытом охлаждении). Механизм передачи тепла охлаждения в этом случае обусловлен конвекцией при вынужденном течении греющего (горячий газ) и охлаждающего (жидкий или газообразный охладитель) теплоносителей с существенным изменением их температур в тепловых пограничных слоях вблизи стенки охлаждаемой детали, тепло охлаждения, через которую передается в результате процесса теплопроводности (рис. 3.3).

Глубина внутреннего канального охлаждения ($T_Г - T_{СЖГ}$) зависит главным образом от величины коэффициента теплоотдачи со стороны охладителя $\alpha_о$ уровень которого в 5…10 раз ниже коэффициентов теплоотдачи с газовой стороны.

При внутреннем конвективном охлаждении температура стенки зависит и от величины теплового потока q в систему охлаждения, и с его увеличением снижается:

$$q=\alpha_Г(T_Г-T_{СтГ}),\quad T_{СтГ}=T_Г-q/\alpha_Г,\quad \alpha_Г,T_Г=\text{const},\quad q\uparrow\Rightarrow T_{СтГ}\downarrow. \qquad (3.1)$$

Таким образом, для высокой эффективности требуются повышенные коэффициенты теплоотдачи на стенках каналов охлаждения, что достигается, как правило, двумя способами.

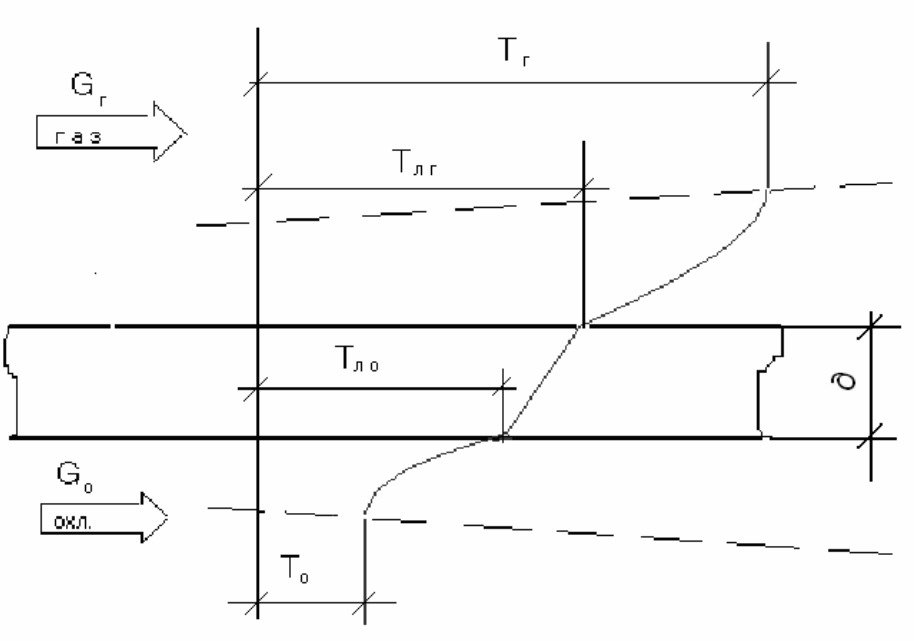


Рис. 3.3. Распределение температур в потоках газа, охладителя и стенки охлаждаемой детали ВГТ при её внутреннем конвективном охлаждении

Первый из них заключается в увеличении скорости течения потока охладителя внутри каналов, что достигается сужением проходной площади таких каналов (рис. 3.4, а). В этом случае, то есть при продольном течении потока охладителя около охлаждаемой поверхности для увеличения коэффициентов теплоотдачи могут также использоваться различные способы интенсификации теплообмена, что применительно к типичным каналам охлаждения горячих деталей ВГТ достигается установкой в них систем штырей или оребрения для увеличения поверхности теплообмена и турбулизации потока охладителя. Другой способ повышения эффективности достигается за счет использования так называемого ударно-струйного натекания потока

охладителя на внутреннюю поверхность охлаждаемой детали ВГТ (рис. 3.4, б). В этом случае струи охладителя после удара о поверхность стенки охлаждаемой детали растекаются параллельно стенке с образованием очень тонких пограничных слоев в зоне удара, что и обеспечивает высокие коэффициенты теплоотдачи. Конкретные схемы реализации внутреннего конвективного охлаждения могут иметь самый различный уровень эффективности в зависимости от их конструктивных особенностей и условий течения охладителя во внутренних каналах тракта охлаждения.

Принцип действия заградительных способов охлаждения принципиально иной: в этом случае для защиты детали от горячих газов на ее поверхности создается защитная пленка хладагента. Тепловой поток передается от горячего газа к завесе охладителя, которая прогревается при движении вдоль охлаждаемой поверхности (рис. 3.5).

Поскольку при своем движении пленка охладителя быстро размывается горячим газовым потоком, то необходима ее постоянная подпитка. В зависимости от способа подачи защитной пелены на поверхность детали различают:

– пленочное охлаждение, когда для подачи охладителя на защищаемую поверхность используются дискретно расположенные непрерывные щели или же ряды отверстий перфорации;

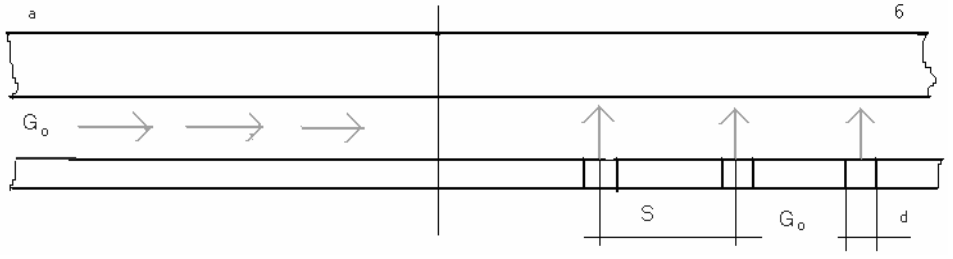


Рис. 3.4. Основные способы повышения эффективности внутреннего конвективного охлаждения:
а) за счёт применения дефлектора, обеспечивающего течение охладителя с высокими скоростями вблизи внутренней поверхности стенки охлаждаемой детали;
б) за счёт применения обдува системой струй, вытекающих с высокими скоростями из отверстий перфорации дефлектора по нормали к внутренней поверхности стенки охлаждаемой детали

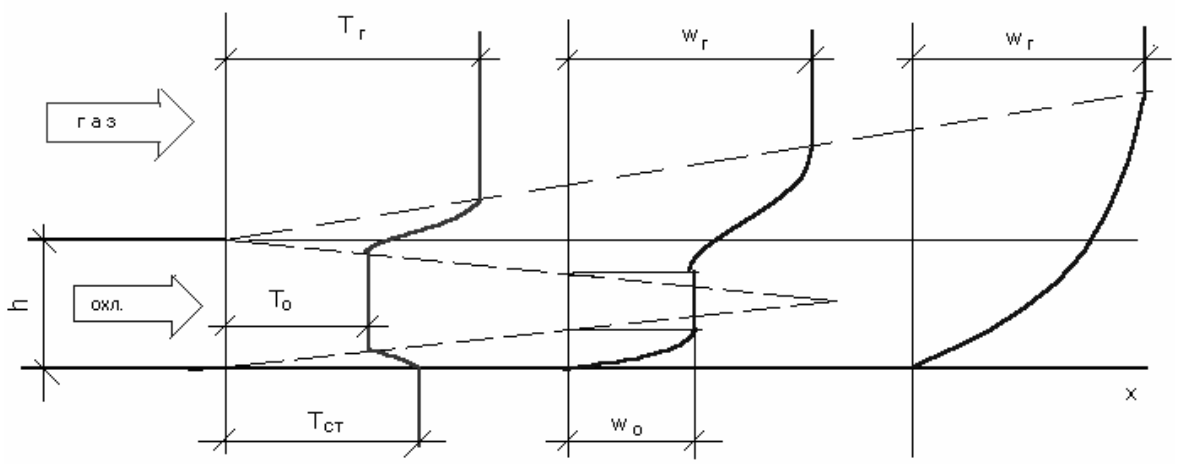


Рис. 3.5. Распределение скоростей и температур в потоках газа, охладителя и стенке охлаждаемой детали при её заградительном охлаждении, обеспечиваемом тангенциальным подводом охладителя к защищаемой наружной поверхности стенки детали

- проникающее охлаждение, когда для подачи охладителя на защищаемую поверхность используются пористые материалы, имеющие сквозные поровые каналы очень малого поперечного сечения.

Для подачи хладагента на создание защитной завесы при пленочном охлаждении используются сплошные щели или ряды отверстий. Однако наличие дискретных отверстий вместо сплошных щелей снижает эффективность заградительного охлаждения. Для обеспечения сплошной завесы необходимо использовать несколько рядов располагаемых обычно в шахматном порядке отверстий, которые выполняются на таком расстоянии от предыдущего ряда, на котором пленка охладителя, вышедшего из него, еще окончательно не размыта внешним газовым потоком (рис. 3.6).

Охладитель перед поступлением на наружную поверхность защищаемой детали через щели или отверстия обычно проходит по внутренним каналам в этой детали к местам выдува его на поверхность, осуществляя в этом случае и дополнительное внутреннее конвективное охлаждение горячей детали. В этом случае реализуется уже комбинированное (конвективно-пленочное) охлаждение (рис. 3.7).

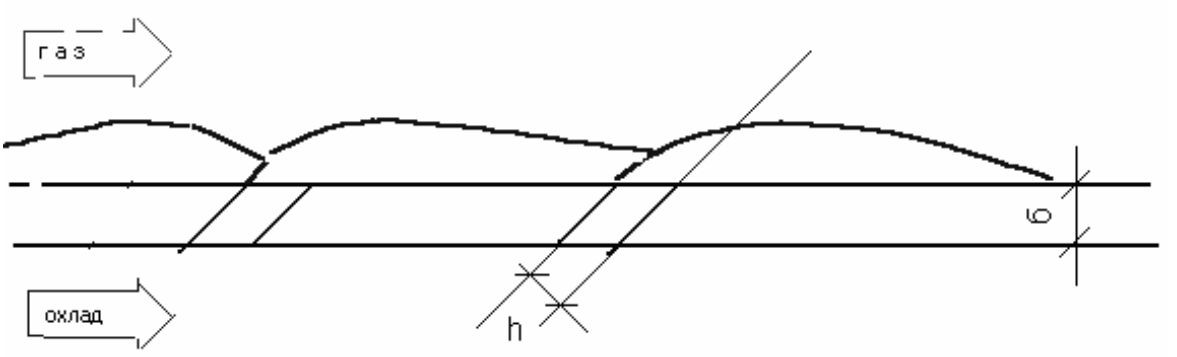


Рис. 3.6. Организация непрерывного заградительного охлаждения наружной поверхности защищаемой детали ВГТ через последовательно расположенные ряды дискретных щелей или отверстий

При пленочном охлаждении теплозащитный пристеночный слой зачастую образуется в результате взаимодействие системы затопленных струй охладителя, вытекающих через дискретные отверстия, со сносящим газовым потоком. При этом струи охладителя могут достаточно глубоко проникать в основной газовый поток, но все же в итоге постепенно оттесняются им к охлаждаемой поверхности и размываются, после чего, как уже указывалось выше, необходимо вновь выдуть некоторую порцию охладителя через следующий вниз по потоку ряд отверстий.

Для характеристики эффективности заградительного охлаждения вводится коэффициент:

$$\eta = (T_Г - T_{Ca})/(T_Г - T_o), \qquad (3.2)$$

где T_{Ca} – температура адиабатной стенки (см. рис. 3.5).

В общем случае величина η зависит от многих факторов:

$$\eta = f\left(m, \bar{x}, Г, Re_o, \alpha_o, T_Г/T_o\right), \qquad (3.3)$$

где $m = (\rho w)_o/(\rho w)_Г$ – параметр выдува, представляющий собой отношение массовых скоростей в выдуваемом потоке охладителя $(\rho w)_o$ к массовой скорости основного горячего газового потока $(\rho w)_Г$; $\bar{x} = x/h$

- величина относительного расстояние от сечения выдува; $Re_o = (\rho w_o)h/\mu_o$ - критерий Рейнольдса; α_o – угол наклона осей отверстий или щелей для выдува по отношению к защищаемой стенке (см. рис. 3.6).

Превышение расхода охладителя выше некоторой предельной величины, характеризуемой массовой скоростью $(\rho_o w_o)^{max}$, при которой происходит глубокое проникновение струй в газовый поток, нецелесообразно. При малых скоростях вдува струя настилается на поверхность под действием на нее газового потока. По опытным данным предельное значение параметра вдува m, при котором происходит отделение струи от поверхности, равно 0,5…1,0.

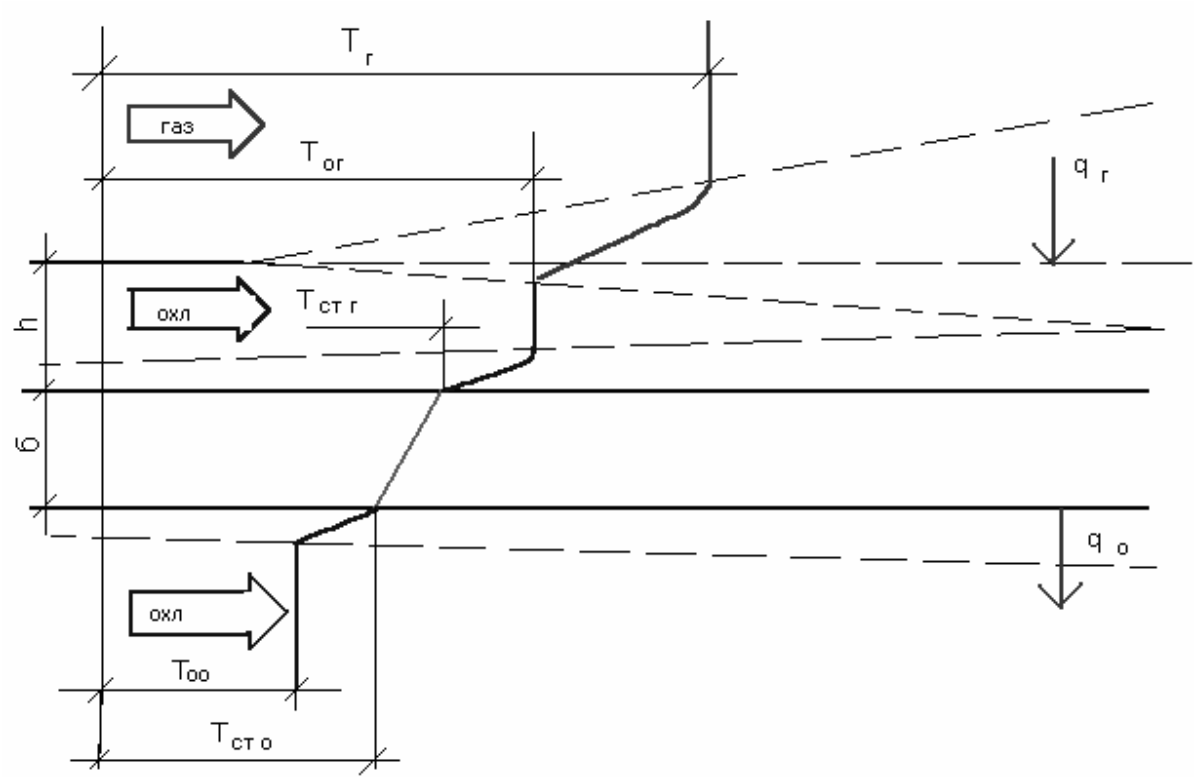


Рис. 3.7. Распределение температур в потоках газа и охладителя со стороны внешней и внутренней поверхностей и в стенке охлаждаемой детали при её комбинированном (конвективно-плёночном) охлаждении

Пористое проникающее охлаждение открывает еще большие возможности по увеличению эффективности заградительного охлаж-

дения. В этом случае охладитель подается на защищаемую поверхность через мелкие отверстия или поры, равномерно распределенные по всей поверхности. При этом происходит интенсивный теплообмен при движении охладителя по каналам пористой стенки, которые образуют довольно развитую поверхность теплообмена (общая площадь поверхности пор может превышать площадь поверхности контакта детали с газовым потоком в $10^2 \ldots 10^3$ раз). Интенсивно охлаждая стенку за счет конвекции при проходе по внутренним каналам, охладитель подается на поверхность детали с температурой близкой к температуре ее наружной поверхности (рис. 3.8).

Пористое проникающее охлаждение при прочих равных условиях требует меньшего расхода охладителя, чем внутреннее конвективное или конвективно-пленочное, причем это уменьшение тем более значительно, чем выше температура газового потока. Тем не менее, в отличие от внутреннего конвективного и конвективно-пленочного охлаждения, достигших достаточно высокой степени совершенства, пористое проникающее охлаждение пока что сколько-нибудь заметного распространения не получило. Это объясняется, прежде всего, конструктивными, технологическими и эксплуатационными особенностями этого способа охлаждения, а также относительно малой изученностью процессов тепло- и массообмена при пористом охлаждении.

Внедрение пористого проникающего охлаждения первоначально связывалось с применением для изготовления пористых оболочек сетчатых (витых или плетеных) материалов или же порошковых материалов. Однако такие материалы, в общем-то, имеют существенно неупорядоченную структуру, что практически ликвидирует возможность дозированной раздачи охладителя по поверхности лопатки, а размеры поровых каналов настолько малы, что, во-первых, могут быть легко забиты посторонними твердыми частицами, содержащимися в охладителе (например, в воздухе), и, во-вторых, перекрыты при окислении материала скелета.

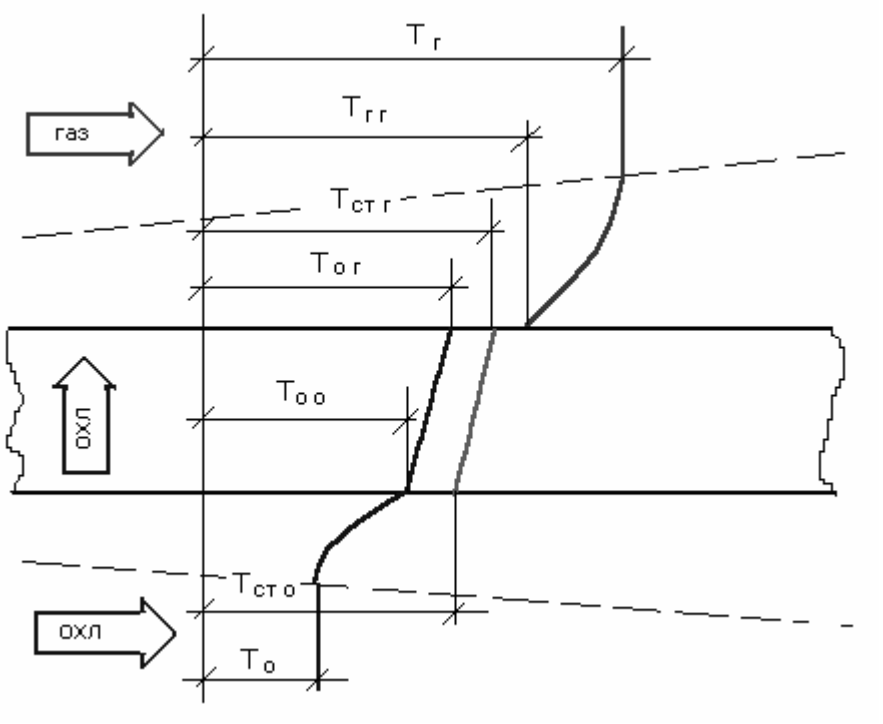


Рис. 3.8. Распределение температур в потоках газа вблизи наружной стороны и охладителя вблизи внутренней стороны и внутри стенки и температуры каркаса пористой стенки при её проникающем охлаждении

Поэтому перспективы применения пористого охлаждения связываются, прежде всего, с использованием многослойных (2…4 слоя) оболочек, которые характеризуются заранее заданным расположением отверстий малого диаметра (d = 0,25 мм), через которые охладитель вытекает на защищаемую поверхность, и каналов, по которым он подается.

3.1.5. Эффективность различных способов охлаждения

Чем меньше относительный расход охладителя для получения заданного уровня температуры металла охлаждаемой детали, тем экономичнее при прочих равных условиях система охлаждения, тем она эффективнее. Эффективность охлаждения можно характеризовать безразмерной глубиной охлаждения $\theta = (T_Г - T_C)/(T_Г - T_o)$.

Для внутреннего конвективного охлаждения величину безразмерной глубины охлаждения θ можно довольно просто выразить че-

рез коэффициенты теплоотдачи на стенке охлаждаемой детали со стороны газового потока $\alpha_Г$ и потока охладителя α_o, если пренебречь изменения температуры металла по толщине этой стенки. Действительно в этом случае:

$$\theta = \frac{T_Г - T_C}{T_Г - T_o} = \frac{T_Г - T_C}{T_Г - T_C + T_C - T_o} = \frac{q/\alpha_Г}{q/\alpha_Г + q/\alpha_o} = \frac{1}{1 + \alpha_Г/\alpha_o}, \quad (3.4)$$

откуда видно, что для увеличения θ необходимо всемерно увеличивать уровень теплоотдачи со стороны охладителя (α_o) и снижать его со стороны газа ($\alpha_Г$). Поскольку в рассматриваемом случае внутреннего конвективного охлаждения коэффициенты теплоотдачи зависят от скоростей потоков газа и охладителя, которые, в свою очередь, определяются их расходами $G_Г$ и G_o, то, очевидно, из (3.4) следует $\theta = \theta(G_o/G_Г) = \theta(\overline{G}_o)$, то есть для рассматриваемого способа охлаждения его безразмерная глубина θ должна зависеть от относительного расхода охладителя $\overline{G}_o$.

Представленные на графике рис. 3.9 функции вида $\theta = f(\overline{G}_o)$ отражают указанную зависимость применительно к лопаточному аппарату ВГТ как для случая внутреннего конвективного, так и для других способов охлаждения. Как видно по представленным данным, полученным на базе статистической обработки большого объема экспериментальных результатов при использовании в качестве охладителя воздуха, с увеличением относительного расхода охладителя эффективности различных способов охлаждения отличаются все более заметно. Рассматриваемые зависимости позволяют в первом приближении оценить расходы охлаждающего воздуха на облопачивание вновь проектируемой турбины, если известны температуры потоков газа $T_Г$ и охладителя T_o и предварительно выбрана конструкция охлаждаемых лопаток. Так, например, при температуре газа на входе в турбину $T_Г$ = 1250 С и температуре охлаждающего воздуха на входе в лопатки T_o = 250 С для охлаждения СА первой ступени с допустимой темпе-

ратурой металла лопатки T_C = 850 С необходимо обеспечить безразмерную глубину охлаждения на уровне θ = (1250 - 850)/(1250 - 250) = 400/1000 = 0,4, что при выборе дефлекторной конструкции охлаждаемой лопатки с внутренним конвективным охлаждением может быть обеспечено относительным расходом охлаждающего воздуха в 2 %.

Очевидно, что уровень повышения жаропрочности материала ΔT_C связан с величиной возможного повышения температуры газа в турбине $\Delta T_Г$ следующим соотношением:

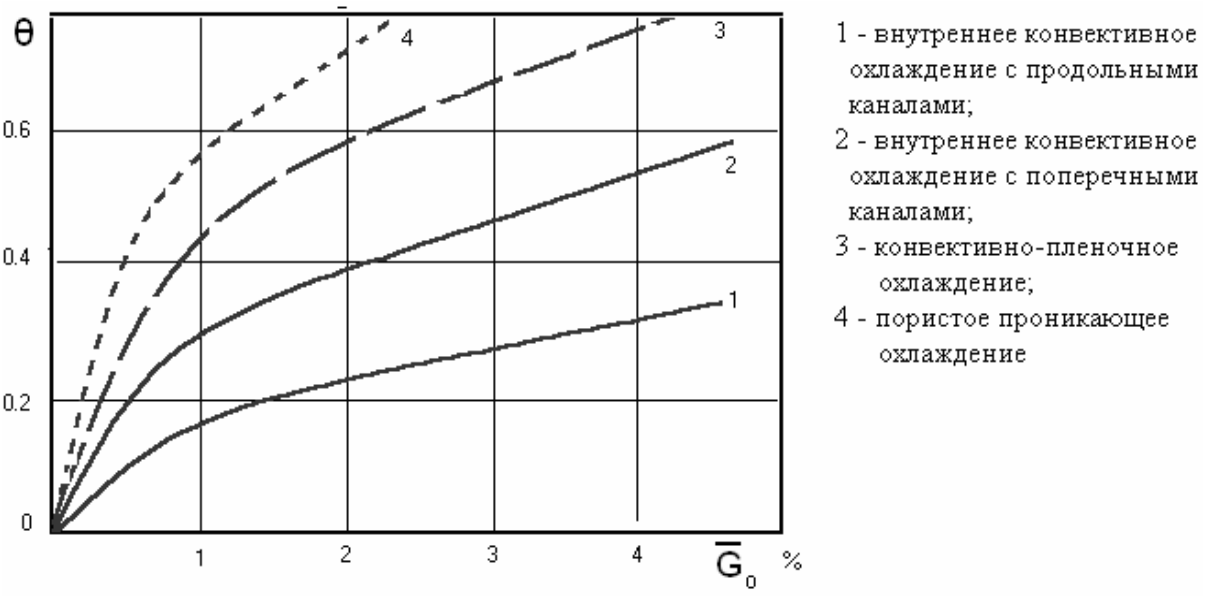


Рис. 3.9. Изменение безразмерной глубины охлаждения лопаточного аппарата ВГТ в зависимости от относительного расхода охлаждающего воздуха при использовании различных способов охлаждения

$$\theta = \frac{T_Г - T_C}{T_Г - T_o} = \frac{T_Г + \Delta T_Г - T_C - \Delta T_C}{T_Г + \Delta T_Г - T_o} =$$

$$= \frac{(T_Г - T_C)/(T_C - T_o) + (\Delta T_Г - \Delta T_C)/(T_Г - T_o)}{1 + \Delta T_Г/(T_Г - T_o)} = \frac{\theta + (\Delta T_Г - \Delta T_C)/(T_Г - T_o)}{1 + \Delta T_Г/(T_Г - T_o)},$$

$$\theta + \frac{\theta \Delta T_Г}{T_Г - T_o} = \theta + \frac{\Delta T_Г}{T_Г - T_o} - \frac{\Delta T_C}{T_Г - T_o}; \; \Delta T_C = (1 - \theta)\Delta T_Г. \qquad (3.5)$$

Видно, что для неохлаждаемой турбины ($\theta = 0$), допускаемое повышение температуры газа в точности равно допускаемому уровню повышения температуры материала детали вследствие увеличения его жаропрочности, то есть $\Delta T_Г = \Delta T_C$.

При использовании же охлаждения картина качественно меняется и из (3.5), например, следует:

$\theta = 0{,}2$: $\Delta T_Г = \Delta T_C/(1 - 0{,}2) = 1{,}25\Delta T_C$;
$\theta = 0{,}5$: $\Delta T_Г = \Delta T_C/(1 - 0{,}5) = 2\Delta T_C$;
$\theta = 0{,}8$: $\Delta T_Г = \Delta T_C/(1 - 0{,}8) = 5\Delta T_C$.

Отсюда видно, что чем выше эффективность системы охлаждения, то есть чем больше безразмерная глубина охлаждения θ, тем больше допускаемое увеличение температуры газа $\Delta T_Г$ при одном и том же допускаемом увеличении температуры стенки детали ΔT_C, обусловленном улучшением характеристик жаропрочности применяемых для изготовления охлаждаемых деталей ВГТ материалов.

3.1.6. Основные охлаждаемые узлы высокотемпературной газовой турбины и условия теплообмена на их поверхностях

Таким образом, работа современной высокотемпературной газовой турбины невозможна без ее охлаждения, что достигается использованием специально разрабатываемой системы охлаждения турбины, призванной обеспечить приемлемые уровни температур ее основных узлов и деталей. Все охлаждаемые узлы газовой турбины можно разделить на три основные группы. К первой группе относятся элементы, которые непосредственно соприкасаются с рабочим телом турбины – горячим газовым потоком, – это, прежде всего, детали проточной части турбины (сопловые и рабочие лопатки, межлопаточные участки

ротора и статора, подводящие и отводящие патрубки и т. п.). Они, естественно, должны охлаждаться в большей степени, чем все остальные детали, поскольку работают в самых тяжелых температурных условиях, а элементы ротора испытывают к тому же и дополнительные нагрузки.

Ко второй группе могут быть отнесены менее нагруженные в тепловом отношении узлы (диски, подшипники, уплотнения и т. п.), но через которые все же отводится тепло. Они, как правило, охлаждаются воздухом или маслом и работают при более низких тепловых нагрузках, чем узлы первой группы. К третьей группе относятся те узлы газовой турбины, которые соприкасаются с окружающей средой и самопроизвольно отдают ей тепло (защитные кожухи, покрывные оболочки, фундаментные рамы и т. п.).

Если системы охлаждения обеспечат необходимый уровень температур в узлах и деталях газовой турбины, то будет обеспечена и надежность работы турбины в целом. Поэтому одной из основных задач при проектировании высокотемпературной газовой турбины является разработка такой системы охлаждения, которая гарантировала бы требуемый уровень температуры охлаждаемой детали и в первую очередь деталей проточной части ВГТ. Тепловое (температурное) состояние любой детали в свою очередь определяется температурами окружающих ее сред (газа и охладителя) и условиями теплообмена на поверхностях детали, обращенных к указанным средам.

В движущейся жидкости всегда одновременно существуют два процесса переноса тепла: теплопроводностью (кондукцией), в результате обмена на молекулярном уровне, и конвекцией в результате обмена тепла на молярном уровне. В зависимости от свойств жидкости и характера течения тот или иной из указанных процессов может оказаться преобладающим, а именно в областях с повышенной скоростью течения превалирует конвективный теплообмен, тогда как в областях, где скорости течения не столь велики, может оказаться наиболее интенсивным процесс передачи тепла кондукцией. Применитель-

но к пограничному слою, в котором скорость изменяется от значений характерных для невозмущенного потока вдали от обтекаемого тела U до 0 непосредственно на поверхности тела (условие прилипания), это означает, что перенос тепла кондукцией и конвекцией изменяется в пределах толщины пограничного слоя δ. Непосредственно у поверхности скорость течения становится равной нулю и перенос тепла полностью обусловливается только эффектом теплопроводности. Отсюда следует, что плотность теплового потока на поверхности тела, обменивающегося теплом с обтекаемой его жидкостью, может быть определена через градиент температуры у поверхности:

$$q_w = \lambda_T(\partial T/\partial z)\big|_{z=0}, \qquad (3.6)$$

где z – координата, направленная по нормали к поверхности.

По мере удаления от поверхности роль конвективного переноса возрастает и на внешней границе пограничного слоя эта форма передачи тепла получает решающее значение. В целом же для пограничного слоя характерно то, что в его пределах процессы переноса, обусловленные теплопроводностью и перемешиванием, по интенсивности соизмеримы.

Для проведения расчетов теплового состояния тела, обтекаемого потоком жидкости с температурой $T_Г$, отличной от температуры наружной поверхности тела T_C, необходимы данные о величине теплового потока q_w, которым тело обменивается с жидкостью. Определить эту величину по соотношению (1.6) не представляется возможным, поскольку температурное поле в теле, а, следовательно, и его градиенты у поверхности являются неизвестной величиной. Поэтому наиболее естественной является такая форма представления величины этого теплового потока q_w, в которой бы использовались две указанные температуры T_C и $T_Г$. Представление такого рода реализуется в законе Ньютона-Рихмана, где удельный тепловой поток к поверхности тела q_w увязывается с температурным напором $(T_Г - T_C)$:

$$q_w = \alpha_Г(T_Г - T_C), \qquad (3.7)$$

где $\alpha_Г$ – коэффициент теплоотдачи. Принятая в (3.6) форма представления удельного теплового потока в виде произведения двух сомножителей: коэффициента теплоотдачи $\alpha_Г$ и температурного напора $(T_Г – T_C)$ отражает определенную идею, характеризующую влияние физических условий процесса теплообмена на его интенсивность. Эта идея заключается в том, что во многих важных случаях коэффициент теплоотдачи можно рассматривать как величину независимую по отношению к температурному напору. Вместе с тем, коэффициент теплоотдачи является величиной сложной физической природы и характеризует суммарный эффект, в котором выражено влияние совокупности разнородных явлений. Определение конкретных значений коэффициентов теплоотдачи по заданным условиям процесса течения и теплообмена представляет собой весьма сложную задачу, которая и до настоящего времени еще не получила своего полного разрешения.

Для рассмотрения особенностей теплообмена основного охлаждаемого элемента газовой турбины – ее проточной части – в последней можно выделить три типа основных деталей. Это, прежде всего, ее лопаточные аппараты (неподвижные сопловые и вращающиеся рабочие) и цилиндрические поверхности (статора над лопатками РК и ротора под лопатками СА). В свою очередь на лопаточных аппаратах СА и РК можно выделить поверхности, характеризующиеся существенно различными условиями обтекания и имеющие вследствие этого различные закономерности теплоотдачи. Это профильные поверхности лопаточных решеток и торцевые (периферийные и корневые) поверхности межлопаточных каналов.

В охлаждаемых лопатках СА теплообмен с горячим газовым потоком осуществляется через указанные боковые (профильные) и торцевые (практически плоские) поверхности межлопаточных каналов. Поскольку для лопаток СА первых (охлаждаемых) ступеней турбины конфигурация профильного сечения практически не меняется по высоте лопатки (так называемые цилиндрические лопатки) и отсутствует градиент давления в газовом потоке, вызванный центробежным

эффектом, то и интенсивность теплообмена по высоте охлаждаемой лопатки остается практически неизменной.

Поскольку условия работы охлаждаемых лопаток РК существенно отличаются от условий работы сопловых лопаток их вращением в газовом потоке, то естественно различается и их теплообмен с этим газовом потоком. Согласно опытным данным коэффициенты теплоотдачи на наружных поверхностях рабочих лопаток на 20…30 % выше, чем для лопаток аналогичных неподвижных лопаточных решеток.

Теплоотдача от горячего газового потока к торцевым поверхностям межлопаточных каналов СА и РК характеризуется многими факторами и зависит, прежде всего, от скоростей в газовом потоке, которые на рассматриваемых поверхностях изменяются как в продольном (по длине), так и в поперечном (по ширине) направлениях криволинейных межлопаточных каналов. Все это приводит к довольно высоким коэффициентам теплоотдачи на этих поверхностях, как правило, не уступающим по величине коэффициентам теплоотдачи на профильных частях лопаток. При этом величина теплообменной торцевой поверхности рассматриваемых межлопаточных каналов в современных высоконагруженных первых ступенях охлаждаемых турбин, при проектировании которых всемерно стремятся к сокращению количества довольно дорогих, вследствие технологических трудностей их изготовления, полых охлаждаемых лопаток, может оказаться вполне соизмеренной с тепловоспринимающей поверхностью профильных частей лопаток. Все это накладывает требования к повышению точности в определении граничных условий теплоотдачи на этих поверхностях, которые в настоящее время могут быть достигнуты при принятии в расчет трехмерности течения газового потока возле этих поверхностей.

3.1.7. Примеры систем охлаждения турбин некоторых стационарных газотурбинных установок

Рассматривается система охлаждения ТНД приводной ГТУ типа ГТН-25А, спроектированной на НЗЛ (Невский завод им. Ленина) в конце 80-х годов и предназначенной для привода нагнетателя природного газа на магистральном газопроводе. Для охлаждения рассматриваемой ТНД (рис. 3.10), воздух отбирается за четвертой ступенью компрессора высокого давления и подается независимо в системы охлаждения ротора и статора турбины.

Диск ТНД охлаждается посредством струйного обдува воздухом передней поверхности через отверстия 12-13 и задней поверхности – через отверстия 27-26, а также продувкой воздуха через зазоры 13-26 хвостовых соединений лопаток РК с диском и зазоры 13-24-26 под полками лопаток. Кроме того, часть воздуха протекает в зазоре 13-14 между диафрагмой и передней поверхностью диска в направлении от периферии к центру и проходит далее через зазоры 14-15-18 диафрагменного уплотнения.

Статор турбины охлаждается следующим образом. Из трубопровода 1-2 воздух попадает в кольцевой коллектор 2, где разветвляется на два потока. Один из этих потоков через радиальные отверстия 2-11 поступает в кольцевую полость 11 над лопатками СА. Эта полость сообщается с проточной частью через ряд последовательно расположенных кольцевых зазоров 11-16 и 11-22 с обеих сторон подвески лопатки. Кроме того, имеются протечки охлаждающего воздуха по стыкам между полками лопаток 11-16, 11-17 и 11-22. Второй поток от коллектора последовательно проходит через отверстия 2-5, расположенные в осевом направлении, кольцевой коллектор 5-6 и еще ряд осевых отверстий 6-7, переходящих в кольцевую щель 7-8 над сотовым уплотнением лопаток РК. Далее через радиальные отверстия 8-9 поток попадает в полость 9 над лопаткой РК. Параметры среды в этой полости соответствуют параметрам газа за лопатками РК, поскольку

последняя сообщается с проточной частью через кольцевой зазор 9-10.

При номинальной температуре газа на входе в рассматриваемую ТНД на уровне $T_Г$ = 765 С общий относительный расход охлаждающего воздуха при его начальной температуре 250 С составляет 1,05 %. При этом на охлаждение диска используется 0,75 % от указанного общего расхода, что обеспечивает максимальную температуру диска в 450 С, а охлаждение корпуса оставшейся частью воздуха, то есть 0,30 % от его расхода через компрессор ГТУ обеспечивает его максимальную температуру не выше 490 С.

Основные конструктивные концепции, заложенные в разработку ГТУ типа 701G1, созданной консорциумом ведущих компаний, таких как Westinghouse (США), Mitsubishi (Япония) и Fiat Avio (Италия), являются традиционными для разработок этого консорциума и уже широко были использованы в ранее выпущенных ГТУ, например, таких как 501F, 701F и 501G, 701G. К таким установившимся концепциям следует, прежде всего, отнести простую тепловую схему, использование в одновальном агрегате двухопорного ротора, трубчато-кольцевую камеру сгорания, осевой компрессор и $4^{х}$ступенчатую газовую турбину. Использованный в рассматриваемой ГТУ типа 701G1 осевой $17^{ти}$ступенчатый компрессор, рассчитанный на степень повышения давления $\pi_К$ = 18,5, имеет межступенчатые отборы воздуха после 6-й, 11-й и 14-й ступеней для перепусков воздуха при запуске ГТУ и снабжения охлаждающим воздухом горячих охлаждаемых деталей газовой турбины. При проектировании турбины этой ГТУ удалось в сравнении с прототипом, в качестве которого выступала ГТУ 701G, за счет использования современных трехмерных методов расчетов течений в лопаточном аппарате турбины, на 15 % уменьшить величину обтекаемых горячим газовым потоком поверхностей, без ухудшения КПД турбины.

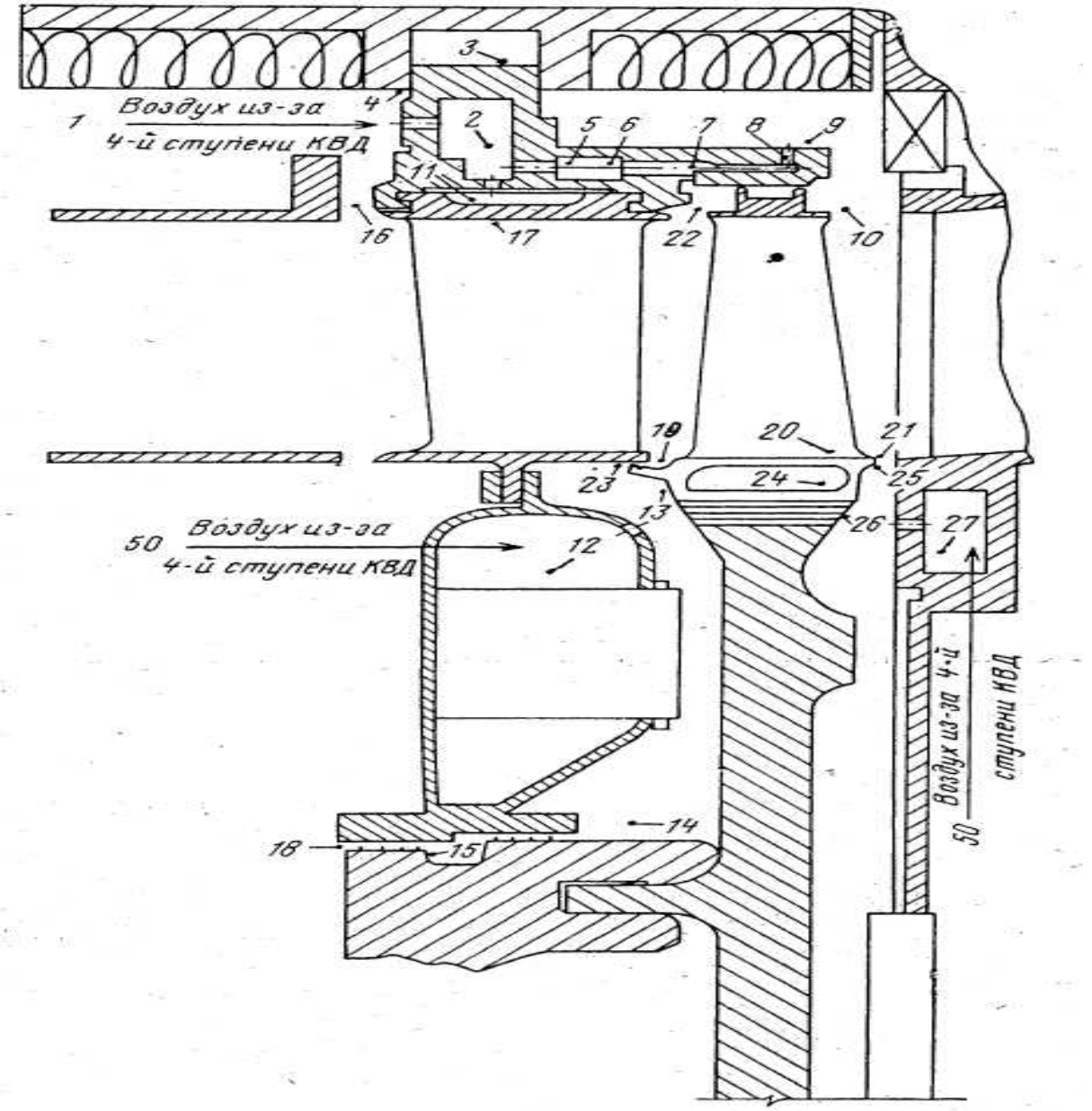


Рис. 3.10. Схема систем охлаждения ротора и корпуса ТНД приводной ГТУ типа ГТН-25А

Система охлаждения турбины включает в себя один контур охлаждения ротора и четыре контура охлаждения статора (рис. 3.11). Закомпрессорный воздух, подаваемый на охлаждение ротора, предварительно охлаждается водой во внешнем охладителе и очищается от пыли перед подачей его в каналы тракта охлаждения ротора, где он используется, прежде всего, для охлаждения лопаток РК и дисков

первой, второй и третьей ступеней турбины, а также для уплотнения различных зазоров.

