

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ  
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

*Е.П. КОЧЕРОВ, Е.Л. МИХЕЕНКОВ*

ОХЛАЖДЕНИЕ СТУПЕНЕЙ ТУРБИН  
АВИАЦИОННЫХ ГТД

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета  
в качестве учебного пособия*

САМАРА  
Издательство СГАУ  
2007

УДК 621.431.75 (075)

ББК 39.55

К755



Инновационная образовательная программа "Развитие центра компетенции и подготовка специалистов мирового уровня в области аэрокосмических и геоинформационных технологий"

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. С.В. Фалалеев  
нач. отд. КБ ГТД ОАО «Моторостроитель» В.С. Зюков

**Кочеров Е.П.**

К755 **Охлаждение ступеней турбин авиационных ГТД:** учебное пособие /  
Е.П. Кочеров,  
Е.Л. Михеенков – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007., - 168 с. : ил.

**ISBN 978-5-7883-0508-0**

Учебное пособие содержит краткие сведения об основных принципах проектирования охлаждаемых лопаток газовых турбин, являющихся одними из самых напряженных элементов газотурбинных двигателей. Приводятся сведения о требованиях к материалам и о нагрузках при работе лопаток газовых турбин. Даются общие сведения о температуре газов на выходе из основных камер сгорания. Приводятся сведения об основных условиях теплообмена со стороны газа и в каналах охлаждения лопаток. Кратко излагаются сведения об основных типах охлаждения лопаток газовых турбин. Приводятся сведения об опыте проектирования лопаток в различных фирмах, занимающихся разработкой и доводкой по надежности лопаток высокотемпературных ГТД. Даются сведения о нормах прочности, которыми обязаны руководствоваться отечественные разработчики двигателей летательных аппаратов.

Пособие разработано на кафедре теплотехники и тепловых двигателей СГАУ и предназначено для студентов, обучающихся по курсам «Теплопередача», «Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок», «Теория и расчет лопаточных машин АД и ЭУ» и для проведения второй производственной практики студентов специальности 160301.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Условные обозначения.....	5
Критерии подобия .....	6
1 Введение.....	7
1.1 Основные этапы жизненного цикла газотурбинных двигателей.....	7
1.2 Особенности работы и проектирования лопаток турбины современных ГТД .....	9
2 Профилирование лопаток турбин.....	10
2.1 Профилирование лопаток и каналов решеток турбин .....	10
3 Расчетные напряжения от рабочих нагрузок в сечении лопаток газовых турбин.....	17
3.1 Напряжения от центробежных и газовых сил в сечении лопатки турбины .....	17
3.2 Напряжения в сечении неравномерно нагретой лопатки .....	18
4 Температуры газа и тепловые потоки в лопатках газовых турбин .....	22
4.1 Термодинамические характеристики температур газа на выходе из камеры сгорания.....	22
4.2 Температурная неравномерность газового потока на выходе из камеры сгорания.....	22
5 Материалы деталей газовых турбин. Прочностные свойства.....	26
5.1 Основные требования, предъявляемые к материалам горячей части ГТД.....	26
5.2 Создание материалов, работающих при высоких температурах.....	27
5.3 Общие представления о металлах.....	32
5.3.1. Статическое – одноразовое деформирование.....	
5.3.2. Длительное статическое нагружение	
5.3.3. Циклическое нагружение	
5.3.4. Многоцикловое нагружение	
5.3.5. Малоцикловое нагружение	
5.3.6. Стали	
5.3.7. Жаропрочные и жаростойкие сплавы	
5.3.8. Титановые сплавы	
5.3.9. Алюминиевые сплавы	
5.3.10. Магниевого сплавы	
5.4 Длительная прочность материалов газовых турбин .....	60
5.5 Способы приближенного определения характеристик длительной прочности.....	63
5.6 Критерии прочности.....	67
5.6.1. Коэффициенты запаса прочности по нагрузкам (несущей способности)	
5.6.2. Коэффициенты запаса (местной) прочности по напряжениям	
5.6.3. Запас по местной прочности – $K_m$	
5.6.4. Теория максимальных нормальных напряжений	
5.6.5. Теория максимальных касательных напряжений	
5.6.6. Теория максимальной энергии формоизменения	
5.6.7. Запас по сопротивлению усталости – $K_v$	
5.6.8. Коэффициенты запаса по долговечности	
5.6.9. Нормирование деформаций.	
5.6.10. Нормирование перемещений.	
5.6.11. Нормирование запасов по условиям работы.	
5.6.12. Многокомпонентное или многофакторное нагружение	
5.7 Основные жаропрочные сплавы, применяемые в авиации .....	97
6 Возможность оптимизации температурного поля в сечении рабочей лопатки турбины .....	103
6.1 Температурные напряжения, их особенность .....	103
6.2 Напряжения в сечении неравномерно нагретой лопатки .....	105
6.2.1 Перераспределение напряжений в сечении лопатки из-за температур .....	106
6.2.2 Нормы прочности для лопаток авиационных двигателей.....	107

6.2.3 Допустимый с точки зрения прочности разброс температур в сечении лопатки	107
6.2.4 Система тепловых потоков в охладитель по профилю лопатки.....	109
6.2.5 Линейная оптимизация тепловых потоков со стороны охладителя.....	111
7 Основные сведения о тепловом состоянии лопаток газовых турбин.....	112
7.1 Общие условия работы лопаточных венцов турбин.....	112
7.1.1 Локальные коэффициенты теплоотдачи со стороны газа к профилю лопатки....	116
7.2 Типы охлаждения лопаток газовых турбин.....	128
7.2.1 Конвективная схема охлаждения лопаток.....	129
7.2.2 Пленочная схема охлаждения лопаток.....	135
7.2.3 Проникающее (пористое) и вафельное охлаждение.....	139
7.2.4 Показатели эффективности охлаждения лопаток.....	143
7.3 Выбор схемы охлаждения лопаток.....	147
7.4 Опытные-экспериментальные исследования элементов охлаждения и лопаток турбин на установках и в составе двигателя.....	150
7.5 Отечественный и зарубежный опыт проектирования охлаждаемых лопаток турбины.....	153
7.6 Опыт доводки охлаждаемых лопаток турбины.....	156
7.6.1 Доводка охлаждаемой рабочей лопатки турбины.....	156
7.6.2 Доводка охлаждаемой сопловой лопатки первой ступени турбины.....	157
8 Пример проектирования рабочей лопатки.....	161
Список литературы.....	167

## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$r, R$  – радиус, м;  
 $d, D$  – диаметр, м;  
 $\ell, L$  – характерный геометрический размер, длина, м;  
 $\delta$  – толщина, м;  
 $h, H$  – высота, м;  
 $F$  – площадь поверхности, м<sup>2</sup>;  
 $f$  – площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>;  
 $\tau$  – время, с; касательные напряжения, Па;  
 $t$  – температура, °С;  
 $T$  – температура, К;  
 $t_c$  – температура поверхности, °С;  
 $t_{ж}$  – температура жидкости, °С;  
 $\delta t$  – изменение температуры жидкости в направлении ее движения, °С;  
 $\Delta t$  – температурный напор, разность температур, °С;  
 $\vartheta$  – избыточная температура, °С; коэффициент эффективности охлаждения;  
 $p$  – давление, Н/м<sup>2</sup>, бар;  
 $\Delta p$  – перепад давлений, Н/м<sup>2</sup>;  
 $G$  – расход жидкости, газа, кг/с;  
 $V$  – объем, м<sup>3</sup>, или объемный расход, м<sup>3</sup>/с;  
 $m$  – масса вещества, кг;  
 $w$  – скорость, м/с;  
 $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  
 $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\beta$  – температурный коэффициент объемного расширения, 1/°С, 1/К; угол;  
 $c_p; c_v$  – изобарная и изохорная теплоемкости, Дж/(кг·°С);  
 $i$  – энтальпия, Дж/кг;  
 $\mu = \nu / \rho$  – коэффициент вязкости, Н·с/м<sup>2</sup>;  
 $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;  
 $S$  – дуга контура, м;  
 $Q$  – тепловой поток, Вт;  
 $q$  – удельный тепловой поток, плотность потока, Вт/м<sup>2</sup>;  
 $q_\ell$  – линейная плотность теплового потока, Вт/м;  
 $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С);  
 $a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;  
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  
 $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);

## КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ

$Re = w\ell/\nu$  – критерий Рейнольдса;

$Pr = \mu c_p/\lambda = \nu/a$  – критерий Прандтля;

$Eu = \Delta p/\rho w^2$  – критерий Эйлера;

$Nu = \alpha\ell/\lambda$  – критерий Нуссельта;

$Pe = Re \cdot Pr = w\ell/a$  – критерий Пекле;

$Nu/Pe = \alpha/c_p\rho w$  – критерий Стантона.