Воздух, отбираемый непосредственно за компрессором, используется для охлаждения лопаток СА первой ступени, в то время как воздух, отбираемый после указанных выше ступеней компрессора, подается на охлаждение ограничивающих проточную часть поверхностей над лопатками РК второй, третьей и четвертой ступеней турбины. Этим же воздухом охлаждаются сегментированные лопатки СА указанных ступеней и междисковые полости. Полые лопатки СА четвертой ступени турбины используются для подачи сквозь них уплотняющего воздуха к межступенчатым лабиринтовым уплотнениям. Описанная система охлаждения турбины установки 701G1 позволяет поддерживать приемлемый температурный уровень лопаточного аппарата турбины по длине всей проточной части на уровне 700…800 С.

Головной образец стационарной ГТУ средней мощности типа GT8C был изготовлен компанией ABB в 1994 г. и является продолжением и дальнейшим развитием ряда ГТУ типа GT8, берущего свое начало с середины 80-х годов. Номинальная мощность этой ГТУ на уровне N = 52,6 МВт обеспечивается расходом газа через турбину $G_Г$ = 179 кг/с его начальной температурой на входе в турбину $T^*_{ОХГ}$ = 1100 С и его конечной температурой на выходе из турбины $T^*_{ВЫХГ}$ = 517 С. При указанных параметрах и принятой степени повышения давления в компрессоре $\pi_К$ = 15,7 электрический КПД установки достигает $\eta_Э$ = 34,2 %. Число оборотов ротора турбогруппы установки составляет n = 6210 об/мин, так что для присоединения электрогенератора используется редуктор.

По своему конструктивному устройству эта ГТУ может быть отнесена к установкам блочного типа, основными элементами которой являются: входное устройство компрессора, турбоблок, выносная камера сгорания и выхлопное устройство турбины. Входящие в состав турбоблока двенадцатиступенчатый осевой компрессор и трехступенчатая осевая турбина расположены на общем двухопорном ва-

лу с подшипниками, установленными на его концах. Низкотоксичная камера сгорания имеет вертикальное расположение в пространстве между компрессором и турбиной.

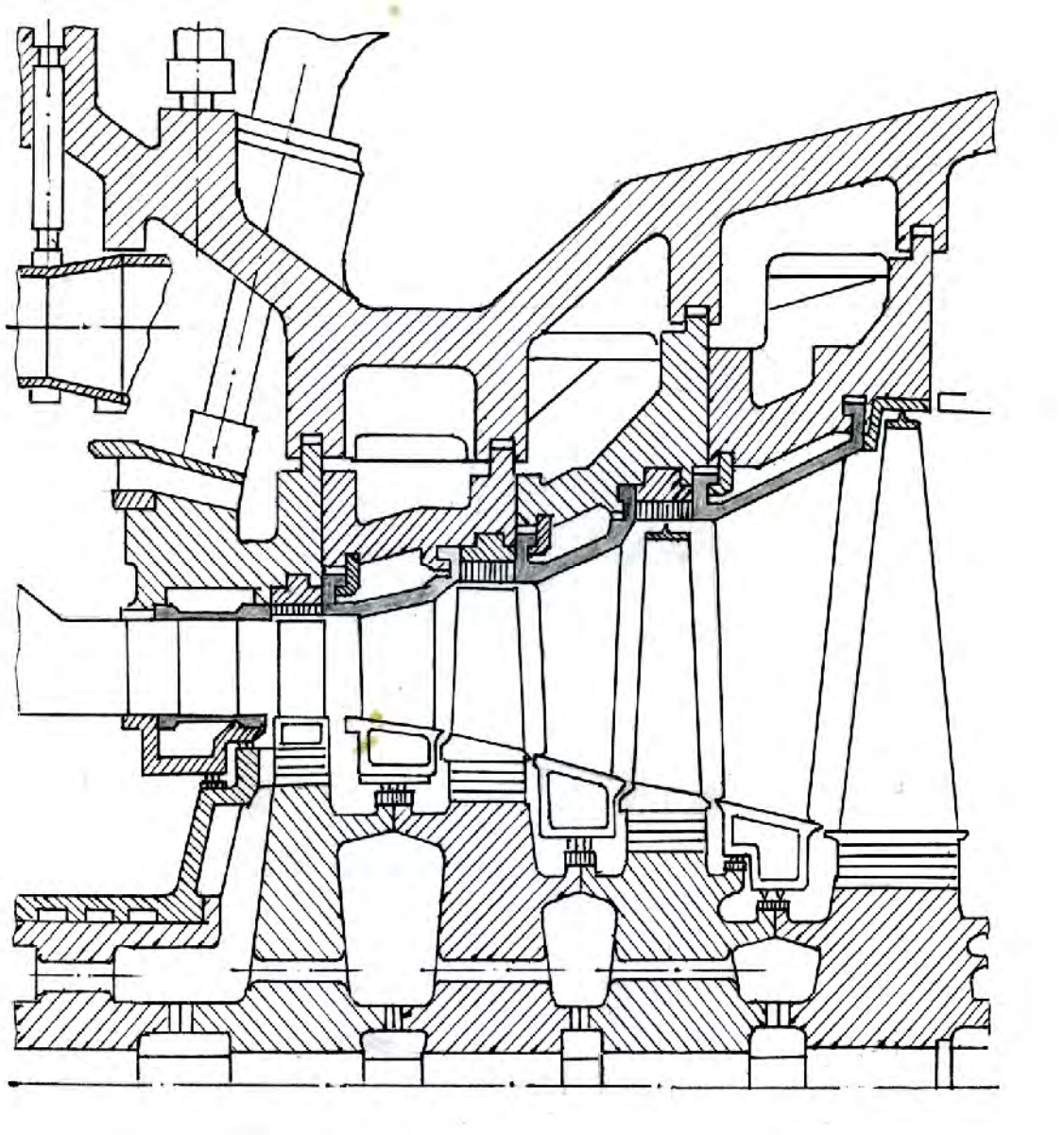


Рис. 3.11. Конструктивное устройство охлаждаемого воздухом статора турбины энергетической ГТУ типа 70IGI компаний Westinghouse/Mitsubishi мощностью 255 МВт и начальной температурой газа перед турбиной 1500 С

Системой воздушного охлаждения турбины предусматривается охлаждение лопаточных аппаратов двух первых ступеней турбины,

при этом воздух на охлаждение лопаток СА первой ступени турбины и цилиндрической поверхности статора над лопатками РК этой ступени отбирается непосредственно из закомпрессорного пространства установки.

Охлаждение же лопаток СА второй ступени и цилиндрических поверхностей статора над лопатками РК других ступеней турбины производится воздухом, отбираемым из некоторой промежуточной ступени компрессора и поступающем к указанным горячим деталям проточной части турбины по специальным цилиндрическим каналам, выполненным в статорной части турбины. В целом же система воздушного охлаждения неподвижных горячих деталей рассматриваемой ГТУ типа GT8C не претерпела сколько-нибудь существенных изменений в сравнении с системой охлаждения деталей статора для базовой ГТУ типа GT8.

Что же касается системы охлаждения ротора, то в установке GT8C она была весьма существенно модернизирована в сравнении с таковой для базового варианта в установке GT8. Эта модернизация заключалась, прежде всего, в отказе от водовоздушного охладителя для предварительного охлаждения воздуха, отбираемого из закомпрессорного пространства для целей охлаждения ротора турбины. Теперь весь воздушный поток на охлаждение ротора от последней ступени компрессора направляется прямо по поверхности барабанного ротора через лабиринтное уплотнение на ней к соплам аппарата спутной закрутки. Такое простое устройство подвода охлаждающего воздуха к ротору турбины позволило вместе с тем удовлетворить основным требованиям к системам охлаждения ВГТ, поскольку: воздух, отбираемый за последним венцом лопаток РК компрессора, имеет значительную закрутку в направлении вращении ротора; разница в скорости воздушного потока и поверхности ротора невелика, что приводит к значительному снижению температуры торможения в воздушном потоке над этой поверхностью и коэффициентов теплоотдачи к ней; в результате выполнения оптимизационных расчетов по

изменению геометрии лабиринтного уплотнения были значительно снижены протечки в потоке охлаждающего воздуха, проходящего сквозь это уплотнение.

В результате всех проведенных мероприятий по модернизации охлаждения в установке GT8C в сравнении с установкой GT8 удалось отказаться от охлаждения воздуха в наружном охладителе и требуемых для этого мероприятия специальных трубопроводов с соответствующей теплоизоляцией; снизить необратимые термодинамические потери в цикле вследствие такого отказа; обеспечить достаточную чистоту охлаждающего воздуха в результате произведения его отбора у ступицы ротора, где какие-либо загрязняющие взвешенные частицы сепарируются к периферии. Кроме того, надлежащее управление системой охлаждения ротора достигается непрерывным измерением давления в охлаждающем воздухе за аппаратом спутной закрутки и сравнении его с давлением нагнетания непосредственно за компрессором.

Стационарная ГТУ типа GT10, выпускаемая компанией ABB с середины 80-х годов, имеет номинальную мощность 25 МВт и предназначена для привода электрогенератора на 3000 об/мин. При начальной температуре газа в турбине $T_Г$ = 1110 С и степени повышения давления в компрессоре $\pi_К$ = 13,6 при работе в базовом режиме КПД установки составляет 32,1 %.

При указанной начальной температуре газового потока двухступенчатая турбина ГТУ имеет развитое охлаждение воздухом, отбираемым за последней ступенью компрессора. При этом одна часть этого воздуха затрачивается на охлаждение неподвижных деталей статора и лопаток СА, а другая часть на охлаждение деталей вращающегося ротора и лопаток РК (рис. 3.12). Используется в основном внутреннее конвективное охлаждение лопаточного аппарата турбины, однако некоторые доли охлаждающего воздуха из обоих указанных его потоков (на охлаждение статора и на охлаждение ротора) используется и для организации заградительного охлаждения меридиональных обводов проточной части турбины (периферийных и корневых

полок лопаток СА, корневых полок РК и цилиндрических поверхностей над лопатками РК).

Воздух на охлаждение лопаток СА первой ступени турбины отбирается от общего его потока направляемого на охлаждение деталей ротора турбины и вводится в указанные лопатки в корневом сечении. Вывод этого воздуха в проточную часть турбины организован через щелевые выпускные каналы в выходных кромках рассматриваемых лопаток.

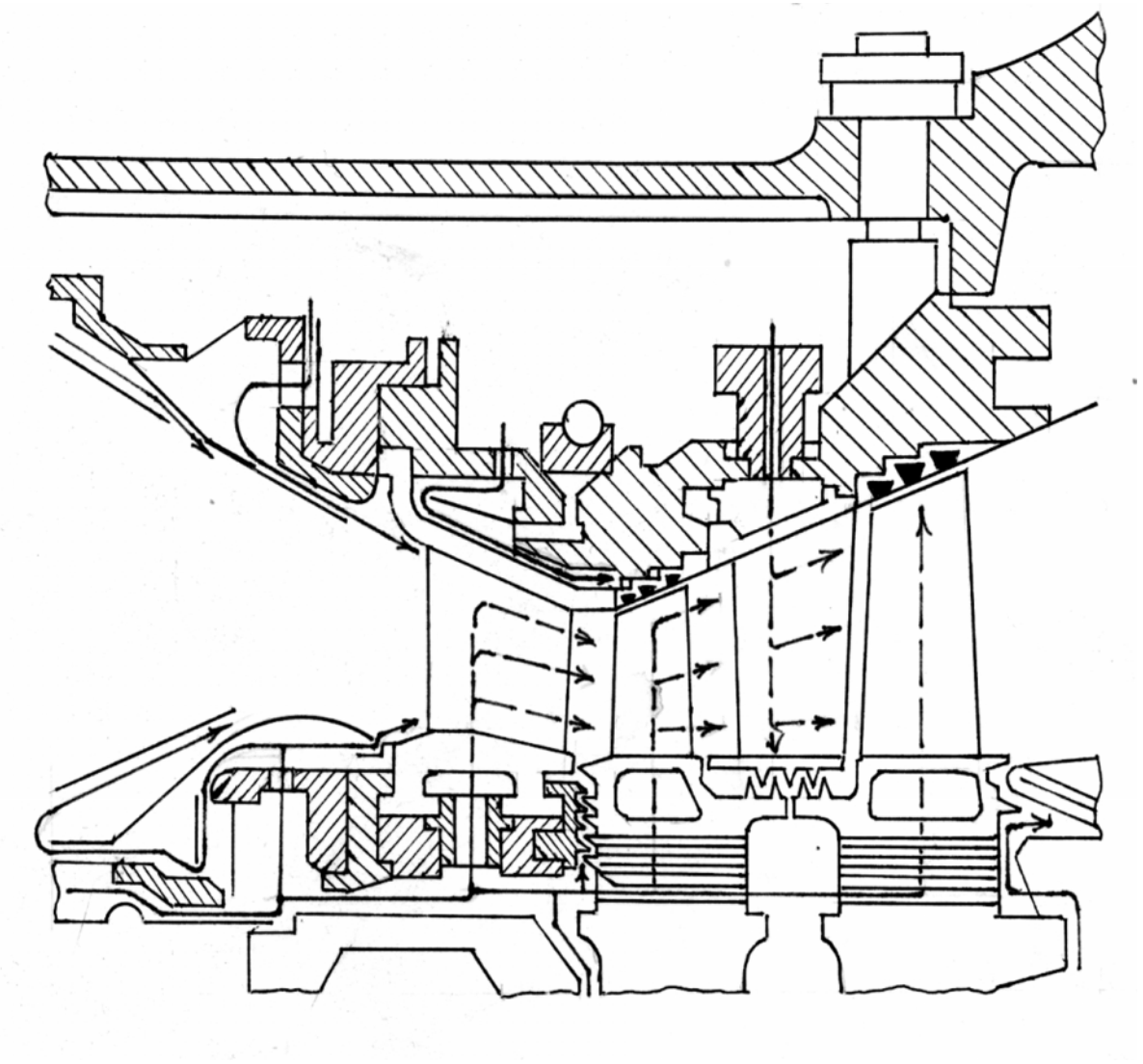


Рис. 3.12. Конструктивное устройство охлаждаемого воздухом статора турбины энергетической ГТУ типа GT10 компании ABB мощностью 25 МВт и начальной температурой газа перед турбиной 1110ºС

Аналогичным способом организовано и охлаждение лопаток СА второй ступени турбины, с той лишь только разницей, что здесь охлаждающий воздух подается в лопатки со стороны периферийных полок из полости, образованной в статоре диафрагмами проточной части и внешним корпусом турбины. Из этой же полости организована и упомянутая выше подача охлаждающего воздуха на реализацию заградительного охлаждения цилиндрической поверхности статора над лопатками РК первой ступени турбины.

Воздух в охлаждаемые лопатки РК первой и второй ступеней турбины подается через отверстия в хвостовиках лопаток из полостей образованных торцевыми поверхностями этих хвостовиков и поверхностями обводов пазов на диске для крепления лопаток (см. рис. 3.12). В указанные полости обеих дисков, воздух проникает в результате его прямой продувки под хвостовиками лопаток вдоль проточной части в направлении движения основного газового потока.

Кроме охлаждения обводов дисков обеих ступеней турбины указанной продувкой воздуха через пазы елочного замкового соединения лопаток РК с дисками предусмотрено также дополнительное охлаждение передней поверхности полотна диска первой ступени и задней поверхности полотна диска второй ступени продувкой охлаждающего воздуха в радиальном направлении.

Отсечка тракта охлаждения вращающегося ротора турбины от горячего газового потока в проточной части производится за счет работы развитых лабиринтных уравнений в корневом сечении осевого зазора первой ступени и в корневом сечении лопаток СА второй ступени, а также в корневом сечении за лопатками РК второй ступени. Причем на наддув диафрагменного лабиринтного уплотнения между первой и второй ступенями турбины в корневом сечении лопаток СА второй ступени поступает часть воздуха охлаждающего эти лопатки и не выпущенного через каналы выходной кромки (см. рис. 3.12).

Крупная стационарная энергетическая ГТУ типа V94.2 компаний Siemens / KWU выпускавшаяся с начала 80-х годов, рассчитана

на номинальную мощность N = 155 МВт при начальной температуре газа в турбине $T_Г$ = 1125 С и степени повышения давления в компрессоре $\pi_К$ = 10,9. Эта установка замыкала мощностной ряд машин, разработанных указанным производителем на тот период времени, наряду с такими ГТУ, как V64.2 и V84.2, рассчитанными на ту же начальную температуру газа и номинальные мощности в 60 МВт и 106 МВт соответственно. Для этой установки, так же характерна идеология компоновки отдельных агрегатов ГТУ, принятая упомянутым производителем на то время. А именно: в состав рассматриваемой ГТУ входят $16^{\text{ти}}$ступенчатый осевой компрессор и четырехступенчатая газовая турбина, расположенные на одном валу ротора ГТУ, две выносные вертикально расположенные камеры сгорания, входное устройство компрессора и выходное устройство газовой турбины.

Несмотря на весьма умеренную начальную температуру газа в турбине рассматриваемой ГТУ используется довольно-таки развитое воздушное охлаждение практически всех основных горячих деталей ее проточной части (рис. 3.13). Так из восьми лопаточных венцов четырехступенчатой турбины охлаждаются семь первых из них, причем в первых четырех лопаточных венцах применено поперечное течение (относительно пера лопатки) охлаждающего воздуха с выводом его в проточную часть через щелевые выпускные каналы в выходных кромках лопаток, а в двух последних охлаждаемых лопаточных венцах турбины течение охлаждающего воздуха продольное с выводом его либо в торцевой зазор у лопаток РК, либо в диафрагменное уплотнение – для лопаток СА (см. рис. 3.13). Охлаждение неподвижных деталей статора турбины осуществляется воздухом, отбираемым после разных ступеней компрессора, с целью недопущения его чрезмерно больших расходов, возникающих при отборе охлаждающего воздуха за последней ступенью компрессора из-за его высокой температуры сжатия. Аналогичным способом – тремя потоками – организуется и охлаждение ротора турбины. При этом воздух, поступающий в охлаждаемые лопатки РК, предварительно охлаждает и полотна дис-

ков. В турбине также предусмотрен подвод воздуха на уплотнение заднего подшипника через специальные трубы, установленные внутри поддерживающих стоек выходного диффузора турбины (см. рис. 3.13).

Выпускавшаяся консорциумом компаний Siemens/KWU с конца 80-х годов стационарная ГТУ типа V64.3 с номинальной мощностью 62,5 МВт входила в мощностной ряд машин, разработанных указанным производителем, наряду с таким ГТУ как V84.3 и V94.3 с номинальными мощностями 142 и 204 МВт соответственно.

Указанная мощность турбины обеспечивается с термическим КПД установки на уровне 0,333, расходом воздуха через компрессор 185 кг/с, степенью повышения давления в нем π_K= 16 и начальной температурой газа в турбине 1250 С. В состав рассматриваемой ГТУ входят $17^{ти}$ступенчатый осевой компрессор и $4^{х}$ступенчатая газовая турбина, расположенные на одном валу, две выносные горизонтально расположенные перпендикулярно к оси турбоблока камеры сгорания, входное устройство компрессора и выхлопное устройство газовой турбины.

Указанная высокая начальная температура газа в турбине потребовала применения довольно развитой ее системы охлаждения, достаточно сказать, что из восьми лопаточных венцов газовой турбины первые семь имеют воздушные охлаждения. В целях экономии расхода воздуха, отбираемого от компрессора для целей охлаждения, и поддержания его температуры на некотором минимальном уровне, его отбор из компрессора производится в нескольких сечениях по длине проточной части компрессора.

Так, например, отбор воздуха, поступающего на охлаждение лопаток СА последней четвертой ступени турбины, задней поверхности концевой проставки ротора и поддерживающих стоек в выходном диффузоре турбине производится за четвертой ступенью компрессора из камеры антипомпажного устройства.

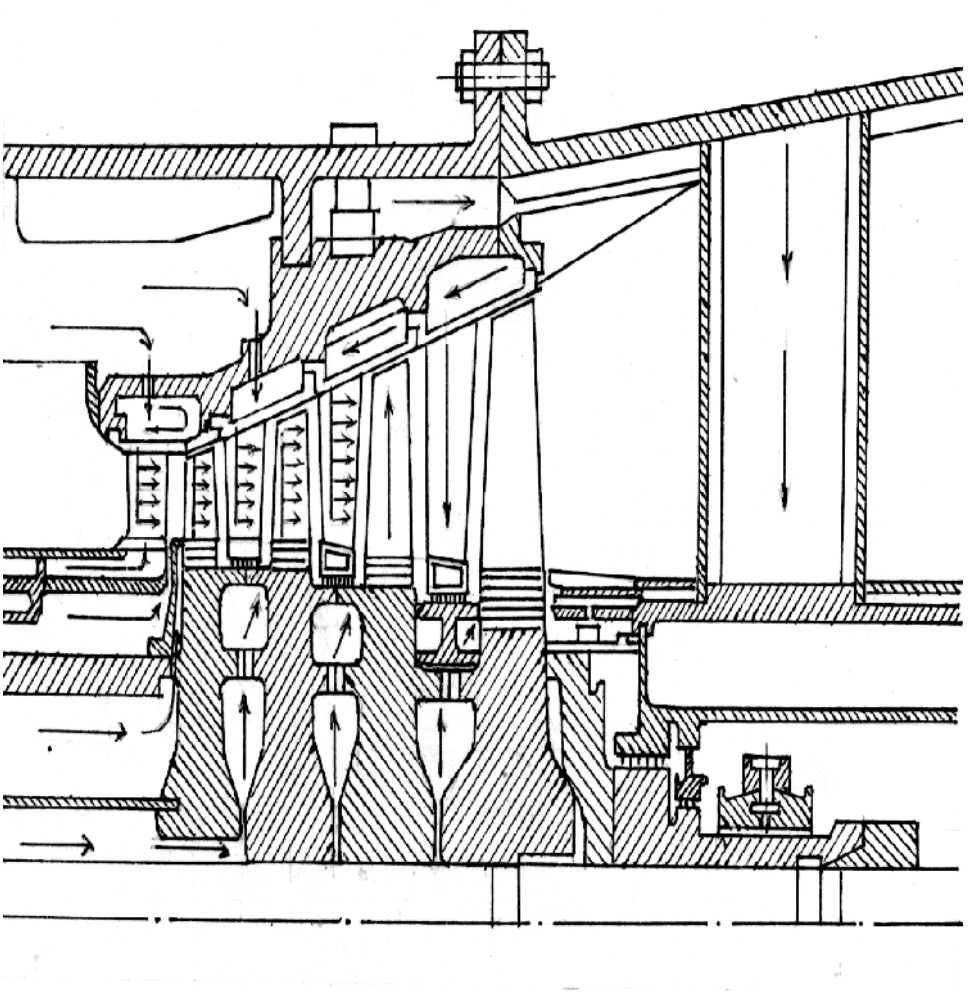


Рис. 3.13. Конструктивное устройство охлаждаемой воздухом турбины энергетической ГТУ типа V94.2 компании Siemens/KWU мощностью 155 МВт и начальной температурой газа перед турбиной 1125 С

Воздух, отбираемый после девятой ступени компрессора, используется сначала для охлаждения некоторых деталей статорной части турбины и далее направляется на охлаждение ее лопаток СА третьей ступени, причем часть этого воздуха, после прохода по тракту охлаждения лопаток указанного СА используется для наддува диафрагменного лабиринтного уплотнения между второй и третьей ступенями турбины. Аналогичным образом организовано охлаждение и лопаток СА третьей ступени турбины, только воздух на их охлаждение отбирается уже за 14-ой ступенью компрессора. За этой же ступенью компрессора организован отбор воздух и на охлаждение дисков

первой, третьей и четвертой ступеней ротора турбины. Для подвода этого воздуха к указанным дискам используется внутренняя полость барабанной части ротора установки между компрессором и турбиной. Кроме дисков ротора указанных ступеней турбины этот воздух, после охлаждения полотен дисков, подается через специальные каналы, проделанные в гребнях междисковых хиртовых соединений, на охлаждение профильных частей и замковых соединений лопаток РК второй и третьей ступеней турбины. При этом воздух, охлаждающий лопатки РК второй ступени турбины, сбрасывается в ее проточную часть через щелевые выпускные каналы в выходных кромках лопаток, а воздух, охлаждающей лопатки РК третьей ступени выводится в торцевой зазор периферийного сечения РК.

Охлаждение деталей первой ступени турбины производится закомпрессорным воздухом, который перед его подачей в указанные детали выводится из машины и охлаждается во внешнем водяном теплообменнике до температуры 150 С. По выходе из этого теплообменника охлаждающий воздух разделяется на два потока, первый из которых поступает в статор турбины для охлаждения лопаток СА первой ступени турбины, тогда как другой поток направляется в ротор турбины, где после прохода по внешней полости барабанной части ротора установки, поступает на охлаждение диска первой ступени и ее лопаток РК. Часть закомпрессорного воздуха используется для охлаждения внутренней керамической обшивки газоподводящего патрубка турбины, но этот поток охлаждающего воздуха используется непосредственно без предварительного его охлаждения во внешнем теплообменнике.

В целях обеспечения большей эксплуатационной надежности установки в турбине используется только чисто внутреннее конвективное охлаждение лопаточного аппарата без выдува охлаждающего воздуха на поверхность профильной части лопаток. Объясняется это тем обстоятельством, что, с одной стороны, выполнение большого количества отверстий малого диаметра в несущей стенке лопатки

приводит к появлению значительной концентрации напряжений и градиентов температур возле этих отверстий, а с другой стороны, недостаточная очистка циклового воздуха на входе в компрессор, может привести к засорению этих отверстий посторонними примесями и, как следствие перегреву лопатки.

Газотурбинная установка ГТ-009 мощностью 9 МВт, спроектированная к 2000 г. в ОАО «Энергомашкорпорация», предназначена для работы в составе газотурбинной ТЭЦ (теплоэлектроцентрали). В состав теплофикационного блока кроме собственно ГТУ также входят редуктор с понижением числа оборотов 6000/3000, электрический генератор мощностью 10 МВт и подогреватель сетевой воды с тепловой мощностью 20 Гкал/час. При температуре газа на входе в турбину $T_Г^*$ = 940 С и степени повышения давления в компрессоре $\pi_К$ = 6,35 установка имеет электрический КПД на уровне $\eta_Э$ = 0,25 и КПД использования тепла топлива при работе на полном теплофикационном режиме на уровне $\eta_{ТЭЦ}$ = 0,85.

Система охлаждения газовой турбины установки ГТ-009 выполнена в традиционном исполнении, характерном для стационарных ГТУ с умеренной начальной температурой газового потока перед турбиной при использовании в качестве теплоносителя циклового воздуха с относительным расходом на уровне $\overline{G}_o$ = 5,5 %. Такой несколько завышенный расход охлаждающего воздуха по сравнению со среднестатистическими данными на указанную начальную температуру был обусловлен, прежде всего, применением для изготовления дисков ротора недорогих статей перлитного класса, что потребовало при ресурсе установки t = 150×10^3 час их дополнительного охлаждения.

Охлаждаемая лопаточная решетка СА первой ступени турбины выполнена из жаропрочного сплава типа ЧС×104 методом точного литья и состоит из 16-ти блоков (по три лопатки отлиты в едином блоке). Собственно лопатки – пустотелые, дефлекторной конструкции, с внутренним конвективным охлаждением. Подвод охлаждающего воз-

духа к этим лопаткам производится непосредственно из закомпрессорной полости через 16 радиальных отверстий ∅30 мм в обойме СА и далее через перфорированную пластину над периферийными полками лопаток, в полость дефлектора. Этим обеспечивается и достаточно эффективное (струйное) охлаждение внутренних поверхностей указанных периферийных полок. Сброс охлаждающего воздуха из лопаток производится через щелевые каналы в их выходных кромках в осевой зазор проточной части. Корневые полки блоков лопаточной решетки СА первой ступени также охлаждаются воздухом из закомпрессорной полости. Этот воздух поступает через отверстия в перфорированной обечайке корпуса уплотнения первой ступени турбины, охлаждает внутренние поверхности корневых полок и поступает в кольцевой зазор между обечайкой и полками, а далее – в полости дефлекторов лопаток.

Вентилируемая лопаточная решетка СА второй ступени турбины также состоит из пустотелых лопаток, отлитых по три в каждом из 18-ти блоков. Пропускаемый через эти лопатки воздух отбирается за шестой ступенью компрессора ГТУ и служит для запирания лабиринтного уплотнения диафрагмы второй ступени. После прохода через полости лопаток воздух поступает в кольцевую полость внутреннего обода диафрагмы и далее через кольцевую прорезь в корпусе уплотнения подводится собственно к самому уплотнению, которое указанной прорезью разделено на два отсека.

Через передний отсек (со стороны входа газа) запирающий воздух поступает в осевой зазор между диафрагмой и диском первой ступени и сбрасывается в проточную часть. Через задний отсек комбинированного уплотнения (со стороны выхода газа) запирающий воздух вытекает в осевой зазор между диафрагмой и диском второй ступени и также сбрасывается в проточную часть.

Силовой корпус заднего подшипника, представляющий из себя сборку сварных конструкций в составе собственно корпуса, передней части выхлопного диффузора ГТУ, обойм лабиринтных уплотнений

корпуса по ротору на стороне выхлопа и масляного корпуса подшипника с опорным вкладышем, также выполнен вентилируемым. Поступающее от горячих стенок диффузора к несущим элементам силового корпуса подшипника конвективное и лучистое тепло снимается продувкой межлопаточных зазоров холодным воздухом. Этот воздух подводится к наружной обечайке корпуса подшипника по четырем трубам ∅50 мм и сбрасывается в газовый поток за лопатками РК второй ступени через специальные окна по внутренней обечайке. При этом потребный расход воздуха обеспечивается за счет более низкого (в сравнении с атмосферным) давления на входе в диффузор и может поступать непосредственно из машинного зала или по специальному трубопроводу. Продувка воздухом обеспечивает поддержание температуры корпуса на уровне не выше 100 С и снижает температуру выхлопных газов ГТУ примерно на 5°.

Охлаждение деталей ротора установки производится закомпрессорным воздухом, прошедшим через кольцевое уплотнение ротора компрессора и потому имеющего давление ниже начального давления газа в турбине. Один из потоков этого воздуха из полости между корпусом указанного уплотнения и диском первой ступени турбины подается через 72 радиальных отверстия ∅8 мм на продувку щелевых каналов в хвостовых соединениях облопачивания РК первой ступени. Этим самым обеспечивается существенное уменьшение теплового потока со стороны хвостовиков лопаток и достигается требуемый уровень температуры обода диска не превышающий 330° С. Из этой же полости между корпусом уплотнения и диском первой ступени турбины через радиальные отверстия в промежуточной части ротора вторая часть охлаждающего воздуха поступает во внутреннюю полость ротора. Этот воздух, двигаясь сначала в радиальном, а затем в осевом направлении через щелевой зазор между ступицей диска первой ступени турбины и центральной стяжкой ротора ГТУ, поступает в торцевой зазор между ступицами дисков первой и второй ступеней турбины.

В зоне ступицы диска второй ступени воздух протекает по петлевой схеме, двигаясь сначала в сторону выхлопа в зазоре между стяжкой и установленной на ней тонкостенной гильзой, а затем в обратном направлении, в зазоре между гильзой и расточкой в ступице диска второй ступени турбины.

Из торцевого зазора между ступицами дисков первой и второй ступеней турбины охлаждающий воздух, двигаясь в радиальном направлении к периферии, после прохода через радиальные отверстия в поясе жестокости ротора турбины (между указанными дисками) попадает в полость между полотнами дисков турбины. Уже из этой полости, как и в диске первой ступени, через 64 радиальных отверстия ∅8 мм в основании консольного выступа пояса уплотнений на диске второй ступени, воздух подводится к ободу диска этой ступени со стороны подвода газового потока и поступает на охлаждение замковых соединений облопачивания второй ступени РК.

Рабочие лопатки обеих ступеней турбины выполнены полнотелыми (без внутренних полостей) из жаропрочного сплава марки ЦНК7 методом точного литья по выплавляемым моделям. Они устанавливаются в ободах дисков посредством 3^{x}опорных елочных соединений и фиксируются от перемещений в осевом направлении торцевыми передними и задними уплотнительно-фиксирующими пластинами. В сопряжениях передних пластин с ободами дисков предусмотрен кольцевой коллектор, куда и поступает воздух из радиальных отверстий в консольных выступах дисков, а в торцевом сопряжении пластин с хвостовиками лопаток на пластинах выполнены соединенные с коллектором радиальные пазы, через которые охлаждающий воздух подводится к щелевым каналам замковых соединений лопаток. После продувки воздухом щелевых зазоров указанных замковых соединений облопачивания РК ступеней турбины этот воздух выводится в проточную часть через зазоры в окружных стыках задних уплотнительно-фиксирующих пластин.

Описанная система охлаждения турбины установки ГТ-009 рассчитана на работу с расходом охлаждающего воздуха в 2,4…2,5 кг/с, что в относительных величинах при расходе циклового воздуха через компрессор ГТУ на уровне 45 кг/с составляет 5,5…5,6 %. Из них на охлаждение статора используется около 4,0 %, при этом в диафрагму первой ступени поступает 2,8 %, из которых 2,0 % идет на охлаждение профильных частей лопаток СА и его периферийных полок, 0,45 % - на охлаждение корневых полок этого СА и 0,85 % - на охлаждение сегментов над лопатками РК.

На охлаждение ротора ГТУ поступает относительный расход охлаждающего воздуха на уровне 1,15 %. При этом к лопаткам РК первой ступени на охлаждение их замковых соединений подводится 0,65 %, а на охлаждение ступиц дисков и замковых соединений лопаток РК второй ступени затрачивается 0,50 %.

Утечки охлаждающего воздуха через переднее уплотнение диска первой ступени турбины составляют 0,43 %.

3.1.8. Обзор конструкций охлаждаемых лопаток и используемых в них методов и способов охлаждения

Из анализа изложенных выше работ видно, что большинством исследователей все возможные способы охлаждения лопаточных аппаратов ВГТ разделяются на три большие группы: внутреннее конвективное охлаждение, конвективно-пленочное охлаждение и пористое проникающее охлаждение. Видно также, что каждый из указанных способов охлаждения требует и своей специфической конструктивной реализации, так что, в общем-то, существует непосредственная связь между способом охлаждения и конструкцией лопатки, реализующей этот способ охлаждения. Поэтому можно рассматривать типичные конструкции охлаждаемых лопаток наиболее характерные для каждого из указанных способов охлаждения.

Лопатки с внутренним конвективным охлаждением можно разделить на три основные группы, отличающиеся направлением течения охладителя относительно течения внешнего газового потока. Из них к первой группе относятся лопатки с продольным относительно пера лопатки течением охладителя, которое может быть организованно по простой (одноходовой) или петлевой (многоходовой) схеме (рис. 3.14). В лопатках этой группы охладитель подводится обычно к одному из крайних сечений профильной части лопатки (как правило, к периферийному – для неподвижных лопаток СА, и корневому – для вращающихся лопаток РК). При течении охладителя по внутренним продольным каналам и реализуется рассматриваемый способ охлаждения. Конструктивное устройство лопаток с продольным течением охладителя достаточно простое, что не способствует высокой эффективности их охлаждения. Так при относительном расходе охладителя, в качестве которого используется воздух, $\overline{G}_B$ = 3 % средняя по обводу контура профиля безразмерная глубина охлаждения θ не превышает 0,3…0,4, а для участков профиля, примыкающих к кромкам, она вообще не превышает 0,25. Вследствие этого температурные разности между отдельными участками профиля лопатки оказываются чрезмерно большими, достигая в срединном сечении пера лопатки 150…200°.

Для повышения эффективности охлаждения лопаток с продольным течением охладителя используется интенсификация теплоотдачи за счет турбулизации потока при обтекании им продольных или поперечных ребер, элементов макрошероховатости или перемычек (см. рис. 3.14, в). При этом стараются развить поверхность теплообмена за счет оребрения или измельчения каналов охлаждения, что дает дополнительную возможность расположить их ближе к наружной поверхности лопатки, особенно на участках входной и выходной кромок.

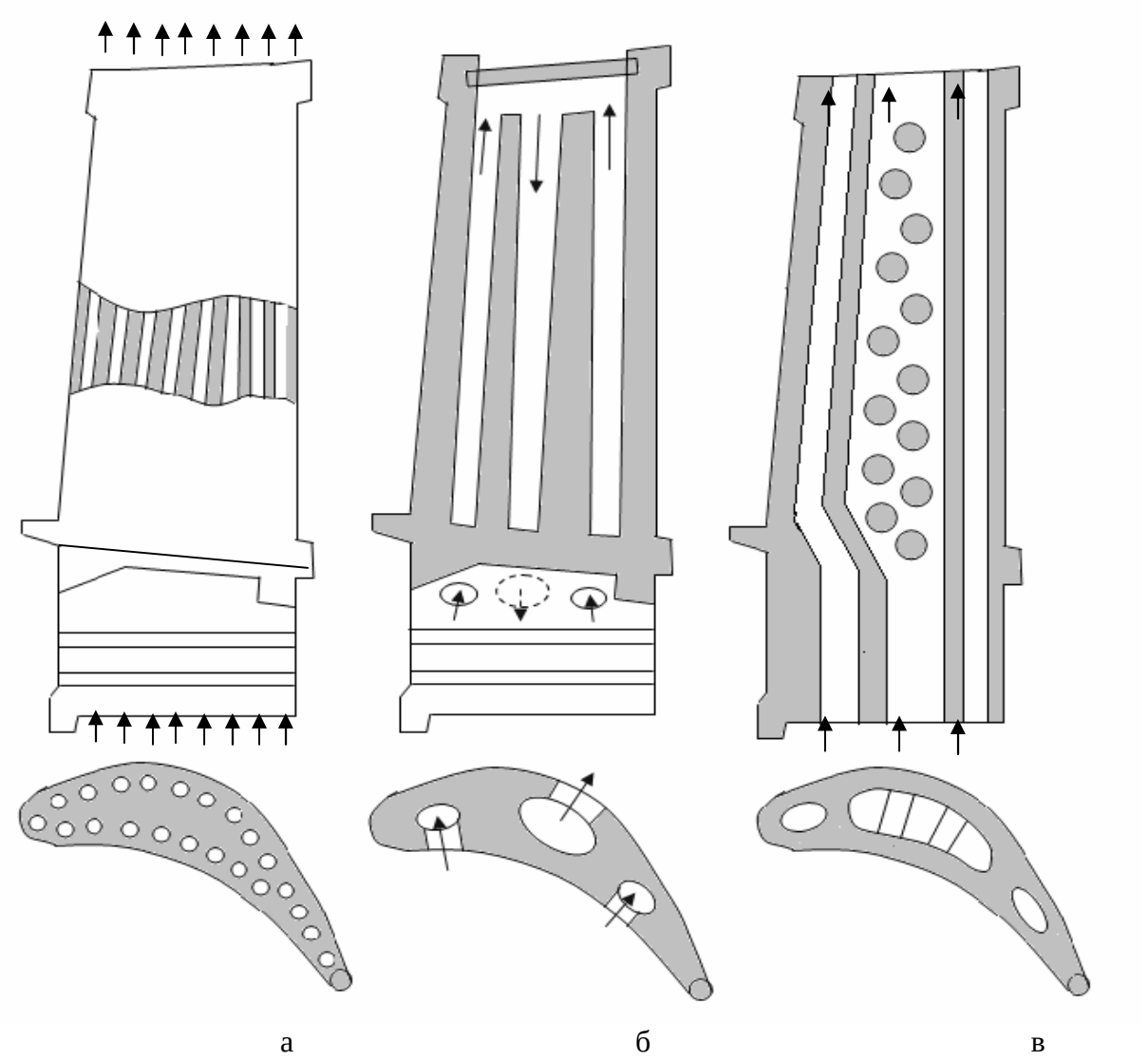


Рис. 3.14. Конструктивное устройство лопаток РК с внутренним конвективным охлаждением с простым продольным (а), продольно-возвратным (б) и продольным интенсифицированным (в) течением охладителя

Для уменьшения неравномерности поля температур и улучшения охлаждения выходных кромок на их обводе или на корытце со стороны выходных кромок выполняются отверстия или щели, через которые организуется выпуск охладителя, то есть в тракте охлаждения лопатки реализуется смешанное по направлению течение охладителя (рис. 3.15). Такие лопатки составляют вторую группу лопаток с внутренним конвективным охлаждением.

Подведенный к таким лопаткам охладитель протекает по внутренним каналам в одной части лопатки в продольном направлении, а в другой части лопатки в направлении, переходящем от продольного к поперечному. Разделение потоков охладителя внутри лопатки, выпуск его через щели в выходной кромке улучшает охлаждение лопатки, усиливается охлаждение срединной части профиля, но на охлаждении входной кромке это сказывается в меньшей степени.

Для лучшего охлаждения зоны входной кромки на внутренней поверхности канала ее охлаждения часто располагается поперечное оребрение небольшой высоты. Для обеспечения большой скорости потока охладителя в канале охлаждения входной кромки стараются по возможности использовать весь располагаемый перепад давлений в потоке охладителя на лопатку, что достигается, как правило, отделением потока на охлаждение входной кромки от общего потока охладителя на лопатку и его непосредственным выводом из канала охлаждения входной кромки в проточную часть турбины.

К третьей группе конвективно охлаждаемых лопаток относятся лопатки с поперечным относительно пера течением охладителя. Типичными представителями этой группы являются полые лопатки с внутренним дефлектором (рис. 3.16). В таких лопатках охладитель подается в полость дефлектора, из которой через ряд отверстий или щелей организуется струйный обдув внутренней поверхности входной кромки лопатки. Затем этот охладитель разделяется на два потока, протекающих вдоль выпуклой и вогнутой сторон профильной части лопатки в щелевых каналах, образованных внутренней поверхностью несущей оболочки лопатки и тонкостенным дефлектором. По выходе из этих каналов указанные потоки охладителя смешиваются за кормой дефлектора и выводятся из лопатки через каналы в ее выходной кромке.

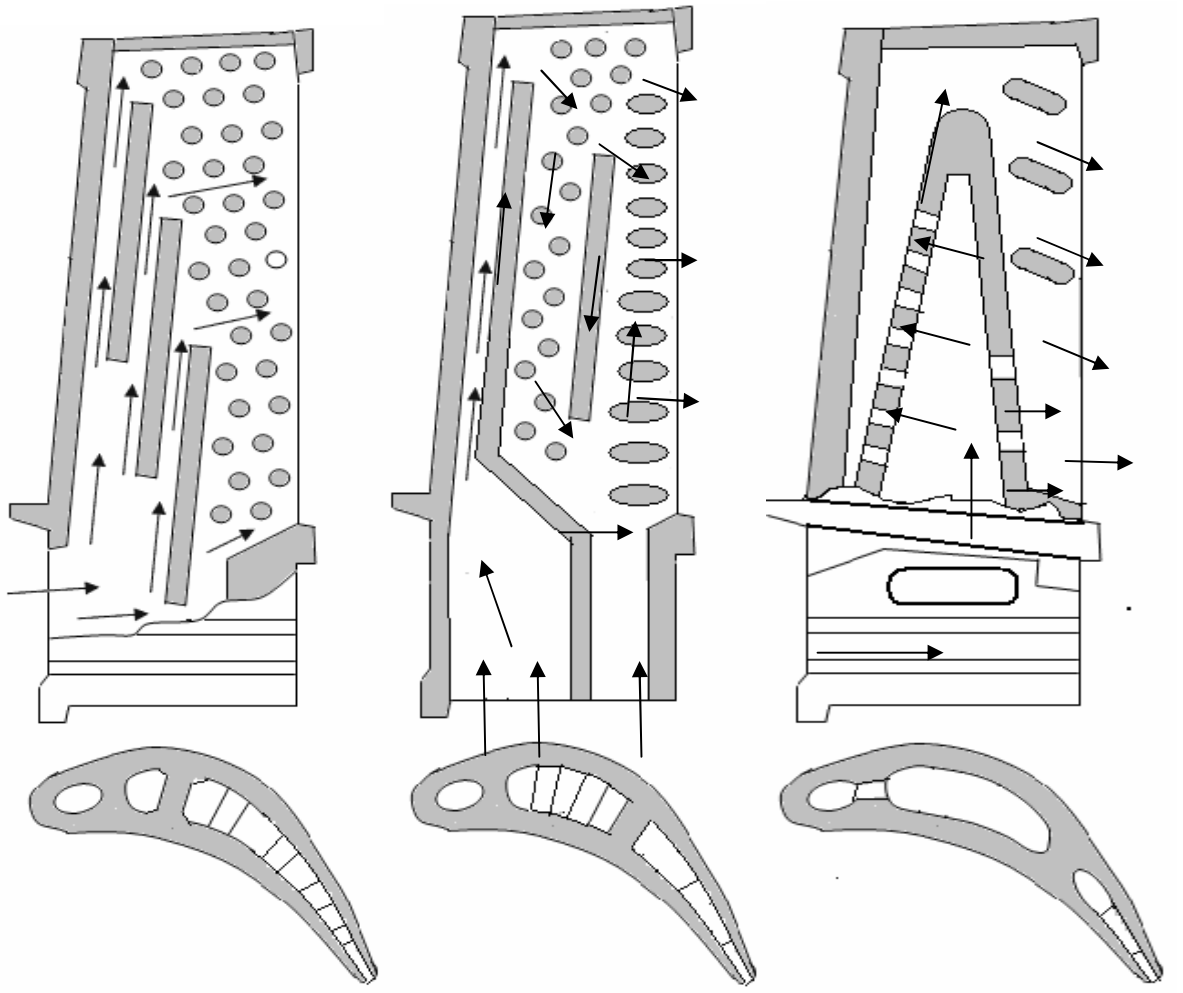


Рис. 3.15. Конструктивное устройство лопаток РК внутреннего конвективного охлаждения со смешанным течением охладителя: простым продольным в передней и срединной частях профиля и поперечным в задней (а), продольно-возвратным в передней и срединной частях профиля и поперечным в задней (б), продольным в срединной части и поперечным в передней и задней частях (в)

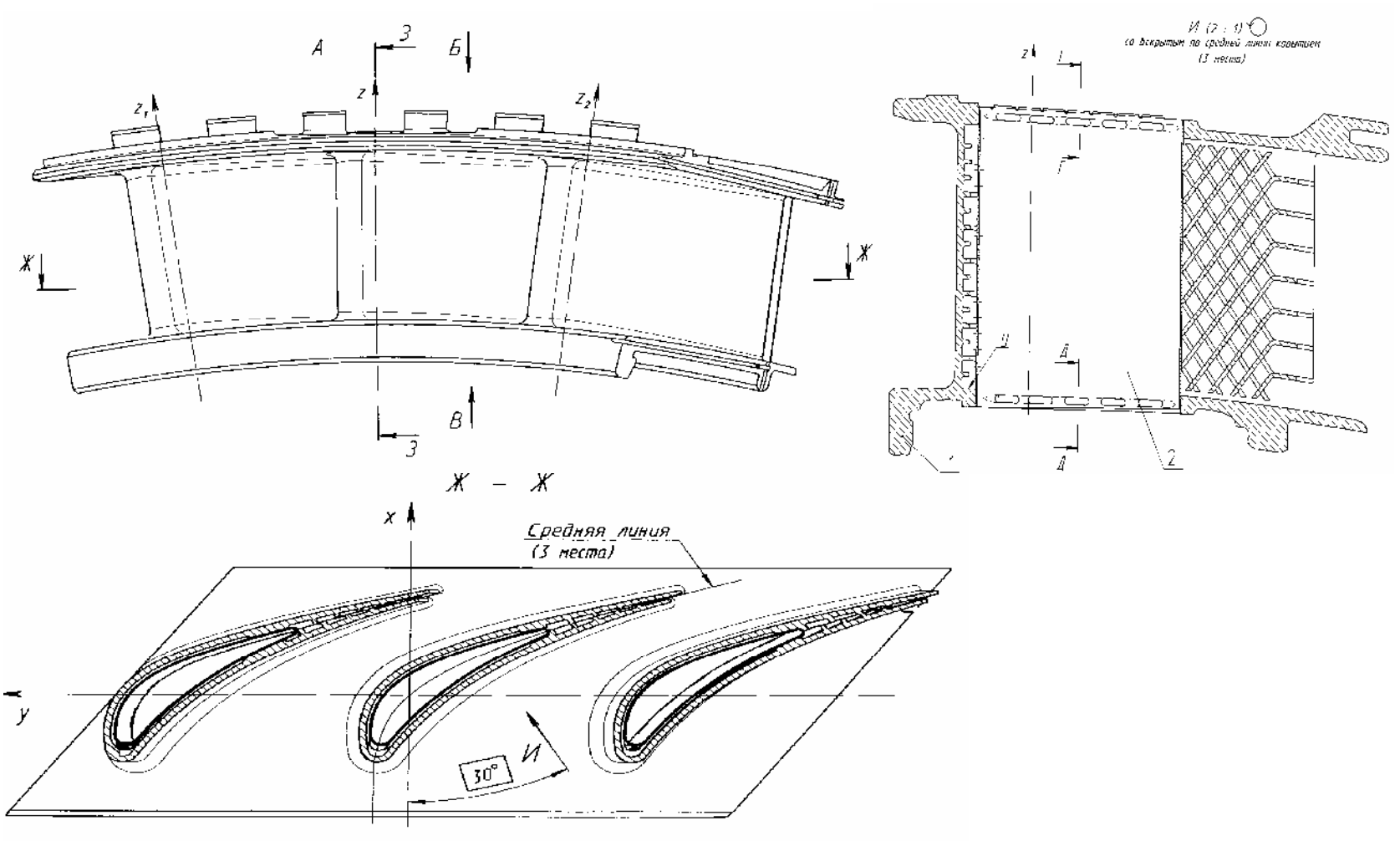


Рис. 3.16. Блок охлаждаемых лопаток СА дефлекторного типа с поперечным относительно пера лопатки течением охлаждающего воздуха для первой ступени турбины установки типа ГТ-009 с начальной температурой газа 940 С, разработанной в ОАО «Энергомашкорпорация»

Существует также целый ряд конструктивных мероприятий по усовершенствованию систем охлаждения таких лопаток. Так, для улучшения охлаждения входных кромок на внутренних поверхностях каналов их охлаждения размещается оребрение, увеличивающее поверхность охлаждения. Снижение температуры выходных кромок достигается путем размещения в выпускных каналах цилиндрических штырей-турбулизаторов, прерывистых или зигзагообразных перемычек. Это позволяет увеличить интенсивность охлаждения выходной кромки примерно на 20 %. Если возникает необходимость дополнительного охлаждения стенки лопатки в зоне спинки или корытца профильной части лопатки, то в соответствующих зонах применяется перфорация дефлектора, через которую осуществляется дополнительный обдув струями охладителя внутренней поверхности стенки лопатки.

Лопатки с комбинированным (конвективно-пленочным) охлаждением получаются в том случае, когда внутреннее конвективное охлаждение дополняется внешним пленочным (заградительным) охлаждением. При этом способе охлаждения охладитель выдувается через систему отверстий перфорации малого диаметра или узкие щели в стенке лопатки на ее наружную поверхность, где и создает тепловую завесу между горячим газом и поверхностью лопатки (рис. 3.17). Для создания на защищаемой поверхности достаточно однородной завесы охладителя отверстия в последовательных рядах располагаются в шахматном порядке, а расстояние между рядами отверстий по обводу профиля выбирается таким образом, чтобы вытекающий из них охладитель по достижении вниз по потоку расположенного соседнего ряда еще не полностью был бы размыт потоком газа.

Эффективность конвективно-пленочного охлаждения во многом зависит от размеров, расположения и ориентации отверстий перфорации относительно наружной поверхности профиля лопатки и направления газового потока. Угол между осью отверстия и касательной к профилю в месте выхода этого отверстия на поверхность лопатки γ

должен быть по возможности малым и его обычная величина, как правило, не превышает 25…40°.

Специфической особенностью заградительной составляющей комбинированного конвективно-пленочного охлаждения при использовании для выдува охладителя отверстий перфорации с осями, наклоненными под некоторым углом к поверхности, является то обстоятельство, что эффективность охлаждения в этом случае не является функцией монотонно зависящей от расхода охладителя. Дело заключается в том, что при превышении расходом охладителя некоторой предельной величины массовой скорости $(\rho w)_o$ происходит отрыв струй охладителя от поверхности и глубокое проникновение их в газовый поток, так что в этом случае охладитель не столько защищает наружную поверхность лопатки от взаимодействия с горячим газовым потоком, сколько размывается газовым потоком, понижая его температуру. И, наоборот, при малых скоростях выдува через отверстия перфорации струи охладителя плотно настилаются на поверхность, прижимаясь к ней под действием основного потока. По опытным данным предельное значение параметра вдува, при котором происходит отделение струй охладителя от поверхности, составляет $m = (\rho \times w)_o/(\rho \times c)_Г = 0{,}5$.

Поскольку в лопатках с комбинированным охлаждением заградительной составляющей охлаждения предшествует конвективная составляющая, потому что прежде чем попасть на наружную поверхность лопатки охладитель проходит по внутренним каналам, снимая тепло со стенок лопатки, то вклад этой конвективной составляющей охлаждения у подавляющего большинства реализованных конструкций таких лопаток соизмерим с вкладом заградительной составляющей охлаждения или даже может превосходить его. Далее, введение заградительного охлаждения приводит к увеличению интенсивности внутреннего конвективного, вследствие имеющего место дискретного сброса части нагретого охладителя из внутренних каналов охлажде-

ния на наружную поверхность лопатки и замещения его свежим потоком охладителя.

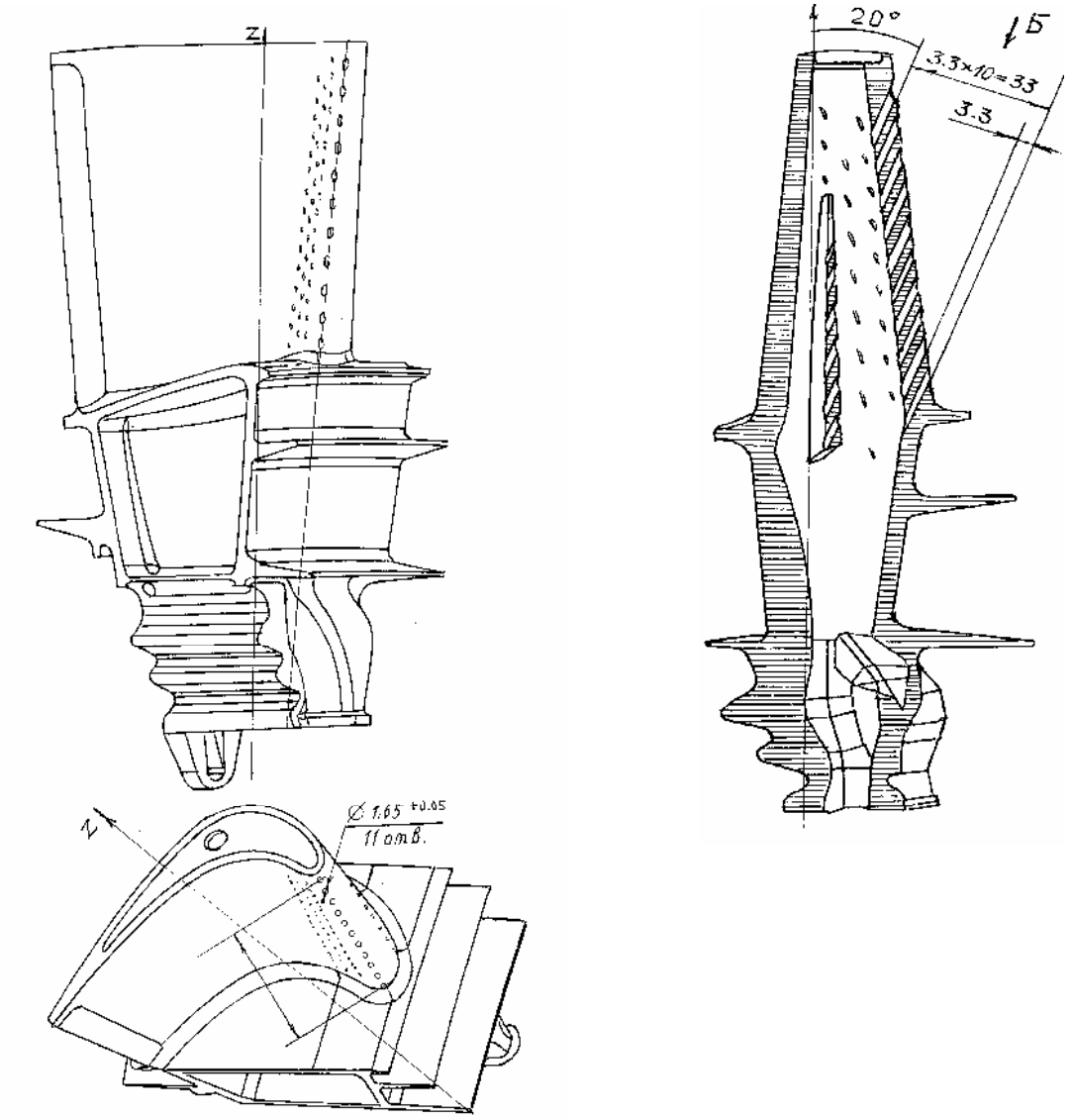


Рис. 3.17. Рабочая лопатка газовой турбины энергетической ГТУ типа ГТЭ-60 с начальной температурой газа перед турбиной на уровне 1300ºС, спроектированной на ЛМЗ (Ленинградский Металлический завод)

Поскольку давление в газовом потоке, обтекающем лопатку, неравномерно вдоль контура профиля, то для требуемого распределения охладителя по наружной поверхности лопатки и в ее внутренних каналах может быть применён охладитель разных начальных давлений.

Это мероприятие оказывается особенно выгодным в случае использования для целей охлаждение турбины циклового воздуха, когда может быть использован воздух, отбираемый из промежуточных ступеней компрессора, имеющий к тому же и более низкую температуру, чем закомпрессорный воздух.

Вместе с тем выдув охладителя на наружную поверхность профиля лопатки приводит к дополнительным потерям на его смешение с основным газовым потоком. Во многих случаях возрастают и профильные потери, обусловленные трением в пограничном слое и срывом потока на выходной кромке. При этом потери на смешение тем больше, чем больше разность скоростей смешивающихся потоков газа и охладителя, чем больше отклонения в направлениях этих потоков и чем больше расход охладителя. Величина дополнительных потерь от трения зависит от состояния и характеристик пограничного слоя на участках, где располагаются отверстия перфорации.

Лопатки с пористым проникающим охлаждением могут рассматриваться как предельный случай лопаток с конвективно-пленочным охлаждением. В таких лопатках охладитель, проходя сквозь множество мелких отверстий в проницаемой оболочке лопатки, снимает с нее тепло, то есть реализует конвективную внутрипоровую составляющую теплообмена, а вытекая на наружную поверхность лопатки, образует защитную тепловую завесу (рис. 3.18). Благодаря высокой интенсивности внутрипоровой теплоотдачи в лопатках с пористым охлаждением достигается более высокая эффективность охлаждения по сравнению с другими типами. В конструктивном отношении пористое охлаждение может быть реализовано в трех основных вариантах. При чисто проникающем (транспирационном) охлаждении используется оболочка лопатки, изготовленная из пористого материала, полученного спеканием металлического порошка или горячей прокаткой проволочных сеток. В этом случае обеспечивается наиболее однородное поступление охладителя к наружной поверхности лопатки, а отсутствие локализованных отверстий для выпуска ох-

ладителя ведёт к снижению градиентов температуры в пористой оболочке.

Дискретно проперфорированная оболочка является своего рода приближением к чисто пористой оболочке. В такой перфорированной оболочке выполняется большое число отверстий малого диаметра (до 0,5 мм) через которые и осуществляется практически непрерывный отток охладителя на наружную поверхность лопатки. Шаг расположения отверстий, как в продольном, так и в поперечном к основному потоку направлении обычно не превышает десять диаметров отверстий. При таком эффузионном охлаждении может быть организована и дискретная раздача охладителя по обводу контура профиля и высоте охлаждаемой лопатки в соответствии с величиной теплоподвода от внешнего газового потока.

Промежуточное положение между двумя указанными типами проницаемых оболочек (чисто пористых и дискретно пористых) занимают многослойные оболочки типа Lamilloy (рис. 3.19). Наружный и внутренний слои такой многослойной оболочки также проперфорированы большим количеством отверстий малого диаметра (до 0,3 мм), через которые осуществляется ввод охладителя в оболочку и его вывод на ее наружную поверхность. Промежуточные слои этой многослойной оболочки образуют систему извилистых, но с контролируемыми размерами, внутренних каналов. Тем самым достигается большее развитие поверхности теплообмена в сравнении с применением оболочек с эффузионным охлаждением, но существенно снижается неопределенность в геометрической конфигурации внутрипоровых каналов в сравнении с использованием оболочек с транспирационным охлаждением.

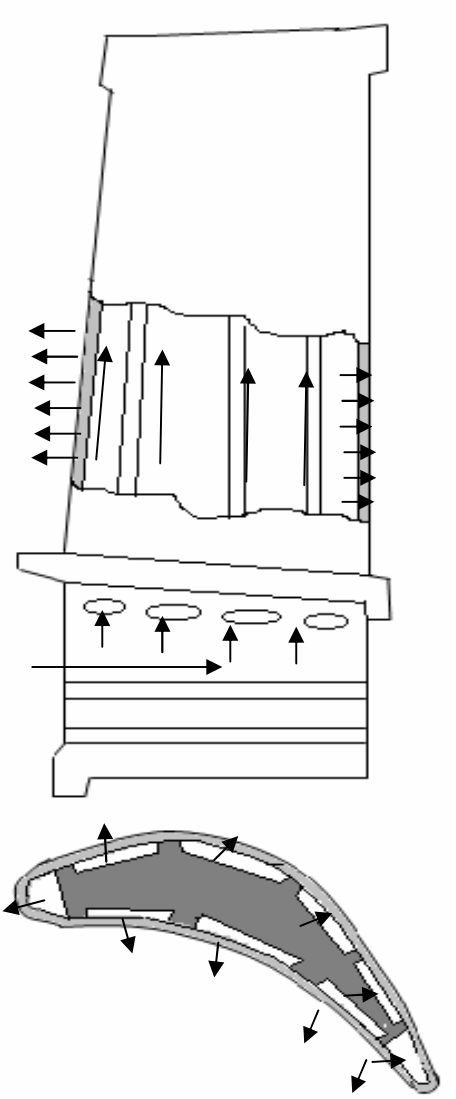


Рис. 3.18. Одна из возможных конструкций лопатки РК оболочкового типа с пористым проникающим охлаждением

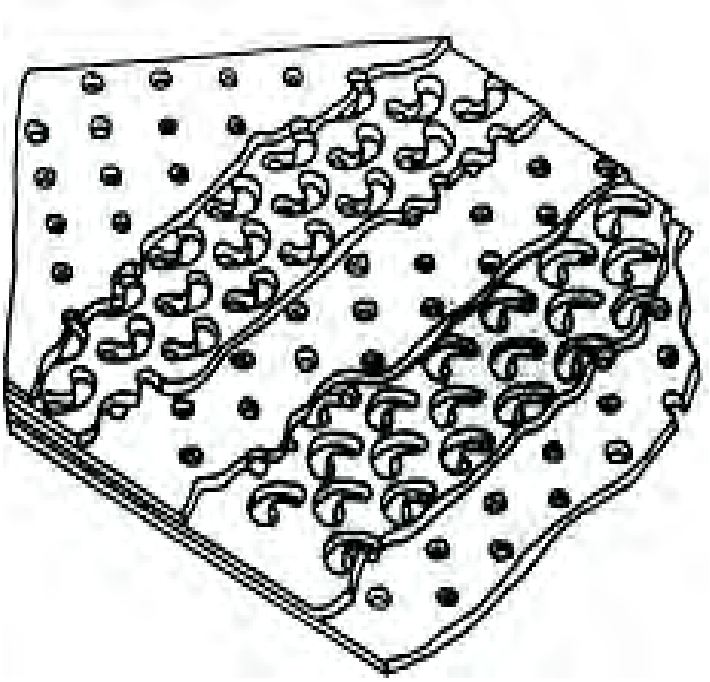


Рис. 3.19. Внутреннее устройство пористого проницаемого материала типа Lamilloy, используемого для оболочек в лопатках с пористым проникающим охлаждением

Дополнительный вдув охладителя в пограничный слой на внешней поверхности лопатки в лопатках с ППО (пористым проникающим охлаждением) приводит к росту профильных потерь в лопаточных решетках с такими лопатками. Однако вследствие относительно небольшого расхода вдуваемого охладителя увеличение профильных потерь вследствие вдува не столь уж значительно. Гораздо большее увеличение профильных потерь вызывается более высокой степенью шероховатости проницаемых поверхностей, особенно для пористых оболочек изготовленных спеканием металлических порошков или прокаткой пакетов сеток.

Большим недостатком пористых проницаемых оболочек является существенное снижение уровней их прочностных характеристик по сравнению с оболочками из сплошных материалов. Кроме того, при изготовлении охлаждаемых лопаток с такими оболочками возникают определенные технологические трудности, связанные с образованием контуров профилей из проницаемых оболочек и креплением этих оболочек к несущему стержню лопатки.

Другим значительным препятствием для широкого внедрения лопаток с ППО в практику газотурбостроения, кроме материаловедческих и технологических сложностей, является и эксплуатационная сложность, то есть появляется необходимость в предохранении микропористой структуры оболочки от засорения пылевыми частицами, содержащимися в охладителе, и шлаковыми частицами, содержащимися в горячем газовом потоке.

3.2. РАСЧЕТ ТЕПЛООТДАЧИ НА НАРУЖНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЛОПАТОК ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

3.2.1. Закономерности развития гидродинамического и теплового пограничных слоев на наружных поверхностях охлаждаемых лопаточных аппаратов высокотемпературных газовых турбин

Согласно современным представлениям в горячем газовом потоке, протекающем сквозь лопаточную решетку турбины, можно выделить три основные области, отличающиеся различными соотношениями сил инерции и вязкости.

Это область потенциального течения, где вязкостные эффекты исчезающе малы и расчет параметров потока ведется по уравнениям движения Л. Эйлера для идеальной жидкости. Скорость, а, следовательно, и давление в потоке в рассматриваемой области потенциального течения по конфузорному межлопаточному каналу не остается постоянной, а изменяется как в направлении течения потока, увеличиваясь от входа к выходу, так и по ширине канала, возрастая по мере приближения к выпуклой стороне профиля в каждом поперечном сечении.

Область пограничного слоя, где вязкое трение соизмеримо с силами инерции и расчет параметров потока ведется по уравнениям движения Л. Прандтля для пограничного слоя. Скорость потока в пределах пограничного слоя изменяется от нуля на поверхности профиля (условие прилипания) до величины, соответствующей скорости внешнего потенциального течения. Толщина пограничного слоя медленно нарастает по ходу движения потока, так что при критерии Рейнольдса, вычисленном по параметрам потока в выходном сечении лопаточной решетки, $Re = (\rho c)_{1Г} B/\mu(T_Г) = 10^6$ в кормовой зоне профиля она составляет около 1,0 % от величины хорды профиля B.

Стекающие со стороны спинки и корытца на выходной кромке профиля пограничные слои, имеющие разные эпюры скорости, взаимодействуют между собой с образованием вихревого течения в области 3, называемой кромочным следом, где преобладает турбулентная вязкость. Эта область течения характеризуется значительной неравномерностью параметров потока, которая по мере удаления от кромок лопаток за счет взаимодействия с ядром потока непрерывно снижается, а ширина кромочного следа увеличивается.

При рассмотрении процессов теплоотдачи на профиле охлаждаемой лопатки турбины необходимы более детальные сведения о структуре газодинамического пограничного слоя. Эти сведения получены в результате многочисленных экспериментальных исследований, выполненных в основном на моделях.

Согласно современным воззрениям, толщина ламинарного пограничного слоя, образовавшегося на входной кромке лопатки, по мере удаления от лобовой критической точки возрастает и зависит от расстояния данного сечения до точки разделения потока, от величины местной скорости обтекания профиля и от предыстории потока. На некотором расстоянии от точки разветвления потока $x_Н$ ламинарный пограничный слой теряет устойчивость и переходит в турбулентный. Координата $x_Н$ точки начала перехода зависит от многих параметров: скорости потока, уровня его турбулентности, величины и знака продольного градиента давления, отношения температур $T_Г/T_С$ и т. д. Эти же параметры определяют и координату конца перехода $x_К$, то есть начало развитого турбулентного течения в пограничном слое. Толщина турбулентного пограничного слоя в данном сечении зависит от тех же параметров, что и ламинарного, а также от расстояния данного сечения до конца области перехода, увеличиваясь по мере удаления от него.

Поскольку пограничные слои на профильных частях лопаточных аппаратов ВГТ образуются и существуют в условиях чрезвычайного многообразия дестабилизирующих факторов, влияющих на их

характеристики (значительные продольные как положительные, так и отрицательные градиенты давления, повышенная турбулентность внешнего газового потока, весьма существенная величина температурного фактора $\psi = T_Г/T_C$, сжимаемость течения, шероховатость и кривизна поверхности и т. п.), то обтекание профильных частей лопаток вязким газом с образованием скоростного и теплового пограничных слоёв может сопровождаться такими явлениями в пограничных слоях, как их отрыв и реламинаризация.

Уже из простых физических соображений следует, что понижение температуры в потоке горячей жидкости, обтекающей холодное тело с некоторой скоростью, должно распространяться только на ее тонкий слой в непосредственной близости от поверхности тела и на узкий след позади него, так что преобладающая часть процесса выравнивания температуры между холодным телом и горячей жидкостью будет происходить в этом тонком слое. Этот слой по аналогии с гидродинамическим (скоростным) пограничным слоем называется тепловым (температурным) пограничным слоем. При этом весьма важным является тот факт, что в процессе такого выравнивания температур гидродинамические явления и явления теплопроводности оказывают друг на друга влияние, то есть пограничные скоростной и температурный слои существуют одновременно и взаимодействуют между собой.

Таким образом, при обтекании охлаждаемых лопаток турбин горячим газовым потоком температура $T_Г$ отлична от температуры наружной поверхности лопатки T_C. На поверхности лопатки, кроме гидродинамического (скоростного) пограничного слоя толщиной δ_C образуется еще и тепловой (температурный) пограничный слой толщиной δ_T.

Поскольку практически весь температурный напор приходится на тепловой пограничный слой, толщина δ_T которого в газовых потоках близка к толщине гидродинамического пограничного слоя δ_C, то очевидно, что характер течения в пограничном слое оказывает влия-

ние на процесс передачи тепла между телом и жидкостью в соответствии с выражением (3.7). Это находит свое выражение в зависимости коэффициентов теплоотдачи $\alpha_Г$ от параметров пограничного слоя и заставляет более подробно изучить его структуру.

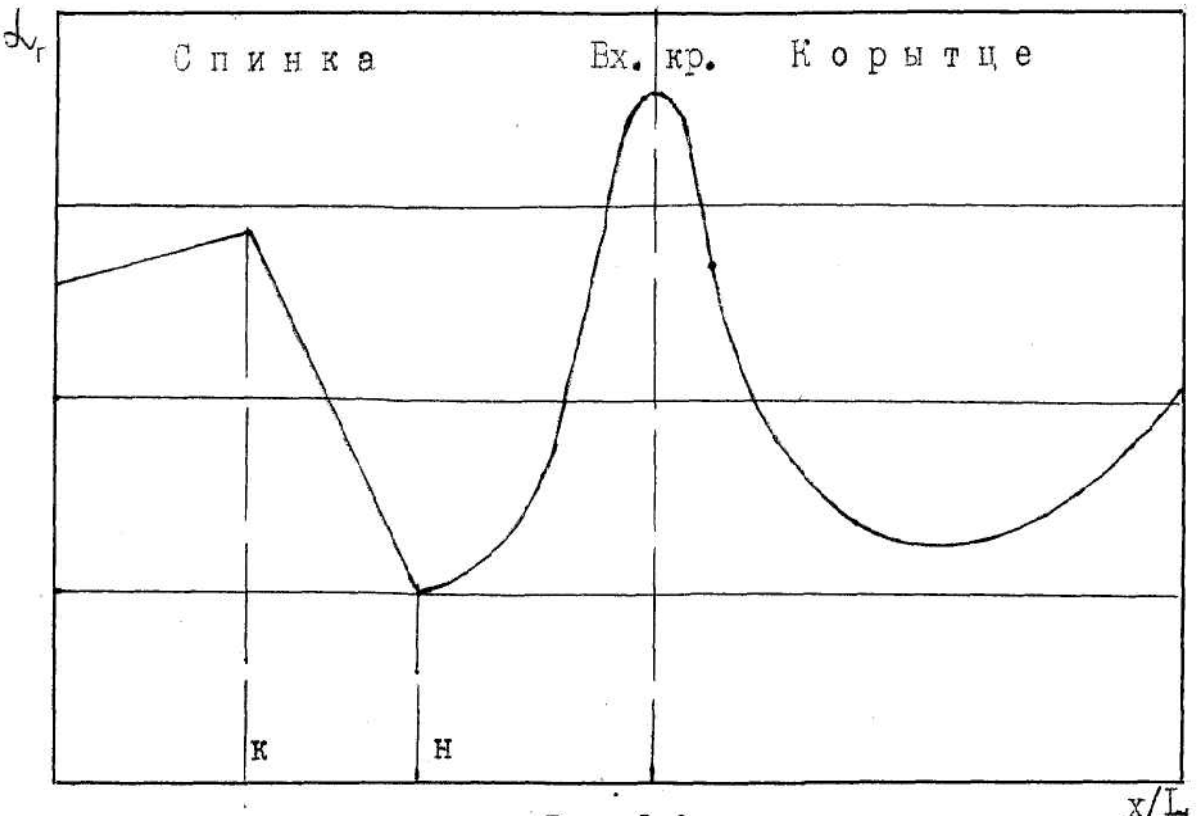


Рис. 3.20. Типичное распределение локальных коэффициентов теплоотдачи по обводу контура профиля

На входной кромке охлаждаемой лопатки газовой турбины в окрестности лобовой точки, где газовый поток натекает на лопатку по нормали к ее поверхности и ламинарный пограничный слой довольно тонок, коэффициенты теплоотдачи весьма значительны (рис. 3.20). За пределами участка входной кромки с линейным изменением скорости газового потока величина $\alpha_Г$ в пределах ламинарного пограничного монотонно снижается. Темп снижения $\alpha_Г$ по мере удаления от лобовой точки уменьшается в значительной степени из-за уменьшения

градиента скорости вдоль обвода контура профиля. В области перехода (участок н-к) интенсивность теплоотдачи резко и существенно (в несколько раз) возрастает. Затем по мере развития турбулентного пограничного слоя и увеличения его толщины величина коэффициентов теплоотдачи вновь снижается. На этом участке темп уменьшения $\alpha_Г$ зависит также от градиента скорости внешнего течения.

Вместе с тем, отмеченные закономерности в изменении коэффициентов теплоотдачи вдоль обвода контура профиля охлаждаемой лопатки могут быть нарушены при некоторых условиях, приводящих к появлению отмеченных выше короткого или длинного отрывов ламинарного пограничного слоя и реламинаризации турбулентного пограничного слоя. При реализации первого из указанных случаев коэффициенты теплоотдачи в зоне отрыва ламинарного пограничного слоя резко возрастают, а при реализации второго случая коэффициенты теплоотдачи в зоне реламинаризации турбулентного пограничного слоя резко снижаются.

В практике проектирования и исследования охлаждаемых лопаток ВГТ в соответствии с задачами, стоящими на данном этапе разработки охлаждаемого облопачивания, принято выделять три различных подхода к определению коэффициентов теплоотдачи на наружной поверхности лопатки:

1. Глобальные (средние по обводу контура профиля) коэффициенты теплоотдачи используются в расчетах охлаждаемых турбин для определения тепловых потоков, снимаемых системой охлаждения;

2. Зональные (средние для характерных участков обвода контура профиля) коэффициенты теплоотдачи могут быть использованы при расчете и проектировании системы охлаждения лопаточного аппарата турбины;

3. Локальные (местные) коэффициенты теплоотдачи используются для расчетов полей температур в охлаждаемых лопатках, позволяющих получить детальное представление о тепловом состоянии лопаток и рассчитать термические напряжения.

3.2.2. Средние коэффициенты теплоотдачи лопаток

Простейший из способов расчета средних коэффициентов теплоотдачи на профилях охлаждаемых лопаток ВГТ основан на прямом использовании эмпирических критериальных соотношений типа:

$$\mathrm{Nu}_{\Gamma} = \mathrm{A}_{\Gamma}\mathrm{Re}_{\Gamma}^{\mathrm{n}_{\Gamma}}, \qquad (3.8)$$

получаемых обработкой экспериментальных результатов при использовании решеток модельных лопаток. Использование соотношений типа (3.8) ограничено тем, что они справедливы лишь для исследованного в опытах диапазона изменения критериев Re и других режимных и геометрических параметров. Анализ примерно 30 критериальных уравнений типа (3.8), выполненный в ИТТФ (Институте теоретической теплофизики Российской Академии наук), показал следующий диапазон разброса коэффициента A_{Γ} = 0,05…1,1 и показателя степени n_{Γ} = 0,5…0,9, что обусловлено различием в геометрии исследованных лопаточных решеток, различной протяженностью областей с ламинарным, переходным и турбулентным режимами течения в пограничном слое, а также выбором различных определяющих параметров при выводе критериального соотношения из опытных результатов.

Учитывая отмеченные обстоятельства, были предприняты попытки обобщения результатов различных опытов, позволяющие получить критериальные соотношения для средней теплоотдачи на лопатках с учетом геометрических характеристик решеток. Одним из первых такое критериальное соотношение было выведено в КАИ (Казанском авиационном институте) на базе обработки результатов опытов с 27-ю лопаточными решетками:

$$Nu_{\Gamma} = \frac{0.206\mathrm{Re}_{\Gamma 1}^{0.66}}{\mathrm{S}_{\Gamma}^{0.58}}, \quad \mathrm{S}_{\Gamma} = \frac{\sin\alpha_o}{\sin\alpha_1}\sqrt{\frac{2\mathrm{B}_Z}{S\sin(\alpha_o+\alpha_1)\cos^2\left[(\alpha_o-\alpha_1)/2\right]}-1}, \qquad (3.9)$$

где B_Z, S – соответственно осевая ширина и шаг решетки лопаток; α_o, α_1 – соответственно углы входа и выхода потока из лопаточной решетки; $Re_{Г1} = (\rho c)_{1Г} B/\mu(T_Г)$ – критерий Рейнольдса, рассчитанный по параметрам газового потока на выходе из решетки и хорде профиля B. Формула (3.9) обобщает опытные данные для использованных лопаточных решеток активного и реактивного типа в следующих диапазонах изменения геометрических и режимных параметров: $Re_{Г1} = 10^5 \ldots 10^6$, $S_Г = 1{,}3 \ldots 6$, $T_Л/T_Г^* = 0{,}5 \ldots 1{,}2$, $Tu = 1{,}5 \ldots 2{,}0$ %, $M_{1Г} < 0{,}9$, $i = 0$ с точностью в ±10 %.

Недостаток этой формулы (3.9), заключающийся в постоянстве показателя степени при критерии Re, в то время как по экспериментальным данным различных авторов он изменяется в диапазоне 0,5…0,8, был преодолен работами ХПИ (Харьковского политехнического института), где на основании обобщения опытных данных по 38-ми лопаточным решеткам для расчета средней теплоотдачи на обводе контура профиля охлаждаемой лопатки была предложена формула типа (3.8) с коэффициентом $A_Г$ и показателем степени $n_Г$, зависящими от нескольких факторов:

$$A_Г = 0{,}00165 / (\delta / B)^{2{,}61} (\sin\alpha_1 / \sin\alpha_o)^{0.86} (S / B)^{2{,}26}; \qquad (3.10)$$

$$n_Г = 1{,}21(\delta / B)^{0{,}35} (\sin\alpha_1 / \sin\alpha_o)^{0{,}15} (S / B)^{0{,}27},$$

которые изменяются в следующих диапазонах: средняя относительная кривизна профиля $\delta/B = 0{,}17 \ldots 0{,}37$, где δ – максимальный прогиб скелетной линии профиля; конфузорность межлопаточного канала $\sin\alpha_1/\sin\alpha_o = 0{,}26 \ldots 1{,}0$, относительный шаг решетки профилей $S/B = 0{,}45 \ldots 0{,}89$. Точность расчета по зависимостям (3.10) также находится в пределах ±10 %, если $Re_Г = \bar{c}_Г B/\nu(\bar{\bar{T}}_Г, \bar{p}_Г) = (50...1000) \times 10^3$, где $\bar{c}_Г = (c_o + c_1)_Г/2$, $\bar{p}_Г = (p_o + p_1)_Г/2$, $\bar{\bar{T}}_Г = (T_o + T_1)_Г/2$.

Очень часто в определенные по формулам (3.8) и (3.9) средние коэффициенты теплоотдачи на наружной поверхности лопаток $\bar{\alpha}_{\Gamma}$ необходимо внести поправки, отражающие дополнительное воздействие на теплообмен тех или иных факторов. В этом случае коэффициенты теплоотдачи корректируются по формуле:

$$\bar{\alpha}_{\Gamma} = \bar{\alpha}_{\Gamma o}\varepsilon_{i}\varepsilon_{Tu}\varepsilon_{M}\varepsilon_{\psi}\varepsilon_{\omega}. \qquad (3.11)$$

Так, например, поправка на нерасчетный угол атаки, вызывающий перераспределение скоростей и режимов течения в пограничном слое на профиле, по данным КАИ имеет вид:

$$\varepsilon_{i} = 0.97 + 0.78(\bar{i} - 0.2)^{2}, \qquad (3.12)$$

где $\bar{i} = i/\alpha_{o}$ – относительный угол атаки, который изменяется в диапазоне – 0,4…0,5.

Поправка на степень турбулентности в газовом потоке, если ее величина превышает 2 %, по данным ХПИ имеет вид:

$$\varepsilon_{TU} = 1.1\times10^{-4}\,\mathrm{Re}_{\Gamma}^{0.5}\,\mathrm{Tu}(\delta / B)^{0.5}/(\sin\alpha_{1}/\sin\alpha_{o})^{0.7}. \qquad (3.13)$$

Поправки на влияние температурного фактора $\psi = T_{Л}/T_{\Gamma}$ и числа Маха $M = c_{1}/a_{1}$ в газовом потоке можно определять по графикам рис. 3.21.