## **1. ВВЕДЕНИЕ**

## 1.1. Основные этапы жизненного цикла газотурбинных двигателей

Проектирование лопаток турбины входит в цепочку этапов жизненного цикла двигателей. Основными из них являются:

1. Разработка тактико-технических требований к создаваемому двигателю.

Этот этап исполняет головной научно-исследовательский институт заказчика. На этом этапе определяется целевое назначение двигателя и основные параметры по мощности, удельным показателям, ресурсу и показателям надежности. Эти требования привязаны к характеристикам основного объекта, в составе которого планируется использование разрабатываемого двигателя в качестве основной или вспомогательной силовой установки.

2. Разработка технического задания на разработку двигателя.

Этот этап исполняет проектная организация, получившая задание на проектирование двигателя. В ТЗ конкретизируются параметры двигателя - термодинамические характеристики, основные принципы регулирования и диапазон использования двигателя (по высотам и скоростям полета для авиационных ГТД, по климатическим условиям). В ТЗ оговариваются виды топлива и смазочных материалов, применяемых в двигателе.

Оговариваются сведения по элементам жизнеобеспечения двигателя в составе объекта - устройства запуска, смазки и охлаждения и др. ТЗ согласуется с заказчиком. При необходимости приложением к ТЗ является схема кооперативных связей при изготовлении и эксплуатации двигателя.

3. Разработка проекта двигателя.

4. Изготовление опытно-промышленной партии с подтверждением основных параметров в стендовых условиях завода-изготовителя.

5. Государственные или межведомственные испытания двигателей в составе объекта.

6. Серийное производство двигателей.

7. Эксплуатация и межресурсный ремонт двигателей.

8. Решение о прекращении серийного производства.

9. Решение о прекращении эксплуатации двигателей.

Таким образом, проектирование двигателя и его элементов относится к третьему этапу жизненного цикла двигателя. При создании лопаток должны быть удовлетворены требования обеспечения всех этапов жизненного цикла двигателя.

Начиная с середины XX века наметилась устойчивая тенденция непрерывного роста параметров цикла работы газотурбинных двигателей: степени повышения давления и максимальной температуры газов. Это обеспечивает постоянный рост удельных параметров работы ГТД и в первую очередь КПД цикла. Имеется оптимальное сочетание уровня максимальной температуры газа и степени повышения давления в цикле ГТД.

Увеличение максимальной температуры газа цикла отрицательно сказывается на ресурсе силовой установки и надежности ее работы. Но рациональным выбором материалов деталей, работающих в зоне максимальных температур воздуха и газа, а также при обеспечении эффективного охлаждения деталей горячей зоны двигателей удается обеспечивать заметный темп роста температур воздуха и газов цикла ГТД.

Рост температур цикла ГТД обеспечивается развитием прочностных свойств конструкционных материалов, технологии изготовления и создания защитных покрытий на поверхности деталей горячей зоны двигателя. Но темп роста прочностных свойств материалов и обеспечиваемый этим рост температуры газов остаётся ниже требуемого



темпа увеличения температур газов по тракту двигателей.

Дальнейший рост температур газов обеспечивается снижением рабочих температур тела деталей ГТД за счет развития охлаждения наиболее напряженных элементов двигателей, работающих в условиях максимальных температур газов. Повышение эффективности охлаждения лопаточных венцов турбин является актуальнейшей задачей проектирования, производства и доводки современных высокотемпературных ГТД.

Особенностям проектирования охлаждаемых лопаток турбин высокотемпературных ГТД от проекта двигателя, проекта турбины и до выпуска рабочих чертежей лопаток посвящается данное учебное пособие.

## 1.2. Особенности работы и проектирования лопаток турбины современных ГТД

Лопатки и лопаточные венцы турбин современных силовых установок являются одними из важнейших элементов ГТД, обеспечивающих самые высокие показатели с точки зрения термодинамики цикла, и в то же время являются их самыми напряженными элементами. При создании и доводке лопаток турбин приходится находить компромиссные решения, удовлетворяющие многим требованиям:

- обеспечение высоких газодинамических показателей организации потока газов;
- обеспечение термодинамики расширения рабочего тела цикла ГТД за счет специального профилирования трактовых поверхностей лопаток;
- обеспечение требований прочности и надежности работы;
- обеспечение минимальных весовых характеристик лопаточных венцов;
- обеспечение устойчивости к многочисленным факторам как силового, так и температурного воздействия;
- обеспечение устойчивости к нестационарным нагрузкам из-за следов от предыдущих ступеней;
- обеспечение устойчивости к цикловым нагрузкам от переходных режимов работы силовых установок;
- отстройка по частотам собственных колебаний и возбуждающих сил;
- минимизация затрат энергоресурсов и конструктивных устройств (их массы и сложности) на охлаждение лопаток.

Этот перечень можно продлить и далее, но даже это простое перечисление требований говорит о неоднозначности решений о форме, размерах и конструктивных решениях геометрии лопаток турбин и особенно при необходимости охлаждения их.

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

- 1.1. Из каких этапов состоит жизненный цикл ГТД?
- 1.2. Какова роль ТТТ в жизненном цикле ГТД?
- 1.3. Какова роль ТЗ на двигатель?
- 1.4. Особенности проектирования лопаточных венцов турбин ГТД?

## **2. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТОК ТУРБИН**

## 2.1. Профилирование лопаток и каналов решеток турбин

Общие подходы к проектированию лопаток и каналов решеток в турбине.

1. Сечения лопаток и каналов представляют собой развертки цилиндрических поверхностей на нескольких выбранных из удобства построения и контроля при изготовлении лопаток радиусах от ножки до периферии лопаток. Это явное искажение струек тока, как это можно понять из внимательного рассмотрения продольного сечения канала турбины. Более справедливо было принимать конические поверхности для построения профилей лопаток и каналов, но технологически контроль изготовления лопаток в конических сечениях обеспечить намного сложнее. Упрощают дело, принимая цилиндрические сечения каналов и профилей по высоте лопатки.

2. По условиям работы все профили и каналы решеток делятся на активные и реактивные. Такое деление связано с распределением статического давления по сечениям ступени турбины. Если весь перепад статического давления срабатывается в сопловой решетке (степень реактивности равна нулю), то статические давления газа на входе и выходе рабочей решетки равны. Это сказывается на характеристике проходного сечения канала от входа к выходу в рабочей решетке - скорость течения и площадь проходного сечения неизменна от входа к выходу, меняется только направление движения потока. При наличии реактивности должен обеспечиваться разгон потока и в рабочей решетке - канал имеет сужающийся характер от входа к выходу. Растут в этом направлении и скорости потока.

3. Основными параметрами потока, определяющими геометрию профиля лопатки, являются углы входа и выхода. Под углом входа понимают или расчетный угол входа (именно его мы имеем по результатам газодинамического расчета) или действительный угол потока в реальной решетке. Разность этих углов называют углом атаки. Вводить угол атаки приходится в том случае, если по условиям работы турбины необходимо обеспечить широкий диапазон расчетных условий (например, частот вращения ротора или изменения расхода рабочего тела). Угол выхода потока, как правило, мало изменяется от угла атаки.

4. Геометрически профиль характеризуется следующими размерами - хордой лопатки, шагом решетки (доля дуги окружности, соответствующей диаметру рассматриваемого сечения, на одну лопатку), радиусами входной и выходной кромок, а также максимальной толщиной профиля и ее месторасположением от входа к выходу решетки.

5. Межлопаточный канал должен с минимальными потерями обеспечивать течение рабочего тела и, по возможности, плавное изменение скоростей обтекания по выпуклой и вогнутой поверхностям профилей. Это в существенной степени определяет развитие пограничного слоя на лопатках, сохранение устойчивости режима течения в нем. Геометрически это обеспечивается величиной так называемого относительного шага или густоты решетки - отношения шага решетки к ее хорде. Для сопловых решеток на среднем диаметре  $(t/b)_{orr} = 0,7...1,0$ , а для рабочих решеток  $(t/b)_{orr} = 0,6...0,8$ .

6. После профилирования лопаток по всем сечениям от корня к периферии профили взаимно располагают, согласуя их положение. Особенно важно такое согласование расположения сечений для рабочих лопаток - создается направленный вынос центров тяжести сечений относительно корневого, что позволяет создавать массовые силы, уравнивающие воздействие газовых сил на одном или нескольких режимах работы. Сетка координат точек по выпуклой и вогнутой поверхностям для всех сечений единая. Базой принимается, как правило, корневое сечение лопатки. За ось  $X$  принимается касательная к хорде, а ось  $Y$  перпендикулярна к оси  $X$ . Начало координат - касательные к радиусу входной кромки базового сечения. Возможны и другие оси координат. Шаг по оси  $X$  зависит от размера хорды и необходимого числа точек для контроля профиля при изготовлении.

7. Линии обвода профилей проверяют по третьей или четвертой производной зависимости

$Y = f(X)$ . Эту процедуру называют "выглаживанием" профилей. Должна обеспечиваться плавность переходов от одной координаты по  $X$  к другой за счет коррекции координат по  $Y$ .

8. В межлопаточных каналах не допускаются местные диффузорные участки. Канал должен монотонно уменьшаться по проходному сечению от входа к выходу.

9. Профили охлаждаемых лопаток турбины должны обеспечивать размещение каналов или устройств охлаждения в сплошной или полый лопатке. Это накладывает свои требования.

10. Соотношение площадей сечений лопаток определяет способность лопатки сопротивляться высокочастотным нагрузениям, связанным с пересечением струй высокоскоростного потока газов с препятствиями в виде лопаточных венцов.

Каждая конструкторская фирма имеет свои традиции по профилированию лопаток и каналов, выбирая кривые для соединения точек профиля. В конечном итоге, профилирование лопаток лежит на грани науки и искусства.

Пример вида профилей рабочих лопаток приведен в [10].

В приведенном на [рис.2.1](#) способе задания координат профиля предполагалось получение профиля вогнутой части (корытца) лопатки обработкой заготовки на фрезерном станке конической или цилиндрической фрезами. Заготовки, как правило, изготавливались штамповкой. Лопатки получали обработкой на металлорежущих станках с последующей ручной полировкой и доводкой стыков изготовления средней части, входной и выходной кромок, а также перехода к ножке лопатки.

Основные характеристики профиля лопатки приведены на [рис.2.2](#) из [12].

На [рис.2.2](#) условными обозначениями обозначены:

- $b$  - хорда лопатки;
- $x$  и  $y$  - координаты профиля (за ось  $x$  принимается касательная к радиусам входной и выходной кромок профиля, а ось  $y$  перпендикулярна оси  $x$  и касательна к радиусу входной кромки);
- $S_{\max}$  и  $x_c$  - максимальная толщина профиля и координата ее расположения (на данном рисунке принимается, что координата равна размеру  $a_r$  минимального сечения на выходе из решетки) ;
- $\gamma$  - угол заострения выходной кромки;
- $r_1$  и  $r_2$  - соответственно радиусы входной и выходной кромок профиля;
- $f_{\max}$  - максимальная стрела прогиба по средней линии профиля.

На рисунке лопатки показаны окружности, вписанные в профиль лопатки. Линию расположения центров этих окружностей называют средней линией профиля.

На [рис.2.3](#) показана схема геометрии межлопаточного канала рабочего колеса турбины. По аналогии с картинкой профиля лопатки в канале проводят окружности, касающиеся стенок соседних профилей лопаток. Геометрическое место расположения центров этих окружностей называют средней линией канала. Для уменьшения гидравлических потерь требуется плавное изменение радиусов вписанных окружностей, недопустимо непостоянство характера (знака) тенденции изменения вписанных радиусов окружности в канале.

Упрощенная методика проектирования профиля лопаток по известным треугольникам скоростей на входе и выходе из решетки приведена в [10].

Можно видеть ([рис.2.4](#)), что профили лопаток по корытцу и спинке получены набором дуг окружностей, сопрягающихся друг с другом, и радиусами входной и выходной кромок.

Как будет показано в дальнейшем, кривизна изменения контуров профиля по спинке и по корытцу лопатки имеет определяющее значение в развитии пограничного слоя по длине канала, а это определяет его устойчивость и уровень интенсивности теплообмена между газом и стенкой лопатки. Как было указано выше, производят "выглаживание" профилей с обеспечением плавности по второй или третьей разности координат.

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

- 2.1. Что собой представляет сечение лопатки газовой турбины ГТД?
- 2.2. Что такое реактивность ступени и как она влияет на форму сечения и канала в решетке профилей турбины?
- 2.3. Основные характеристики профиля и канала решетки лопаток?
- 2.4. Что является исходными данными для создания профиля лопатки?
- 2.5. Что такое «выглаживание» профилей лопаток?

### **3. РАСЧЕТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ОТ РАБОЧИХ НАГРУЗОК В СЕЧЕНИИ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН**

### 3.1. Напряжения от центробежных и газовых сил в сечении лопатки турбины

Расчетный режим характеризуется частотой вращения  $n$ , газовыми нагрузками в осевом и окружном направлении, а также температурным полем по высоте и по сечению лопатки.

Центробежная сила, действующая на элемент лопатки площадью  $F$  и длиной  $dr = dz$  на радиусе  $r = r_0 + z$  (рис. 3.1),

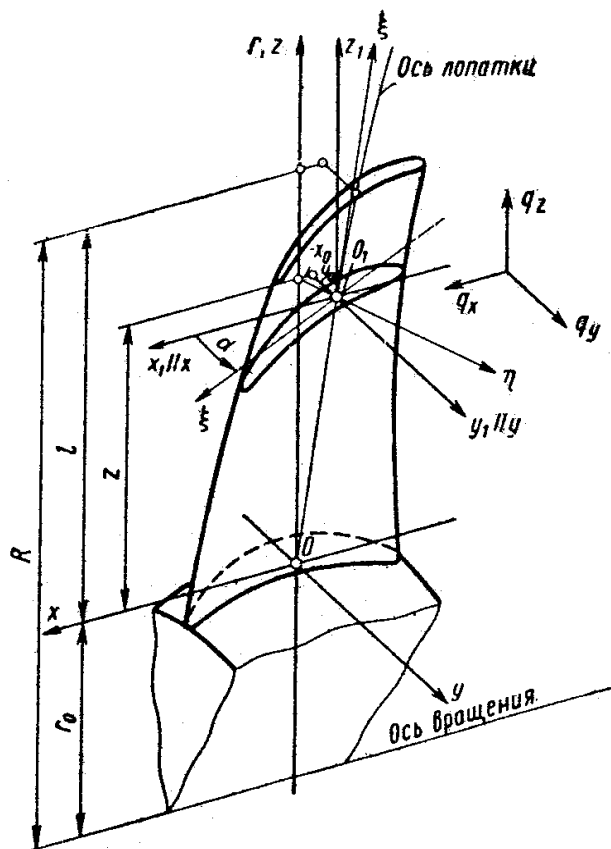


Рис.3.1. Расчетная схема лопатки турбины

равна

$$dN_y = \rho \omega^2 r F(z) dz, \quad (3.1)$$

где  $\rho$  – плотность материала лопатки;  $\omega$  – угловая скорость ротора турбины.

Полная центробежная сила, растягивающая сечение на радиусе  $r$  :

$$N_y(z) = \rho \omega^2 \int_z^l (r_0 + z_1) F(z_1) dz_1. \quad (3.2)$$

Как было указано выше, для разгрузки сечения от изгибающих нагрузок, создаваемых газовыми силами части лопатки, расположенной выше рассматриваемого сечения, применяется направленное смещение (вынос) центров тяжести сечений, обеспечивающее за счет центробежных сил создание моментов, компенсирующих изгибающие нагрузки от газовых сил.

При наличии выносов оси лопатки  $x_0, y_0$  центробежная сила элемента лопатки  $dN_y$ , направленная по радиусу, вызывает в сечении  $r = r_0 + z$ , с учетом принятых обозначений, моменты, равные



$$M_{x_1}^y(z) = \rho\omega^2 \int_z^\ell \left[ y_0(z) \frac{r_0 + z}{r_0 + z_1} - y_0(z_1) \right] (r_0 + z_1) F(z_1) dz_1; \quad (3.3)$$

Напряжение растяжения в сечении на радиусе  $r = r_0 + z$  с учетом выражения (3.1) равно

$$\sigma(z) = \frac{N_y(z)}{F(z)} = \frac{\rho\omega^2 \int_z^\ell (r_0 + z_1) F(z_1) dz_1}{F(z)} \quad (3.4)$$

### 3.2. Напряжения в сечении неравномерно нагретой лопатки

Удобную форму записи напряжений в сечении неравномерно нагретой лопатки газовой турбины дает формула Биргера-Малинина [1]. При выводе формулы принято несколько предположений:

- лопатка рассматривается как система стержней, не связанных по боковым плоскостям друг с другом;
- сечения в процессе деформирования под нагрузками и при неравномерном температурном поле остаются плоскими (меняется только их ориентация - угол наклона относительно принятых осей);
- основной вывод сделан для упругих деформаций.

Рабочие лопатки рассчитывают на растяжение и изгиб в двух плоскостях. Система координат приведена на [рис.3.1](#) и [3.2](#). На основании гипотезы плоских сечений полная продольная деформация произвольной точки сечения

$$\varepsilon(\zeta, \eta) = \varepsilon_0 - \kappa_\eta \zeta + \kappa_\xi \eta, \quad (3.5)$$

где  $\kappa_\xi$  и  $\kappa_\eta$  - составляющие упругой кривизны оси лопатки ( $\zeta$  и  $\eta$  - координаты точки в приведенных главных осях сечения, положение которых будет определено ниже).