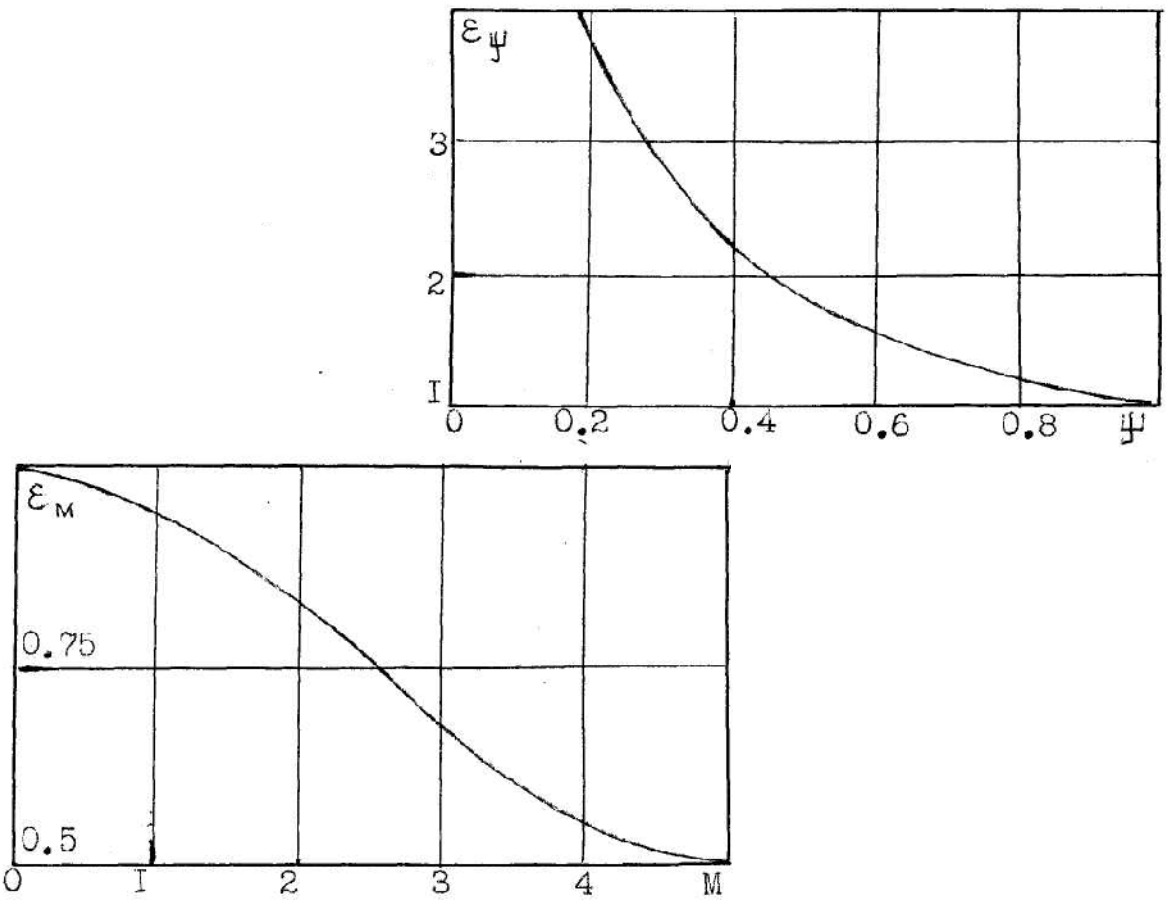


Рис. 3.21. Изменение поправочных множителей ε_ψ и ε_ψ

Поправочный множитель на влияние вращения на теплоотдачу к профильным частям лопаток РК можно оценить по формуле КАИ:

$$\varepsilon_\omega = 1 + 0{,}8 S_u^{0{,}8}, \qquad S_u = u l_{РК} / w_{2Г} D, \qquad (3.14)$$

где $w_{2Г}$ – скорость газового потока на выходе из лопаточного аппарата в относительном движении; u – окружная скорость на среднем диаметре облопачивания D; $l_{РК}$ – высота лопаток РК.

3.2.3. Зональные коэффициенты теплоотдачи охлаждаемых лопаток высокотемпературных газовых турбин

Поскольку местные коэффициенты теплоотдачи на контуре профиля лопатки распределяются крайне неравномерно, то более обоснованным является такой подход рассмотрения теплообмена на наружных поверхностях лопаток, при котором на поверхности лопатки выделяется несколько характерных зон: зоны входной и выходной кромок, участки спинки и корытца профиля, для каждой из которых путем соответствующей обработки экспериментальных данных получают критериальные соотношения типа (3.8).

1. Среднее по обводу входной кромки значение коэффициента теплоотдачи может быть рассчитано по данным КАИ:

$$\overline{Nu}_{Г.ВХ} = 0{,}635 Re_{о.Г}^{0.5}, \quad Re_{о.Г} = (\rho c)_{о.Г} \cdot d_{КР}/\mu(T_{Г.о}). \qquad (3.15)$$

Эта формула обобщает результаты опытов в диапазонах: $Re_{Г.о} = (5\ldots40)\cdot10^3$, $M_1 < 0{,}9$, Tu ≅ 1,0 %, $\bar{i} = 0°$.

2. Средние коэффициенты теплоотдачи на участке протяженностью 0,1·B, примыкающем к выходной кромке, по данным КАИ:

$$\overline{Nu}_{Г.ВЫХ} = 3{,}25 \cdot 10^{-3} Re_{Г1}^{0{,}93}, \quad Re_{Г.1} = (\rho c)_{1.Г} \cdot d_{КР}/\mu(T_{Г.1}) \qquad (3.16)$$

для $Re_{Г.1} = (3\ldots30)\cdot10^3$, $M_{1Г} < 0{,}9$.

Аналогичная формула ХПИ записывается в виде:

$$\overline{Nu}_{Г.ВЫХ} = 2{,}6 \cdot 10^{-3} Re_{Г1}^{0.69} \qquad (3.17)$$

для диапазона изменения $Re_{Г.1} = (0{,}5\ldots10)\cdot10^3$.

3. Средние по обводу спинки или корытца профиля коэффициенты теплоотдачи можно рассчитать по соотношению:

$$Nu_{Г.СП}\,(Nu_{Г.КОР}) = A_{Г.ПР}\,Re_{Г.Г}^{0.68},\ Re_{Г.Г} = (\rho c)_{Г.Г}\cdot B/\mu(T_{Г.Г}), \qquad (3.18)$$

в котором критерий $Re_{Г.Г}$ рассчитывается по параметрам газового потока в минимальном проходном сечении (горле) межлопаточного канала. В формуле (3.18) критерий $Re_{Г.Г}$ может изменяться в диапазоне $(50\ldots2000)\cdot10^3$, а коэффициент $A_{Г.ПР}$ зависит от угла поворота потока в решетке $\theta = 180 - (\alpha_o + \alpha_1)$.

3.2.4. Локальные коэффициенты теплоотдачи на наружных поверхностях профильной части охлаждаемых лопаток газовых турбин

Если тем или иным способом удалось установить режим течения в пограничном слое на рассматриваемых участках обвода контура профиля, то для приближенной оценки коэффициентов теплоотдачи на спинке или корытце можно воспользоваться данными ЦКТИ (Центрального котлотурбинного института им. Ползунова), полученными из анализа влияния продольного градиента давления на теплоотдачу продольно обтекаемой пластины. Согласно этим рекомендациям для расчетов местной теплоотдачи на спинке или корытце профиля можно воспользоваться критериальными соотношениями:

$$Nu_X = 0{,}332\,Pr^{2/3}Re_X^{1/2}, \quad Nu_X = 0{,}0255\,Pr^{1/3}Re_X^{4/5} \qquad (3.19)$$

для ламинарного и турбулентного режимов течения в пограничном слое соответственно. При этом определяющей скоростью в критерии Re_X должна быть локальная скорость в точке обвода контура с коор-

динатой x, отсчитываемой от лобовой точки на обводе входной кромки.

Для учета интенсификации теплообмена вследствие повышенной турбулентности в газовом потоке Tu на рассматриваемых обводах профиля лопатки, занятых ламинарным пограничным слоем, можно использовать полученную в СПИМаш′е поправку:

$$\varepsilon_{Tu} = 1 + k(Tu\ \lambda_{C1(2)})^{0.5}, \qquad (3.20)$$

где коэффициент k = 0,67 для спинки и k = 1 для корытца профиля, при $Tu_{\lambda C1(2)}$ = 0,2…30.

На участках обводов контуров профилей с упомянутым выше отрывом ламинарного пограничного слоя коэффициенты теплоотдачи могут превышать таковые даже для турбулентного режима течения в пограничном слое.

3.2.5. Координаты перехода к турбулентному режиму течения в пограничном слое на профилях охлаждаемых лопаток газовых турбин

Возможность применения изложенного выше в п. 3.2.4 метода расчета локальных коэффициентов теплоотдачи на обводе контура профиля охлаждаемой лопатки газовой турбины связывается с необходимостью определения длин ламинарного, переходного и турбулентного участков пограничного слоя на профиле независимым от этого метода способом. Собственно механизм перехода от ламинарного к турбулентному режиму течения в пограничном слое еще окончательно не выяснен, однако известно, что этот процесс зависит от величины критериев Рейнольдса потока, продольного градиента давления, неизотермичности пограничного слоя, степени турбулентности внешнего потока, шероховатости и кривизны обтекаемой поверхности и т. д.

Весьма существенные расхождения теоретических данных о потере устойчивости течения в пограничном слое и экспериментальных данных об области перехода на профилях лопаток газовых турбин привели к разработке эмпирических методов расчета, построенных на обобщениях экспериментальных данных.

В практике проектирования охлаждаемого облопачивания газовых турбин находит применение эмпирическая формула, полученная в ЦКТИ:

$$Re_{XH} = 2{,}8\cdot10^6\cdot k_{Tu}\cdot k_M\cdot k_\psi\cdot k_f, \qquad (3.21)$$

в которой выделено в виде мультипликативных поправок определяющее значение четырех основных факторов: степени турбулентности $Tu = \frac{1}{U}\sqrt{\frac{1}{3}\left[\left(\overline{u'}\right)^2 + \left(\overline{\upsilon'}\right)^2 + \left(\overline{w'}\right)^2\right]}$, числа Маха M, неизотермичности течения $\psi = \frac{T_{ЛГ}}{T_Г^*}$ и продольного градиента давления $f = \left(\frac{\delta^{**2}}{\nu}\right)\frac{dU}{dx}$ в виде форм-параметра.

После аппроксимации этих зависимостей простыми показательными функциями было получено следующее выражение для зависимости (3.21):

$$Re_{XH} = \frac{A\left(1 + 1{,}3M_{min}^{1.7}\right)\left(1 + 0{,}38M_o^{0.6}\right)}{\psi^{0.2}}, \qquad (3.22)$$

где $Re_{хн} = \rho c x_н/\mu$ - значение величины критерия Рейнольдса в точке начала перехода; $M_o = c_o/a$ – число Маха в потоке на входе в лопаточную решетку, а коэффициент A является дискретной функцией от степени турбулентности: $A = 3{,}1\cdot10^6$ при Tu < 0,12 %, $A = \frac{0{,}71\cdot10^6}{Tu^{0.7}}$ при 0,12 % < Tu < 1,0 %, $A = \frac{0{,}71}{Tu^{1.76}}$ при 1,0 < Tu < 3,0 %. Предлагаемая зависимость справедлива, как и всякие эмпирические формулы,

только в исследованном диапазоне изменения основных параметров $M_o < 3,5$, $Tu = 0,02…3,0$ %, $\psi = 0,5…2,8$.

Что касается координаты x_K, соответствующей возникновению полностью развитого турбулентного течения в пограничном слое, то для ее определения вводится параметр $r = \frac{Re_{xK}}{Re_{xH}}$, представляющий собой отношение локальных чисел Рейнольдса в точках, соответствующих установлению развитого турбулентного течения в пограничном слое и начала перехода. Величина параметра r зависит от минимального значения величины давления на профиле, от знака градиента давления, от характера распределения скорости по обводу контура профиля за точкой начала перехода и т. д.

3.2.6. Пример расчета распределения коэффициентов теплоотдачи по профилю опытной сопловой лопатки

В качестве примера практического использования одного из изложенных выше методов расчета коэффициентов теплоотдачи на обводе контура профиля охлаждаемой лопатки ниже приводится расчет $\alpha_Г$ для опытных лопаток СА первой ступени турбины установки типа ГТН-25, предназначенной для привода нагнетателей природного газа на ГПС (газоперекачивающих станциях) магистральных газопроводов.

Лопаточная решетка имеет следующие основные геометрические размеры (рис. 3.22): хорда профиля B = 98 мм, высота лопаток L = 100 мм, угол установки профиля – $\alpha_у = 47°$, угол входа потока в лопаточную решетку $\alpha_o = 90°$, угол выхода потока из лопаточной решетки $\alpha_1 = 22°$, шаг установки лопаток в решетке S = 63,5 мм, радиус скругления входной кромки $R_{ВХ}$ = 8 мм, радиус скругления выходной кромки $R_{ВЫХ}$ = 1,5 мм, ширина горла межлопаточного канала $a_Г$= 21 мм.

Расчеты коэффициентов теплоотдачи на наружной поверхности профильной части лопатки проводятся на параметры одного из опытных режимов, реализованном при экспериментальном исследовании эффективности охлаждения этих лопаток на газодинамическом стенде ЛПИ (Ленинградского политехнического института). Температура газового потока на входе в решетку опытных лопаток составляла $T^{*}_{ЛГ} = 790\,C$, статическое давление в газовом потоке перед решеткой $p_{0Г}$ = 138580 Па; расход газа через один межлопаточный канал составлял $G_{Г1}$ = 0,343 кг/с, что при статическом давлении в газовом потоке на выходе из решетки лопаток p_1 = 103110 Па обеспечивало скорость газового потока на выходе из решетки лопаток $c_{1Г}$ = 450 м/с и соответствующее ей число Маха M_{C1} = 0,74.

Отсюда может быть определена величина критерия Рейнольдса для газового потока в выходном сечении лопаточной решетки:

$$Re_{Г1} = \frac{c_{1Г} B}{\nu(T_{1Г})} = \frac{450 \times 98 \times 10^{-3}}{115{,}4 \times 10^{-6}} = 382000.$$

По указанным параметрам в газовом потоке определялась также критическая скорость:

$$c_{КР} = \sqrt{2k/(k+1) R T^{*}_{0Г}} = \sqrt{2 \times 1.35/(1+1.35) \times 288 \times 1063} = 593\,\text{м/с},$$

где k = 1,35 и R = 288 Дж/кгЖК – соответственно показатель адиабаты и индивидуальная газовая постоянная для горячего газового потока, а скорость потока газа на входе в решетку $c_{0Г}$:

$$c_{0Г} = \frac{G_{Г1}}{\rho_{0Г} f_{Г0}} = \frac{G_{Г1} \times R \times T_{0Г}}{p'_{0Г} \times S \times L} = \frac{0.343 \times 288 \times 1063}{138580 \times 63.5 \times 100 \times 10^{-6}} = 119\,\frac{м}{с}.$$

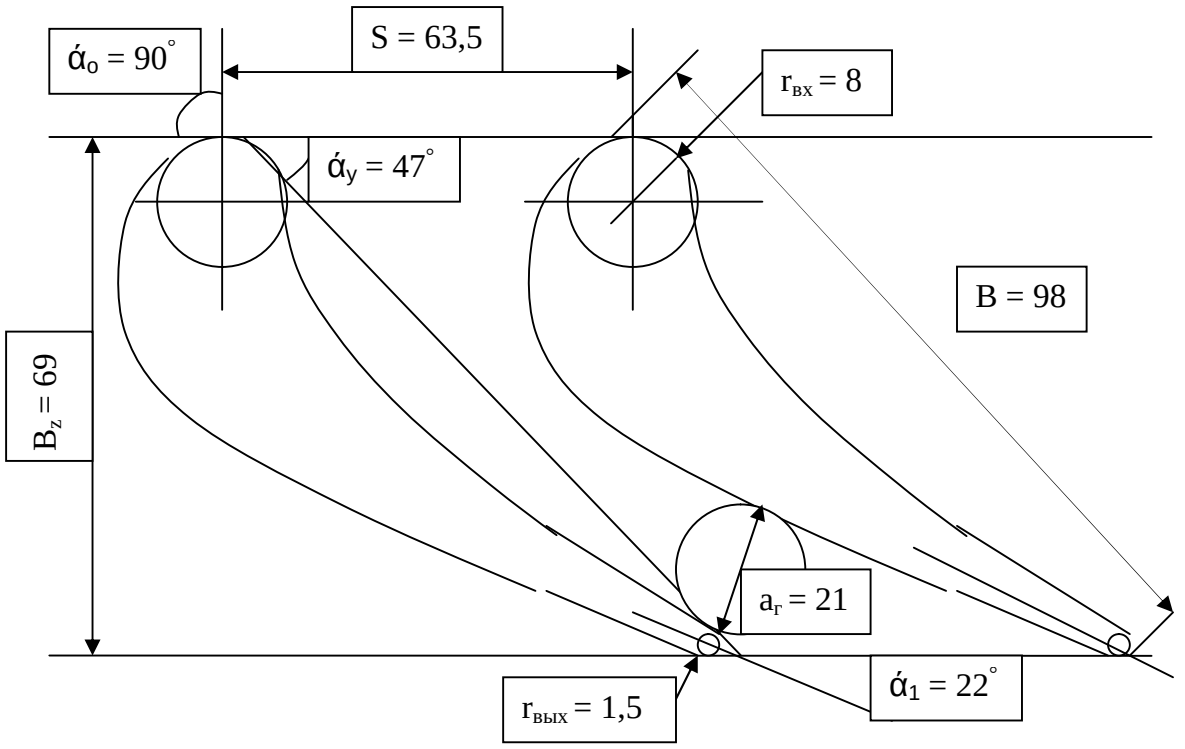


Рис. 3.22. Конфигурация и основные геометрические размеры решётки профилей охлаждаемых лопаток СА первой ступени турбины, принятые в качестве примера расчёта их теплового состояния

Это давало возможность рассчитать величину относительной скорости газового потока на входе в лопаточную решетку $\lambda_{C0} = c_{0Г}/c_{КР} = 119/593 = 0{,}200$ и, отсюда, с помощью таблиц для газодинамических функций $\pi = f(\lambda)$ перейти к полному давлению в газовом потоке перед лопаточной решёткой $\pi(\lambda_{C0}) = \pi(0{,}200) = 0{,}9774$, $p^{*}_{0Г} = p_{0Г}/\pi(\lambda_{C0}) = 141785$ Па.

Для однозначной привязки расчетных характеристик обтекания профиля лопатки к точкам по длине этого профиля весь контур профиля разделяется на 60 одинаковых участков и соответствующих им расчетных точек с номерами, начинающимися на выходной кромке со

стороны спинки и заканчивающимися также на выходной кромке, но уже со стороны корытца (рис. 3.23).

Для получения более детальных сведений о распределении коэффициентов теплоотдачи вдоль обвода контура профиля опытной лопатки со стороны газового потока ($\alpha_Г$) по указанным параметрам рассматриваемого опытного режима было определено распределение скоростей в газовом потоке вдоль обвода контура профиля из условий потенциального обтекания решетки профилей идеальной жидкостью. Это дало возможность построить график распределения относительной скорости $\lambda = c/c_{КР}$ вдоль обвода контура профиля (рис. 3.24), анализ которого показал, что полученный характер распределения λ вдоль обвода контура профиля опытной лопатки является, в общем-то, типичным для обтекания решеток сопловых лопаток сжимаемым газовым потоком.

Для расчетов распределения коэффициентов теплоотдачи на наружной поверхности профильной части опытной сопловой лопатки, обтекаемой горячим газовым потоком с указанными выше параметрами, применяется описанная в п. 3.2.3 методика определения зональных коэффициентов теплоотдачи, то есть некоторых средних коэффициентов теплоотдачи для отдельных характерных зон обвода контура профиля лопатки. Вместе с тем, для отдельных зон будет показано использование возможностей для перехода от указанных средних коэффициентов теплоотдачи к некоторым локальным коэффициентам теплоотдачи в пределах рассматриваемых зон. Это, прежде всего, относится к зоне входной кромки, где для определения средних коэффициентов теплоотдачи можно воспользоваться формулой (3.15). Однако вследствие весьма существенного изменения коэффициентов теплоотдачи вдоль обвода зоны входной кромки лучше воспользоваться данными по локальной теплоотдаче. Так, для подсчета коэффициентов теплоотдачи со стороны газового потока в лобовой точке обвода входной кромки можно воспользоваться критериальным соотношением:

$$Nu = Re_{Г0}^{0.5}, \qquad (3.23)$$

где $Re_{Г0} = \rho_o c_o 2R_{вх}/\mu(T_{0Г})$ – критерий Рейнольдса по параметрам газового потока на входе в решетку лопаток, диапазон изменения которого составляет $Re_{Г0} = (5…50)\times10^3$. Тогда для рассматриваемого опытного режима с указанными параметрами величина критерия $Re_{Г0}$ и числа Nu составит:

$$Re_{Г0} = \frac{(\rho \times c)_{0Г} 2R_{ВХ}}{\mu\left(T_{0Г}^*\right)} = \frac{G_{Г1} 2R_{ВХ}}{f_{Г0} \times \mu\left(T_{0Г}^*\right)} = \frac{G_{Г1} 2R_{ВХ}}{S \times L \times \mu(790c)} =$$

$$= \frac{0{,}343 \times 2 \times 8 \times 10^{-3}}{63{,}5 \times 100 \times 10^{-6} \times 44 \times 10^{-6}} = 18{,}905; \quad Nu = 18{,}905^{0.5} = 137{,}5,$$

и отвечающая ему величина коэффициента теплоотдачи в лобовой точке обвода входной кромки будет:

$$\alpha = \frac{Nu \times \lambda\left(T_{0Г}^*\right)}{2R_{ВХ}} = \frac{137.5 \times 71.3 \times 10^{-3}}{2 \times 8 \times 10^{-3}} = 613 \frac{Вт}{м^2 \times С}.$$

Для определения локальных коэффициентов теплоотдачи вдоль обвода контура зоны входной кромки можно воспользоваться критериальным соотношением:

$$Nu_X = 0{,}52 Re_X^{0.5}, \qquad (3.24)$$

в котором в качестве характерного размера x используется расстояние вдоль обвода контура от лобовой точки (x = 0) до точки, в которой подсчитывается текущее значение $\alpha_Г$, а в качестве характерной скорости – скорость в газовом потоке в соответствующей точке профиля с. Тогда, если считать, что лобовой точкой на обводе контура профиля в

зоне входной кромки является точка с номером 33 (x = 0), то для соседних точек на обводе входной кромки будем иметь следующее:

№	Разм.	30	31	32	34	35	36
$x \times 10^3$	м	11,0	7,0	3,6	3,6	7,0	11,0
λ	-	0,455	0,377	0,215	0,215	0,351	0,385
c	м/с	270	223	123	123	208	229
Re_X	-	22,006	11,580	3,395	3,395	10,783	18,626
Nu_X	-	77,1	56,0	30,3	30,3	54,0	71,0
$\alpha_Г$	Вт/м^{2}С	500	570	600	600	550	460

Скорость в газовом потоке в рассматриваемой точке обвода контура входной кромки профиля может быть определена по распределению относительной скорости λ на обводе профиля (см. рис. 3.24). Так, например, расчет для точек на профиле № 32 и № 34, где x = 3,6 мм, λ = 0,215, дает: $c = \lambda \times c_{КР} = 0{,}215 \times 593 = 123$ м/с, $Re_X = cx/\nu(T_{0Г}) = 123 \times 3{,}6 \times 10^{-3}/135 \times 10^{-6} = 3{,}395$, $Nu_X = 0{,}52 \times Re_X^{0.5} = 0{,}52\sqrt{3.395} = 30{,}3$, $\alpha_Г = Nu_X\lambda(T_{0Г})/x = 30{,}3 \times 0{,}713 \times 10^{-3}/3{,}6 \times 10^{-3} = 600$ Вт/м^{2}К. Аналогичные расчеты для других точек на обводе входной кромке даны в таблице.

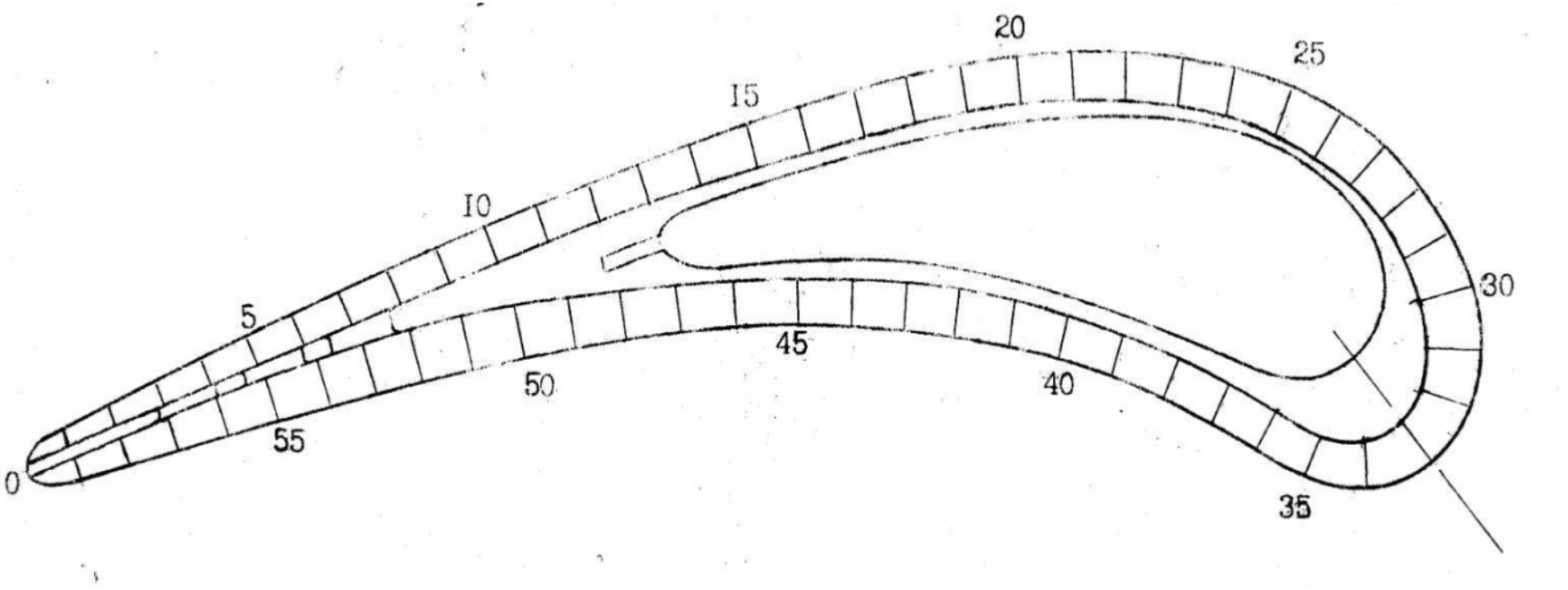


Рис. 3.23. Поперечное сечение профильной части охлаждаемой лопатки дефлекторного типа

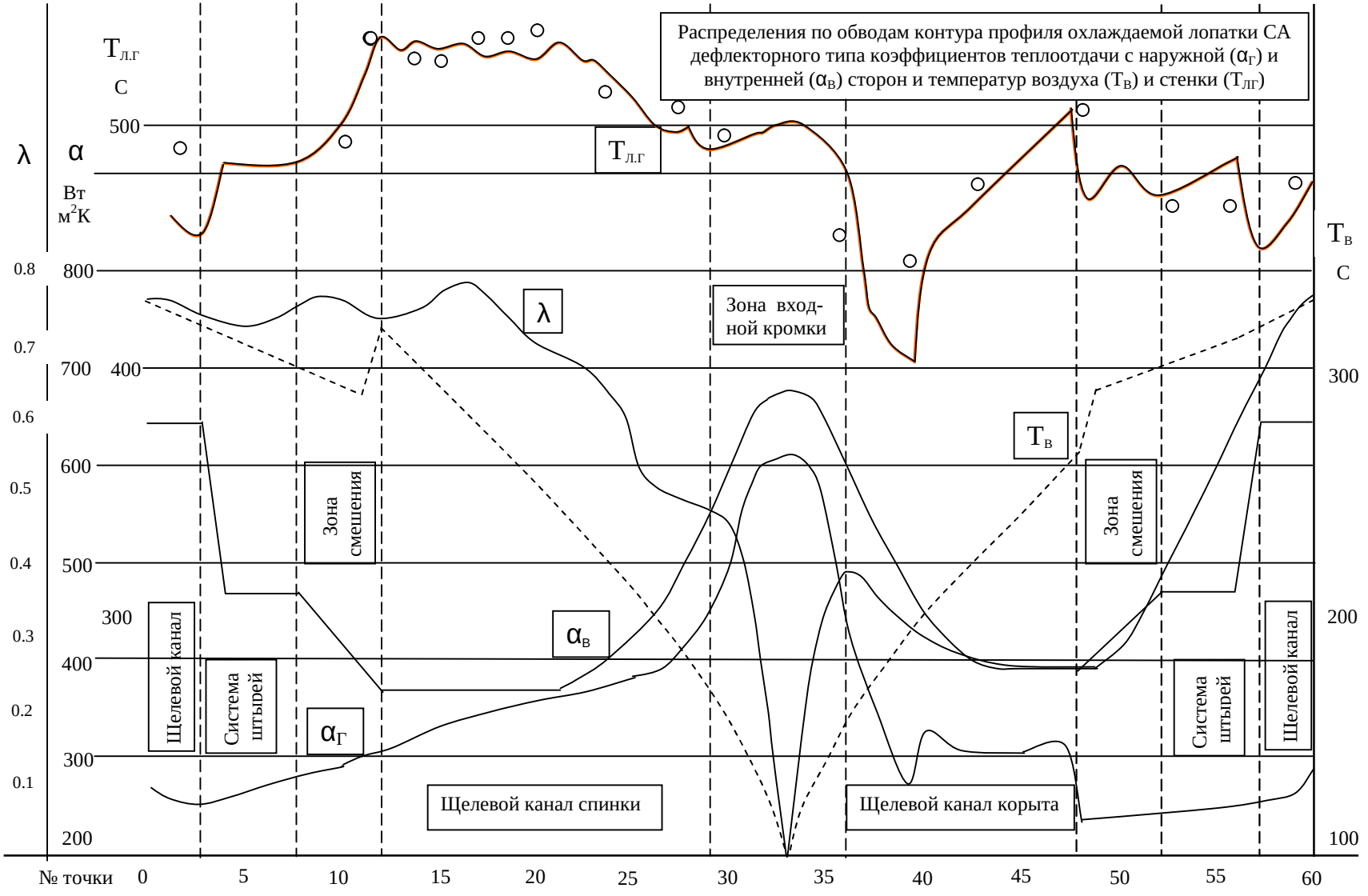


Рис. 3.24. Распределение температур стенки, коэффициентов теплоотдачи и теплопроводности

Средние по обводам спинки ($\bar{\alpha}_{ГС}$) и корытца ($\bar{\alpha}_{ГК}$) профиля лопатки коэффициенты теплоотдачи могут быть рассчитаны по рекомендациям КАИ, согласно которым $Nu_{ГС} = Nu_{Г}$ и $Nu_{ГК} = 0.85Nu_{Г}$, где $Nu_{Г}$ – определяемое по формуле (3.9) среднее число Нуссельта по всему обводу контура профиля лопатки. Для рассматриваемой решетки лопаток параметр $S_{Г}$ равен:

$$S_{Г} = \frac{\sin\alpha_o}{\sin\alpha_1}\sqrt{\frac{2B_z}{S\sin(\alpha_o + \alpha_1)\cos^2[(\alpha_o - \alpha_1)/2]}} - 1 =$$

$$= \frac{\sin 90^\circ}{\sin 22^\circ}\sqrt{\frac{2 \times 69}{63.5 \times \sin(90^\circ + 22^\circ)\cos^2[(90^\circ - 22^\circ)/2]}} - 1 =$$

$$= \frac{1}{0.375}\sqrt{\frac{2.173}{0.927 \times 0.690}} - 1 = \frac{1.56}{0.375} = 4.16,$$

и соответствующее рассматриваемому режиму среднее значение числа Нуссельта: $Nu_{Г} = 0{,}206\,Re_{Г}^{0.66}/S_{Г}^{0.58} = 0{,}206 \times 382^{0{,}66}/4.16^{0{,}58} = 0{,}206 \times 4{,}832/2{,}3 = 435$. Тогда среднее по профилю значение коэффициента теплоотдачи для рассматриваемого режима будет $\alpha_{Г} = Nu_{Г}\lambda(T_{Г1})/B = 435 \times 73{,}2 \times 10^{-3}/98 \times 10^{-3} = 325$ Вт/м^{2}К и, соответственно, средние значения коэффициентов теплоотдачи со стороны газового потока на обводах спинки и корытца профиля лопатки: $\alpha_{ГС} = 325$ Вт/м^{2}К и $\alpha_{ГК} = 0{,}85 \times 325 = 276$ Вт/м^{2}К.

Специальными расчетами по формуле (3.22) и представленному на графике рис. 3.24 распределению относительных скоростей λ можно установить, что вдоль обвода контура профиля лопатки как со стороны спинки, так и со стороны корытца в пограничном слое сохраняется ламинарный режим течения и, следовательно, использование для расчетов средней теплоотдачи в газовом потоке на участках профиля, примыкающих к выходной кромке, критериальных зависимостей типа (3.16), (3.17), полученных для турбулентного режима течения, неправомочно.

Тогда в зоне выходной кромки со стороны спинки (расчетные точки № 0, 1, 2) может быть принято небольшое повышение $\alpha_Г$ по ходу потока, а распределение коэффициентов теплоотдачи в нерасчетной зоне сопряжения обвода спинки с обводом входной кромки (расчетные точки № 27, 28, 29) должно быть принято с учетом их плавного перехода от уровня точки № 26 до уровня точки № 30.

Что же касается характера распределения коэффициентов теплоотдачи на части корытца профиля, примыкающей к выходной кромке, то здесь их распределение аналогично полученному выше распределению в рассматриваемой зоне на спинке профиля (см. рис. 3.24).

Таким образом, в результате проведенных расчетов получено распределение коэффициентов теплоотдачи по обводу контура профиля опытной охлаждаемой лопатки со стороны газового потока, учитывающее некоторые особенности обтекания профиля на данном опытном режиме.

3.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

3.3.1. Общие положения и основные методы гидравлических расчетов систем охлаждения высокотемпературных газовых турбин

Гидравлический расчет системы охлаждения базируется на известном из прикладной газодинамики принципе независимого воздействия возмущений, суть которого заключается в том, что при течении газа с дозвуковыми скоростями в разветвленных сетях с разделениями и слияниями потоков суммарные потери энергии можно определить простым сложением потерь в отдельных элементах тракта.

Расчет основных параметров охладителя (его давлений, расходов, температур и т. д.) в тракте охлаждения детали ВГТ начинается с составления его структурной модели, так называемой эквивалентной расчетной гидравлической сети. При составлении такой сети весь

тракт охлаждения разбивается на отдельные элементарные взаимосвязанные участки (ветви), представляющие собой типовые элементы, для каждого из которых имеется возможность однозначного определения потерь полного давления в зависимости от геометрической конфигурации участка и режима течения охладителя в нем. При этом концы отдельных элементарных участков и места их соединения между собой в эквивалентную гидравлическую сеть представляются в виде узлов, в которых течение, слияние и разделение потоков охладителя предположительно происходит без изменения полного давления. Те узлы, через которые осуществляется подвод охладителя в тракт охлаждения или выпуск из него, называются внешними, а узлы, в которых происходит перетекания охладителя от одного типового элемента к другому, слияние или разделение потоков охладителя, называются внутренними. При составлении эквивалентной гидравлической сети тракта охлаждения деталей ВГТ их типовые элементы соединяются между собой во внутренних узловых точках в тех же последовательности и порядке, что и отвечающие им участки тракта охлаждения и эквивалентную гидравлическую сеть можно рассматривать в качестве графа, состоящего из ветвей и узлов.

Для внутренних узлов эквивалентной гидравлической сети выполняется первый закон Кирхгофа, согласно, которому в них выполняется баланс расходов охладителя, то есть алгебраическая сумма всех расходов охладителя, втекающих в узел и вытекающих из него, должна быть равна нулю:

$$\sum_{j=1}^{j=m} G_{ij} = 0 \qquad i = 1, 2, 3 \ldots n, \tag{3.25}$$

i, j – номера узлов гидравлической сети; G_{ij} – расход охладителя на ветви i-j, подсоединенной к узлу с номером i; n – общее количество внутренних узлов гидравлической сети; m – число ветвей, сходящихся к i-тому узлу.

В общем случае изменение полного давления охладителя, протекающего через типовой элемент системы охлаждения детали, определяется совместным воздействием на поток сил гидравлического сопротивления, центробежных сил (во вращающихся элементах) и подвода тепла в результате его передачи от стенок канала охлаждения к охладителю, поэтому, используя принцип суперпозиции, можно получить

$$\Delta p^*_{ij} = p^*_i - p^*_j = \Delta p^*_{Г} \pm \Delta p^*_{ЦБС} + \Delta p^*_{Т}, \qquad (3.26)$$

где p^*_i, p^*_j – полные давления охладителя на ветви между внутренними узлами с номерами i и j:

$$\Delta p^*_{ЦБС} = \rho_{ij}\omega^2\left(R_i^2 - R_j^2\right)/2 \qquad (3.27)$$

– изменение полного давления в потоке охладителя на типовом элементе (канале), связывающем узлы i и j, расположенные соответственно на расстояниях (радиусах) от оси ротора турбины R_i и R_j, вращающеюся с угловой скоростью ω:

$$\Delta p^*_{Т} = 4\left(T_{oi} - T_{oj}\right)/\left(T_{oi} + T_{oj}\right) \qquad (3.28)$$

– изменение полного давления охладителя на типовом элементе ij, обусловленное его подогревом на величину $T_{oi} - T_{oj}$.

В инженерной практике потери полного давления, обусловленные действием сил гидравлического сопротивления в движущемся потоке, принято определять с помощью так называемых коэффициентов гидравлического сопротивления ζ, так что

$$\Delta p^*_{Г} = \zeta_{ij}\left(\rho w^2/2\right)_{ij}, \qquad (3.29)$$

где ρ и w – некоторые, принятые за определяющие плотность и скорость потока охладителя на типовом элементе гидравлической сети ij.

В свою очередь потери давления Δp_{Γ}^{*} принято разделять на потери давления, обусловленные только трением, $\Delta p_{ТР}^{*}$ и так называемые местные потери $\Delta p_{М}^{*}$. При этом потери давления на трение являются следствием молекулярной или турбулентной вязкости жидкости и вызываются обменом количеством движения между отдельными ее слоями, движущимися в канале с разными скоростями. Для определения этих потерь используется так называемый коэффициент трения ξ, зависящий от режима течения, конфигурации канала и характеристик шероховатости его стенок, так что

$$\Delta p_{ТР}^{*} = \zeta\left(\rho w^{2}/2\right) = \xi(L/d)\left(\rho w^{2}/2\right). \qquad (3.30)$$

Местные потери полного давления возникают в тех типовых элементах тракта охлаждения, где происходит отрыв потока охладителя от стенок каналов, вихреобразование, резкая турбулизация. При этом, конечно, любое воздействие на поток охладителя распространяется на сравнительно большую его протяженность вниз по течению от рассмотренного местного сопротивления, но в расчетах потери давления на местном сопротивлении рассматриваются в виде сосредоточенного воздействия в конкретном сечении канала тракта, так что для определения местных потерь служит формула (3.29).

На основании изложенного, например, для элемента тракта охлаждения в виде неподвижного прямолинейного канала постоянного поперечного сечения, соединяющего две камеры большого объема, расположенные на его входе i и выходе j, потери полного давления при изотермическом течении по нему расхода охладителя G_{ij} могут быть представлены в соответствии с (3.26) в виде:

$$\Delta p_{ij}^{*} = \Delta p_{\Gamma}^{*} = \Delta p_{ВХ} + \Delta p_{ТР} + \Delta p_{ВЫХ} = \zeta_{ВХ}\left(\frac{\rho w^{2}}{2}\right)_{i} +$$

$$+ \zeta_{ТР}\left(\frac{\rho w}{2}\right)_{ij} + \zeta_{ВЫХ}\left(\frac{\rho w}{2}\right)_{j}, \qquad (3.31)$$

где $\zeta_{ВХ}$, $\zeta_{ВЫХ}$ – коэффициенты гидравлического сопротивления входа и выхода потока из рассматриваемого канала; $\zeta_{ТР} = \xi l/d_Г$ – коэффициент гидравлического сопротивления трения при течении потока охладителя по каналу длиной l с гидравлическим диаметром $d_Г = 4f/П$, зависимым от площади поперечного сечения канала f и его смоченного периметра П.

При расчетах параметров охладителя в системе охлаждения считаются заданными все геометрические размеры тракта охлаждения, теплофизические характеристики охладителя, а также его полные давления и температуры на входе и статическое давление внешней среды на выходах из тракта охлаждения (во внешних узлах гидравлической сети). В результате выполнения гидравлического расчета должны быть определены расходы охладителя G_{ij} и соответствующие этим расходам значения критериев Рейнольдса Re_{ij} на каждом выделенном типовом элементе ij, для чего предварительно должны быть найдены или заданы коэффициенты гидравлического сопротивления этих элементов ζ_{ij}. Должны быть подсчитаны полные давления и температуры охладителя во всех внутренних узлах гидравлической сети, для чего гидравлический расчет системы охлаждения приходится увязывать с расчетом теплового состояния горячих деталей ВГТ.