При упругих деформациях неравномерно нагретой лопатки

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \varepsilon^T,$$

откуда

$$\sigma = E(\varepsilon - \varepsilon^T) = E(\varepsilon_0 - \kappa_\eta \zeta + \kappa_\xi \eta - \varepsilon^T), \quad (3.6)$$

здесь  $\varepsilon_0$  и  $\varepsilon^T$  - относительная деформация в месте центра тяжести сечения и термическая соответственно.

Подставив выражение (3.6) в условия равновесия

$$\begin{aligned} \int_F \sigma dF &= N, \\ \int_F \sigma \xi dF &= -M_\eta, \\ \int_F \sigma \eta dF &= M_\xi, \end{aligned} \quad (3.7)$$

получим

$$\begin{aligned} \varepsilon_0 \int_F E dF - \kappa_\eta \int_F E \xi dF + \kappa_\xi \int_F E \eta dF - \int_F E \varepsilon^T dF &= N, \\ \varepsilon_0 \int_F E \xi dF - \kappa_\eta \int_F E \xi^2 dF + \kappa_\xi \int_F E \xi \eta dF - \int_F E \varepsilon^T \xi dF &= -M_\eta, \\ \varepsilon_0 \int_F E \eta dF - \kappa_\eta \int_F E \xi \eta dF + \kappa_\xi \int_F E \eta^2 dF - \int_F E \varepsilon^T \eta dF &= M_\xi, \end{aligned} \quad (3.8)$$

Положение приведенного центра тяжести сечения  $O_1$  определится из условий

$$\int_F E \xi dF = 0, \quad (3.9)$$

$$\int_F E \eta dF = 0$$

а направление приведенных главных осей - из условия

$$\int_F E \xi \eta dF = 0$$

(3.10)

С учетом условий (3.6) - (3.10) из уравнений (3.5) имеем

$$\varepsilon_0 = \frac{N + \int E \varepsilon^T dF}{\int E dF}$$

$$\kappa_\eta = \frac{M_\eta - \int E \varepsilon^T \xi dF}{\int E \xi^2 dF}$$

(3.11)

$$\kappa_\xi = \frac{M_\xi + \int E \varepsilon^T \eta dF}{\int E \eta^2 dF}$$

Подставив выражения (3.11) в уравнение (3.6), получим формулу для упругих напряжений в неравномерно нагретой лопатке:

$$\sigma = E \left( \frac{N}{\int_F E dF} - \frac{M_{\eta\xi}}{\int_F E \xi^2 dF} + \frac{M_{\xi\eta}}{\int_F E \eta^2 dF} \right) + E \left( \frac{\int_F E \varepsilon^T dF}{\int_F E dF} + \frac{\xi \int_F E \varepsilon^T \xi dF}{\int_F E \xi^2 dF} + \frac{\eta \int_F E \varepsilon^T \eta dF}{\int_F E \eta^2 dF} - \varepsilon^T \right)$$

(3.12)

Введем обозначения:

$$E_{cp} = \frac{1}{F} \int E dF$$

$$J_{\xi np} = \frac{1}{E_{cp} F} \int E \eta^2 dF \quad J_{\eta np} = \frac{1}{E_{cp} F} \int E \xi^2 dF$$

$$N^T = \int E \varepsilon^T dF$$

(3.13)

$$M_\xi^T = \int E \varepsilon^T \eta dF$$

$$M_\eta^T = - \int E \varepsilon^T \xi dF$$

и запишем формулу (3.12) в более компактном виде:

$$\sigma = E \left( \frac{N + N^T}{E_{cp} F} - \frac{M_\eta + M_\eta^T}{E_{cp} J_{\eta np}} \xi + \frac{M_\xi + M_\xi^T}{E_{cp} J_{\xi np}} \eta - \varepsilon^T \right) \quad (3.14)$$

Первая группа членов в выражении (3.12) дает значения напряжений от внешних нагрузок, вторая - значения температурных напряжений. При постоянном по сечению лопатки модуле упругости  $J_{\xi np} = J_\xi$ ,  $J_{\eta np} = J_\eta$ , где  $J_\xi$  и  $J_\eta$  - главные моменты инерции сечения, и формула (3.14) принимает вид

$$\sigma = \frac{N + N^T}{F} - \frac{M_\eta + M_\eta^T}{J_\eta} \xi + \frac{M_\xi + M_\xi^T}{J_\xi} \eta - E \varepsilon^T \quad (3.15)$$

Если профиль лопатки задан в произвольной системе прямоугольных координат  $\xi_1$  и  $\eta_1$  (рис. 3.1), то координаты приведенного центра тяжести равны:

$$\xi_{10} = \frac{1}{E_{cp} F} \int_F E \xi_1 dF \quad ; \quad \eta_{10} = \frac{1}{E_{cp} F} \int_F E \eta_1 dF \quad (3.16)$$

а угол  $\beta$  между осями  $\xi$  и  $\xi_2 \parallel \xi_1$  определяется по формуле

$$tg 2\beta = \frac{2 \int_F E (\xi_1 - \xi_{10})(\eta_1 - \eta_{10}) dF}{\int_F E (\xi_1 - \xi_{10})^2 dF - \int_F E (\eta_1 - \eta_{10})^2 dF} \quad (3.17)$$

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

3.1. Какие физические явления определяют статическое нагружение в лопатках газовых турбин?

3.2. Какие упрощения заложены в зависимости Биргера-Малинина для определения напряжений в сечении неравномерно нагретой лопатки турбины?

3.3. Что такое главные приведенные оси сечения лопатки?

3.4. Для чего выполняют смещение положения ц.т. сечений по радиусу относительно координат ц.т. корневого сечения в рабочих лопатках турбины?

#### **4. ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА И ТЕПЛОВЫЕ ПОТОКИ В ЛОПАТКАХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН**

#### **4.1. Термодинамические характеристики температур газа на выходе из камеры сгорания**

Увеличение температуры сжатого в компрессоре воздуха за счет сжигания топлива в камере сгорания неизменно увеличивает суммарную работу цикла, см. например [3,5].

Работа сжатия воздуха в компрессоре остается неизменной при любой температуре газа на входе в турбину  $T_3$ , а полезная работа (площадь цикла) увеличивается с повышением температуры газа; увеличивается и количество подводимого тепла. А КПД цикла зависит от соотношения подводимого тепла и полезной работы. Как указывалось выше, для каждого уровня температур  $T_3$  имеется только одно оптимальное значение степени сжатия рабочего тела цикла. Но повышение температуры цикла при выборе необходимого значения степени сжатия всегда ведет к улучшению КПД цикла, к увеличению удельной работы цикла и соответственно к уменьшению размеров силовых установок.

## 4.2. Температурная неравномерность газового потока на выходе из камеры сгорания

С точки зрения термодинамики речь всегда идет о среднеинтегральной температуре газа на выходе из камеры сгорания. Реально сгорание подведенного топлива производится в камерах сгорания. От конструктивного исполнения камер сгорания существенно зависят характеристики температур газа, влияющие на температурное состояние деталей «горячей» части двигателя. Важнейшими характеристиками полей температур за камерами сгорания с точки зрения температурного состояния деталей по тракту турбины являются:

- радиальная эпюра температур газа по высоте лопаток турбины;
- окружная неравномерность температур газа в каждом из расчетных сечений по высоте лопатки (см. рис. 4.1).

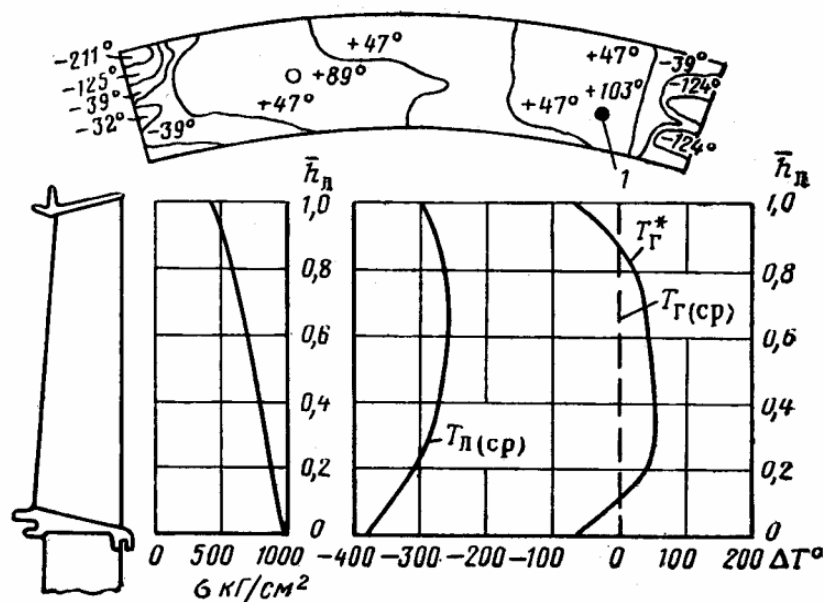


Рис. 4.1. Характеристики радиальной и окружной неравномерности температуры газа на выходе из камеры сгорания

На рис. 4.1 показаны значения средней температуры газа по высоте лопатки  $T_{\Gamma(\text{ср})}$  и значения  $T_{\Gamma}^*$  в сечениях по высоте лопатки. Эта картина называется радиальной эпюрой температур газа по тракту турбины. Отношение местной температуры  $T_{\Gamma}^*$  на рассматриваемом радиусе по высоте лопатки к  $T_{\Gamma(\text{ср})}$  называют коэффициентом эпюры. Предельные значения коэффициентов эпюры имеют место в средней по высоте лопаток части тракта и составляют 1,05 - 1,07.

Ближе к наружному и внутреннему трактам турбины имеют место пониженные значения коэффициента эпюры температур газа. Это объясняется следующим:

- детали статора турбины (внешний радиус тракта турбины) следует максимально предохранять от воздействия высоких температур, т.к. лопатки сопловых аппаратов крепятся к наружным кольцам статора турбины консольно и воспринимают нагрузку от газовых сил на лопатки, крутящие моменты от газовых сил и осевые усилия от закрепленных на внутренних частях лопаток трактовых колец с лабиринтными уплотнениями. Консольная заделка лопаток соплового аппарата приводит к тому, что максимальные изгибающие нагрузки приходятся на корневые сечения. Для обеспечения долговечности статорных лопаток благоприятным является максимально возможное снижение температур газа по наружному тракту. Обычно коэффициент эпюры в наружных сечениях тракта составляет

менее 0,9;

- по внутреннему тракту также имеется необходимость снижения уровня температур газа для облегчения условий работы дисков и корневых сечений рабочих лопаток турбин. Обычно коэффициент эпюры температур газов определяется прикидочными прочностными расчетами и составляет величину 0,85-0,9.

Типичная эпюра радиального поля температур серийного двигателя приведена на [рис.4.2](#) [13].

Радиальная эпюра температур газа практически полностью описывает температуры газов для деталей ротора турбины. Окружная неравномерность температур в каждом из сечений сказывается для роторных деталей в меньшей степени. Время воздействия окружной неравномерности температур газов при высоких частотах вращения роторов несравнимо меньше времени прогрева деталей (время прогрева деталей на несколько порядков больше времени воздействия температурной неравномерности), и практические измерения температур неохлаждаемых рабочих лопаток подтверждают равенство их температур температурам газа с учетом радиальной эпюры.

Детали статора турбины (лопатки, трактовые кольца) воспринимают как радиальную, так и окружную неравномерность температур газа за камерой сгорания. Доводка камер сгорания по снижению окружной неравномерности температур газов или по повышению защиты лопаток от более высоких уровней температур является постоянной задачей разработчиков и доводчиков газотурбинных двигателей.

Данное пособие не включает рассмотрения мероприятий по доводке полей температур газов на выходе из камеры сгорания. Но можно только сказать об общих подходах по обеспечению радиальной эпюры и снижению окружной неравномерности температур газа.

Радиальная эпюра температур газа на выходе из камеры сгорания обеспечивается перераспределением вторичного воздуха по длине камеры сгорания как по наружному, так и по внутреннему контуру ее жаровой трубы.

Снижение окружной неравномерности обеспечивают, как правило, увеличением числа горелок, увеличением перепада давлений для струй, направленных перпендикулярно движению основного потока газа в выходной части жаровой трубы камеры сгорания для обеспечения выравнивания температур газового потока по длине жаровой трубы камеры.

Еще стоит сказать несколько слов об изменении характеристик температурного поля газов на выходе из камеры сгорания по режимам работы двигателя. Как показал опыт доводки камер сгорания, относительные характеристики температур газов к разности температур на входе в турбину и воздуха за компрессором ( $T_3 - T_2$ ) мало меняются по режимам. Это позволяет оценивать конкретные значения местных температур газа на любых режимах работы двигателя, т.к. значения температур  $T_2$  и  $T_3$  хорошо описываются приведенными характеристиками двигателя и всегда известны. А местные значения окружной неравномерности можно определить с помощью относительной величины:

$$g_{окр}^t = \frac{\Delta T_{окр}}{T_3^* - T_2^*}$$

- коэффициента окружной неравномерности температур газа на выходе из камеры сгорания.

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

- 4.1. Почему выгодно увеличивать максимальную температуру газов в цикле ГТД?
- 4.2. Что такое коэффициент радиальной эпюры температур газов?
- 4.3. Что такое окружная неравномерность температуры газов?



- 4.4. Как меняется характеристика полей температуры газов по режимам работы ГТД?
- 4.5. Чем объясняется характер радиальной эюры температур газов по высоте тракта турбины?

## **5. МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОВЫХ ТУРБИН. ПРОЧНОСТНЫЕ СВОЙСТВА**

## 5.1. Основные требования, предъявляемые к материалам горячей части ГТД

Оценка пригодности материалов для той или иной детали высокотемпературной газовой турбины [3] может быть проведена на основании совокупности трех основных технико-экономических показателей, характеризующих материал:

- отсутствие разрушений и недопустимых деформаций под действием механических, температурных и химических факторов, имеющих место при работе деталей;

- технологическая пригодность, выражающаяся в возможности обработки и присоединения к другим частям ГТД;

- экономическая целесообразность применения данного материала, простота его обработки и отсутствие в нем дефицитных элементов.

Если требования, отражающие качественную сторону явления, остаются все время постоянными, то количественно эти требования в связи с ростом напряженности деталей турбин растут.

Растут нагрузки на лопаточные венцы, они подвержены знакопеременным динамическим нагрузкам. Детали проточной части подвергаются воздействию нагретых агрессивных газов. Особо опасным из агрессивных элементов является ванадий, который в виде пятиоксида под воздействием высокой температуры входит в соприкосновение с поверхностными слоями деталей, вызывая интеркристаллитную коррозию.

*Камеры сгорания*, особенно жаровые трубы, в наибольшей степени подвержены воздействию высоких температур, в основном термическому. В связи с этим металл, из которого они изготовлены, должен обладать высокой сопротивляемостью окислению и коррозии, высокой теплопроводностью и малым коэффициентом линейного расширения. В наибольшей степени этим требованиям удовлетворяют никелевые (хромоникелевые) сплавы. За рубежом характерным представителем таких материалов является нимоник.

*Сопловой аппарат*. Материал, из которого изготовлены лопатки, воспринимает температуры газа и изгибающие нагрузки от газовых сил, должен обладать высокой сопротивляемостью коррозии, а ввиду возможности резкого изменения температур на переходных режимах – высокой теплопроводностью и малым коэффициентом линейного расширения.

Литые сопловые лопатки ГТД изготавливаются из сплавов на кобальтовой и никелевой основах. При этом применяют обычно точное литье. Для внешнего и внутреннего колец используют хромоникелевые сплавы ЭИ417, ЭЯ1Т (1Х18Н9Т), а для двигателей с повышенной температурой газа – сталь ЭИ696 и сплав ЭИ 437Б.

*Рабочие лопатки*. Рабочие лопатки являются наиболее нагруженными из всех деталей газовой турбины. Они подвержены действию центробежных сил, газовым нагрузкам, вибрационным нагрузкам и окисляющему действию горячих газов. Материал лопаток должен обладать высокой жаропрочностью и жаростойкостью. Весь комплекс требований к материалам рабочих лопаток позволяет выбирать только специальные высоколегированные стали и специальные сплавы. Обычным способом изготовления ответственных лопаток турбины является точное литье или литье с направленной кристаллизацией и монокристалльная отливка.

*Диски и роторы турбин*. Эти элементы турбины кроме центробежных нагрузок подвергаются и значительным температурным напряжениям – венечные температуры дисков составляют 900-920К. А внутренние температуры у втулочной части дисков составляют 420-620К.

## 5.2. Создание материалов, работающих при высоких температурах

Современная теория прочности [3] кристаллических тел базируется на двух основных положениях:

- на экспериментально установленной зависимости между прочностью и степенью совершенства кристаллического строения;

- на значении, которое имеют свойства границ зерен и диффузионная подвижность компонентов по границам зерен для прочности металлических сплавов при высоких температурах.

Прочность металлических сплавов определяется главным образом силами межатомных связей в кристаллах, составляющих сплав. Нагревы вызывают увеличение тепловых колебаний атомов и приводят к изменениям межатомных сил связи в кристаллической решетке. Диффузионные процессы в основном протекают по границам кристаллических зерен. Поэтому улучшение жаропрочности достигается средствами, понижающими подвижность атомов по границам зерен и усиливающими межатомные связи в кристаллической решетке. Проблема жаропрочности связывается, таким образом, с необходимостью определения характеристик прочности межатомных связей в кристаллах металлических фаз и установления влияния, оказываемого на них внешними и внутренними факторами.