Математическая формулировка задачи гидравлического расчета заключается в решении системы уравнений, которая получается, если связать расходы охладителя на отдельных типовых элементах гидравлической сети G_{ij} с потерями полного давления на этих же элементах Δp^*_{ij}:

$$G_{ij} = (\rho \times w \times f)_{ij} = (\rho \times f)_{ij} \sqrt{\frac{2\Delta p^*_{ij}}{(\zeta \times \rho)_{ij}}} = f_{ij} \sqrt{2\left(\frac{\rho \times \Delta p}{\zeta}\right)_{ij}}, \qquad (3.32)$$

где Δp_{ij} в соответствии с формулой (3.26) включает составляющие потерь давления, обусловленные центробежными силами и подогре-

вом охладителя, и добавить сюда уравнения баланса расходов охладителя во внутренних узлах гидравлической сети вида (3.25).

Полученная таким способом система уравнений, описывающая распределение охладителя по каналам тракта охлаждения, является нелинейной относительно искомых величин и может быть решена только численными методами. Кроме того, поскольку при течении по каналам тракта охлаждения горячих деталей ВГТ охладитель нагревается, то меняются его теплофизические характеристики, что влияет на величину коэффициентов гидравлических сопротивлений ζ и распределение расходов охладителя по каналам тракта охлаждения. Все это заставляет увязывать процедуру гидравлического расчета тракта охлаждения горячих деталей ВГТ с процедурой определения их теплового состояния и поэтому вычислительный процесс определения параметров охладителя строится по итерационным схемам, имеющим, как правило, несколько уровней вложения.

3.3.2. Определение коэффициентов гидравлических сопротивлений в каналах трактов охлаждения горячих деталей высокотемпературных газовых турбин

Входящие в систему уравнений (3.32) для гидравлического расчета системы охлаждения горячих деталей ВГТ коэффициенты гидравлических сопротивлений отдельных типовых элементов ζ_{ij}, на которые разделяется тракт охлаждения, должны быть заданы, если они являются постоянными величинами для данных элементов, или уточняться в процессе расчетов, если они оказываются зависящими от критериев Рейнольдса в потоке, как это имеет место, например, в отношении коэффициентов трения $\xi_{ij} = \xi(\Gamma, Re, h_Ш)$, где Γ – геометрические характеристики канала, а $h_Ш$ – характеристики элементов шероховатости стенок охлаждающих каналов.

К настоящему времени накоплен достаточно большой объем данных, в основном эмпирического характера, по коэффициентам

гидравлического сопротивления для типовых элементов, на которые, согласно эквивалентной гидравлической схеме, разделяется весь тракт охлаждения горячей детали ВГТ.

Коэффициенты гидравлического сопротивления входа в канал $\zeta_{ВХ}$ зависят от величины критериев Рейнольдса и отношения площади сечения канала $f_К$ к площади сечения полости перед входом в канал $f_{ВХ}$ $\bar{f} = f_К/f_{ВХ} < 1$ и при $Re > 10^4$ могут быть определены по формуле:

$$\zeta_{ВХ} = \eta_r\left(1 - \bar{f}\right) + \eta_l\left(1 - \bar{f}\right)^{1.5}, \qquad (3.33)$$

где коэффициент η_r зависит от отношения радиуса скругления входной кромки канала r к его гидравлическому диаметру $d_Г$, а коэффициент η_l – от относительной длины канала $l/d_Г$:

$r/d_Г$	$\le 0{,}22$	$> 0{,}22$
η_r	$0{,}541 - 7{,}64(r/d_Г) + 39{,}2(r/d_Г)^2 - 6{,}94(r/d_Г)^3$	0,0125
$l/d_Г$	< 2	≥ 2
η_l	$1{,}5 - 1{,}53(l/d_Г) + 0{,}39(l/d_Г)^2$	0

То есть при входе в канал с острой кромкой ($r/d_Г = 0$) с большой относительной длиной ($l/d_Г > 2{,}0$) из полости большого объема ($\bar{f} = f_К/f_{ВХ} \to 0$) коэффициент гидравлического сопротивления входа около 0,5.

Коэффициенты гидравлического сопротивления выхода из канала $\zeta_{ВЫХ}$ зависят от величины критериев Рейнольдса и отношения площади проходного сечения канала $f_К$ к проходной площади сечения полости на выходе из канала $f_{ВЫХ}$ $\bar{f} = f_К/f_{ВЫХ}$, а также от формы поперечного сечения канала, и при $Re = (4\ldots50)10^3$ могут быть определены по следующим формулам для канала круглого поперечного сечения:

$$\zeta_{ВЫХ} = 1{,}13 - 2{,}04\bar{f} + \bar{f}^2 \qquad (3.34)$$

для канала прямоугольного поперечного сечения:

$$\zeta_{\text{ВЫХ}} = 1{,}05 - 2{,}03\bar{f} + \bar{f}^{\,2}. \qquad (3.35)$$

Коэффициенты гидравлического сопротивления в каналах при местном сужении проходного сечения $\zeta_{\text{СУЖ}}$ зависят от отношения $\bar{f}_{\text{СУЖ}}$ площади проходного сечения суженной части канала к площади сечения широкой части ($\bar{f}_{\text{СУЖ}} < 1{,}0$)

$$\zeta_{\text{СУЖ}} = 0{,}5\left(1 - \bar{f}_{\text{СУЖ}}\right) + 1{,}4\left(1 - \bar{f}_{\text{СУЖ}}\right)^{1.5}. \qquad (3.36)$$

Коэффициенты гидравлического сопротивления в канале при местном расширении проходного сечения $\zeta_{\text{РАС}}$ также определяются по отношению площади проходного сечения канала к площади расширенной части $\bar{f}_{\text{РАС}}$ $\left(\bar{f}_{\text{РАС}} < 1{,}0\right)$:

$$\zeta_{\text{РАС}} = \left(1 - \bar{f}_{\text{РАС}}\right)^2. \qquad (3.37)$$

Коэффициенты гидравлического сопротивления от трения по всей длине канала, как уже указывалось выше, определяются через коэффициенты гидравлического трения $\zeta_{\text{ТР}} = \xi l/d_{\text{Г}}$, которые зависят от режима течения по критерию Рейнольдса, формы поперечного сечения канала и характеристик шероховатости его стенок. Так, для каналов с гидравлически гладкими стенками для определения ξ можно воспользоваться следующими соотношениями:

Форма поперечного сечения	Круглое (D)	Прямоугольное (H/B < 1,0)
$Re < 2{,}3\cdot10^3$	$\xi = 64/Re$	$\xi = к_{Л}\cdot64/Re$ $к_{Л} = 1{,}5 - 1{,}5(H/B) + 0{,}895(H/B)^2$
$Re = (2{,}3\ldots4{,}0)\cdot10^3$	$\xi = 0{,}043\lg Re - 0{,}113$	(3.38)
$Re > 4\cdot10^3$	$\xi = 0{,}3164/Re$	$\xi = к_{Т}\cdot0{,}3164/Re$ $к_{Т} = 1{,}1 - 0{,}18(H/B) + 0{,}085(H/B)^2$

При размещении в канале длиной L с прямоугольным поперечным сечением с большим отношением сторон B/H > 1 для интенсификации теплоотдачи системы шахматно-расположенных цилиндрических штырей-турбулизаторов диаметром d с продольными S_X и поперечными $S_У$ шагами (рис. 3.25) коэффициенты гидравлического сопротивления по данным НЗЛ могут быть определены по формуле:

$$\zeta = \zeta_{ТР} + \zeta_{ДОП}, \qquad (3.39)$$

где $\zeta_{ТР}$ – коэффициент гидравлического сопротивления в рассматриваемом канале, обусловленный только трением и определяемый по формулам (3.30, 3.38); $\zeta_{ДОП}$ – дополнительный коэффициент гидравлического сопротивления, обусловленный так называемым лобовым сопротивлением обтекаемых потоком цилиндрических штырей-турбулизаторов.

Величина этого коэффициента зависит от геометрических размеров системы штырей-турбулизаторов, причем такая зависимость оказывается различной в разных диапазонах изменения критерия $Re = G \cdot d_Г/\mu \cdot f_K$, определяемых его граничным значением:

$$Re_{ГР} = 3{,}9 \cdot 10^4 \cdot \bar{S}_У^{0.275} \cdot \bar{H}^{0.24}/n_X^{0.22}. \qquad (3.40)$$

При $Re < Re_{ГР}$:

$$\zeta_{ДОП} = 1{,}45 Re^{-0.34} \bar{H}^{0.25} \bar{S}_У^{-1.45} \exp\left[0{,}564(n_X - 1) - 0{,}0513\bar{S}_X\right],$$

а при $Re > Re_{ГР}$ (3.41)

$$\zeta_{ДОП} = 5{,}5 \bar{H}^{0.25} \bar{S}_У^{1.6} \exp\left[0{,}564(n_X - 1) - 0{,}0513\bar{S}_X\right],$$

где $n_X = 1…4$ – количество поперечных рядов штырей-турбулизаторов в системе, а остальные геометрические размеры изменяются в следующих диапазонах: $\bar{H} = H/d = 0{,}25...1{,}0$; $\bar{S}_X = S_X/d = 0...1{,}4$; $\bar{S}_У = S_У/d = 2...13$; $Re = (10…120) \cdot 10^3$.

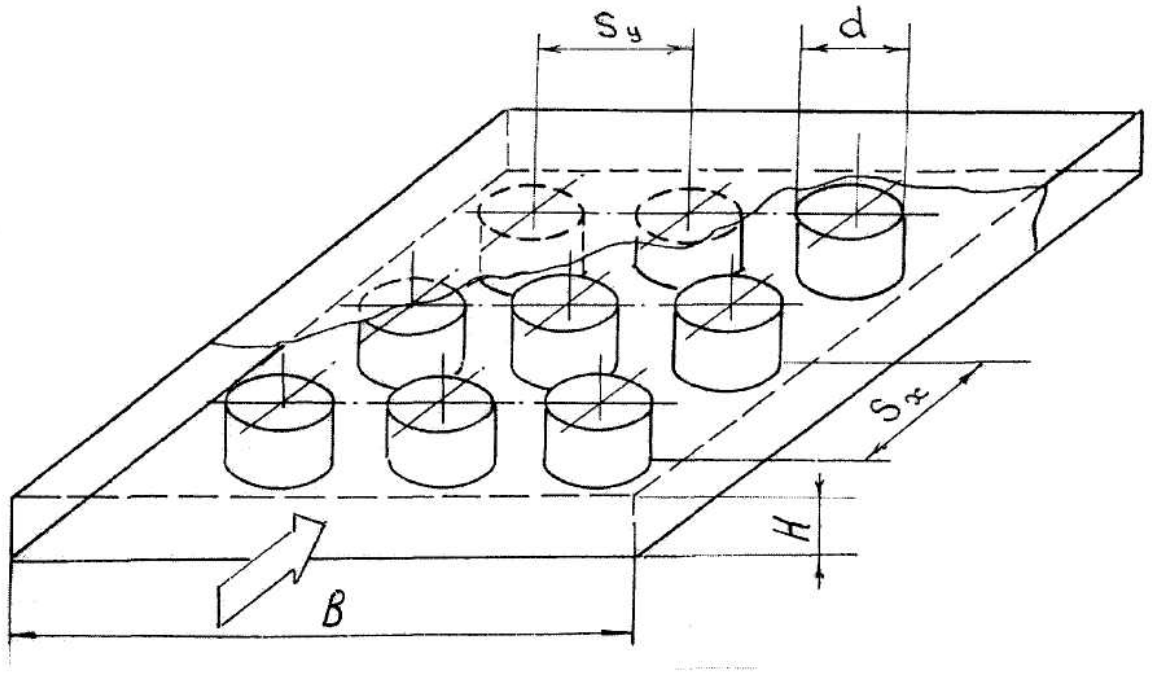


Рис. 3.25. Конфигурация и обозначения основных геометрических размеров канала прямоугольного поперечного сечения с большим отношением сторон B/H с системой цилиндрических штырей-турбулизаторов:
S_x, S_y – продольный и поперечный шаги; d – диаметр штырей

При размещении на широких стенках канала B прямоугольного поперечного сечения с большим отношением сторон B/H > 1 относительной длиной L/2H, не превышающей 40, регулярного поперечного оребрения небольшой высоты h с шагом S полуцилиндрической (b = 2h) формы (рис. 3.26) коэффициенты гидравлического сопротивления можно определить по эмпирической формуле:

$$\zeta = [0{,}067(L/H)^{0.9} + \eta_S\eta_H]/\,Re^{0.21-1.89(h/H)^{1.13}} \qquad (3.42)$$

$$\eta_S = 1{,}22/(h/S)^{0.4}; \quad \eta_H = 0{,}37 + 2{,}61(h/H) - 1{,}68(h/H)^2,$$

обобщающей опытные длины с относительной погрешностью в ±5,2 % в диапазонах изменения: h/S = 0,02…0,08; h/H = 0,20…0,80; $Re = GL/\mu BH = = (30…200)\times10^3$.

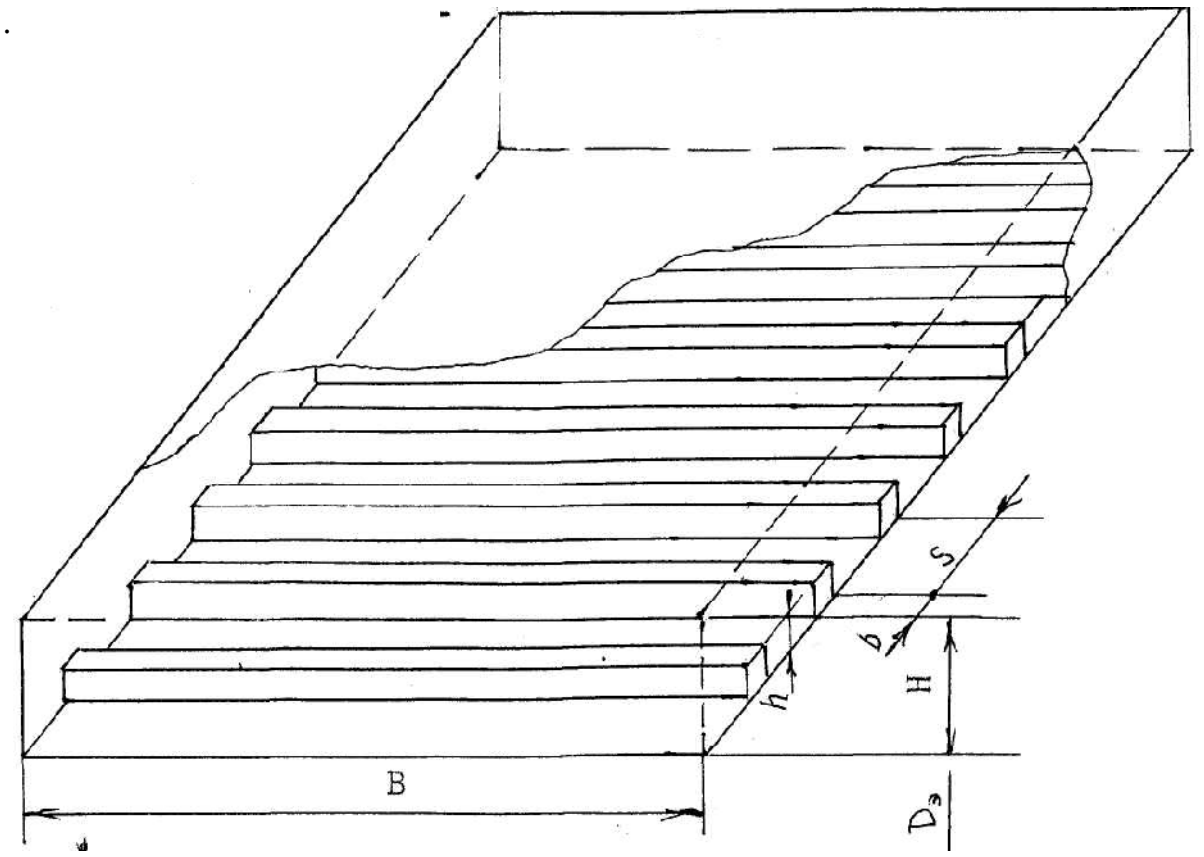


Рис. 3.26. Конфигурация и обозначения основных геометрических размеров канала прямоугольного поперечного сечения с большим отношением сторон B/H с регулярным поперечным оребрением небольшой высоты одной из его широких стенок

При размещении в канале прямоугольного поперечного сечения с большим отношением сторон B/H > 1 и длиной L скрещивающегося оребрения прямоугольного профиля обеих широких стенок, так называемой вихревой матрицы, характеризующегося шагом оребрения S, толщиной ребер b и углом установки ребра β к продольной оси канала (рис. 3.27), его коэффициенты гидравлического сопротивления, отнесенные на единицу длины канала $\xi = \zeta/(L/B)$, можно получить при использовании обобщающего данные большого числа опытов различных исследований критериального соотношения в виде:

$$\xi = \frac{B}{Re_Э^n}, \quad \begin{array}{l} B = 3{,}65(H/S) + 150\bar{\beta}^2 - 120\bar{\beta} + 21{,}15, \\ n = (H/S)/6 + 1{,}80\bar{\beta}^2 - 2{,}0\bar{\beta} + 0{,}55, \end{array} \qquad (3.43)$$

где указанные геометрические параметры изменяются в следующих диапазонах: $\bar{\beta} = 2\beta/\pi = 1/6...1/1$; H/S = 0,5…1,5; $Re_Э$ = (4…40)×10^3. Здесь в качестве характерного размера $d_Э$ и скорости $w_Э$ в критерий Рейнольдса заложены их эквивалентные значения, определяемые по формулам:

$$\begin{array}{l} d_Э = \dfrac{4V_o}{F_\Sigma} = \dfrac{2H(1 - b/S)}{1 + (H/S) + (H/B)(1 - b/S) - 2(b/S)^2}, \\ w_Э = \dfrac{G}{\rho \times f_Э} = \dfrac{G \times L}{\rho \times V_o} = \dfrac{G}{\rho \times BH(1 - b/S)}, \end{array} \qquad (3.44)$$

где V_o – объем, занимаемый охладителем в канале с рассматриваемым оребрением, F_Σ - общая поверхность теплообмена канала с оребрением; $f_Э = V_o/L$ – эквивалентная площадь проходного сечения.

Коэффициенты гидравлического сопротивления этого участка тракта охлаждения характеризуют потери полного давления в потоке охладителя Δp между двумя сечениями, одно из которых расположено перед входом в отверстия в носике дефлектора, а другое совпадает с сечением входа в указанные щелевые каналы спинки и корытца. Таким образом, указанные потери давления включает не только местные потери давления при проходе охладителя через отверстия в носике дефлектора, но и потери на смешение, разделение и поворот разделившихся потоков охладителя в полости входной кромки. Для рассматриваемого элемента тракта коэффициент гидравлического сопротивлений можно определить по соотношению:

$$\zeta = 2\Delta p/(\rho w^2)_o = 3.65 - 1.05\ \lg Re + 0.20\ \lg^2 Re, \qquad (3.45)$$

где $(\rho w^2)_o/2$ – динамический напор в потоке охладителя на срезе отверстий в носике дефлектора, $Re = (\rho wd)_o/\mu$ - критерий Рейнольдса, определенный по скорости потока в струях на выходе из отверстий в носике дефлектора с диаметром d_o.

Для определения потерь давления в зоне смешения потоков охладителя, вытекающих из щелевых каналов со стороны спинки $G_{СП}$ и корытца $G_{КР}$ профиля, за кормой дефлектора можно использовать обобщенную эмпирическую формулу, полученную в ЛПИ для дефлекторов с плавно закругленной кормовой частью:

$$\zeta_{C(K)} = -2.35 + 9.60\overline{G}_{C(K)} - 5.75\overline{G}_{C(K)}, \qquad (3.46)$$

где индексы с или к относятся к щелевым каналам спинки или корытца соответственно;

$$\overline{G}_{C(K)} = G_{C(K)}/G \quad = G_{C(K)}/\left(G_C + G_K\right) = 0{,}4\ldots0{,}6.$$

Таким образом, в этой формуле учитывается влияние возможного различия в скоростях (расходах) смешивающихся потоков охладителя (рис. 3.29), поступающих из щелевых каналов спинки и корытца.

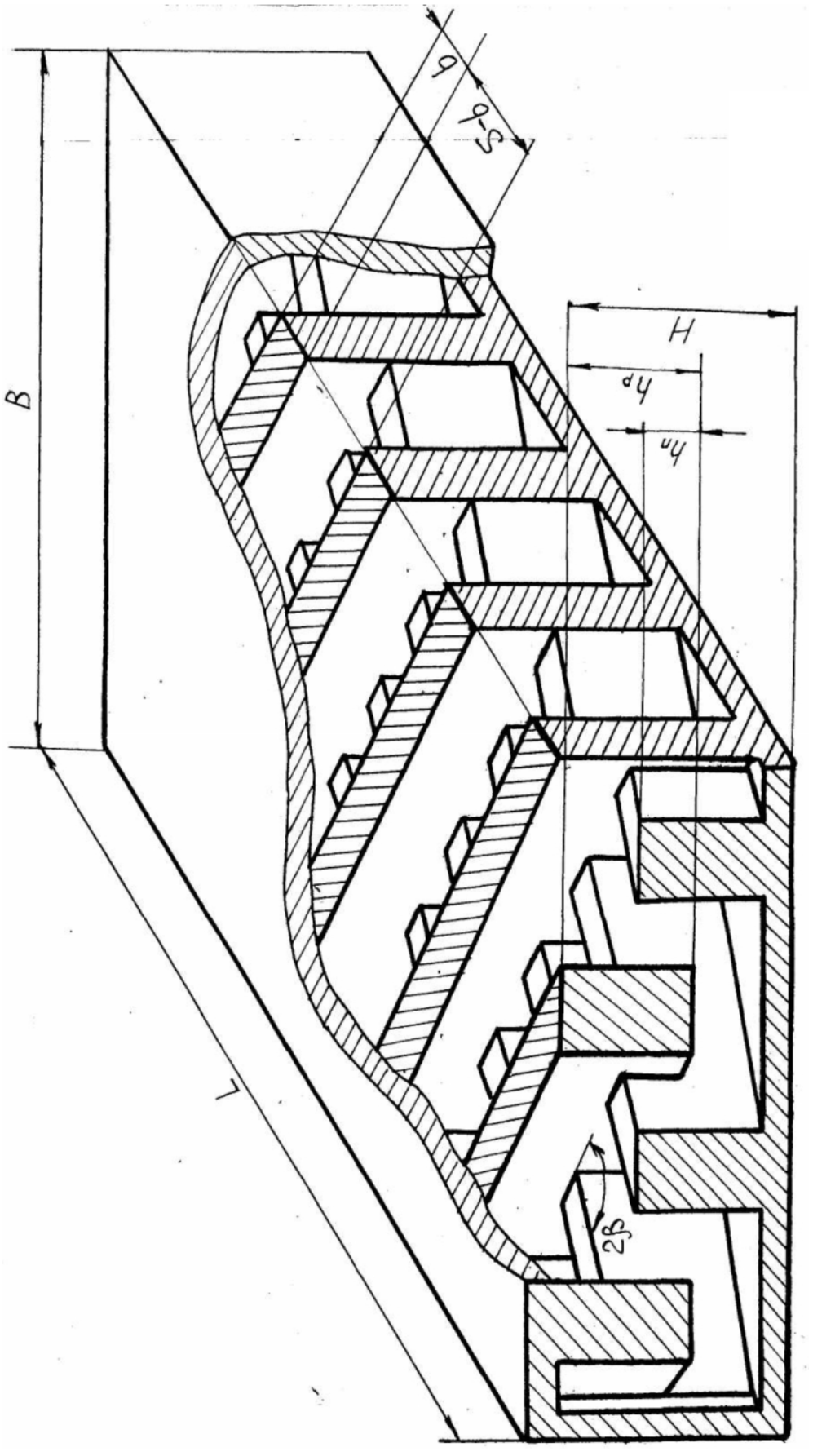


Рис. 3.27. Внутренняя структура и размеры тракта вихревой матрицы

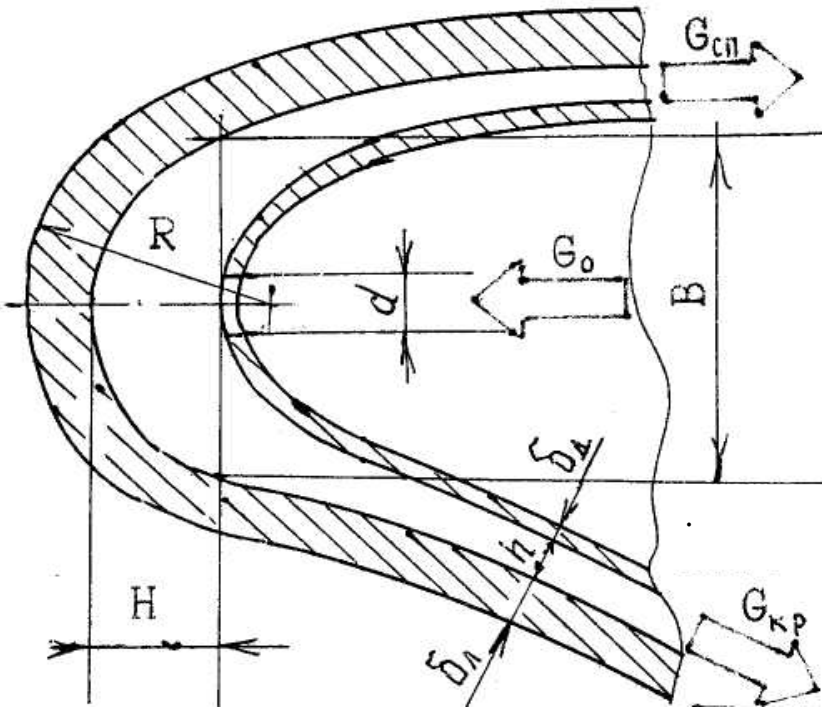


Рис. 3.28. Конфигурация, обозначения и схема течения потоков в районе входной кромки

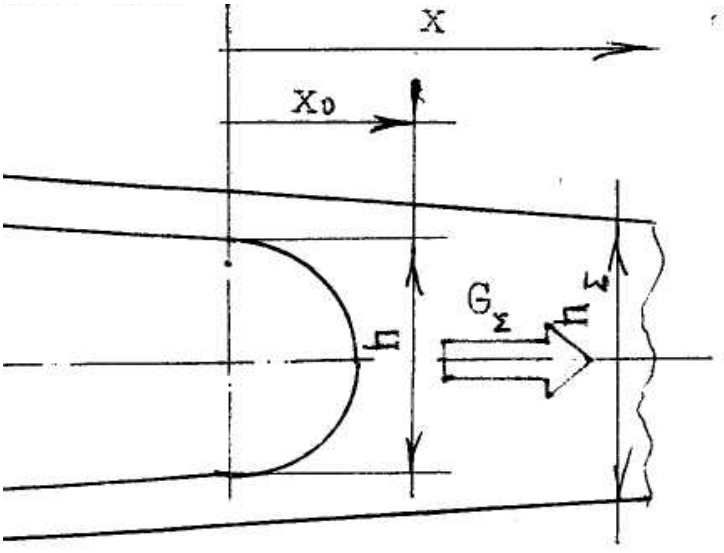


Рис. 3.29. Конфигурация, обозначения и схема течения потоков в районе выходной кромки

3.3.3. Основные методы гидравлического расчета систем охлаждения высокотемпературных газовых турбин

Выше, в п. 3.3.1, было показано, что задача гидравлического расчета системы охлаждения какой-либо охлаждаемой детали ВГТ заключается в решении системы уравнений, включающей уравнение баланса расходов (3.25) для каждого внутреннего узла эквивалентной гидравлической сети для рассматриваемой системы охлаждения и уравнений Бернулли для адиабатического несжимаемого течения газа через какое-либо гидравлическое сопротивление на участке i–j:

$$\left(p_i + \frac{\rho \times w_i^2}{2}\right) - \left(p_j + \frac{\rho \times w_j^2}{2}\right) = \zeta_{ij} \frac{\rho \times w^2}{2}, \qquad (3.47)$$

которые, будучи переписаны с использованием уравнений неразрывности для одномерного потока G = ρ×w×f, принимают вид (3.32), то есть в решении системы:

$$G_{ij} = f_{ij} \sqrt{2\left(\frac{\rho \times \Delta p}{\zeta}\right)_{ij}}, \quad \sum_{j=1}^{m_i} G_{ij} = 0, \quad i \neq j, \qquad (3.48)$$

где i, j = 1,2,…n – номера узлов эквивалентной гидравлической сети; m_i – количество ветвей (участков) соединенных с i-тым внутренним узлом сети. Причем количество уравнений первого вида равно количеству ветвей в эквивалентной гидравлической сети, а количество уравнений второго вида равно числу внутренних узлов сети.

В практике расчетов систем охлаждения горячих деталей ВГТ наиболее часто используются аналитический метод расчета, графо-аналитический метод расчета и численные методы, реализуемые с помощью компьютеров.

При аналитическом методе расчета системы (3.48) требуется получить аналитические выражения для определения расходов на отдельных ветвях G_{ij} и давлений в отдельных узлах p_i в зависимости от геометрических размеров каналов трактов охлаждения и давления на входе/выходе $G_{ij} = f(p_{вх}, p_{вых})$ и $p_i = f(p_{вх}, p_{вых})$. По-видимому, вследствие существенной нелинейности исходной системы уравнений (3.48) ее точные аналитические решения возможны лишь для самых примитивных случаев. Что же касается приближенных аналитических решений системы уравнений (3.48), то в отдельных крайне простых случаях эквивалентных гидравлических сетей они могут быть реализованы с приемлемыми затратами по трудоемкости.

Известное распространение, во всяком случае, на первых этапах развития методов гидравлических расчетов систем охлаждения горячих деталей ВГТ, получил разработанный в начале 70-х годов также в ИТТФ графоаналитический метод гидравлического расчета систем охлаждения. Этот метод основан на аналитическом расчете течения охладителя через каждый типовой элемент и графическом нахождении режима совместной работы всех элементов гидравлической сети в целом. Расчет каждого типового элемента в этом случае ведется для нескольких произвольно выбранных в реально возможном диапазоне изменения значений расходов охладителя через него. Величина коэффициента гидравлического сопротивления ζ_{ij} для рассматриваемого элемента определяется для каждого выбранного значения расхода охладителя через него G_{ij}, вследствие этого устраняется необходимость итераций по ζ и G.

Полученные в результате аналитического расчета расходные характеристики течения охладителя через каждый элемент представляются в графической форме и, по сути дела, дают общие решения уравнений вида (3.47). Решение, соответствующее условиям совместной работы всех элементов сети, то есть решение полной системы уравнений (3.48) в целом, получается в результате графического сум-

мирования (с учетом знака) расходных характеристик отдельных элементов гидравлической сети.

Одним из первых численных методов расчета гидравлических характеристик систем охлаждения горячих деталей ВГТ стал метод, разработанный в ЦКТИ уже к середине 60-х годов. С использованием этого метода, доведенного до руководящих технических материалов, были выполнены многочисленные исследования гидравлических характеристик систем охлаждения подавляющего большинства отечественных ГТУ различного назначения.

В основу разработанного к середине 90-х годов в СПИМаш′е метода гидравлического расчета трактов охлаждения лопаточных аппаратов ВГТ, программная реализация которого под условным названием GIDRA вошла в созданный там же программный комплекс COLD для расчета систем охлаждения лопаток ВГТ, был заложен рассмотренный выше метод ЦКТИ. Вместе с тем, при сохранении в основном без изменении общей стратегии метода в него были внесены существенные тактические изменения, направленные на повышение точности результатов расчетов, как за счет учета влияния на течение охладителя самых разнообразных факторов, так и за счет использования более совершенных численных методов решения задач математического анализа.

В общем случае в программном комплексе COLD решение рассмотренной гидравлической задачи, реализованной в программном модуле GIDRA, может быть увязано с решением тепловой задачи, реализованной в программном модуле TERM, что требует построения уже трех уровней итераций. Самый низкий первый уровень итераций в этом случае дает решение системы уравнений (3.48). Следующий второй уровень итераций обеспечивает сходимость изменяющихся с изменением температуры значений теплофизических параметров охладителя, коэффициентов теплоотдачи и температур охладителя. И, наконец, последний третий уровень итераций уточняет величины средних температур поверхностей каналов тракта охлаждения, омы-

ваемых охладителем, путем расчета температурного поля лопатки. Таким образом, с помощью последовательных приближений в рассматриваемом методе с заданной степенью точности обеспечивается сходимость всех важнейших параметров охладителя, а также теплового состояния лопаток.

Несколько иной путь в решении задачи гидравлического расчета систем охлаждения горячих деталей ВГТ по сравнению с двумя упомянутыми выше (ЦКТИ и СПИМаш′е) был выбран в середине 80-х годов в ХПИ. Здесь в основу предлагаемого метода была положена достаточно разработанная в математическом отношении теория графов. Возможность ее применения для решения задачи гидравлического расчета следовала из того, что любая система охлаждения горячих деталей ВГТ состоит из разветвленной сети каналов, которую можно представить в виде графа, так что ребра графа будут соответствовать охлаждающим каналам (ветвям эквивалентной гидравлической сети), а его вершины – местам соединения отдельных каналов в единую систему (узлам эквивалентной гидравлической сети). Таким образом, прежде всего, было показано, что эквивалентная гидравлическая сеть любой системы охлаждения горячих деталей ВГТ в общем случае есть ни что иное, как конечный, плоский, неполный, связный, неэйлеров мультиграф, для которого характерны соотношения, вытекающие из так называемых законов Кирхгофа, а также дополнительные замыкающие соотношения.

Также как и в рассмотренных выше методах ЦКТИ и СПИМаш′а, в излагаемом методе ХПИ для учета подогрева охладителя в каналах тракта охлаждения в каждом канале определяются коэффициенты теплоотдачи, по ним рассчитывается величина подогрева охладителя, уточняется его средняя температура и уже по ней делается следующее приближение расчета характеристик тракта охлаждения.

В итоге по результатам изложенного материала можно констатировать, что на сегодняшний день имеются достаточно надежные и

высокопроизводительные отечественные программные комплексы для детальных расчетов характеристик систем охлаждения горячих деталей ВГТ, в которых учитываются практически все специфические особенности тепло- и массообменных процессов в таких системах, что способствовало их достаточно широкому внедрению в расчетную практику газотурбостроения нашей страны.

3.3.4. Гидравлический расчет системы охлаждения опытной лопатки соплового аппарата дефлекторной конструкции

Анализ тракта охлаждения лопатки и составление его эквивалентной гидравлической сети. В качестве простого примера, упомянутого выше в п. 3.3.3 графо-аналитического метода проверочного гидравлического расчета систем охлаждения горячих деталей проточной части ВГТ, ниже приводится пример гидравлического расчета системы охлаждения опытной сопловой лопатки дефлекторной конструкции (рис. 3.30).

В рассматриваемой дефлекторной лопатке организовано поперечное относительно пера лопатки течение охлаждающего воздуха (см. рис. 3.30). Общий поток охлаждающего воздуха подается с одного из торцов лопатки во внутреннюю полость дефлектора, откуда, проходя через ряд круглых отверстий в носике дефлектора, воздух отдельными струями направляется на внутреннюю поверхность стенки лопатки в зоне входной кромки. После натекания ряда струй на указанную стенку общий поток охлаждающего воздуха разделяется на две части, каждая из которых разворачивается и протекает в щелевых каналах со стороны спинки и корытца профиля, образованных дефлектором и внутренней поверхностью стенки лопатки. За кормой дефлектора разделившиеся потоки смешиваются и выводятся из лопатки сначала через систему цилиндрических штырей-турбулизаторов, а затем и через отдельные щелевые выпускные каналы (см. рис. 3.30).

Течение охлаждающего воздуха в лопатке можно считать плоским и составлять эквивалентную гидравлическую сеть системы охлаждения для течения охладителя в поперечном сечении профильной части лопатки.

В соответствии с изложенным в п. 3.3.1 и имеющейся практикой расчетных исследований систем охлаждения лопаточных аппаратов ВГТ представляется целесообразным при составлении эквивалентной гидравлической сети тракта охлаждения рассматриваемой лопатки дефлекторной конструкции выделить следующие типовые его элементы (рис. 3.31):

1-2 – ряд круглых отверстий в носике дефлектора для выдува системы струй охлаждающего воздуха на внутреннюю поверхность несущей стенки лопатки в зоне входной кромки;

2-3 и 2-4 – участки разделения и поворота разделившихся потоков охлаждающего воздуха в канале охлаждения зоны входной кромки;

3-5 и 4-6 – щелевые каналы между дефлектором и внутренней поверхностью несущей стенки лопатки со стороны корытца и спинки профиля соответственно;

4-7-5 – зона смешения потоков охлаждающего воздуха за кормой дефлектора;

7-8 – щелевой канал в задней части профиля лопатки с расположенной в нем шахматной системой цилиндрических штырей-турбулизаторов;

8-9 – щелевой выпускной канал для вывода охлаждающего воздуха из тракта охлаждения лопатки.

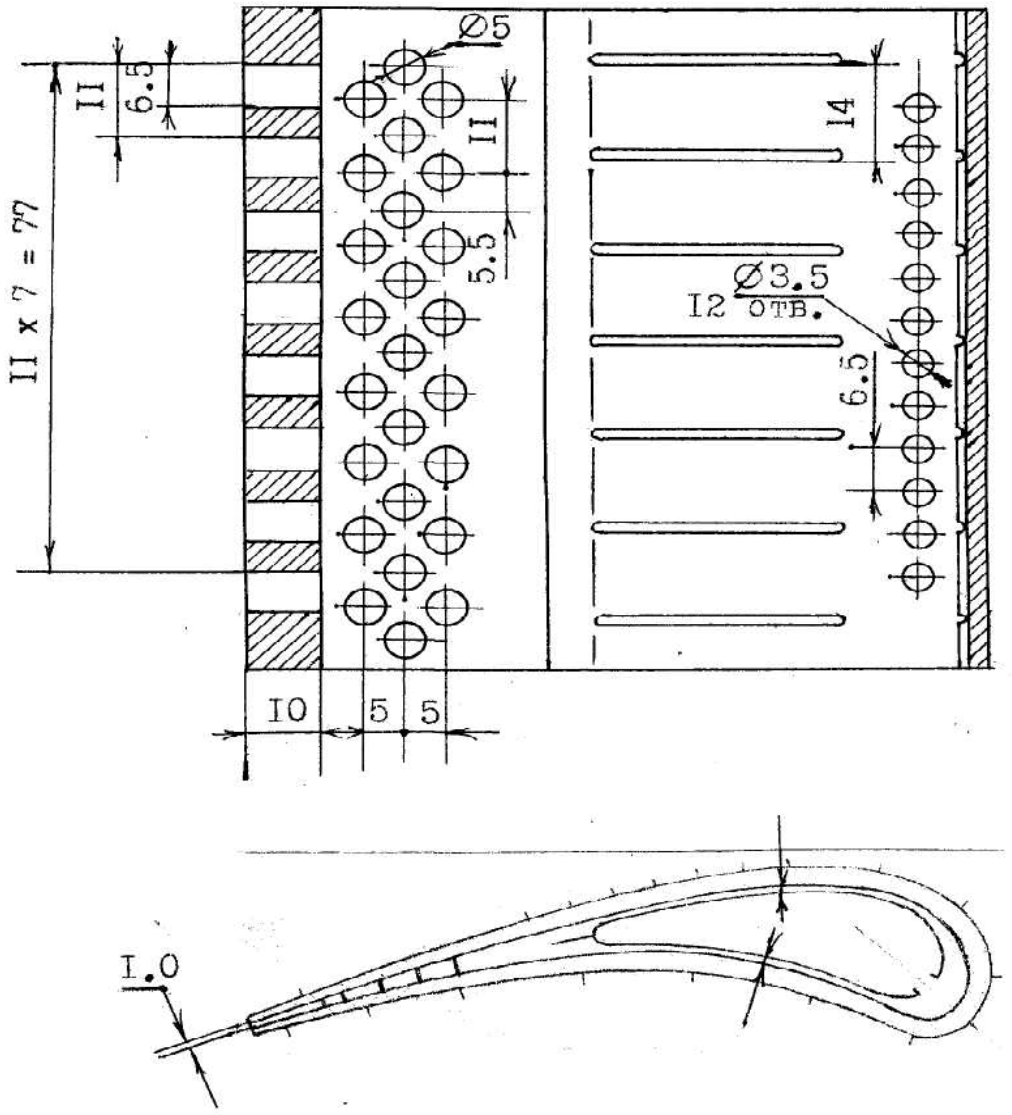


Рис. 3.30. Конструктивное устройство и
основные геометрические размеры каналов
тракта охлаждения опытной лопатки дефлекторной конструкции

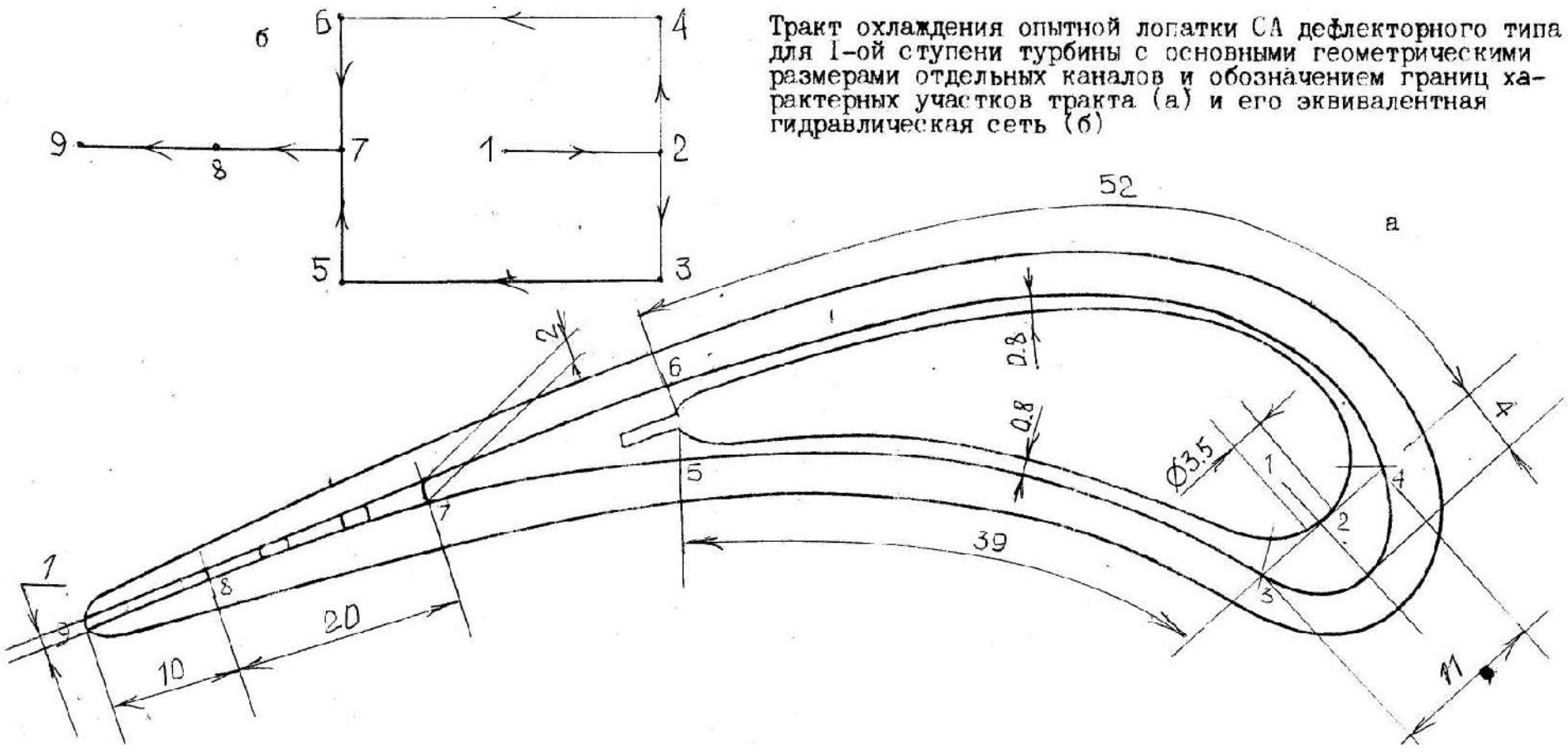


Рис. 3.31. Схема системы охлаждения

Определение коэффициентов гидравлических сопротивлений выделенных участков гидравлической сети тракта охлаждения лопатки. Известные геометрические размеры отдельных каналов тракта охлаждения дефлекторной лопатки позволяют определить коэффициенты гидравлических сопротивлений на выделенных участках эквивалентной гидравлической сети тракта охлаждения или несколько упростить формулы для их вычисления в том случае, если коэффициенты гидравлических сопротивлений участков зависят от расходов охлаждающего воздуха через эти участки.