Экспериментами установлено, что чем выше температуры плавления и начала рекристаллизации, чем больше значения энергии активации, теплоты, сублимации, модуля упругости и чем меньше величины отклонения атомов от положения равновесия при тепловых колебаниях, тем прочнее при прочих равных условиях межатомные силы связи в кристаллической решетке сплава и тем больше его жаропрочность.

Наиболее полную оценку жаропрочных сплавов дают характеристики диффузионных перемещений атомов в твердом состоянии: энергия активации диффузии и коэффициент диффузии.

Энергия активации диффузии и самодиффузии находится в функциональном соотношении с энергией или работой, необходимой для расчленения кристалла на атомы. Эту величину можно выразить зависимостью

$$\frac{\mathcal{E}_a}{\mathcal{E}_c} = const$$

где  $\mathcal{E}_a$  - энергия активации диффузии и самодиффузии;

$\mathcal{E}_c$  - энергия связи, соответствующая теплоте сублимации.

Для металлов приведенное соотношение есть величина постоянная и равная приблизительно 0,67. При определении энергии активации получают количественные данные, позволяющие судить о диффузионной подвижности атомов и зависящих от нее процессов рекристаллизации и ползучести, а также о характеристиках длительной прочности.

Для оценки жаропрочности материала удобней пользоваться коэффициентом диффузии

$$D = D_0 e^{-\frac{\mathcal{E}_a}{RT}}$$

где  $D_0$  - предэкспоненциальный множитель;

$\mathcal{E}_a$  - энергия активации;

$R$  - удельная газовая постоянная;

$T$  - абсолютная температура.

Коэффициент диффузии позволяет сопоставить различные материалы (металлы) и

сравнить их между собой. Так, путем проведенных больших экспериментальных работ под руководством Г.В. Курдюмова, было установлено, что один и тот же уровень подвижности атомов достигается для алюминия при 573К, титана - при 773К, железа, кобальта, никеля - при 973 - 1073К, хрома - при 1273К, молибдена - при 1473К и для вольфрама - при 1873К.

Результаты проведенных исследований по так называемой характеристической температуре и среднеквадратичной амплитуде тепловых колебаний атомов дают возможность сделать заключение относительно элементов, легирование которыми могло бы быть эффективным с точки зрения повышения жаропрочности материалов. Из легирующих элементов - упрочнителей жаропрочных сплавов - только молибден, вольфрам и ниобий имеют определенное значение для сплавов на железной, кобальтовой и смешанной хромоникелекобальтожелезной основах. Титан и алюминий в качестве упрочнителей входят в большинство жаропрочных сплавов, за исключением кобальтовых. Углерод является упрочнителем всех сплавов, кроме никелевых, а азот - преимущественно аустенитных сталей и некоторых сплавов на смешанной основе.

При составлении необходимого сплава руководствуются структурными диаграммами, относящимися к базовой композиции материала, и особенностями влияния отдельных элементов. При выборе отдельных элементов следят за тем, чтобы полученный сплав имел хорошие технологические характеристики с точки зрения получения литых деталей и обрабатываемости. Особое значение имеет склонность сплавов создавать на поверхности защитные пленки окислов. Защитные свойства связаны с температурой плавления, теплотой образования и упругостью диссоциации окислов. Чем выше температура плавления, больше теплота образования и меньше упругость диссоциации окисла, тем выше его защитные свойства.

Основными элементами, способствующими образованию защитных пленок и повышающих таким образом окалиностойкость железных, никелевых и кобальтовых сплавов, являются хром, алюминий и кремний. Следует иметь в виду, что заметные добавки хрома, улучшающие окалиностойкость, отрицательно влияют на сопротивление ползучести.

Анализируя большое количество экспериментальных данных, исследователи пришли к выводу, что максимальной жаропрочностью обладают сплавы, химические составы которых отвечают насыщенным твердым растворам. Основной металл должен обладать высокими значениями температур плавления и рекристаллизации и иметь высокое отношение  $T_{рк}/T_{пл}$  как определяющий критерий жаропрочности. Добавляемые к основному металлу компоненты должны удовлетворять следующим требованиям:

- не образовывать легкоплавких эвтектик и не давать низкоплавких продуктов окисления;
- обладать способностью давать твердые растворы с основным металлом и другими элементами;
- растворяясь вместе с другими элементами в основном металле и входя в его кристаллическую решетку, усиливать межатомные связи;
- повышать температуру рекристаллизации твердого раствора и тем самым увеличивать отношение  $T_{рк}/T_{пл}$ ;
- обеспечивать стабильность твердого раствора при длительной работе;
- предотвращать и затормаживать дифференциальные процессы;
- не вызывать структурных превращений, ведущих к ослаблению границ зерен.

Само собой разумеется, что одновременно удовлетворить всем перечисленным требованиям очень сложно.

Стоит рассмотреть влияние многокомпонентного легирования на жаропрочность сплавов на никелевой основе. Присадка до 20% хрома не существенно сказывается на жаропрочности сплава, хотя имеется упрочнение материала, связанное с усилением энергии

связи в кристаллической решетке. Введение же в состав присадок титана и алюминия в общем количестве 2,5 - 3% вызывает резкое повышение жаропрочности сплава. Этому же способствуют присадки молибдена и вольфрама. С целью упрочнения границ зерен добавляется присадка бора. Такое комплексное легирование дает возможность повысить в несколько раз жаропрочность основного металла.

Имеется возможность заметного повышения жаропрочности низко-легированных сталей перлитного класса. Например, хромомолибдено-ванадиевая сталь ЭИ415 при рациональном подборе состава и структуры обладает длительной прочностью более 100 МН/м<sup>2</sup> при температуре 873К. Жаропрочные модификации 12%-й хромистой стали (РЕКС 448) ввиду химической стойкости и механической прочности используют до температуры 873К. Лучшие сорта сложнолегированной стали аустенитного класса при температуре 1073К имеют предел длительной прочности более 100 МН/м<sup>2</sup>, [рис.5.1](#) [4]. Дисперсионно-твердеющие сплавы на никелевой основе в зависимости от напряжения можно применять до температур 1073 - 1123К. Наиболее жаропрочными для небольших ресурсов работы является группа кобальтовых сплавов. Они уступают никелевым сплавам в рабочем диапазоне температур 973-1073К, но зато сохраняют сравнительно высокие значения длительной прочности при температурах 1173 - 1223К.

Одним из мероприятий по повышению жаропрочности сплавов является их дисперсионное упрочнение, заключающееся в том, что мелкие частицы химически инертного вещества, например окиси тория, обладающего высокими температурными свойствами, распыляются в металлической матрице. Это мероприятие повышает рабочие уровни температур сплавов на никелевой основе на 220К. Согласно данным исследований дисперсионно-упрочненные никелевые сплавы обычно сохраняют прочность до температур, равных 90% температуры плавления, в то время как прочность обычных сплавов сохраняется до температурного уровня в 70% от температур плавления.

Использование направленной кристаллизации литых никелевых, кобальтовых сплавов позволяет увеличить их прочностные свойства. В этих сплавах границы зерен располагаются в направлении, параллельном оси главных напряжений. Дальнейшим развитием этого метода стало получение деталей в виде монокристалла.

Еще одним из направлений повышения температурных свойств сплавов на основе никеля и кобальта является укрепление их тугоплавкими металлами или керамическими волокнами ([рис.5.2](#)). Матрицу при этом изготавливают из специального сплава, обладающего антиокислительной стойкостью, и упрочняют ее волокнами из тугоплавкого и высокопрочного материала. Обеспечивается повышение уровня рабочих температур деталей на 40-50К.

Новые возможности открыло применение методов порошковой металлургии. Порошковая металлургия не требует расплавления твердых веществ, что резко отодвигает температурные пределы. Методом порошковой металлургии получают детали на основе не только металлов с различными температурами плавления, но и допускаются к применению различные неметаллические и интерметаллические соединения в виде окислов боридов, нитридов, карбидов, силицидов и др. Температура плавления этих компонентов намного превышает 1773К, а плотность редко выходит за пределы 3 - 5, вместо 8 и более для существующих жаропрочных материалов. Широкому внедрению порошковой металлургии препятствует их недостаточная прочность в условиях вибраций и ударных нагрузок, чувствительность к местным концентрациям напряжений.

Наиболее целесообразное применение порошковых материалов видится в использовании их для лопаток сопловых аппаратов.

### 5.3. Общие представления о металлах

Все металлы, о которых шла речь выше, в заготовках и деталях двигателя имеют (за исключением специальных случаев – монокристаллическое литьё, литьё с направленной кристаллизацией) поликристаллическое строение, т.е. состоят из отдельных кристаллитов (иногда используемое в технике название – зёрен), образовавшихся из расплава вокруг многочисленных случайным образом распределённых по объёму материала центров кристаллизации. Такая структура называется равноосной.

Поликристаллическое строение предопределяет влияние на способность материала сопротивляться воздействию нагрузок как внутренней структуры кристаллитов (тип решётки, её дефекты) и их размеров и формы, так и специфических свойств границ, по которым кристаллиты взаимодействуют между собой.

Кристаллическая решётка в каждом кристаллите имеет в принципе одинаковое строение, но случайную ориентацию. Это, наряду с независимостью свойств и удельной протяжённости границ кристаллитов от направления, предопределяет изотропию (одинаковость по всем направлениям) свойств равноосного поликристаллического материала при анизотропии свойств каждого кристаллита.

Анизотропия свойств кристаллита определяется кристаллической решёткой каждого материала (в зависимости от её типа, в связи с разной плотностью упаковки атомов в кристаллографических плоскостях).

С учётом роли границ кристаллитов, свойства материала в конкретной детали (заготовке) могут быть ортотропными, т.е. отличаться в трёх взаимно перпендикулярных, так называемых главных направлениях. Это может быть, например, в случае если технологический процесс (ковка, штамповка, прокат, термопластическое упрочнение) обеспечивает направленную неравноосность кристаллитов, полученную средствами пластического деформирования. При этом удельная протяжённость границ различна в различных направлениях.

С учётом сложности тонкого моделирования таких структур (выход на этот, как сейчас модно говорить, «нано-уровень», видимо, дело достаточно далёкого будущего) в анализе напряжённо-деформированного состояния модели существенно упрощаются.

В конечном счёте они сводятся к континуальным, принятым в МДТТ.

Все тонкости, связанные с физически реальными процессами, происходящими в поликристаллическом материале, вкладываются в виде макропараметров в свойства среды на базе макроэкспериментов на образцах из материала, соответствующего работающему в детали. А вот сделать это без понимания, хотя бы по-крупному, реальной физики процессов весьма проблематично. Поэтому остановимся коротко на процессе деформирования реального материала.

### 5.3.1. Статическое - одноразовое деформирование

Проведём первый макроэксперимент. Возьмём стандартный круглый образец для испытаний по получению типовых свойств материала ([рис.5.3](#)), отметим в рабочей части образца базовый размер, поставим образец на испытательную машину и будем растягивать его постепенно увеличивающейся силой, измеряя базовый размер под нагрузкой и периодически разгружая и измеряя базовый размер и диаметр образца после разгрузки.

До какого - то уровня нагрузки мы будем видеть линейное изменение базового размера, в зависимости от нагрузки, и практически неизменность начального базового размера и диаметра образца после разгрузки. Это область упругого поведения материала, в которой полностью справедливы принятые в теории упругости соотношения Гука.

При этом (с учётом одноосности нагружения) обычно используется нагрузка, отнесённая к исходной площади поперечного сечения образца - при реализуемом в данном случае НДС (напряженно-деформированное состояние) это - нормальное напряжение на площадке, перпендикулярной оси образца.

Отношение приращения базового размера под нагрузкой к исходному представляет собой деформацию.

Коэффициент пропорциональности в их линейном соотношении представляет собой модуль упругости.

Если бы мы могли достаточно точно измерить совершаемую при этом испытательной машиной работу, затраченную только на деформацию образца, и вычесть из неё работу, совершаемую образцом при возвращении его в исходное состояние, то разность, называемая обычно диссипацией (рассеянием) энергии, оказалась бы весьма небольшой. Но, постепенно, в зависимости от величины нагрузки, эта «потеря» энергии будет подрастать и становиться всё более заметной. В чём тут дело обсудим несколько позже.

При дальнейшем увеличении нагрузки зависимость изменения базового размера от нагрузки становится нелинейной, а после снятия нагрузки базовый размер всё больше и больше начинает отличаться от исходного. Усилие, отнесённое к площади поперечного сечения образца (напряжение), в момент начала этого процесса принято называть пределом пропорциональности - в справочниках  $\sigma_{пр}$ . Понятно, что с абсолютной точностью этот момент определить практически невозможно. Поэтому, в зависимости от решаемой задачи, используются несколько характеристик этого момента изменения поведения материала.  $\sigma_{пр}$  (отличие базового размера после разгрузки 0,001%) используется для материала в самых тонких измерительных системах. Используется в технике предел упругости -  $\sigma_y$  (отличие базового размера после разгрузки 0,01%) - также обычно в измерительных системах. В основном же для конструкций машино-строения используется понятие условного предела текучести  $\sigma_{0,2}$  (отличие базового размера после разгрузки 0,2%). Кстати, следует отметить, что у конструкционных металлических материалов соответствующая началу пластического течения упругая деформация обычно составляет десятые доли процента, поэтому 0,2% на самом деле это не так уж мало.

Изменение базового размера после разгрузки, отнесённое к исходному, будем понимать как пластическую деформацию. Если бы мы измеряли базовый размер во время разгрузки пластически деформированного образца, то заметили бы, что линия разгрузки в зависимости от напряжения - деформация практически параллельна линии нагружения в зоне упругой работы, а следующее нагружение идёт по линии разгрузки. Т.е. нормальный модуль упругости при наличии пластической деформации у металлов не меняется. Именно это и позволило успешно использовать соотношения теории упругости и в области умеренных пластических деформаций.



Диссипация энергии в цикле нагрузка - разгрузка при появлении пластических деформаций начинает существенно расти.

И наконец, начинается весьма быстрый рост пластической деформации с ростом нагрузки. При этом разные материалы ведут себя существенно по-разному. У некоторых углеродистых сталей, например, можно фиксировать довольно протяжённую зону нарастания пластических деформаций практически без роста нагрузки (площадку текучести).

На самом деле кривая деформирования (так обычно называют зависимость полной деформации от нагрузки (напряжения)) для каждого материала индивидуальна, да ещё и индивидуально зависит от температуры испытаний. Правда, для конструкционных материалов, о которых говорилось выше, есть одно общее свойство: в целом рост нагрузки с ростом деформаций продолжается. Учитывая отмеченное выше свойство разгружаться по закону начального упругого нагружения и нагружаться после разгрузки по линии разгрузки, материалы вследствие пластической деформации на этапе её монотонного роста упрочняются (расширяется зона упругого поведения). Это явление используется для упрочнения высокопластичных материалов предварительной нагартовкой.

Последний этап деформирования образца обычно состоит в уменьшении диаметра образца в зоне максимальных пластических деформаций (образовании шейки), снижении условно отнесённых к исходному сечению напряжений при росте деформации и быстром разрушении образца по шейке.

Нагрузка, при которой произошёл разрыв образца, отнесённая к исходной площади поперечного сечения, называется пределом прочности (иногда временным сопротивлением разрыву) материала и обозначается  $\sigma_B$ .

Иногда используется параметр истинного сопротивления разрыву ( $\sigma_c$  - нагрузка, отнесённая к площади сечения образца по «шейке» после разрыва).

Кроме того, на испытанном нами стандартном образце фиксируются параметры, относящиеся к способности материала пластически деформироваться без разрушения (в технике принят термин «пластичность»).

Основных параметров - два. Первый называется относительное остаточное удлинение при разрыве -  $\delta$ , у которого в качестве нижнего индекса либо присутствуют цифры 5 или 10, соответствующие отношению длины рабочей части образца к её диаметру, либо, если индекс отсутствует, имеется в виду базовая длина рабочей части, рассчитываемая по выражению  $l = 5,65 \times \sqrt{F_0}$ .

Относительное остаточное удлинение при разрыве -  $\delta$  определяется процентным отношением приращения длины рабочей части разорванного образца к исходной.

Второй называется относительным остаточным поперечным сужением образца при разрыве -  $\psi$ .

Он определяется процентным отношением уменьшения площади поперечного сечения образца в шейке при разрыве к исходной площади поперечного сечения рабочей части образца.

Несколько типичных кривых деформирования показаны на [рис.5.4](#), [5.5](#), [5.6](#).

Это важнейшие «внешние» результаты нашего макроэксперимента. В принципе, их уже достаточно, чтобы строить необходимые для анализа макромодели, включающие в себя реальное (в макропредставлении) поведение материала в соответствии с полученной кривой деформирования. Обычно эта кривая для использования в упруго-пластическом анализе аппроксимируется в кусочно-линейном (мультилинейном) или билинейном виде (см. [рис.5.7](#), [5.8](#)).

Однако физика, стремящегося проникнуть в суть явления, да и конструктора тоже,

интересуют глубинные причины такого поведения материала. Эти явления происходят на микроуровне.