Для упрощения расчетов на участке тракта охлаждения зоны входной кромки (1-2-3-4), где осуществляется выдув охлаждающего воздуха на внутреннюю поверхность стенки лопатки из продольного ряда отверстий с последующим разделением общего расхода охладителя на две части и разворотом этих разделившихся потоков в щелевые каналы со стороны спинки и корытца профиля, представленная выше зависимость для расчетов коэффициентов гидравлического сопротивления (3.21) аппроксимировалась постоянными величинами для участка 1-2, отвечающего выдуву охлаждающего воздуха через отверстия в носике дефлектора, и для участков 2-3 и 2-4, отвечающих разворотам потоков охладителя. Тогда учитывая, что коэффициенты гидравлических сопротивлений участков поворотов потока охлаждающего воздуха 2-3 и 2-4 составляют $\zeta_{ПОВ} = 0{,}4$, можно считать, что коэффициент гидравлического сопротивления отверстий в носике дефлектора находится на уровне $\zeta_o = 2{,}6$ при использовании в качестве характерной скорости скорость в потоке охлаждающего воздуха на выходе из ряда отверстий (1-2).

Этот ряд включает $z = 12$ отверстий диаметром $d_o = 3{,}5$ мм, расположенных по высоте дефлектора равномерно с шагом $S = 6{,}5$ мм, так что площадь проходного сечения всех отверстий ряда будет $f_o = z \times \pi \times d_o^2/4 = 12 \times 9{,}62 = 115$ мм^2.

Для определения коэффициентов гидравлических сопротивлений участков тракта охлаждения, соответствующих щелевым каналам

между дефлектором и внутренней поверхностью стенки лопатки со стороны спинки (4-6) и корытца (3-5), следует использовать зависимости (3.14) для каналов прямоугольного поперечного сечения с гидравлически гладкими стенками, так что на этих участках тракта охлаждения коэффициенты гидравлических сопротивлений будут зависеть от расходов охлаждающего воздуха и геометрических размеров каналов, которые составляют: площадь поперечного сечения $f_K = z \times B \times H = 6 \times 14 \times 0{,}8 = 66$ мм^2, z = 6 – количество отдельных каналов по высоте лопатки, образованных опорными поясками дефлектора (см. рис. 3.30); общий периметр щелевого канала $П_K = z \times 2(B + H) = 6 \times 2(14 + 0{,}8) \cong 6 \times 30 = 180$ мм; эквивалентный гидравлический диаметр единичного щелевого канала между опорными поясками дефлектора $d_Г = 4f_{K1}/П_{K1} = 4 \times 1{,}1/30 = 1{,}5$ мм.

Распределение расходов охлаждающего воздуха по щелевым каналам со стороны спинки и корытца профиля назначается из условия их обратной пропорциональности квадратным корням из гидравлических сопротивлений этих каналов, то есть предполагается, что выполняется условие $G_C/G_K = \sqrt{\zeta_K/\zeta_C}$. Тогда при одинаковой высоте H и ширине B этих щелевых каналов со стороны спинки и корытца указанное отношение коэффициентов гидравлических сопротивлений будет пропорционально их длинам $\zeta_K / \zeta_C \cong l_K/l_C = 39/52 = 0{,}75$ и соответственно $G_C/G_K = \sqrt{0.75} = 0{,}866 \cong 0{,}9$. Отсюда с учетом того, что $G_C + G_K = G$, можно получить: $0{,}9G_K + G_K = G$, $1{,}9G_K = G$, $G_K = G/1{,}9$, $G_C = G – G_K = G – G/1{,}9 = G(1 – 1/1{,}9) = 0{,}9G/1{,}9$.

Коэффициенты гидравлического сопротивления в зоне смешения потоков за кормой дефлектора (5-6-7) рассчитываются по формуле (3.46) с учетом найденного выше отношения расходов воздуха через щелевые каналы спинки и корытца профиля:

$$\zeta_C = -2{,}35 + 9{,}6(G_C/G) – 5{,}75(G_C/G)^2 = -2{,}35 + 4{,}55 – 1{,}29 = 0{,}91.$$

$$\zeta_K = -2{,}35 + 9{,}6(G_K/G) – 5{,}75(G_K/G)^2 = -2{,}35 + 5{,}05 – 1{,}59 = 1{,}11.$$

Коэффициенты гидравлического сопротивления участка тракта охлаждения 7-8, где в щелевом канале размещена система из трех рядов шахматно-расположенных цилиндрических штырей-турбулизаторов диаметром d = 5 мм, средней высотой H = 1,5 мм, продольным S_X = 5 мм и поперечным $S_У$ = 11 мм шагом, можно определить по формулам (3.41). Для этого предварительно вычисляются входящие в эти формулы относительные геометрические размеры решетки штырей-турбулизаторов.

Площадь входного поперечного сечения канала для прохода охлаждающего воздуха $f'_Ш = B'H' = 100 \times 2 = 200$ мм^2 и смоченный периметр этого сечения канала $П'_Ш = 2(B' + H') = 2(100 + 2) = 204$ мм^2, где B = 100 мм ширина канала (высота лопатки) (см. рис. 3.6). Тогда эквивалентный гидравлический диаметр $d'_Г = 4f'_Ш/П'_Ш = 4 \times 200/204 \approx 4$ мм и относительная длина канала $l/d_Г$ = 20/4 = 5. Относительная средняя высота $\overline{H} = H/d = 1,5/5 = 0,3$, продольный $\overline{S}_X = \overline{S}_X/d = 5/5 = 1$ и поперечный $\overline{S}_У = \overline{S}_У/d$ = 11/5 = 2,2 шаги составят указанные величины.

По этим параметрам из формулы (3.16) определяется граничное значение критерия Рейнольдса: $Re_Ш^{ГР} = 3,9 \times 10^4 \times 2,2^{0.275} \times 0,3^{0.24}/3^{0.22} = 28 \times 10^3$, а из формул (3.41) – так называемые дополнительные коэффициенты гидравлического сопротивления:

$$Re_Ш < Re_Ш^{ГР}:$$

$$\zeta_{ДОП} = 1,45\,Re_Ш^{-0.34} \times 0,3^{0.25} \times 2,2^{-1.45} \times \exp[0,564(3 - 1) - 0,0513 \times 1] =$$

$$= 1,45\,Re_Ш^{-0.34} \times 0,74 \times 0,319 \times \exp(1,04) = 104/Re_Ш^{0.34};$$

$$Re_Ш > Re_Ш^{ГР}: \zeta_{ДОП} = 5,5 \times 0,3^{0.25} \times 2.2^{1.6} \exp[0,564(3 - 1) - 0,0513 \times 1] =$$

$$= 5,5 \times 0,74 \times 3,53 \times \exp(1,04) = 40,7.$$

Найденный таким образом коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta_{ДОП}$ суммируется с коэффициентом гидравлического сопротивления от трения $\zeta_{ТР}$ в соответствии с формулой (3.39), причем $\zeta_{ТР}$ следует определять по соотношениям (3.38) для канала прямоугольного сечения.

Коэффициенты гидравлического сопротивления трения для щелевого выпускного канала (участок гидравлической сети 8-9) следует определять по формулам (3.38) для канала прямоугольного сечения, предварительно подсчитав эквивалентный гидравлический диаметр этого канала и его периметр: $f_{Щ} = z \times B \times H = 8 \times 6{,}5 \times 1 = 52$ мм^2, где $z = 8$ – число единичных щелевых каналов (см. рис. 3.30), $П_{Щ} = z \times 2(B + H) = 8 \times 2(6{,}5 + 1) = 120$ мм, $d_Г = 4f_{Щ}/П_{Щ} = 4 \times 52/120 = 1{,}7$ мм, $l/d = 10/1{,}7 = 6$.

Коэффициент гидравлического сопротивления выхода из щелевого выпускного канала определяется по формуле (3.35) при условии $\bar{f} = f_{Щ}/ f_{ВЫХ} = 0$, так что $\zeta_{ВЫХ} = 1{,}05$. Тогда общий коэффициент гидравлического сопротивления щелевого выпускного канала будет $\zeta_{Щ} = \zeta_{ТР} + \zeta_{ВЫХ}$.

Найденные или записанные в виде простых формул коэффициенты гидравлического сопротивления для выделенных участков тракта охлаждения рассматриваемой лопатки позволяют определить и расход охлаждающего воздуха по заданным его параметрам (давлению и температуре) на входе и выхода тракта охлаждения.

3.4. РАСЧЕТ ТЕПЛООТДАЧИ В КАНАЛАХ ТРАКТОВ ОХЛАЖДЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

3.4.1. Особенности теплоотдачи в каналах охлаждения деталей высокотемпературных газовых турбин

Внутренние каналы систем охлаждения горячих деталей газовых турбин отличаются большим разнообразием форм и размеров, что приводит к различному характеру течения, а, следовательно, и за-

кономерностям теплообмена. Так, течение теплоносителей в каналах трактов охлаждения характеризуется следующими особенностями, оказывающими весьма заметное влияние на конвективный теплообмен:

– существенная возмущенность (турбулизация) теплоносителей, вызываемая конечным числом элементов проточной части и отсутствием предварительной гидродинамической и температурной стабилизации потоков;

– воздействие на поток теплоносителя значительных массовых сил, вызываемых вращением;

– сложными гидродинамическими условиями взаимодействия теплоносителей со стенками каналов охлаждения, обусловленными как сложностью геометрической конфигурации охлаждаемых поверхностей (например, вызывающие местные отрывы поперечные ребра и выступы на продольно обтекаемых поверхностях), так и одновременным воздействием нескольких потоков теплоносителей (например, обдув нормальными струями гладких продольно обтекаемых поверхностей);

– осложнением условий теплового взаимодействия теплоносителя с охлаждаемыми деталями, вызванных наличием неизотермичности поверхностей, как в продольном, так и в поперечном к потоку направлении, большими значениями температурного фактора и т. п.

Вследствие указанных причин общеупотребительные критериальные соотношения теплоотдачи, выведенные на основании теории подобия, и методы расчета теплообмена, базирующиеся на этих критериальных соотношениях, приводимых в многочисленных монографиях и учебниках по теплопередаче, находят весьма ограниченное применение при разработке систем охлаждения горячих деталей ВГТ, которая в основном базируется на результатах специальных исследований, выполняемых, чаще всего, на экспериментальном лабораторном оборудовании.

3.4.2. Основные закономерности теплообмена при течении теплоносителей в прямых каналах с гидравлически гладкими стенками

При втекании охладителя из большого объема в канал с плавным входом распределение скорости потока в поперечном сечении входа будет равномерным. По мере протекания охладителя по каналу у его стенок появляется пограничный слой, толщина которого по мере удаления от входа постоянно возрастает до тех пор, пока не станет равной половине расстояния между стенками. При этом скорость движения потока в пограничном слое по мере нарастания его толщины все более снижается и, наоборот, срединная часть потока, так называемое ядро течения, еще не захваченная влиянием трения, подвергается ускоряющему действию напора и, следовательно, приобретает все большую и большую скорость. Таким образом, на рассматриваемом входном участке в середине канала скорость все время увеличивается, а вблизи стенок благодаря образованию нарастающего пограничного слоя замедляется. С момента смыкания пограничных слоев, образующихся на противоположных стенках канала, профиль скорости приобретает форму, соответствующую реализуемому режиму течения: параболическую при ламинарном течении и логарифмическую – при турбулентном течении.

Рассмотренный входной участок канала, на протяжении которого происходит непрерывная деформация профиля скорости, называется участком гидродинамической стабилизации.

Если температура стенок канала T_C отличается от температуры теплоносителя T, то между ними возникает процесс теплообмена, выражающийся в изменении температуры пристенных слоев жидкости. На начальном участке канала центральное ядро теплоносителя еще имеет температуру, равную температуре во входном сечении $T_{ВХ}$. Это ядро в теплообмене не участвует, и все изменения температуры сосредоточены в пристенном слое. Таким образом, на поверхности ка-

нала в его начальной части образуется тепловой пограничный слой, толщина которого δ_T по мере удаления от входа возрастает. На некотором расстоянии от входа L_T этот тепловой пограничный слой заполнит все сечение и дальше вниз по потоку уже весь поток теплоносителя участвует в теплообмене, причем интенсивность теплообмена здесь уже не зависит от распределения скорости и температуры во входном сечении. Этот участок канала длиной L_T называется начальным тепловым участком, или участком термической стабилизации.

Если для $x > L_T$ закон задания граничных условий теплообмена на стенке не изменяется, то теплообмен в канале за пределами начального теплового участка считается стабилизированным.

Как следует из теории теплоотдачи, для описания закономерностей теплоотдачи при чисто вынужденном стабилизированном внутреннем течении жидких или газообразных теплоносителей в каналах в инженерной практике по большей части используются эмпирические критериальные соотношения, устанавливающие связь между основными определяющими рассматриваемый процесс теплоотдачи обобщенными безразмерными переменными. Для указанных выше условий рассматриваемые критериальные соотношения обычно записываются в форме степенной зависимости между числами Нуссельта $Nu = \alpha \cdot d_Г/\lambda$, критериями Рейнольдса $Re = w \cdot d_Г/\nu$ и числами Прандтля $Pr = \nu/a$, а именно:

$$Nu = A \cdot Re^m \cdot Pr^n, \qquad (3.49)$$

где коэффициент A и показатели степеней m и n зависят от геометрических характеристик и режимных параметров течения и определяются опытным путем.

3.4.3. Эмпирические критериальные соотношения для расчетов коэффициентов теплоотдачи в каналах систем охлаждения

В инженерной практике для расчетов средних по периметру канала произвольного поперечного сечения коэффициентов теплоотдачи пользуются, как правило, эмпирическими критериальными соотношениями. Так, для случая ламинарного течения, когда $Re = w_C d_Г/\nu < 2500$, может быть использовано соотношение:

$$Nu = 1{,}4\varepsilon_{LЛ} Pr^{1/3} (Re d_Г/L)^{0.4} (Pr/Pr_C)^{1/4}, \qquad (3.50)$$

где $d_Г = 4f/П$ – эквивалентный гидравлический диаметр канала длиной L, определяемый по площади его поперечного сечения f и периметру П. Коэффициентом $\varepsilon_{LЛ}$ в этом соотношении учитывается влияние начального участка тепловой стабилизации. Так, если выполняется условие $Re d_Г/L > 15$ (относительно короткие каналы), то:

$$\varepsilon_{LЛ} = 0{,}6(Re d_Г/L)^{0.143}[1 + 2{,}5/(Re d_Г/L)]. \qquad (3.51)$$

Если же $Re d_Г/L < 15$ (относительно длинные каналы), то величина числа Nu становится постоянной и соответствует условием стабилизированного теплообмена.

Для переходного режима течения в каналах, когда $2{,}5\times10^3 < Re < 10\times10^3$, теплоотдача в канале может быть описана соотношением:

$$Nu = 26{,}6\varepsilon_{LП} (Pr \times d_Г/L)^{1/3} \times (Re/2500)^{\lg(L/d_Г)}, \qquad (3.52)$$

где коэффициентом $\varepsilon_{LП}$ учитывается влияние начального участка тепловой стабилизации на средний теплообмен:

$$\varepsilon_{LП} = 1 + (2{,}33\lg Re - 8{,}85)\times\lg(2L/100d_Г). \qquad (3.53)$$

На участке турбулентного течения (при Re ≥ 2500) зависимость для расчета теплообмена имеет вид:

$$Nu = 0{,}0212 \times Pr^{0.43} \times Re^{0.8} \varepsilon_{LT}. \qquad (3.54)$$

Среднее значение коэффициента интенсификации теплообмена ε_{LT} для начальных участков щелевых каналов в дефлекторных лопатках:

при $1 \le (L/d_Г) \le 4$: при $(L/d_Г) > 4$

$$\varepsilon_{LT} = 1 + \frac{1.7}{\left(\frac{L}{d_Э}\right)^{0.25}}; \qquad \varepsilon_{LT} = 1 + \frac{4.2}{\left(\frac{L}{d_Э}\right)^{0.9}}. \qquad (3.55)$$

Для определения средних коэффициентов теплоотдачи в плоских щелевых каналах с цилиндрическими штырями-турбулизаторами можно воспользоваться специальной формулой НЗЛ

$$Nu = 3{,}6 \times 10^{-2} Re^{0.8} n^{0.22} / \overline{H}^{0.18} \overline{S}_y^{0.35}, \qquad (3.56)$$

где n – количество поперечных рядов (по оси x) штырей-турбулизаторов; $\overline{H} = H/d$, $\overline{S}_y = S_y/d$ – относительные высота и поперечный шаг расположения штырей диаметром d (см. рис. 3.25). Эта формула имеет силу в диапазонах изменения параметров: $Re = (5{,}5 \ldots 55) \times 10^3$; $\overline{H} = 0{,}25 \ldots 2{,}0$; $\overline{S}_x = 1{,}5 \ldots 9{,}0$; $\overline{S}_y = 1{,}5 \ldots 3{,}25$; $n = 1 \ldots 6$.

При размещении на широких стенках канала прямоугольного поперечного сечения с большим отношением сторон B/H > 1 и относительной длиной L/2H < 40 регулярного поперечного оребрения по-

луцилиндрической формы (см. рис. 3.26) средние числа Нуссельта могут быть определены из эмпирической формулы:

$$Nu = (0{,}03 + 0{,}1\eta_S\eta_H)Re^{0.8}, \qquad (3.57)$$

$$\eta_H = 1{,}03 - 0{,}07(h/H) - 0{,}26(h/H)^2, \quad \eta_S = -1{,}04(h/s) - 10{,}4(h/s)^2,$$

обобщающей опытные данные в диапазонах: $Re = (30\ldots300)\times10^3$; $h/s = 0{,}02\ldots0{,}08$; $h/H = 0{,}25\ldots0{,}80$.

Для канала прямоугольного поперечного сечения с большим отношением сторон $B/H > 10$ и длиной L с имеющимся в нем скрещивающимся оребрением прямоугольного профиля обеих широких стенок B, так называемой вихревой матрицы, характеризующейся шагом оребрения S, толщиной ребер b и углом их установки β по отношению к продольной оси канала (см. рис. 3.27), средние по теплообменной поверхности оребрения числа Нуссельта могут быть определены из критериального соотношения, полученного на основании обобщения нескольких опытных исследований:

$$Nu = ARe_Э^m; \quad \begin{array}{l} A = 0{,}40 - 0{,}185(H/S) - 0{,}30\bar{\beta}, \\ m = 0{,}305 + 0{,}16(H/S) + 0{,}63\bar{\beta}, \end{array} \qquad (3.58)$$

в диапазонах изменения критериев $Re_Э = (4\ldots40)\times10^3$, $H/S = 0{,}5\ldots1{,}15$, $\bar{\beta} = 2\beta/\pi = 1/3\ldots1/2$. Здесь, как и в формуле (3.43), критерий Рейнольдса определяется по эквивалентному диаметру канала $d_Э$ и по величине эквивалентной скорости потока $w_Э$ (3.44).

Как указывалось выше (в разделе 3.3), в охлаждаемых лопатках дефлекторного типа встречаются отдельные каналы охлаждения специфической конфигурации, коэффициенты теплоотдачи на стенках которых могут быть определены лишь на основании обобщения опытных данных, полученных на крупномасштабных моделях.

Для расчета теплообмена в полости входной кромки используются обобщающие зависимости, полученные в ИТТФ. При обдуве входной кромки одним рядом круглых струй с диаметром d средние значения чисел Nu можно определить по зависимости:

$$Nu = \frac{c \times Pr^{0.43} \times Re_L^{0.98}}{\left(\frac{L}{b_Э}\right)^{0.6}}, \; Re_L = \frac{w_o L}{\nu}, \qquad (3.59)$$

где Re_L – число Рейнольдса, для расчета которого в качестве характерного размера берется длина внутреннего обвода входной кромки L (см. рис. 3.28); $b_Э = \frac{\pi \times d^2}{2S}$ - ширина эквивалентной щели для ряда отверстий в носике дефлектора; d – диаметр отверстий в носике дефлектора; S – шаг расположения отверстий. При (d/B) > 0,27 c= 0,0448; при (d/B) < 0,27 c= 0,0294; B – ширина внутренней полости входной кромки в месте среза дефлектора (см. рис. 3.28).

В зоне смешения потоков охладителя, вытекающих из щелевых каналов спинки и корытца за кормой дефлектора, обычно выделяются два участка теплообмена: в пределах первого из них, так называемого предварительного участка, протяженностью x_o коэффициенты теплоотдачи можно определить по аппроксимирующей прямой, проведенной через точки, отвечающие значениям α_o на выходе из соответствующих щелевых каналов спинки или корытца и на входе в участок монотонного снижения коэффициентов теплоотдачи, то есть в конце предвключенного участка. Для определения длины этого предвключенного участка x_o может быть предложена эмпирическая формула:

$$x_o/h = 2{,}25 \times 10^{-2} \bar{h}^2 - 1{,}55 \times 10^{-2} \bar{h} + 0{,}6, \qquad (3.60)$$

где $\bar{h} = h/(h_C + h_K)$ в диапазоне изменения $\bar{h} = 0…7$. Локальные коэффициенты теплоотдачи по длине x второго характерного участка, участка монотонного их снижения, изменяются в соответствии с соотношением:

$$Nu = Nu_o \frac{38}{Re^{0.2}} \times \frac{\bar{h}^{0.16}}{\exp(n\bar{x})}, \qquad (3.61)$$

где Nu_o - числа Нуссельта, определенные по критериальному соотношению (3.54) для турбулентного течения охладителя в сечении зоны смешения, отвечающей расстоянию x_o; $\bar{x} = (x - x_o)/h$; $n = 0{,}01\bar{h} + 0{,}25$ при $0 < \bar{h} < 0{,}45$, $n = 0{,}057\bar{h} + 0{,}0285$ при $4{,}5 < h < 10$.

3.4.4. Пример расчета распределения коэффициентов теплоотдачи на обводе внутренней полости опытной охлаждаемой лопатки соплового аппарата

В качестве примера практического использования приведенных выше (в п. 3.4.3) эмпирических критериальных соотношений для расчетов коэффициентов теплоотдачи в каналах трактов охлаждения лопаток ниже дается расчет коэффициентов теплоотдачи на обводе внутренней полости опытной охлаждаемой лопатки СА дефлекторного типа. Расчет ведется на данные в п. 3.3.4 геометрические размеры тракта охлаждения лопатки и найденные там же расходы охлаждающего воздуха по элементам тракта для одного из опытных режимов.

Принятое выше для определения расходных характеристик тракта охлаждения его расчленение на отдельные типовые элементы остается действенным и для проведения настоящих расчетов коэффициентов теплоотдачи, для локальной идентификации которых используется также введенная в п. 3.2.6 расчетная одномерная сетка.

Для определения местного коэффициента теплоотдачи в критической точке натекания струйного потока охладителя, выходящего из отверстий в носике дефлектора, на вогнутую поверхность участка тракта охлаждения зоны входной кромки лопатки (точка № 33) может быть использована полученная в ИТТФ и весьма сходная с (3.59) зависимость, в которой коэффициент с следует принять равным 0,016, в качестве характерного размера использовать эквивалентную ширину щели $b_Э$ и вместо длины обвода l в параметрическом критерии ($l/b_Э$) использовать расстояние H = 4 мм от среза отверстий в носике дефлектора до рассматриваемой критической точки.

Тогда получится $b_Э = \pi d^2/2S = \pi \times 3{,}5^2/2 \times 6{,}5 = 2{,}96$, $Re_o = G \times 2b_Э/\mu_B f_o = 7{,}29 \times 10^{-3} \times 2 \times 2{,}96 \times 10^{-3}/22 \times 10^{-6} \times 115 \times 10^{-6} = 8515$, $Nu_o = 0{,}016\, Re_o^{0.98}/(H/b_Э)^{0.6} = 0{,}016 \times 8815^{0.98}/(4/2{,}96)^{0.6} = 62{,}5$, $\alpha_o = Nu_o \lambda_B/2b_Э = 62{,}5 \times 32 \times 10^{-3}/2 \times 2{,}96 \times 10^{-3} = 675$ Вт/м^2×С, где коэффициенты динамической вязкости μ_B и теплопроводности λ_B охлаждающего воздуха взяты по его температуре на входе в ряд отверстий носика дефлектора.

Для расчетов локальных коэффициентов теплоотдачи на обводе вогнутой поверхности несущей стенки лопатки в зоне входной кромки, обдуваемой рядом струй (расчетные точки № 30, 31, 32, 34, 35, 36), а также на начальных конфузорных участках щелевых каналов со стороны спинки (точки № 26…29) и корытца (точки № 37, 38) на сегодняшний день пока что не существует сколько-нибудь надежных зависимостей. Поэтому для определения локальных коэффициентов теплоотдачи в указанных расчетных точках следует подойти с другой стороны, а именно, определить коэффициенты теплоотдачи в щелевых каналах в условиях стабилизированного течения теплоносителя, то есть на участках этих каналов, расположенных возле кормы дефлектора. Тогда коэффициенты теплоотдачи для указанных областей щелевых каналов можно рассчитывать в зависимости от величины критериев Рейнольдса в этих каналах по критериальным соотношениям (4.2, 4.4, 4.6). С учетом найденного в п. 3.3.4 расхода охлаждающе-

го воздуха на лопатку G = 7,30 г/с и приведенного там же способа его разделения на щелевые каналы со стороны спинки G_C= 0,9G/1,9= 0,9×7,30/1,9= 3,46 г/с и корытца G_K = G/1,9 = 3,84 г/с значения критериев Рейнольдса в этих каналах будут: со стороны спинки $Re_C = G_C \times d_{Г1}/\mu_B f_C$ = 3,46×10^{-3}/23,9×10^{-6}×66×10^{-6} = 3290, со стороны корытца $Re_K = G_K \times d_{Г1}/\mu_B f_K$= 3,84×10^{-3}×1,5×10^{-3}/23,9×10^{-6}×66×10^{-6}= 3650, где коэффициенты вязкости μ_B взяты для температуры охлаждающего воздуха T_B= 420 К с учетом его подогрева при течении по каналам тракта охлаждения.

Поскольку течение охладителя в щелевых каналах тракта охлаждения между дефлектором и стенками лопатки со стороны спинки и корытца характеризуется высокой степенью турбулентности, обусловленной интенсивными вихревыми структурами, образующимися при обдуве внутренней поверхности несущей стенки лопатки в зоне входной кромки рядом круглых струй, то для расчетов средних коэффициентов теплоотдачи на участках стабилизированного течения и теплообмена в таких каналах, удаленных от входа на расстояние не менее 20…25 гидравлических диаметров, следует использовать критериальные соотношения, специально полученные для таких случаев, а именно:

$$\overline{Nu} = 0{,}121 Re^{0.67(l/d_Э)^{0.05}} / (l/d_Э)^{0.50}, \qquad (3.62)$$

что при указанных значениях критериев Рейнольдса и относительных длинах каналов спинки $l/d_Э$ = 52/1,5 = 35 и корытца l/d = 39/1,5 = 26 приводит к следующим значениям коэффициентов теплоотдачи:

сторона	Re	$l/d_Э$	$\overline{Nu}$	$\overline{\alpha}$, Вт/м^2×К	ε_l	$\overline{\alpha} \times \varepsilon_l$
спинка	3290	35	13.4	315	1.17	370
корытце	3650	26	15.3	360	1.10	395

Поскольку даже концевые участки рассматриваемых щелевых каналов все еще подпадают под зону интенсифицированного теплообмена, то в представленной таблице введена поправка на интенсификацию среднего теплообмена ε_l, вычисленная по формулам (3.55). Таким образом, полученные в таблице средние коэффициенты теплоотдачи распространяются на зоны стабилизированного интенсифицированного теплообмена на концевых участках щелевых каналов между дефлектором и внутренней поверхностью несущей стенки лопатки со стороны спинки (расчетные точки № 12…21) и корытца (расчетные точки № 44…49).

Местные коэффициенты теплоотдачи на начальных участках щелевых каналов (с постоянной высотой H = 0,8 мм) могут быть получены расчетом по формуле:

$$\varepsilon_X = 2{,}7/(x/d_Э)^{1/3}, \qquad (3.63)$$

специально выведенной в ИТТФ для рассматриваемого случая теплообмена, так что в итоге выполняются соотношения $\alpha = \bar{\alpha} \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_X$. Результаты расчётов по указанным зависимостям занесены в таблицы для расчётных точек со стороны спинки:

№	Размерн.	22	23	24	25	26	27	28	29	30
x	мм	29.5	26.0	22.5	19.5	16.5	14.0	11.5	9.0	6.5
ε_X	-	1.01	1.04	1.095	1.16	1.22	1.30	1.38	1.49	1.63
α	Вт/м^{2}С	375	385	405	425	450	480	510	550	600

и корытца:

№	Размерн.	43	42	44	40	39	38	37	36
x	мм	30.5	27.0	23.5	20.0	16.5	13.0	10.0	8.0
ε_X	-	1.01	1.06	1.10	1.17	1.25	1.36	1.46	1.54
α	Вт/м^{2}С	395	415	430	455	490	530	570	600

где за начало отсчета координаты x вследствие отсутствия четкого обозначения сечения входа в рассматриваемые щелевые каналы принята середина оси отверстий в носике дефлектора, проведенной до пересечения с вогнутой поверхностью в критической точке разделения потоков охладителя в области входной кромки.

Что касается определения коэффициентов теплоотдачи на обводе внутренней полости профиля в области входной кромки в оставшихся там расчетных точках № 30, 31, 32 и №34, 35, 36, то ввиду отсутствия каких-либо данных о распределении локальных коэффициентов теплоотдачи на вогнутой поверхности при обдуве ее цепочкой круглых струй, их величины в указанных расчетных точках назначались исходя из сглаживания полученных выше распределений для входных начальных участков щелевых каналов к значению, полученному ранее (α_o = 675 Вт/м^{2}С) для критической точки натекания струйного потока охладителя на рассматриваемую теплообменную поверхность.

Для определения средних коэффициентов теплоотдачи на участке тракта охлаждения дефлекторной лопатки 7-8 (см. рис. 3.31), представляющего собой щелевой канал с системой трех поперечных рядов цилиндрических штырей-турбулизаторов, следует воспользоваться формулой (3.56), которая для рассматриваемого случая $\overline{H}$ = 0,3, $\overline{S}_y$ = 2,2, n = 3 принимает вид:

$$Nu = 3.6 \times 10^{-2} Re^{0.8} 3^{0.22} / 0.3^{0.18} 2.2^{0.35} = 4.15 \times 10^{-2} Re^{0.8}.$$

Тогда при величине критерия Re= G×d$_Г$/μLH= 5050, где коэффициент вязкости воздуха μ определен по предварительно заданной средней температуре T$_В$= 275 С на рассматриваемом участке тракта охлаждения 7-8, соответствующее значение среднего коэффициента теплоотдачи составит:

$$\alpha = Nu \times \lambda / d_Г = 4{,}15 \times 10^{-2} Re^{0.8} \lambda / 2H = 470 \ [Вт/м^2С].$$

Получено значение коэффициентов теплоотдачи на внутренней поверхности несущей стенки лопатки в расчетных точках № 4, 5, 6, 7, 8 на стороне спинке и № 52, 53, 54, 55, 56 на стороне корытца профиля. Тогда коэффициенты теплоотдачи в области смешения потоков охладителя со стороны спинки и корытца за кормой дефлектора, то есть в расчетных точках № 9, 10, 11 со стороны спинки и № 50, 51 со стороны корытца, можно определить из условия их линейной интерполяции между только что вычисленными значениями на участке тракта охлаждения со штырями-турбулизаторами (α = 470 Вт/м^{2}С) и в выходных сечениях щелевых каналов со стороны спинки (α = 370 Вт/м^{2}С) и корытца (α = 390 Вт/м^{2}С) профиля соответственно.

Оставшиеся пока что неопределенными коэффициенты теплоотдачи на участке тракта охлаждения 8-9 в щелевых выпускных каналах, где реализуется простое продольное течение охлаждающего воздуха, могут быть определены для турбулентного режима течения по формуле (3.54), принимающей для теплоносителя – воздуха (Pr = 0,7) вид:

$$Nu = 0{,}018 \times Re^{0.8}. \qquad (3.64)$$

Тогда, с предварительным учетом подогрева охлаждающего воздуха в этих каналах до температуры T_B = 310 С коэффициенты теплоотдачи на стенках этих каналов будут составлять: $\alpha = Nu\lambda/d = 0{,}018Re^{0.8}\lambda/2H = 0{,}018\lambda(G \times 2H/\mu \times L \times H)^{0.8}/2H$= 645 Вт/м^{2}С. Найдены и коэффициенты теплоотдачи на внутренней поверхности несущей стенки охлаждаемой лопатки в ее расчетных точках № 1, 2, 3 со стороны спинки и № 57, 58, 59 со стороны корытца.

Полученное в результате проведенных расчетов общее распределение коэффициентов теплоотдачи на внутренней поверхности несущей оболочки охлаждаемой лопатки, показано на графике рис. 3.24. Видно, что для рассматриваемых опытных условий работы охлаждаемой лопатки в любой расчетной точке на профиле коэффициенты

теплоотдачи со стороны охлаждающего воздуха превышают соответствующие им коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего газового потока, что, в общем-то, нетипично для натурных условий работы охлаждаемых лопаток.

3.5. РАСЧЕТ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ПЛЕНОЧНОМ ОХЛАЖДЕНИИ

3.5.1. Общие положения при определении характеристик теплоотдачи при пленочном охлаждении

Как указывалось выше (см. п. 3.1.3), конкретное конструктивное оформление устройства для выдува охладителя на наружную поверхность защищаемой детали, а также параметры основного (газового) и вдуваемого (воздушного) потоков оказывают влияние в первую очередь на количественные характеристики течения и защитные свойства охлаждающей завесы вниз по потоку от места вдува. В качественном же отношении картина течения во всех случаях вдува изменяется незначительно. Наиболее четко особенности происходящих при вдуве процессов выражены в их простейшем случае: вдуве охладителя в горячий газовый поток через сплошную щель по касательной к защищаемой теплоизолированной поверхности при равномерном распределении по высоте скоростей и температур в основном $w_Г$, $T_Г$ и вдуваемом w_o, T_o потоках в сечении среза щели.

Вдуваемый охладитель, скорость и плотность которого отличны от имеющих место в основном потоке газа, за сечением вдува начинает взаимодействовать как с основным потоком, так и с защищаемой поверхностью. На границе раздела основного и вдуваемого потоков, начиная от кромки щели, возникает область смешения, ширина которой увеличивается вниз по течению. На защищаемой же поверхности, также начиная от места вдува, возникает скоростной пограничный слой, толщина которого также растет по мере удаления от сечения

вдува. На некотором расстоянии от среза щели $x_н$ пограничный слой на стенке смыкается со слоем смешения, а ядро вдуваемого потока с постоянной скоростью и температурой исчезает. После этого профили скорости и температуры вблизи стенки изменяются в основном под воздействием пристенной турбулентности, в определенной степени подобно тому, как это происходит при развитии турбулентного пограничного слоя. По мере удаления от сечения вдува распределение скоростей и температур в пристенном слое становится таким же, как и в развитом турбулентном пограничном слое.

При рассматриваемом обтекании теплоизолированной, так называемой адиабатной, поверхности теплообмен между пристенным слоем завесы и стенкой отсутствует и их температуры равны $T_o^* = T_{aw}$, то есть температура адиабатной стенки при заградительном охлаждении равна температуре восстановления пристенного слоя вдуваемого потока T_o^*. Поэтому вблизи сечения вдува, где во вдуваемом потоке существует ядро с постоянной температурой T_o^*, температура адиабатной стенки T_{aw} не меняется по длине и равна по величине температуре охладителя. После смыкания зоны турбулентного смешения с пристеночным слоем температура адиабатной стенки начинает уже монотонно возрастать и приближаться в пределе к температуре основного газового потока. Представленная в безразмерном виде температура адиабатной стенки называется эффективностью заградительного охлаждения:

$$\eta = \left(T_Г^* - T_{aw}\right) / \left(T_Г^* - T_o^*\right), \qquad (3.65)$$

где $T_Г^*$ – полная температура в горячем газовом потоке.

При комбинированном (конвективно-пленочном) охлаждении температура защищаемой поверхности T_w дополнительно снижается по отношению к температуре адиабатической поверхности T_{aw} на величину, пропорциональную количеству тепла, отводимого от стенки

за счет внутреннего конвективного охлаждения. В этом случае уровень температуры стенки и характер его изменения по длине зависят не только параметров, характеризующих изменение по длине температуры восстановления пристеночного слоя, то есть эффективности заградительного охлаждения η, но и от интенсивности теплообмена на внутренней поверхности стенки и ее изменения в направлении вдоль защищаемой поверхности. В этих условиях плотность теплового потока от горячего газа к защищаемой поверхности формально также может быть определена из закона Ньютона-Рихмана:

$$q = \alpha_3(T_{aw} - T_w), \qquad (3.66)$$

где α_3 – коэффициент теплоотдачи на стенке с заградительным охлаждением. Таким образом, для определения величины удельного теплового потока от газа к охлаждаемой поверхности необходимо иметь сведения не только о коэффициентах теплоотдачи на этой поверхности α_3, но и знать величину температуры адиабатической стенки T_{aw}, которая в этом случае определяется из формулы (3.65).

3.5.2. Расчет эффективности заградительного охлаждения на поверхностях деталей высокотемпературных газовых турбин

Определение эффективности заградительного охлаждения η при тангенциальном вдуве через сплошную щель высотой h, отделенной от основного газового потока с толщиной вытеснения в пристенном пограничном слое δ^* тонкой стенкой с толщиной козырька δ, при равномерных профилях скорости и температуры в основном газовом $T_Г^*$ и дополнительном охлаждающем T_o^* потоках на срезе щели может быть выполнено по эмпирическим критериальным соотношениям:

$$\eta_o = f(A), \qquad A = \Delta^{1.5}(x/h)/m^{1.3} \times Re_Г^{0.25} \times \psi^{1.25} \qquad (3.67)$$

где $Re_Г = \rho_Г w_Г h/\mu_Г$ – критерий Рейнольдса по параметрам газового потока в сечении вдува; $m = (\rho w)_o/(\rho w)_Г$ – параметр вдува; $\psi = T_o^*/T_Г^*$ – температурный фактор; $\Delta = (h + \delta + \delta^*)/h$.

На начальном участке при $A < 3$: $\eta_o = 1$,

на переходном участке при $3 < A < 11$: $\eta_o = (3/A)^{0.285}$, (3.68)

на основном участке при $A > 11$: $\eta_o = (7{,}43/A)^{0.95}$.

Указанные формулы применимы при $\Delta = 1{,}10…1{,}35$; $m = 0{,}3…1{,}3/\psi$; $Re_Г = 820…2550$; $\psi = 0{,}87…1{,}17$.

Поскольку реальные условия применения заградительного охлаждения горячих деталей проточной части ВГТ во многих случаях весьма сильно отличаются от описанных идеальных условий тангенциального вдува через непрерывную щель, то найденные по формулам (3.67) значения η_o должны быть откорректированы в соответствии с воздействиями, определяемыми различными конструктивными или режимными параметрами, которые фактически имеют место в данных конкретных условиях, характерных для рассматриваемого участка охлаждаемой детали.

Переход от вдува охладителя через непрерывную щель к вдуву через ряды круглых отверстий при прочих равных условиях сопровождается снижением эффективности заградительного охлаждения, наиболее заметным вблизи сечения вдува. Дело в том, что в отличие от условий вдува через непрерывную щель, при вдуве через дискретные отверстия вдуваемый охладитель вблизи сечения вдува не создает сплошной тепловой завесы. Поправка на дискретность вдува через два ряда отверстий, расположенных в шахматном порядке, определяется по формуле:

$$\varepsilon_Д = 1 - \Delta\eta/\eta_o, \qquad (3.69)$$

где η_o – величина эффективности заградительного охлаждения, определенная по критериальному соотношению (3.67) с использованием

эквивалентной высоты (ширины) щели для рассматриваемого ряда круглых отверстий $h_Э = \pi d^2/4S$, $\Delta\eta$ – собственно поправка на дискретность вдува, определяемая по графику рис. 3.32.

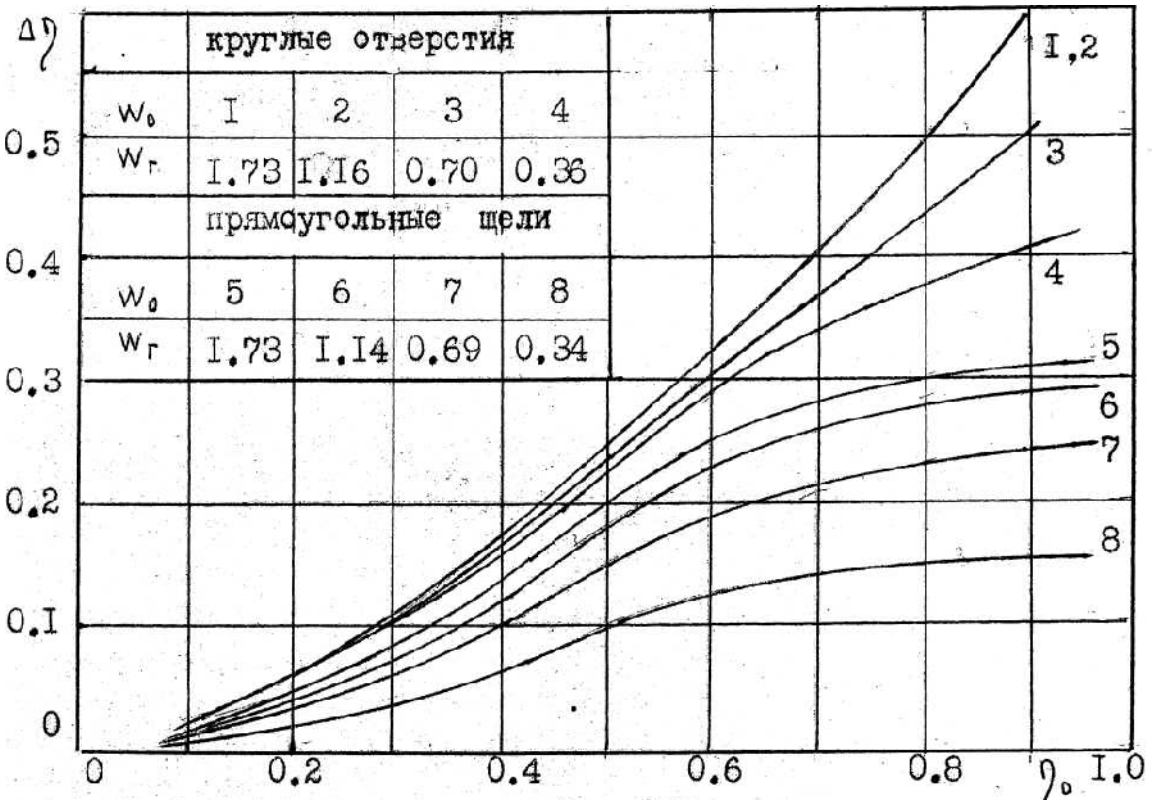


Рис. 3.32. Изменение величины поправки для эффективности заградительного охлаждения на дискретность выдува через два смежных ряда круглых отверстий и прямоугольных щелей, расположенных в шахматном порядке с относительным поперечным шагом 2, при различных отношениях величин скоростей в основном и вдуваемом потоках $w_0/w_г$

При вдуве под малыми углами к защищаемой поверхности ($\alpha < \pi/4$) струи охладителя перемешиваются со сносящим потоком в основном в пределах пограничного слоя последнего, вызывая его разбухание при умеренных значениях параметра вдува m и отрыв от стенки при больших значениях параметра вдува m. В соответствии с этим, по мере увеличения m коэффициенты теплоотдачи на защищае-

мой поверхности сначала снижаются, а затем, в связи с отрывом, начинают увеличиваться по сравнению с их значениями в условиях невозмущенного выдувом течения.

Для учета влияния угла вдува α на эффективность заградительного охлаждения также можно использовать поправочные множители и

$$\text{для } \alpha < 30°: \quad \varepsilon_\alpha = \cos(0.8\alpha),$$

$$\text{для } \alpha > 30°: \quad \varepsilon_\alpha = (1 + 2\cos^2\alpha)/3. \qquad (3.70)$$

Как показывают опытные исследования, кривизна защищаемой поверхности оказывает заметное влияние на эффективность заградительного охлаждения. Так, при параметре вдува m < 1 на вогнутой поверхности величина η оказывается меньше, чем на плоской пластине, а на выпуклой – наоборот, больше. При m > 1 кривизна поверхности уже влияет противоположным образом. Для учета этого влияния может быть использована эмпирическая поправка вида:

$$\varepsilon_R = \left[1 + \kappa\sqrt{\delta_C^{**}/R}\right]^{-0.8}, \qquad (3.71)$$

где к = - 20 для выпуклой поверхности с кривизной радиуса R, к = 9 – для вогнутой поверхности. Для оценок величины толщины потери импульса в пограничном слое на защищаемой поверхности (в условиях отсутствия вдува) δ_C^{**} в условиях, например, обтекания профильных частей лопаток ВГТ, в первом приближении можно пользоваться выражением:

$$\frac{\delta_C^{**}}{S} = \frac{0.036}{\mathrm{Re}_\Gamma^{0.2}}\left(\frac{w_1}{w}\right)_\Gamma^{3.3}\left[\int_0^X\left(\frac{w}{w_1}\right)_\Gamma^{3.86}\frac{dx}{S}\right]^{0.8}, \qquad (3.72)$$

где S – шаг решетки лопаток; x – текущая координата на профиле от сечения выдува (x= 0), w, w_1 – скорости в газовом потоке в рассматриваемом сечении x и на выходе из решетки лопаток соответственно; $Re_{1Г} = (\rho w)_{1Г} B/\mu_Г$ – критерий Рейнольдса в газовом потоке на выходе из решетки лопаток с хордой профиля B.

Предполагая, что все поправки действуют независимо, эффективность пленочного охлаждения с учетом всех перечисленных воздействующих факторов может быть определена с учетом их мультипликативности:

$$\eta = \eta_o \varepsilon_\alpha \varepsilon_Д \varepsilon_p \varepsilon_R. \qquad (3.73)$$

3.5.3. Расчет коэффициентов теплоотдачи в условиях заградительного охлаждения поверхностей деталей высокотемпературных газовых турбин

Как уже указывалось выше, для определения тепловых потоков в условиях комбинированного охлаждения необходимо располагать сведениями не только о величине эффективности заградительного охлаждения (температуре адиабатической стенки), но и знать величины коэффициентов теплоотдачи на стенке в области заградительной завесы охладителя $\alpha_З$. При наличии вдува коэффициенты теплоотдачи к стенке заметно изменяются только на начальном и переходном участках, а на расстояниях x/h > 30 коэффициенты теплоотдачи в условиях вдува $\alpha_З$ отличаются от значений, имеющих место при отсутствии вдува, не более чем на 10 %.

Тогда в первом приближении в непосредственной близости к месту вдува (на начальном участке) коэффициенты теплоотдачи $\alpha_З$ могут быть определены с использованием эмпирических поправок:

$$\alpha_З = \alpha_Г \varepsilon_{СК} \varepsilon_m. \qquad (3.74)$$

Здесь $\varepsilon_{CK} = \left[1 - \left(\frac{x_B}{x_B + x}\right)^{0.9}\right]^{-1/9}$ – поправочный множитель, учитывающий скачок температуры на стенке в сечении вдува на расстоянии x_B от начала ее обтекания газовым потоком. Множитель ε_m, учитывающий влияние на теплоотдачу вдува в случае безградиентного и отрицательного градиентного течений, можно взять из графиков рис. 3.33.

Для расчетов коэффициентов теплоотдачи в заградительной воздушной завесе на ее переходном участке поправочный множитель ε_m:

$$\varepsilon_m = 8{,}95 m^{6{,}15} Re_X^{0{,}66\left(1/m^{0{,}55}-1.2.1\right)}, \qquad (3.75)$$

где $Re_X = (\rho w)_o x/\mu_o$ – критерий Рейнольдса по температуре T_{aw}. Эта зависимость получена в опытах при изменении основных параметров в диапазонах: m= 0,20…1,05; Re_o= (5…40)×10^3; ψ= 1,0…1,2.

3.6. РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ ОХЛАЖДАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

3.6.1. Общие положения о решении задач теплопроводности в твердых телах

Связь между пространственными и временными изменениями температур в любой точке твердого тела, как известно из курса теплопередачи, устанавливается дифференциальным уравнением теплопроводности:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \mathrm{div}(\lambda \mathrm{grad} T) = \nabla(\lambda \nabla T), \qquad (3.76)$$

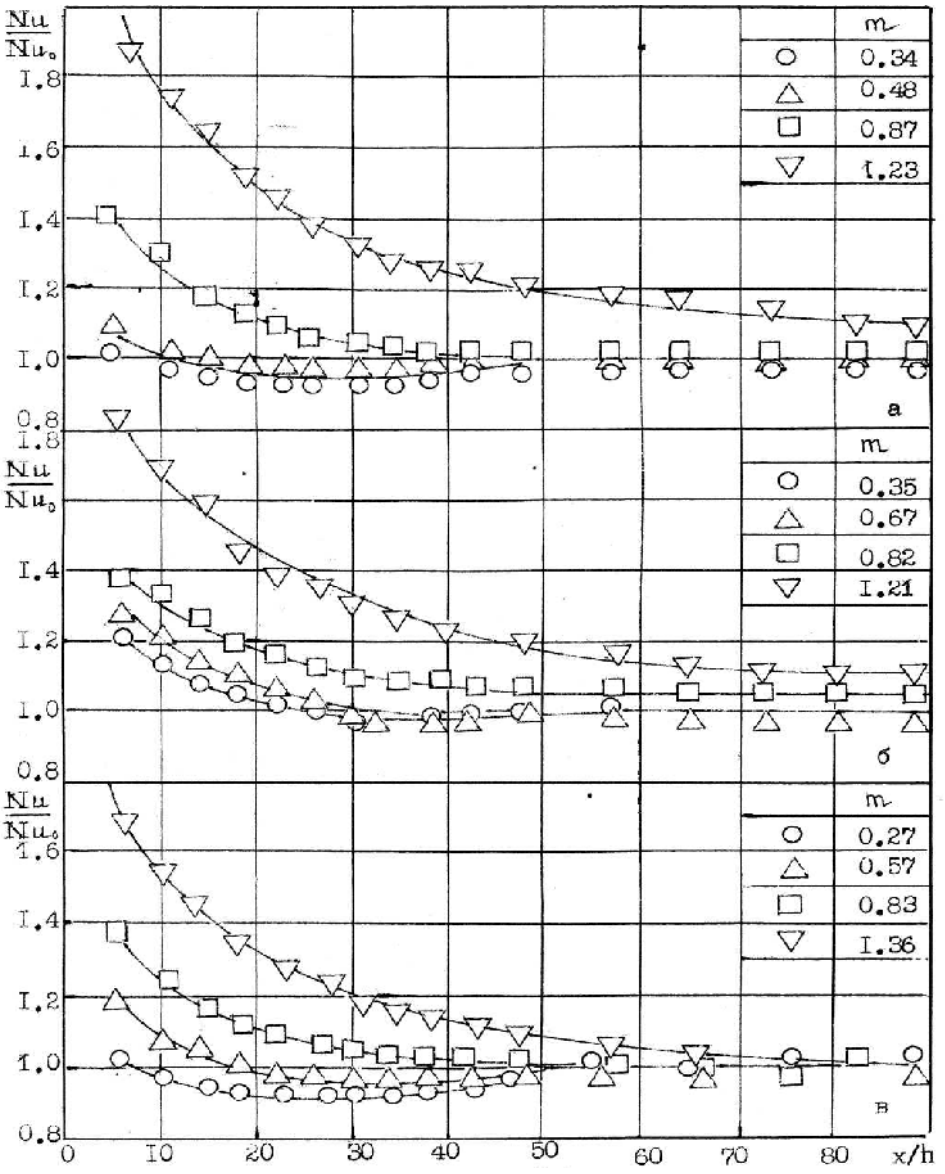


Рис. 3.33. Изменение отношения чисел Нуссельта на защищаемой поверхности при наличии вдува Nu, к числам Нуссельта на поверхности без выдува Nu_O в зависимости от относительного расстояния до сечения вдува при различных значениях параметра вдува m в условиях безградиентного течения (а) и течений с положительным (б) и отрицательным (в) градиентами давления по данным E.R.G. Ескегт'а и др. (1961)

представляющим собой уравнение сохранения энергии применительно к процессу передачи тепла в твердом изотропном теле. Таким образом, в общем случае прямая задача теплопроводности в твердом теле, в которой независимыми переменными являются время (t) и про-

странственные координаты (x, y, z), а зависимой переменной – температура тела (T), представляет собой задачу интегрирования дифференциальных уравнений в частных производных параболического (в нестационарных процессах) или эллиптического (в стационарных процессах) типов.

В уравнение (3.76) входит закон теплопроводности Фурье, согласно которому плотность теплового потока q прямо пропорциональна градиенту температуры:

$$q = \lambda \operatorname{grad} T = \lambda \nabla T. \qquad (3.77)$$

Уравнение (3.76) является общим для рассматриваемого класса явлений, а для выделения из целого класса конкретного явления вводятся условия однозначности, которые включают:

- геометрические условия, определяющие форму и размеры детали;

- физические условия, задающие теплофизические свойства материала детали (ρ, c, λ);

- краевые условия, куда относятся начальные условия, характеризующие тепловое состояние детали в некоторый момент времени, выбранный за начальный, и граничные условия, отображающие условия теплового взаимодействия между поверхностью охлаждаемой детали и потоками горячего газа и холодного теплоносителя системы охлаждения.

Поскольку дифференциальное уравнение теплопроводности (3.76) имеет первый порядок по времени (t) и второй по пространственным координатам (x, y, z), то для единственности его решения должно быть задано одно начальное условие и по два граничных условиях по каждой из координат.

Граничные условия задают значения температуры или других характеристик процесса теплообмена на всей поверхности детали и могут быть представлены четырьмя способами.

Граничные условия первого рода задают распределение температуры на поверхности детали в виде функции положения точек и времени:

$$T_F = f(x, y, z, t), \qquad (3.78)$$

где x, y, z – координаты на поверхности детали. Согласно этим условиям температура на поверхности детали T_F равна заданной, каким бы ни было распределение температуры внутри детали.

Граничные условия II-го рода задают тепловой поток, проходящий через каждый элемент поверхности, в функции координат точки и времени:

$$q_F = f(x, y, z, t) = - \lambda_M(\partial T/\partial n)_F, \qquad (3.79)$$

где n – нормаль к поверхности детали в рассматриваемой точке. Один из возможных частных случаев этих условий заключается в их однородности:

$$- \lambda(\partial T/\partial n)_F = 0, \qquad (3.80)$$

что соответствует условиям тепловой изоляции ($q_F = 0$).

Граничные условия третьего рода задают зависимость плотности теплового потока на поверхности детали q_F вследствие теплопроводности ее материала от разности температур поверхности детали T_F и теплоносителя (газа или охладителя) T_T:

$$q_F = \alpha_T(T_F - T_T) = - \lambda_T(\partial T/\partial n)_F. \qquad (3.81)$$

Это закон Ньютона-Рихмана. Эти граничные условия широко применяются при исследовании процессов теплоотдачи в твердых телах, обтекаемых потоками теплоносителей (жидких или газообразных). Для этих случаев коэффициент теплоотдачи α_T может быть определен как характерная величина для конкретного рассматриваемого процесса.

Граничные условия четвертого рода задают температуру или градиент температуры в месте контакта двух разных деталей, материалы которых имеют разные коэффициенты теплопроводности λ_1 и λ_2. Если предположить, что на границе раздела реализуется идеальный тепловой контакт, то распределение температуры в деталях не имеет разрыва:

$$T_{F1} = T_{F2}, \qquad (3.82)$$

а плотности тепловых потоков на поверхности контакта деталей равны:

$$\lambda_1(\partial T/\partial n)_{F1} = \lambda_2(\partial T/\partial n)_{F2}. \qquad (3.83)$$

Из этих уравнений видно, что в случае идеального теплового контакта температура на границе раздела изменяется непрерывно, а градиент температуры терпит разрыв.

Изучение теплового состояния горячих деталей проточной части ВГТ тесно связано с проблемой обеспечения их надежности и долговечности. На основании данных о стационарном поле деталей статора и ротора турбин назначаются материалы для их изготовления, устанавливается взаимное положение сопрягающихся деталей с учетом их теплового расширения, определяются термические напряжения, влияющие на характеристики режимов пуска, набора нагрузки и остановки ГТУ. Кроме того, данные о температурных полях в охлаждаемых деталях ВГТ позволяют уточнить расход охладителя, а, следовательно, и более точно оценить показатели тепловой экономичности газотурбинной установки в целом.

Существенный недостаток всех аналитических методов решения линейных задач теплопроводности состоит в том, что с их помощью можно решать краевые задачи только для тел простой формы и при несложных граничных условиях. В тех же случаях, когда невозможно получить аналитическое решение задачи или когда аналитическое решение очень сложно и неудобно для практического использования,

применяются численные методы решения уравнений теплопроводности. Эти методы позволяют получить приближенные решения практически для любых задач, однако требуют большого объема вычислений, что длительное время и тормозило их применение. Однако бурное развитие вычислительной техники практически устранило этот недостаток численных методов, поэтому на сегодняшний день численные методы решения краевых задач теплопроводности твердых тел находят все более широкое применение во всех областях инженерной деятельности, в том числе и при расчетах теплового состояния горячих деталей проточной части ВГТ.

В зависимости от специфических особенностей концептуальных подходов, заложенных в эти методы, все численные методы можно разделить на следующие (перечисленные в порядке их детальной разработанности и широте сфер использования): метод конечных разностей, метод конечных элементов, метод контурных интегралов, метод граничных элементов и, наконец, метод статистических испытаний.

Метод конечных разностей является наиболее детально разработанным и всесторонне исследованным в отношении решения краевых задач теплопроводности в твердых телах. Этот метод основан на замене частных производных, входящих в уравнение теплопроводности (3.76), их приближенными значениями, выраженными через разности значений температуры в отдельных дискретных точках тела – так называемых узлах сетки. Дифференциальное уравнение в результате таких преобразований заменяется эквивалентным уравнением в конечных разностях, которое решается алгебраическими методами.

Другим, весьма широко используемым, особенно в новейшее время, численным методом решения краевых задач теплопроводности является метод конечных элементов. В математическом отношении этот метод относится к группе вариационно-разностных методов и строгое доказательство его важнейших свойств, таких как сходимость, устойчивость и точность в общем виде до сих пор является весьма проблематичным. Но, тем не менее, МКЭ (метод конечных

элементов) весьма активно развивается и с его помощью без достаточно строгого математического обоснования используемых приемов решаются весьма сложные задачи.

Точность же полученных с помощью этого метода решений оценивается по тестированию его на моделях с известными точными решениями. Популярность этого метода обусловлена рядом достоинств, которыми он обладает в сравнении, например, с МКР (методом конечных разностей), а именно: МКЭ легко применяется к телам сложной формы с криволинейными границами, которые с довольно высокой точностью могут быть аппроксимированы сторонами двумерных симплекс-элементов; сами размеры этих симплекс-элементов могут быть переменными в границах рассматриваемого тела, что позволяет в случае необходимости в соответствующих областях укрупнять или же измельчать сетку расчленения области на отдельные конечные элементы; этим методом можно решать задачи теплопроводности в твердых телах с граничными условиями любого рода, а также при наличии локальных источников или же стоков теплоты; метод легко поддается формализации и является достаточно гибким в отношении изменения конфигурации и размеров твердого тела, свойств его материала, граничных условий и т. п.

Основная идея МКЭ состоит в том, что любую непрерывную физическую величину (температуру, давление, деформацию, напряжение и т. п.) можно аппроксимировать некоторой дискретной моделью, которая строится на множестве кусочно-непрерывных функций (линейных, квадратичных, кубичных и т. п.), определенных на конечном числе подобластей. При этом кусочно-непрерывные функции определяются с помощью значений непрерывной величины в конечном числе точек рассматриваемой области.

Таким образом, метод состоит в расчленении области определения искомой непрерывной области на отдельные подобласти (конечные элементы), выборе для каждого элемента определенного числа узловых точек, введении в пределах каждого конечного элемента ап-

проксимирующей функции, так что совокупность аппроксимирующих функций, определенных на множестве конечных элементов, составляет математическую модель искомой непрерывной функции физической величины. При этом принимается, что каждый конечный элемент взаимодействует с соседними только в выбранных узлах. Совокупность значений искомой непрерывной функции в узлах в общем случае оказывается вначале расчетов неизвестной и ее определение является наиболее сложной задачей в МКЭ.

Если сравнивать эффективность применения рассмотренных выше численных методов решения краевых задач, а именно МКР и МКЭ, то следует, прежде всего, отметить, что оба этих метода относятся к классу так называемых сеточных методов и с точки зрения теоретических оценок точности характеризуются примерно равными возможностями. Что же касается их различий, то первым и главным их различием является то обстоятельство, что в МКР аппроксимируются производные от искомых функций, то есть рассматривается зависимость этих производных от пространственно- временных координат, а в МКЭ аппроксимируются сами искомые функции, то есть рассматривается зависимость этих функций от пространственно-временных координат.

Методы сильно различаются и в способах построения сеток. В МКР, как правило, используются строго регулярные сетки, а особенности геометрии исследуемой области учитываются в граничных узлах. В МКЭ же, наоборот, расчленение исследуемой области на конечные элементы производится с учетом ее геометрической конфигурации. Общей проблемой обоих рассматриваемых методов является большая размерность результирующей системы алгебраических уравнений. Таким образом, можно констатировать, что, несмотря на формальное единство МКР и МКЭ, процедурные различия, связанные с разработкой на их основе программных комплексов для численного решения краевых задач на компьютерах, весьма велики: на базе МКЭ, как правило, удается разрабатывать программные комплексы массо-

вого использования, отличающиеся большей универсальностью, большими возможностями в описании сложных геометрических объектов, а преимуществом программных комплексов на базе МКР являются простота и большая экономичность.

Еще одним, получающим в самое последнее время все более широкое признание, методом численного решения краевых задач математической физики, и в частности, задач теплопроводности в твердом теле, является метод граничных элементов. Этот метод был разработан в университете г. Саутгемптон (Великобритания) на основе проведенных там исследований по классическим методам решения интегральных уравнений и конечным элементам.

Он базируется на понятии фундаментального (сингулярного) решения краевой задачи, которое соответствует функции источника, заданной в форме δ-функции Дирака. При этом конечные элементы используются для аппроксимации границы расчетной области, а аппарат классических решений интегральных уравнений применяется для внутренней части расчетной области.

В целом составление программ для МГЭ (метода граничных элементов) требует несколько больших затрат по сравнению с программированием МКЭ. Однако последующие расчеты по составленным программам с точки зрения пользователя оказываются проще, поскольку объем задаваемой входной информации много меньше, чем в МКЭ.

Рассматриваемый ниже один из численных методов расчета температурных полей, так называемый метод контурных интегралов, по-видимому, является одним из первых достаточно широко использовавшимся методом при расчетах теплового состояния горячих деталей ВГТ. Так, имеются сведения, что с использованием этого метода рассчитывались плоские температурные поля в поперечных сечениях охлаждаемых лопаток турбин первых отечественных ГТД (газотурбинных двигателей). Метод основан на приближенном решении интегральных уравнений, представляющих собой общий интеграл исход-

ного дифференциального уравнения с присоединенными к нему граничными условиями третьего рода. Для иллюстрации основных особенностей рассматриваемого МКИ (метода контурных интегралов), как обычно, решается двумерная стационарная задача теплопроводности с граничными условиями третьего рода:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}=0; \quad \frac{\alpha_Г}{\lambda}\left(T_Г - T_{ЛГ}\right)=\left.\frac{\partial T}{\partial n}\right|_Г; \quad \frac{\alpha_o}{\lambda}\left(T_{Лo} - T_o\right)=\left.\frac{\partial T}{\partial n}\right|_o, \quad (3.84)$$

где $T_Л$ и $\partial T/\partial n$ – соответственно температура и ее производная по нормали на границах контуров исследуемой двумерной области (рис. 3.34).

Поскольку искомая функция T(x, y), удовлетворяющая уравнению Лапласа (3.84) в рассматриваемой области, включая и ограничивающие ее контуры L_o и $L_Г$, является гармонической, то для нее возможно определение текущего значения в любой точке внутри области по ее контурным значениям $T_Л$ и нормалей производным на этих контурах $\partial T/\partial n$. Это следует из так называемой второй формулы Грина:

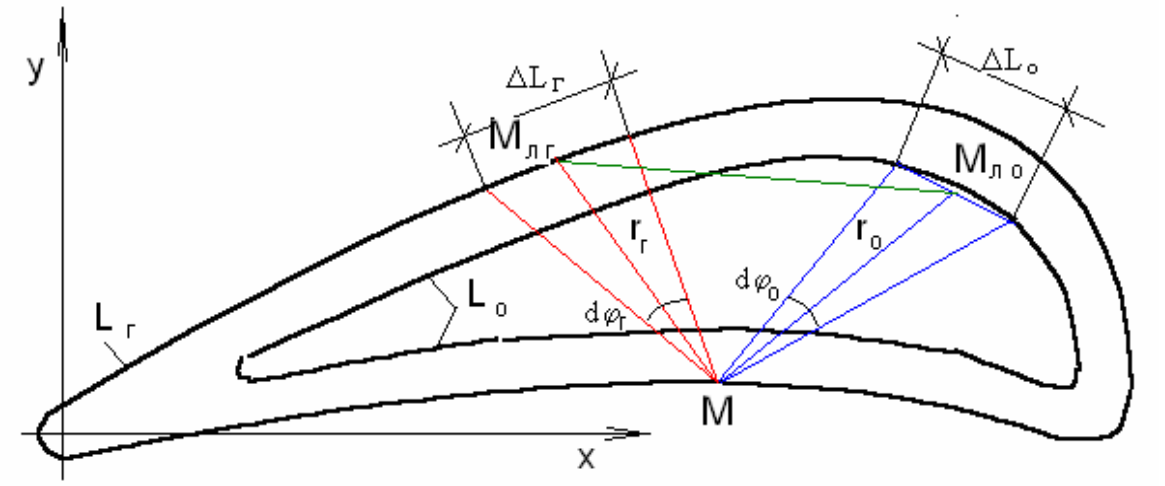


Рис. 3.34. Соотношения между основными параметрами геометрической конфигурации границ области расчёта двумерного температурного поля методом контурных интегралов

$$T = \frac{1}{2\pi}\oint_L \left[T_Л \frac{\partial}{\partial n}(\ln r) - \left.\frac{\partial T}{\partial n}\right|_Л \ln r \right] dL, \qquad (3.85)$$

связывающей значение функции (температуры) в некоторой фиксированной точке M(x, y) со значениями этой функции и ее производной в текущей точке $M_Л(x_Л, y_Л)$ на контуре с радиус-вектором для этих двух точек $r^2 = (x_Л - x)^2 + (y_Л - y)^2$. Производную по нормали от натурального логарифма радиус-вектора в первом слагаемом подынтегрального выражения можно представить в виде: $\frac{\partial}{\partial n}(\ln r)dL = \frac{\partial(\ln r)}{\partial r}\frac{dr}{dn}dL = \frac{1}{r}\cos(r,\wedge n)dL = \frac{1}{r}\frac{r d\varphi}{dL}dL = d\varphi$, где $d\varphi$ – элементарный угол между радиус-векторами, соединяющими точку M с концами элементарного участка контура dL (см. рис. 3.34), а производную по нормали от температуры на границе во втором слагаемом того же подынтегрального выражения можно переписать в соответствии с имеющимися граничными условиями (3.84) через коэффициент теплоотдачи и температурный напор $\partial T/\partial n\,|_Л = \alpha(T_C - T_Л)$. Тогда, с учетом сказанного, вместо выражения (3.85) можно получить:

$$T = \frac{1}{2\pi}\left[\oint_L T_Л d\varphi - \frac{1}{\lambda}\oint_L \alpha(T_C - T_Л)\ln r dL \right]. \qquad (3.86)$$

Отсюда становится видно, что для определения температуры в любой внутренней точке исследуемой области необходимо знать температуры на ее границах $T_Л$, которые, в свою очередь, можно рассматривать как предельное значение, полученное при приближении изнутри области к некоторому положению на ее границе. Таким образом, в общем случае выражение (3.86) справедливо для любых точек исследуемой области: как внутренних, так и граничных.

Полученное интегральное уравнение Фредгольма второго рода может быть решено любым численным методом с использованием формул приближенного интегрирования. Для этого наружная граница

расчетной области разделяется на $N_Г$ малых отрезков протяженностью $\Delta L_Г$, а внутренний контур - на N_o отрезков протяженностью ΔL_o (см. рис. 3.34). На каждом из выделенных участков $\Delta L_Г$ или ΔL_o подынтегральная функция аппроксимируется каким-либо простым соотношением, так что в зависимости от конкретного способа аппроксимации можно использовать различные формулы приближенного интегрирования (прямоугольников, трапеций, Симпсона и т. п.).

Таким образом, при использовании МКИ дифференциальное уравнение Лапласа в двумерной области сводится к интегральному уравнению типа Фредгольма второго рода для плоского контура, ограничивающего эту область, а решение двумерной задачи – к одномерной, заключающейся в определении интегралов вдоль линий.

Идея метода статистических испытаний, так называемого метода «Монте-Карло», состоит в решении задач вычислительной математики путем построения для каждой такой задачи некоторого случайного процесса с параметрами, равными искомым величинам этой задачи. При этом, приближенное определение этих величин происходит в результате наблюдения за случайным процессом и вычисления его статистических характеристик, приближенно равных искомым параметрам. Основное в этом методе – это совокупность приемов, позволяющих перейти от реальной вычислительной задачи к эффективно реализуемому на компьютере случайному процессу с конечным числом состояний и дискретным временем. Таким образом, вместо аналитического решения задачи моделируется некоторый случайный процесс. Для приближенного решения этой задачи используется статистическая оценка вероятности.

Следует отметить, что рассматриваемый метод статистических испытаний обладает рядом существенных особенностей, делающих его особенно привлекательным для численного решения краевых задач: 1) простота и однородность последовательности процедур; 2) использование малого числа промежуточных результатов; 3) высокая точность результатов, и, наконец, 4) возможность расчета температу-

ры в любой точке твердого тела без одновременного расчета температур во всех других внутренних точках.

Можно констатировать, что численные методы решения задач теплопроводности в твердых телах являются более универсальными по сравнению с аналитическими методами, поскольку при их использовании не приходится накладывать практически никаких ограничений на условия задачи. Вместе с тем, в случае применения численных методов задача ставится в конкретной числовой форме, что, конечно, предельно индивидуализирует ее решение и полностью исключает всякую возможность каких-либо обобщений.

3.6.2. Расчеты одномерных температурных полей охлаждаемых деталей высокотемпературных газовых турбин

Сведение пространственной задачи теплопроводности к одномерной и расчет одномерного температурного поля в плоской бесконечной стенке охлаждаемой детали высокотемпературной газовой турбины. В практике расчетов, связанных с определением температурных полей в охлаждаемых деталях газовых турбин, омываемых снаружи потоками горячего газа и охлаждаемых изнутри теплоносителем, протекающим по каналам различной конфигурации, чаще всего используются граничные условия третьего рода (3.81), так что в декартовых прямоугольных координатах исходная задача теплопроводности (3.76) записывается в форме:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial T}{\partial t} = \dfrac{\lambda}{c \times \rho} \nabla^2 T = a\left(\dfrac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \dfrac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \dfrac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \\ -\lambda \left. \dfrac{\partial T}{\partial n} \right|_{F0} = \alpha_o \left(T_{C \times 0} - T_o^* \right), \quad -\lambda \left. \dfrac{\partial T}{\partial n} \right|_{F\Gamma} = \alpha_\Gamma \left(T_\Gamma^* - T_{C \times \Gamma} \right), \end{cases} \tag{3.87}$$

где при переходе от (3.76) к (3.87) принято λ = const. Решение такой задачи в общей постановке, то есть с учетом сложной конфигурации деталей и переменности граничных условий на их поверхностях, представляет значительные трудности даже при использовании современных численных методов и новейшей вычислительной техники. Поэтому для практической реализации задачи (3.87) упрощаются.

Наиболее широко используемое упрощение – переход от трехмерной задачи (3.87) к двух- и одномерной, однако при этом приходится вводить довольно сильные допущения. Так, например, при переходе от решения задачи теплопроводности в трехмерной постановке к ее решению в двумерной постановке для охлаждаемых лопаток приходится вводить допущение об отсутствии тепловых потоков в продольном относительно пера лопатки направлении ($q_y = 0$), что дает возможность рассчитать двумерное распределение температур в любом поперечном сечении пера. А для решения задачи о тепловом состоянии охлаждаемого диска ротора турбины в одномерной постановке вводится допущение о постоянстве температуры по толщине полотна диска.

Если удается свести задачу теплопроводности к одномерной постановке, то для стационарных условий ($\partial/\partial t = 0$) она приобретает вид:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = 0, \quad \lambda \left.\frac{dT}{dx}\right|_{F0} = \alpha_o \left(T - T_o^*\right)_o, \quad \lambda \left.\frac{dT}{dx}\right|_{F\Gamma} = \alpha_\Gamma \left(T_\Gamma^* - T\right)_\delta . \qquad (3.88)$$

В этом случае интегрирование уравнения (3.88) осуществляется просто, если стенку считать плоской. Производя интегрирование уравнения (3.88), можно получить:

$$\frac{dT}{dx} = C_1, \quad T = C_1 x + C_2 , \qquad (3.89)$$

где постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются из граничных условий (3.88):

$$x = 0: \quad \lambda C_1 = \alpha_o \left(C_1 \times 0 + C_2 - T_o^* \right), \quad C_2 = \lambda C_1 / \alpha_o + T_o^*$$

$$x = \delta: \quad \lambda C_1 = \alpha_\Gamma \left(T_\Gamma^* - C_1 \delta - C_2 \right) = \alpha_\Gamma \left(T_\Gamma^* - C_1 \delta - \lambda C_1 / \alpha_o - T_o^* \right) =$$

$$= \alpha_\Gamma T_\Gamma^* - \alpha_\Gamma \times \delta \times C_1 - \alpha_\Gamma \times \lambda \times C_1 / \alpha_o + \alpha_\Gamma T_o^*$$

$$C_1 = \frac{\alpha_\Gamma \left(T_\Gamma^* - T_o^* \right)}{\lambda + \alpha_\Gamma \times \delta + \alpha_\Gamma \lambda / \alpha_o} = \frac{T_\Gamma^* - T_o^*}{\lambda \left(1/\alpha_\Gamma + \delta/\lambda + 1/\alpha_o \right)} = \frac{T_\Gamma^* - T_o^*}{\lambda k}$$

$$C_2 = \frac{\lambda}{\alpha_o} \frac{T_\Gamma^* - T_o^*}{\lambda k} + T_o^* \qquad T = \frac{T_\Gamma^* - T_o^*}{\lambda k} x + \frac{T_\Gamma^* - T_o^*}{\alpha_o k} + T_o^* =$$

$$= \frac{T_\Gamma^* - T_o^*}{\lambda k} \left(x + \frac{\lambda}{\alpha_o} \right) + T_o^*, \quad \frac{dT}{dx} = \frac{T_\Gamma^* - T_o^*}{\lambda k}; \quad \frac{d^2 T}{dx^2} = 0. \qquad (3.90)$$

Проверка:

$$x = 0: \ \lambda \left. \frac{dT}{dx} \right|_o = \lambda \frac{T_\Gamma^* - T_o^*}{\lambda k} = \alpha_o \left(\frac{T_\Gamma^* - T_o^*}{\alpha_o k} + T_o^* - T_o^* \right) = \alpha_o \frac{T_\Gamma^* - T_o^*}{\alpha_o k} = q,$$

$$x = \delta: \ \lambda \left. \frac{dT}{dx} \right|_\delta = \lambda \frac{T_\Gamma^* - T_o^*}{\lambda k} = \alpha_\Gamma \left[T_\Gamma^* - \frac{T_\Gamma^* - T_o^*}{\lambda k} \left(\delta + \frac{\lambda}{\alpha_o} \right) - T_o^* \right] =$$

$$= \alpha_\Gamma \frac{T_\Gamma^* - T_o^*}{k} \left(k - \frac{\delta}{\lambda} - \frac{1}{\alpha_o} \right) = \frac{T_\Gamma^* - T_o^*}{k} \alpha_\Gamma \frac{1}{\alpha_\Gamma} = q.$$

Таким образом, найдено точное аналитическое решение для одномерной стационарной задачи теплопроводности через бесконечную плоскую стенку (рис. 3.35).

Подставляя в полученное решение

$$T = \frac{T_{\Gamma}^{*} - T_{o}^{*}}{\lambda k}\left(x + \frac{\lambda}{\alpha_{o}} \right) + T_{o}^{*}$$

значения x = 0 и x = δ, можно получить величины температур стенки со стороны охладителя и газа соответственно:

$$T\left(x = 0\right) = T_{c.o} = \frac{q}{\alpha_{o}} + T_{o}^{*}, \qquad (3.91)$$

$$T\left(x = \delta\right) = T_{c.\Gamma} = T_{\Gamma}^{*} - \frac{q}{\alpha_{o}}. \qquad (3.92)$$

Пример расчета температурного поля несущей оболочки профильной части охлаждаемой лопатки соплового аппарата дефлекторного типа. Определенные выше в п. 3.2.6 и 3.4.4 распределения коэффициентов теплоотдачи по наружному (α_{Γ}) и внутреннему ($\alpha_{В}$) контурам обводов профильной части опытной охлаждаемой лопатки дефлекторного типа вместе с определенными в п. 3.3.4 расходами охлаждающего воздуха по отдельным каналам тракта охлаждения $G_{С}$ и $G_{К}$ позволяют теперь непосредственно приступить и к расчетам температурного поля в стенке охлаждаемой лопатки. При этом математическая модель для решения указанной задачи получается в результате введения следующих упрощений и допущений:

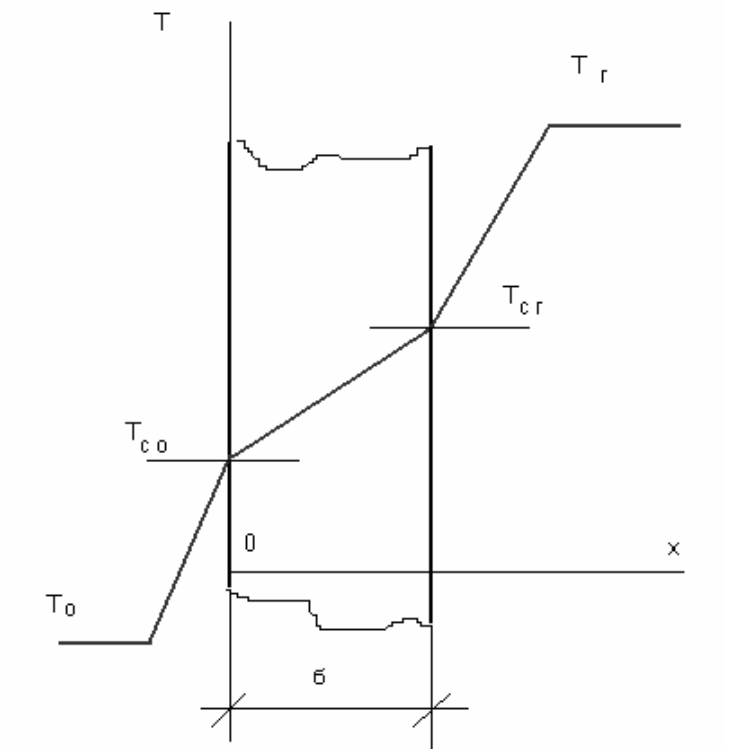


Рис. 3.35. Графическая иллюстрация к решению одномерной стационарной задачи теплопроводности для плоской бесконечной стенки с граничными условиями третьего рода на её поверхности

1. Температурное поле лопатки предполагается слабо изменяющимся по ее длине L, что дает возможность пренебречь тепловыми потоками вдоль пера лопатки и перейти от решения объемной задачи теплопроводности к плоской.

2. На плоском сечении профиля лопатки выделяются в соответствии с нанесенными ранее расчетными точками в общем случае криволинейные элементы в количестве, совпадающем с числом расчетных точек. При этом предполагается, что температурное поле в каждом элементе изменяется только в направлении его толщины δ, то есть является одномерным.

Таким образом, математическая модель, получаемая на основании указанных допущений, позволяет применять для расчета теплового состояния несущей стенки профильной части лопатки уравнения теплопередачи через бесконечную слабоискривленную стенку, то есть свести задачу к одномерной.

Согласно принятой расчетной схеме контур профиля лопатки со стороны газа делится на n частей (как правило, не менее 60) и каждой точке наружной поверхности профиля ставится в соответствие точка его внутренней поверхности. В результате указанного деления стенка лопатки разбивается на n криволинейных элементов с наружной длиной $\Delta x_Г$, внутренней длиной $\Delta x_В$ и толщиной $\delta_Л$, причем текущие значения указанных размеров в общем случае переменны вдоль контура профиля лопатки.

Локальные значения коэффициентов теплоотдачи на обеих сторонах выделенного элемента используются для расчета коэффициента теплопередачи через данный элемент:

$$k = \frac{L}{\frac{1}{\alpha_Г}\left(\frac{1}{k_Ф} + \frac{2B_i}{1+k_Ф}\right) + \frac{1}{\alpha_В}}, \qquad (3.93)$$

в котором $k_Ф = \Delta x_Г/\Delta x_В$ – коэффициент формы элемента; $Bi = \frac{\alpha_Г \times \delta_Л}{\lambda_Л}$ - критерий Био.

Входящий в этот критерий коэффициент теплопроводности материала стенки $\lambda_Л$ = 20 Вт/м×С задается по предварительным оценкам температуры стенки лопатки.

Расчет теплового состояния стенки охлаждаемой лопатки начинается с критической точки натекания струи охлаждающего воздуха, выходящей из отверстий в носике дефлектора, и ведется параллельно в направлении движения охлаждающего воздуха по щелевым каналам спинки и корытца. Последовательность расчета, совпадающая с направлением движения охлаждающего воздуха, позволяет учитывать его подогрев при подходе к очередному рассчитываемому элементу.

В процессе счета для каждого элемента определяется:

а) величина теплового потока от газа к охлаждающему воздуху

$$Q = k(T_Г - T_В)\Delta x_В; \qquad (3.94)$$

б) температура стенки лопатки с газовой и воздушной сторон

$$T_{Л\text{»}Г} = T_Г - \frac{Q}{\alpha_Г \times L \times \Delta x_Г},\ T_{Л\text{»}В} = T_В + \frac{Q}{\alpha_В \times L \times \Delta x_В}; \qquad (3.95)$$

в) подогрев охлаждающего воздуха на участке тракта охлаждения, соответствующем данному элементу стенки лопатки

$$\Delta T_В = \frac{Q}{c_р G_В}. \qquad (3.96)$$

Расчет по зависимостям (3.93)-(3.96) производится до сечения 5-6 (см. рис. 3.31), в котором происходит слияние потоков со стороны спинки и корытца. Вследствие различных расходов этих потоков, а также неравномерности подвода тепла по контуру лопатки, рассматриваемые потоки будут иметь различную температуру, а среднемассовую температуру после их смешения можно определить как:

$$T_В = \frac{G_к T_{Вк} + G_с T_{Вс}}{G_с + G_к}, \qquad (3.97)$$

где индексы к и с обозначают корытце и спинку соответственно.

Дальнейший расчет температуры стенки производится по зависимостям (3.93)-(3.95) по ходу течения охлаждающего воздуха, а подогрев воздуха определяется по сумме тепловых потоков со стороны спинки и корытца:

$$\Delta T_В = \frac{Q_с + Q_к}{c_р G_В}. \qquad (3.98)$$

Результатами проведенного расчета являются значения температур с обеих сторон стенки лопатки и температура охлаждающего воздуха по всему тракту охлаждения лопатки. Сопоставление результатов расчетов по изложенной методике с экспериментальными данными свидетельствует о ее достаточной точности.

Расчет температуры стенки охлаждаемой лопатки дефлекторного типа с помощью электронных таблиц Microsoft EXCEL. Как видно из представленных соотношений, предлагаемая методика расчета температурного поля в несущей стенке охлаждаемой лопатки дефлекторной конструкции является достаточно простой и может быть с успехом реализована с использованием стандартных вычислительных средств, например, с помощью такого широко распространенного продукта, как электронные таблицы EXCEL компании Microsoft.

В соответствии с идеологией этого пакета рабочее поле электронных таблиц EXCEL представляет собой прямоугольную таблицу, полученную делением листа горизонтальными и вертикальными линиями на отдельные клетки (ячейки), в которые и производится запись той или иной информации. Все данные вычислений оказываются скомпонованными в вертикальные столбцы (обозначаемые буквами латинского алфавита A, B, C, D и т. д.) и горизонтальные строки (обозначенные арабскими цифрами 1, 2, 3, и т. д.), так что каждая ячейка (клетка) таблицы может быть однозначно идентифицирована своим адресом, составленным, например, из буквы столбца и номера строки, на пересечении которых она находится. В каждую такую ячейку может быть введена определенная информация, представляющая либо текст, либо числовое значение, либо формулу, устанавливающую определенное правило преобразования данных в ячейках. При этом использование формул является базовым принципом работы электронных таблиц, а эффективность использования формул возрастает благодаря тому обстоятельству, что в них в качестве переменных могут быть использованы и адреса ячеек. Таким образом, указание в формулах ссылок на ячейки таблицы устанавливает связи между ними и открывает уникальную возможность автоматического пересчета данных, содержащихся в ячейках таблицы: при любом изменении значения или формулы электронная таблица выполняет пересчет всех значений, находящихся в связанных указанным образом (с помощью ссылок в формулах) ячейках таблицы. Указанное свойство электрон-

ных таблиц может с успехом быть использовано в инженерных расчетах для исследования влияния, вызванного изменением одного из значений, записанного в некоторой (влияющей) ячейке, на значения величин в связанных с данной (зависимых) ячейках таблицы.

В соответствии с имеющимися рекомендациями по использованию электронных таблиц EXCEL при проведении научных исследований и инженерных расчетов в области рабочего листа следует выделить отдельные подобласти, которые должны содержать некоторые общеупотребительные элементы расчетов.

Это, прежде всего, область заголовков, где размещается название таблицы и отдельных величин, используемых в ходе вычислений. Далее следует область входных величин, то есть значений, которые вводятся пользователем во время работы с таблицами. Выделяется также область значений параметров, то есть тех значений, которые используются в формулах, но остаются постоянными при изменении входных величин. Далее может быть выделена область формул, в которой представлены уравнения для производства вычислений на основе входных величин и значений параметров. И, наконец, формируется область результатов вычислений, где записываются вычисленные значения. Такое структурирование электронных таблиц позволяет наиболее рационально организовать потоки информации и делает результаты расчетов легко воспринимаемыми.

В рассматриваемом случае использования электронных таблиц EXCEL для проведения расчетов температурного поля в стенке охлаждаемой лопатки дефлекторной конструкции к параметрам расчетов относятся те величины, которые считаются не меняющими своего значения в ходе проведения вычислений. Это длина пера лопатки L [м]; коэффициент теплопроводности металла пера лопатки $\lambda_Л$ [Вт/мЖ]; теплоемкость охлаждающего воздуха $c_р$ [кДж/кгЖ] и температура газового потока $T_Г$ [С]. Эти величины записываются в 8-ю строку, начиная с первого ее столбца (рис. 3.36).

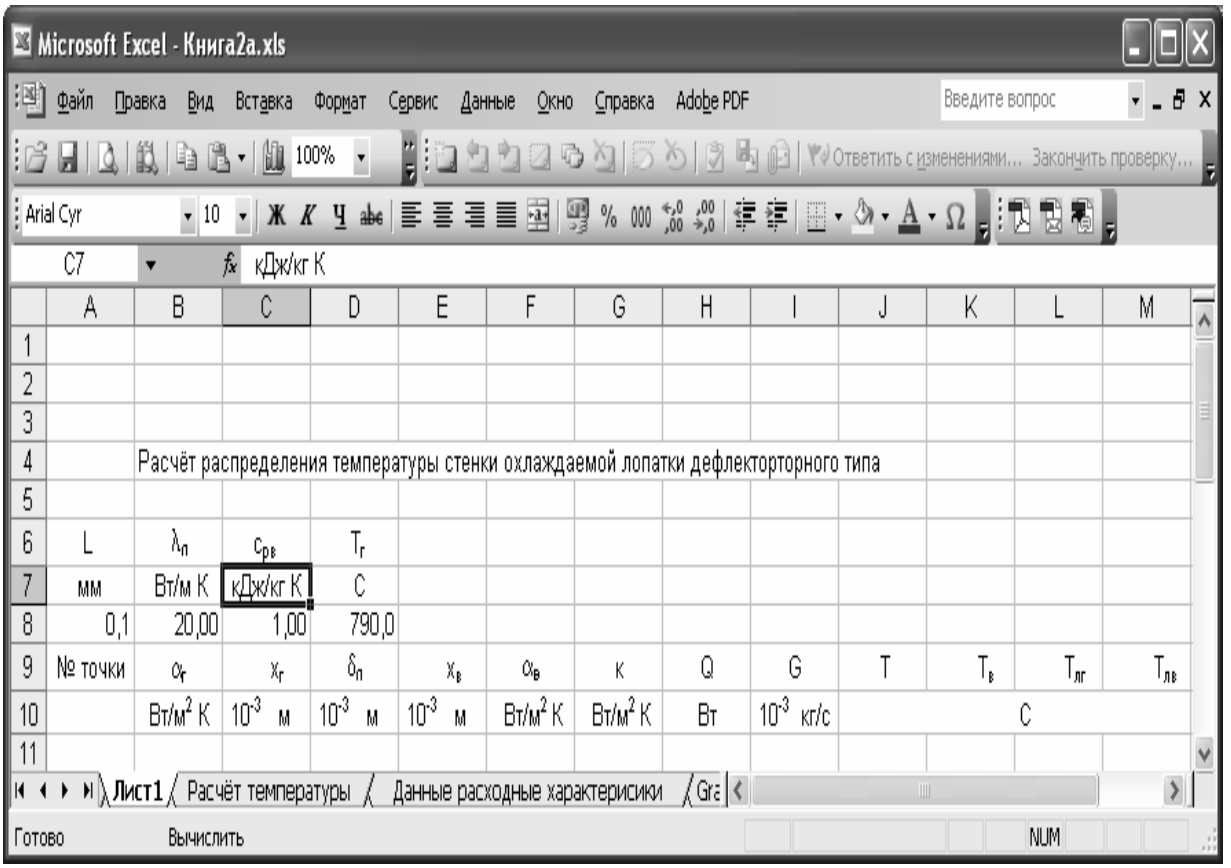


Рис. 3.36. Заголовок, область значений постоянных параметров и шапка электронной таблицы Excel для расчета температуры стенки охлаждаемой лопатки

Начальная температура охлаждающего воздуха $T_В$ [C] хотя и относится к неизменяющимся параметрам расчетов, но записывается непосредственно в область входных значений. Эта область формируется в прямоугольном диапазоне ячеек с координатами A11: F70, причем в строки 9 и 10, расположенные выше этого диапазона, вводятся заголовки столбцов и размерности величин в каждом из этих столбцов соответственно. В столбец А рассматриваемого диапазона входных значений вводятся номера расчетных элементов, выделенных в несущей стенке лопатки (см. рис. 3.23); в столбец В - значения коэффициентов теплоотдачи на наружных поверхностях этих элементов $\alpha_Г$ (со стороны газового потока), полученные тем или иным способом из рассмотренных выше в разделе 3.2; в столбец С записываются протя-

женности (длина) обводов этих элементов с наружной (газовой) стороны $\Delta x_Г$; в столбец D заносятся средние толщины этих элементов $\delta_Л$; аналогичным образом в столбцы E и F заносятся протяженности (длины) выделенных расчетных элементов с внутренней (воздушной) стороны $\Delta x_В$ и коэффициенты теплоотдачи на внутренних поверхностях этих элементов $\alpha_В$ (со стороны воздушного потока), полученные по методикам и рекомендациям, приведенным выше в разделе 3.4.

Отдельно в столбец I записываются значения расходов охлаждающего воздуха, протекающего вдоль внутренних поверхностей выделенных расчетных элементов стенки лопатки $G_В$ (рис. 3.37).

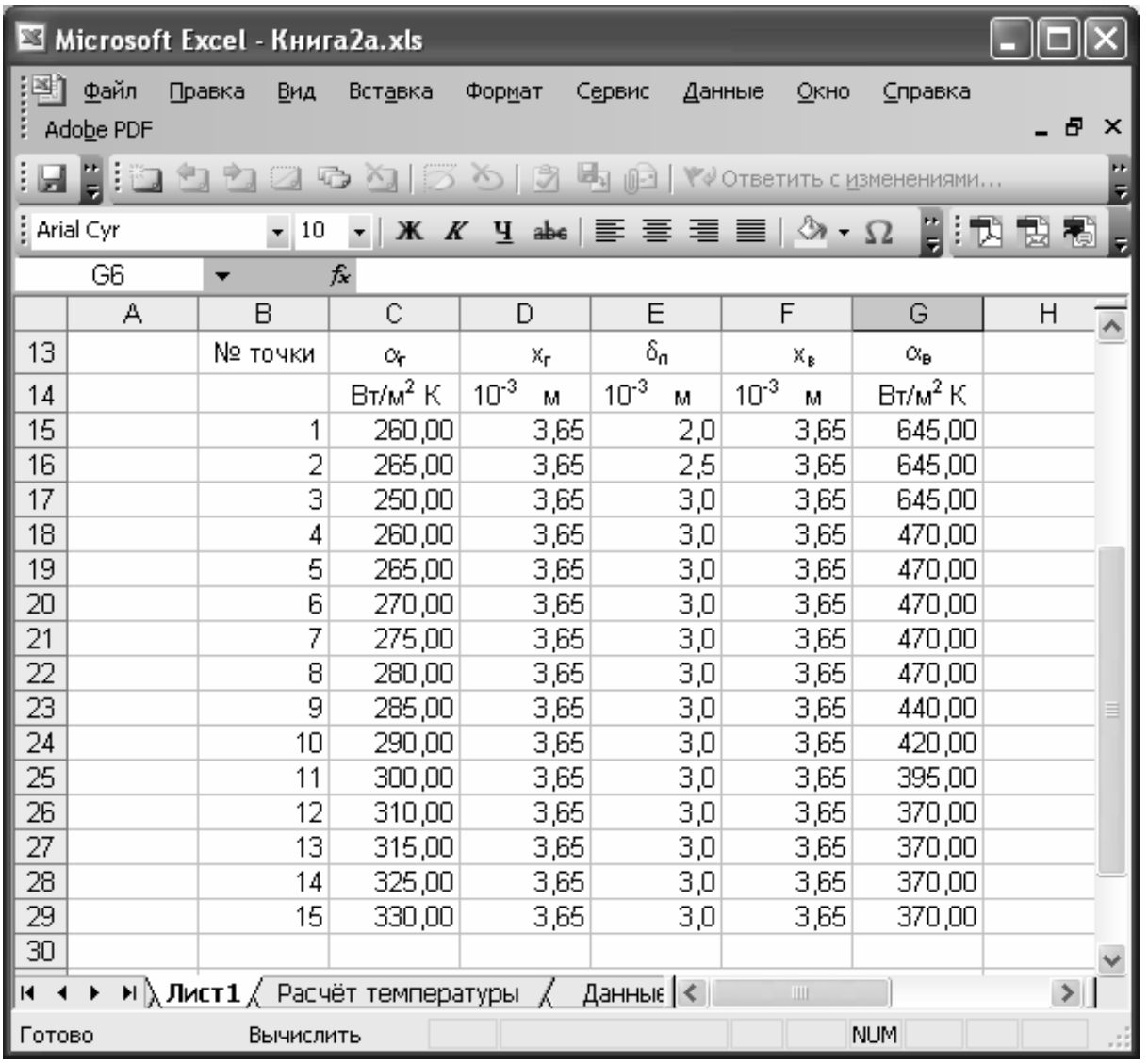
Эти расходы определены были ранее в п. 3.3.4 при гидравлическом расчете тракта охлаждения рассматриваемого примера дефлекторной лопатки и составляют для раздельных каналов охлаждения со стороны спинки и корытца соответственно величины $G_С$= 3,46 г/с и $G_К$= 3,84 г/с, а для каналов охлаждения в кормовой части профиля общий расход охлаждающего воздуха на лопатку G = 7,30 г/с.

Область формул, которая в составляемой таблице совпадает с областью результатов расчетов, состоит из двух прямоугольных подобластей, включающих диапазоны ячеек G11: H70 и J11: M70 соответственно. В первой из этих подобластей с использованием формул (3.93) и (3.94) рассчитываются коэффициенты теплопередачи k (столбец G) и величины теплового потока Q (столбец H), причем формула (3.93) в столбце для k записывается в развернутом виде и, например, для строки 11 имеет вид:

G11:=(1/(B11*C11)+2*D11/(B8)*(C11+E11)*10^3)+1/(F11*E11))^10^3/A8,

где в соответствии с принятой идеологией электронных таблиц EXCEL знак $ указывает на так называемую абсолютную ссылку. При записи этих формул следует воспользоваться таким инструментом EXCEL, как копирование формул, что реализуется в результате протягивания маркера заполнения (маленького квадрата, расположенного

в нижнем правом углу активной ячейки) до конца диапазона (столбца).



	A	B	C	D	E	F	G	H
13		№ точки	$\alpha_г$	$x_г$	$\delta_п$	$x_в$	$\alpha_в$	
14			Вт/м^2 К	10^{-3} м	10^{-3} м	10^{-3} м	Вт/м^2 К	
15		1	260,00	3,65	2,0	3,65	645,00	
16		2	265,00	3,65	2,5	3,65	645,00	
17		3	250,00	3,65	3,0	3,65	645,00	
18		4	260,00	3,65	3,0	3,65	470,00	
19		5	265,00	3,65	3,0	3,65	470,00	
20		6	270,00	3,65	3,0	3,65	470,00	
21		7	275,00	3,65	3,0	3,65	470,00	
22		8	280,00	3,65	3,0	3,65	470,00	
23		9	285,00	3,65	3,0	3,65	440,00	
24		10	290,00	3,65	3,0	3,65	420,00	
25		11	300,00	3,65	3,0	3,65	395,00	
26		12	310,00	3,65	3,0	3,65	370,00	
27		13	315,00	3,65	3,0	3,65	370,00	
28		14	325,00	3,65	3,0	3,65	370,00	
29		15	330,00	3,65	3,0	3,65	370,00	
30								

Рис. 3.37. Область входных значений для величин, используемых в электронной таблице Excel для расчета температуры стенки охлаждаемой лопатки

Во вторую из указанных подобластей результатов расчетов записываются оставшиеся формулы (3.95)-(3.98) проводимого расчета. При этом в столбце J (для вычисления величины подогрева охлаждающего воздуха по ходу его течения в тракте охлаждения) в ячейки с

24 до 57 записывается формула (3.96), учитывающая односторонний подвод тепла в щелевых каналах между дефлектором и стенкой лопатки, а в ячейки с 11 по 23 и с 58 по 70 записывается формула (3.98), учитывающая двусторонний подогрев охлаждающего воздуха при его течении в области смешения за кормой дефлектора (5-6-7) в плоском канала с системой штырей-турбулизаторов (7-8) и в щелевом выпускном канале (8-9) (см. рис. 3.31). В столбце K записываются формулы вида (3.96, 3.98), определяющие подогрев воздуха при его течении вдоль выделенных элементов стенки лопатки.

Причем, как видно из конкретного представления этих формул в составленной электронной таблице, подсчет температуры охлаждающего воздуха в строках таблицы, расположенных ниже 43-ей строки, соответствующей расчетной точке на профиле № 33, в которой происходит разделение общего потока охлаждающего воздуха на две части, ведется в направлении сверху вниз (с использованием температуры воздуха на предыдущем, расположенном вверх по потоку элементе), так что в этом случае направление вычислений в EXCEL естественным образом совпадает с направлением течения охлаждающего воздуха. Следовательно (во всяком случае, до строки № 57), не должны потребоваться какие-либо итерационные подходы к проведению таких расчетов.

Однако дело коренным образом меняется, когда ведутся подсчеты температуры охлаждающего воздуха у выделенных элементов на несущей стенке, соответствующих течению охлаждающего воздуха в щелевом канале у спинки профиля, где нумерация этих элементов и, следовательно, расположение строк таблицы, не совпадает с направлением течения охлаждающего воздуха. Это обстоятельство приводит к тому, что при определении текущей температуры охлаждающего воздуха в формулах столбца K выше 43-ей строки используется значение величины (температуры воздуха у расположенного выше по потоку выделенного элемента стенки), которая должна быть вычислена только в следующей строке, что не совпадает с естествен-

ным ходом расчетов табличного процессора EXCEL и требует использования итерационного счета. Указанное положение усугубляется еще и тем обстоятельством, что на участках тракта охлаждения, расположенных в задней части профиля (за кормой дефлектора), тепловой поток поступает к охлаждающему воздуху с двух сторон канала, что учитывается в расчетах его подогрева формулой (3.98), а при конкретной реализации этой формулы в разработанной таблице это приводит к появлению так называемых перекрестных ссылок.

Так, например, уже в строке № 11, соответствующей расчетному элементу № 1 на выходной кромке со стороны спинки лопатки, в ее столбце J записана формула J11: = (H11 + H70)/(I11*C8), имеющая ссылку на ячейку H70 строки № 70, отвечающей расчетному элементу № 60 на выходной кромке со стороны корытца профиля. Таким образом, указанные обстоятельства не позволяют использовать в данном расчете естественный порядок хода вычислений в электронной таблице (сверху вниз и слева направо) и заставляют обратиться к проведению итеративных вычислений. Для этого в диалоговом окне Параметры, вызываемом выбором команды Сервис ⇒ Параметры в строке главного меню, на вкладке Вычисления следует установить флажок Итерации и изменить величину относительной погрешности в поле Относительная погрешность до 0,01 (рис. 3.38).

Кроме этого, как видно из структуры разрабатываемой электронной таблицы, для расчета температурного состояния охлаждаемой лопатки дефлекторного типа после автоматизированной записи формул в столбец J для строк с 11-ой по 23-ю и с 58-ой по 70-ю с использованием механизма так называемого протягивания, реализуемого фиксацией указателя мыши на левом нижнем квадрате выделенной ячейке с формулой и затем перемещения этого указателя в расположенные ниже строки таблицы, необходима дополнительная коррекция отдельных слагаемых в этих формулах. Это обусловлено тем обстоятельством, что при автоматическом заполнении формулами друг под другом расположенных строк на указанном участке таблицы от-

носительные ссылки в формулах меняются с нарастающим итогом в направлении протягивания.

Так, например, при указанном способе заполнения столбца J при перезаписи формулы из строки 11, где она имеет вид (H11 + H70)/(I11⁎C8), в строку 12, она автоматически принимает вид (H12 + H71)/(I12⁎C8), что и влечет за собой необходимость указанной корректировки слагаемого H71 на H69. Такую корректировку в указанных выше строках рассматриваемого столбца J приходится осуществлять вручную, и ее результаты будут выглядеть так, как это показано на рис. 3.39.

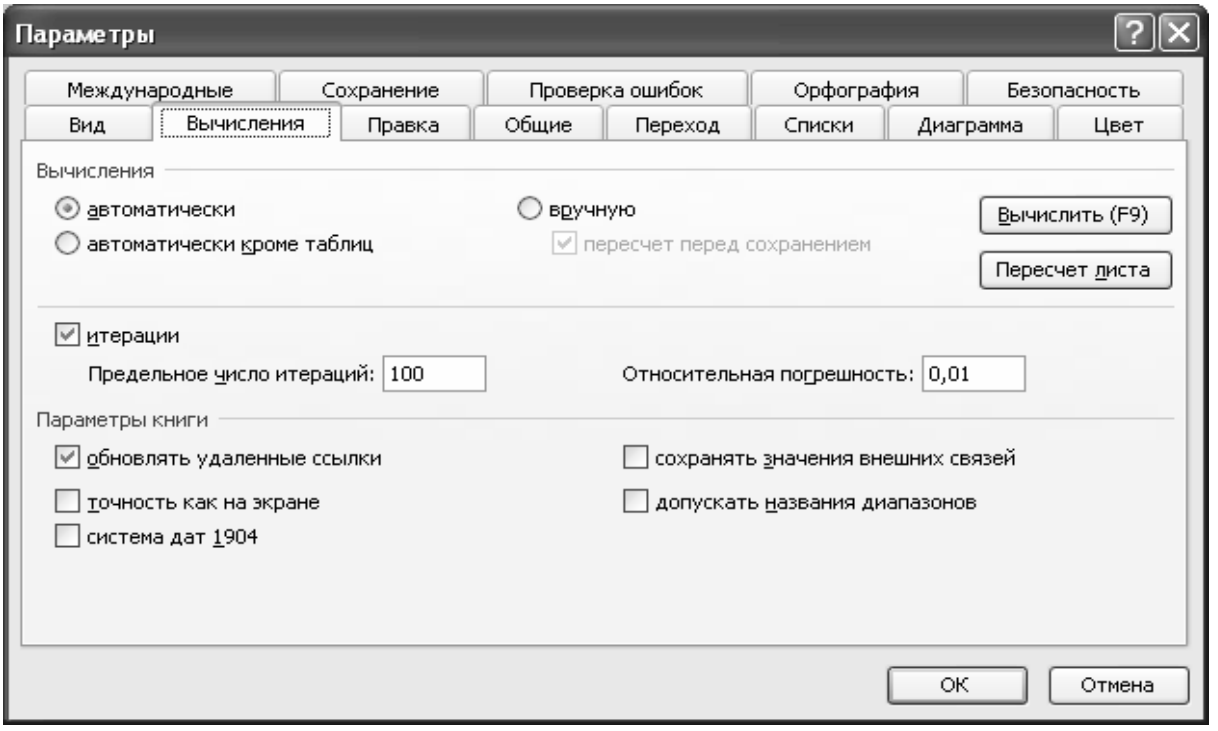


Рис. 3.38. Вид диалогового окна **Параметры** с раскрытой вкладкой *Вычисления*, используемой для установки флажка Итерации при проведении расчетов температуры стенки лопатки в электронной таблице Excel

Следует также иметь в виду, что в ячейках K23 и K57, соответствующих выделенным элементам на обводе профиля лопатки, возле которых происходит смешение потоков охлаждающего воздуха, обте-

кающего дефлектор лопатки с разных сторон, температуры охлаждающего воздуха рассчитывается по особым формулам (3.97), в которых учитывается полное перемешивание указанных потоков охлаждающего воздуха, вытекающих из щелевых каналов на спинке и корытце. Так, к примеру, для ячейки K23 указанная формула имеет вид: K23: = (K24×I24 + K57×I57)/(I24 + I57) + J23 и, конечно же, должна быть вписана индивидуально без использования механизма автоматизированного ввода.

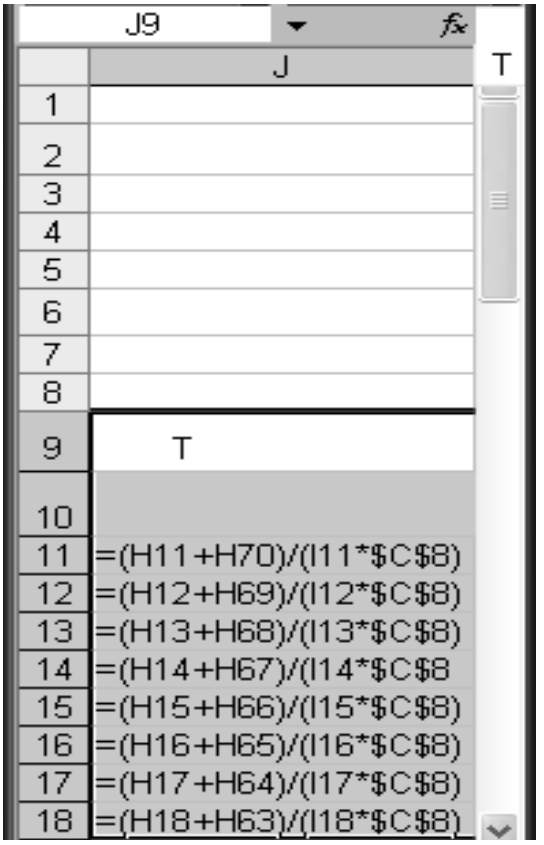


Рис. 3.39. Результаты ручной корректировки формул в столбце J электронной таблицы Excel для расчета температуры стенки охлаждаемой лопатки

И, наконец, в столбцы L и M рассматриваемой подобласти результатов вычислений должны быть введены формулы для определения собственно температур стенки охлаждаемой лопатки на ее внеш-

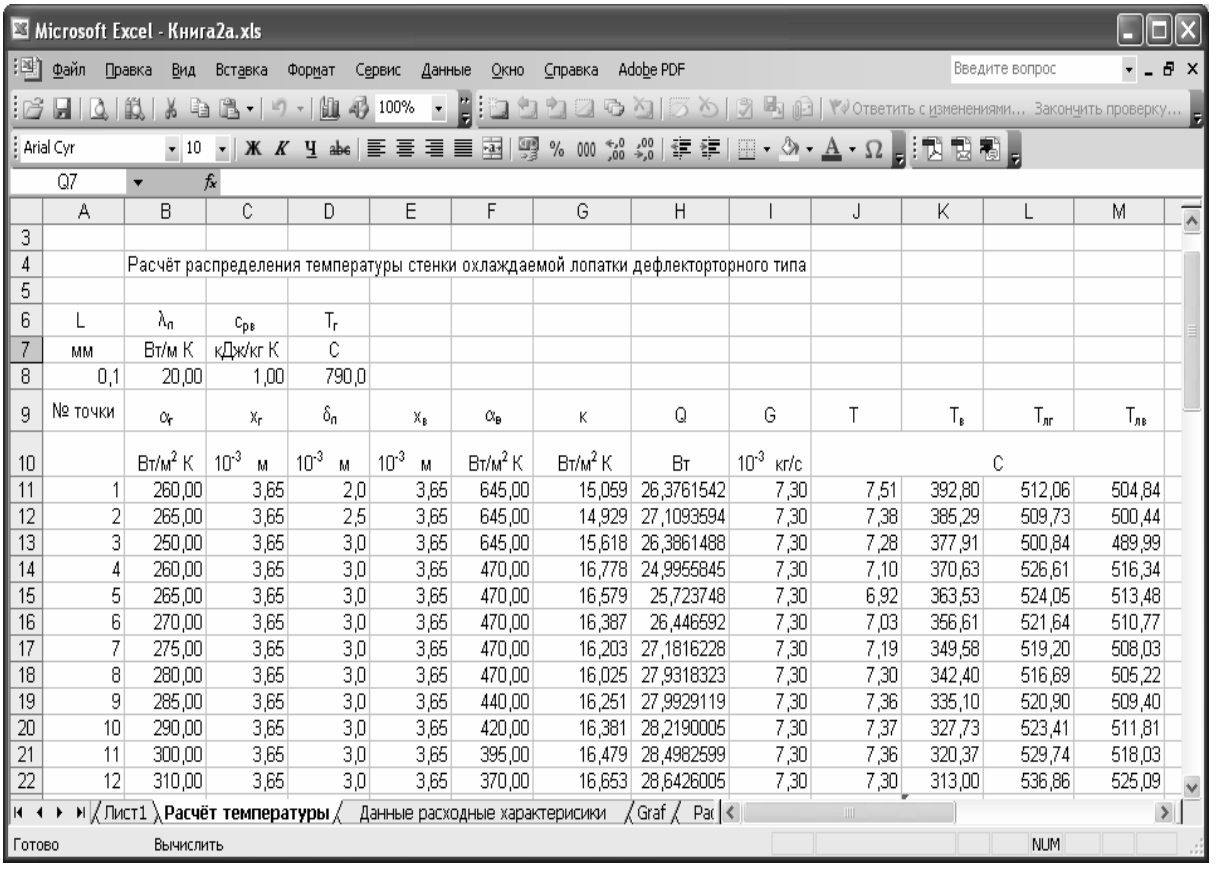
ней и внутренней сторонах (3.95). Ввод этих формул не вызывает каких-либо затруднений и может быть с успехом реализован с использованием указанного выше приема протягивания. Начальный фрагмент сформированной указанным способом таблицы для расчета температур в стенке охлаждаемой лопатки дефлекторного типа с занесенными в нее исходными данными для расчета и результаты расчетов представлены на рис. 3.40.

По представленным результатам видно, что запрограммированная указанным способом методика расчета распределения температуры в стенке охлаждаемой лопатки дефлекторного типа адекватно отражает все специфические особенности выбранной системы охлаждения лопатки и позволяет оперативно реагировать на изменение отдельных исходных данных расчета.

Кроме того, наличие в составе электронных таблиц EXCEL такого инструмента как Мастер диаграмм, позволяет оперативно отразить результаты расчетов на графике. Для этого следует после нажатия на стандартной панели инструментов кнопки Диаграмма в открывшемся диалоговом окне с названием Мастер диаграмм (шаг 1 из 4) в списке Тип выбрать вариант График, что вполне подходит для рассматриваемого нами случая, когда требуется построить распределение некоторых параметров вдоль обвода контура профиля, на котором принята равномерная разбивка на отдельные элементы. Поэтому в данном случае перед построением графиков распределений следует выделить тем или иным способом несвязный диапазон данных, которые подлежат графической интерпретации. Сюда, прежде всего, относятся столбцы A, L и M, в которых находятся нумерация расчетных точек и итоговые значения температур на внутренней и наружной поверхностях несущей стенки лопатки.

Для представления более детальных результатов расчета могут быть выделены столбцы B и F с данными по коэффициентам теплоотдачи $\alpha_Г$ и $\alpha_В$, а также столбец K с данными о температуре охлаждающего воздуха при его течении по каналам тракта охлаждения. Кроме

этого, на первом шаге построения графиков на вкладке Стандартные в списке Вид следует выбрать сглаженную кривую без отображения маркеров.



Microsoft Excel - Книга2а.xls

Расчёт распределения температуры стенки охлаждаемой лопатки дефлекторторного типа

	L	$\lambda_л$	$c_{рв}$	$T_г$								
	мм	Вт/м К	кДж/кг К	С								
	0,1	20,00	1,00	790,0								
№ точки		$\alpha_г$	$x_г$	$\delta_л$	$x_в$	$\alpha_в$	к	Q	G	T	$T_в$	$T_{лг}$	$T_{лв}$
		Вт/м^2 К	10^{-3} м	10^{-3} м	10^{-3} м	Вт/м^2 К	Вт/м^2 К	Вт	10^{-3} кг/с	С			
1		260,00	3,65	2,0	3,65	645,00	15,059	26,3761542	7,30	7,51	392,80	512,06	504,84
2		265,00	3,65	2,5	3,65	645,00	14,929	27,1093594	7,30	7,38	385,29	509,73	500,44
3		250,00	3,65	3,0	3,65	645,00	15,618	26,3861488	7,30	7,28	377,91	500,84	489,99
4		260,00	3,65	3,0	3,65	470,00	16,778	24,9955845	7,30	7,10	370,63	526,61	516,34
5		265,00	3,65	3,0	3,65	470,00	16,579	25,723748	7,30	6,92	363,53	524,05	513,48
6		270,00	3,65	3,0	3,65	470,00	16,387	26,446592	7,30	7,03	356,61	521,64	510,77
7		275,00	3,65	3,0	3,65	470,00	16,203	27,1816228	7,30	7,19	349,58	519,20	508,03
8		280,00	3,65	3,0	3,65	470,00	16,025	27,9318323	7,30	7,30	342,40	516,69	505,22
9		285,00	3,65	3,0	3,65	440,00	16,251	27,9929119	7,30	7,36	335,10	520,90	509,40
10		290,00	3,65	3,0	3,65	420,00	16,381	28,2190005	7,30	7,37	327,73	523,41	511,81
11		300,00	3,65	3,0	3,65	395,00	16,479	28,4982599	7,30	7,36	320,37	529,74	518,03
12		310,00	3,65	3,0	3,65	370,00	16,653	28,6426005	7,30	7,30	313,00	536,86	525,09

Лист1 | Расчёт температуры | Данные расходные характерисики | Graf | Pac

Готово Вычислить NUM

Рис. 3.40. Начальный фрагмент электронной таблицы Excel с исходными данными и результатами расчета температуры стенки лопатки

На втором шаге работы Мастера диаграмм, переход к которому осуществляется нажатием кнопки Далее вкладки первого шага Стандартные, на вкладке Диапазон данных в имеющемся там поле образца следует проконтролировать правильность расположения графиков, а на вкладке Ряд этого же окна дать содержательные наименования для линий графиков. После перехода к третьему шагу Мастера диаграмм на вкладках диалогового окна можно ввести название графика, подписи данных вдоль осей, а также другие параметры для придания завершенного вида построенным графическим зави-

симостям. Окончательное построение графиков реализуется на последнем, IV-ом шаге Мастера диаграмм, после выбора положения переключателя размещения графика нажатием кнопки Готово (рис. 3.41).

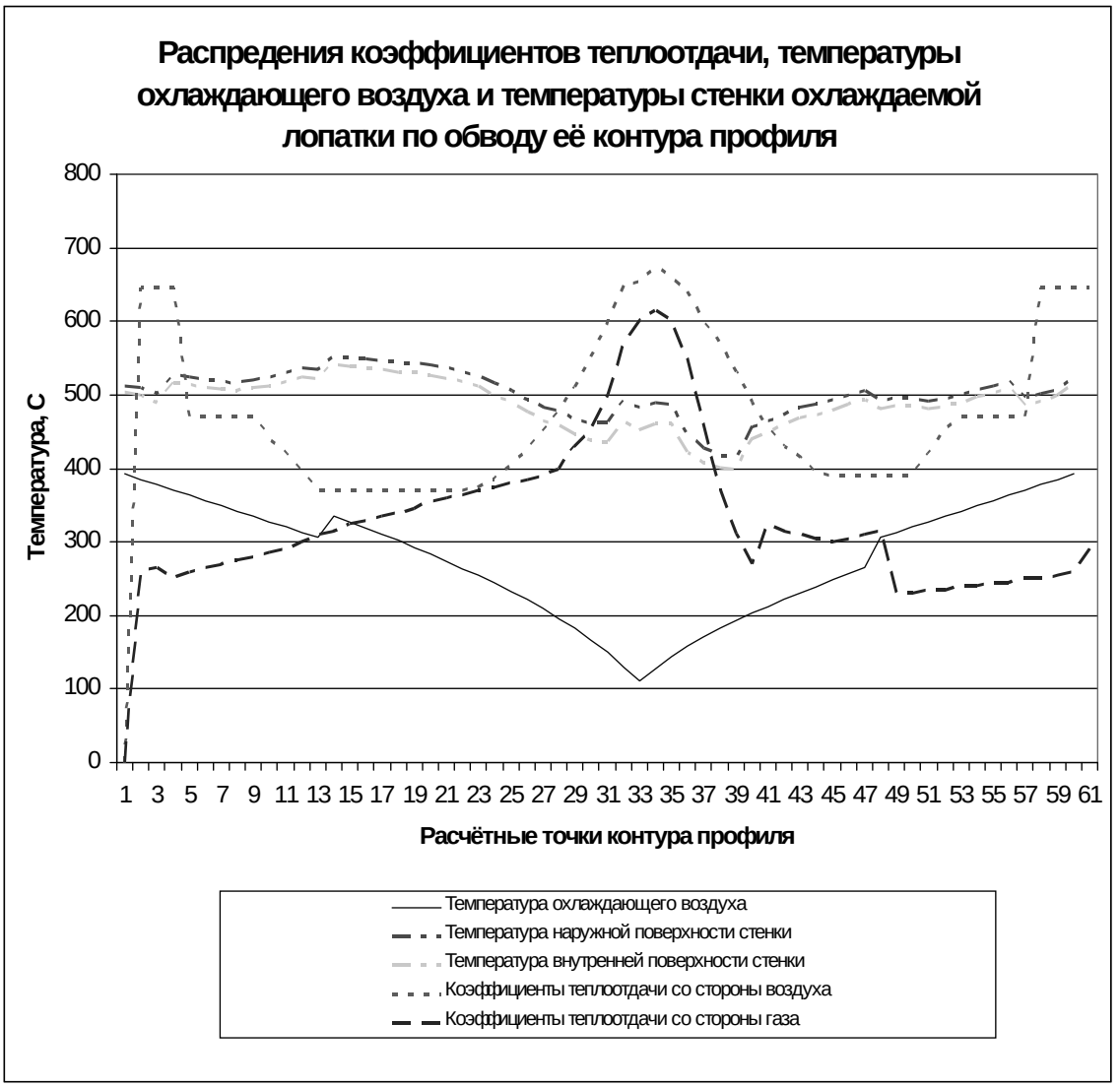


Рис. 3.41. Окончательный вид графического отображения результатов расчета температуры стенки охлаждаемой лопатки с помощью электронных таблиц Excel, построенного с помощью инструмента **Диаграмма**

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Арсеньев Л.В. Стационарные газотурбинные установки / Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин, И.А. Богов ; под ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. — Л.: Машиностроение, 1989 — 543 с.

2. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: учебник / В.Л. Иванов [и др.]; под ред. А.И. Леонтьева. — М.: Изд.-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. — 592 с.

3. Цанев С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева. — М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 584 с.

4. Энергетические машины. Теплообмен в системах охлаждения газовых турбин: учеб. пособие / Под ред. В.А. Рассохина, В.Г. Полищука. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 295 с.

5. Энергетические машины. Охлаждение элементов высокотемпературных газовых турбин: учеб. пособие / Под ред. В.А. Рассохина, В.Г. Полищука. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 223 с.

Андреев Константин Дмитриевич,
Оленников Сергей Юрьевич,
Полищук Владимир Григорьевич,
Рассохин Виктор Александрович,
Соколов Николай Павлович

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ГАЗО- И ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Лицензия ЛР № 020593 от 07.08.97

Налоговая льгота – Общероссийский классификатор продукции

ОК 005-93, т. 2; 95 3005 – учебная литература

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Печать цифровая

Усл. печ. л. 13. Уч.-изд. л. 13. Тираж 35 экз. Заказ

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного авторами в цифровом типографском центре Издательства Политехнического университета:

195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.

Тел. (812) 540-40-14

Тел./факс: (812) 927-57-76