Представим себе, что мы получили возможность следить за тем, что происходит с отдельными фрагментами кристаллической решётки, в отдельно взятом кристаллите и с отдельными кристаллитами при деформировании образца. У экспериментаторов сейчас достаточно таких возможностей, а то, что пока ещё нельзя увидеть, можно, используя физически корректные гипотезы, промоделировать.

Перед глазами такого оснащённого всеми современными средствами экспериментатора появится картина, позволяющая не только понять суть процессов, происходящих в нашем эксперименте, но и, что самое главное, распространить это знание на более сложные процессы.

Первое, что увидит такой экспериментатор внутри кристаллита это особенности кристаллической решётки: её тип, определяемый строением атомов, её образующих, типичные «дефекты» кристаллической решётки (ничего идеального в природе не бывает), особенности материала на границах кристаллитов. Не вдаваясь в подробности того, какие физические законы заставляют атомы металлов в сплаве выстраиваться в совершенно закономерные регулярные структуры и как образуются в кристаллической структуре различные отклонения от регулярности, сделаем первые *ЛОГИЧЕСКИЕ ВЫВОДЫ* из увиденного с учётом «внешних» результатов первого нашего макроэксперимента:

1. Пространство, чисто по топологии, заполнить чем-то регулярным, кроме тетраэдров (правильных треугольных пирамид), гексаэдров (кубиков или параллелепипедов) и правильных шестигранных призм, невозможно. Все кристаллические решётки, которые мы могли бы увидеть у металлов, представляют собой гексаэдры, в которых, правда, атомы, кроме вершин, могут находиться ещё и на пересечениях диагоналей граней (так называемая гранецентрированная гексагональная решётка, показанная на [рис.5.9](#)), главных диагоналей (объёмноцентрированная решётка).

2. Упругие свойства материала при таком строении могут определяться способностью расположенных рядом атомов сопротивляться изменению расстояния между ними под действием внешней нагрузки. При этом, учитывая невозможность реализации в пространстве структуры с центрально-симметричными блоками (исключение составляет тетраэдрическая, у конструкционных металлов не реализующаяся), понятна неизбежная анизотропия упругих свойств кристаллитов. Кроме того, можно сделать вывод, во-первых, о возможности чисто теоретического вычисления модулей упругости для различных монокристаллов на основе знаний об атомных (коротких) взаимодействиях, а во-вторых, вычислить усилие (напряжение), необходимое для разрыва межатомных связей по любой из плоскостей (теоретическую прочность монокристалла, оказывающуюся несоизмеримо большей в сравнении с полученной при макроэксперименте).

3. Следует предположить, что кроме механизма разрыва межатомных связей существуют менее энергозатратные механизмы повреждения материала, например перещёлкивания в плоскостях регулярности атомов решётки в соседнюю, такую же регулярную, позицию. Можно спрогнозировать и некоторую общность поведения физических свойств материалов, например синхронное изменение модуля упругости и плотности металлов, примерно одинаково зависящих от расстояний между атомами в решётке, что должен обязательно иметь в виду конструктор при выборе материала.

4. В кристаллической структуре существует строго ограниченный набор плоскостей, смещение по которым на шаг решётки приводит к новому, на атомном уровне аналогичному прежнему равновесному состоянию. Эти плоскости называют кристаллографическими плоскостями.

5. Единственный способ без изменения регулярной структуры и потери сплошности изменить форму любого выделенного фрагмента структуры, т.е. получить то, что при описании макроэксперимента по растяжению образца мы назвали пластической деформацией. Это механизм смещения (скольжения) части фрагмента по одной или нескольким кристаллографическим плоскостям с последовательным «перещёлкивани-ем» на одну позицию. Вероятно этот же механизм ответственен и за накопление повреждения в материале, т.к. энергетически он намного менее энергозатратен, чем разрыв связей. При этом следует учитывать, что непараллельные плоскости скольжения имеют возможность встретиться и заблокировать друг друга, образовав как в плоскостях скольжения, так и по линии встречи новые нерегулярности структуры с весьма напряжёнными, а иногда и разорванными связями, что, по сути, и есть повреждение материала.

6. Дефекты (разного рода нарушения регулярности кристаллической решётки), в кристаллофизике их называют дислокациями, - весьма распространённое явление, и наблюдаются они как внутри кристаллита, так и (в значительно большей мере) на его границах. Для них характерна способность к движению в кристаллографических плоскостях (тот же механизм «перещёлкивания» связей, что и при скольжении в регулярной структуре, только носящий более локальный последовательный характер, а потому и менее энергозатратный). Как и плоскости скольжения, дислокации могут взаимодействовать друг с другом, усиливая напряжённость связей. По сути, это тоже вклад в повреждение материала.

На границах кристаллитов экспериментатор увидит, что, собственно, связывает их в поликристаллических материалах различных типов в единую «конструкцию». Обычно это сочетание взаимодействия атомов в решётках соседних кристаллитов и взаимодействие через особую, образовавшуюся на границе между кристаллитами структуру, имеющую отличие от регулярной структуры внутри соседних кристаллитов, как из-за их различной ориентации, так зачастую и по атомному составу. Естественно, что в целом эти связи либо существенно слабее, либо напряжённее, чем в регулярной решётке и следует ожидать, что именно границы зёрен определяют, в конечном счёте, нагрузку потери сплошности материала (разрушение). Кроме того, можно увидеть, что границы зёрен могут, в зависимости от ориентации соседних кристаллитов и свойств границы между ними, как останавливать скольжение и вызывать тем самым напряжение или разрыв связей в зоне выхода на границу, так и давать возможность для продолжения скольжения в соседнем кристаллите.

Наблюдение за микроструктурой в ходе того же макроэксперимента по разрыву образца даст ещё блок дополнительной информации в отношении процессов деформирования и разрушения:

1. В зоне упругой работы материала образца при малых нагрузках экспериментатор действительно не увидит других процессов, кроме прогнозируемого изменения межатомных расстояний и соответствующего искажения решётки при нагружении и возвращения в исходное состояние при разгрузке. При этом отдельные кристаллиты будут не только менять свою форму, но и перемещаться, меняя нагрузки на границы, восстанавливая в то же время исходное состояние после снятия нагрузки.

При росте нагрузки начнётся перемещение отдельных протяжённых дефектов решётки (дислокаций) с минимальной энергией активации в отдельных кристаллитах (раньше упоминалось о том, что энергия деформирования начинает поглощаться материалом уже при небольших упругих деформациях - это один из механизмов её потребления).

С ростом нагрузок процессы движения дислокаций и их взаимодействия усиливаются, но на макродеформациях это практически не сказывается. Будем считать этап, на котором работают практически только дислокационные механизмы, первым этапом повреждения.

2. Вблизи предела упругости в отдельных кристаллитах, с соответствующим образом

ориентированной решеткой, начинаются процессы скольжения по кристаллографическим поверхностям, ориентированным в направлении действия максимальных касательных напряжений. Многие из них активизируются дислокациями. С дальнейшим ростом нагрузок процессы скольжения усиливаются и захватывают всё новые кристаллиты и начинается изменение их формы, что становится заметным при макроизмерениях в нашем макроэксперименте. После того, как в пластическое деформирование включаются практически все кристаллиты, независимо от ориентации их решёток, мы снова имеем возможность для большинства металлов в макроизмерениях наблюдать почти линейный характер зависимости напряжения - деформация, только с другим, значительно меньшим, чем в упругой зоне наклоном характеристики. Этот этап будем считать вторым этапом повреждения. Он характерен появлением значительного числа плоскостей скольжения, увеличением количества дефектов в структуре кристаллитов и на их границах.

3. При дальнейшем увеличении нагрузок дислокационные механизмы практически становятся незаметными на фоне развитых плоскостей скольжения и результатов их взаимодействия между собой (так называемых двойников), с границами кристаллитов и необратимых изменений формы кристаллитов и образца в целом. К концу этапа с почти линейным характером зависимости напряжения - деформация большинство плоскостей скольжения оказываются заблокированными. В вершинах двойников, в зонах выхода плоскостей скольжения на границы зёрен начинают образовываться макроразрывы. Границы зёрен, и без того обременённые неоптимальными связями, перенапрягаются. Структура материала как бы постепенно разрыхляется. Упрочнение за счёт пластической деформации сменяется разупрочнением. Этот этап, на котором действуют преимущественно механизмы, связанные с пластической деформацией, будем считать третьим этапом развития повреждения.

4. И наконец, полосы скольжения практически все оказываются заблокированными, макроразрывы по границам зёрен начинают подрастать за счёт взаимодействия между ними, структура материала разрыхляется и один из макроразрывов в конечном итоге приводит к полному разрушению образца. При этом трещина окончательного разрыва образца должна развиваться по траектории, максимально выгодной по затратам энергии, т.е. по максимально повреждённым границам кристаллита. Это последний четвёртый этап развития повреждения.

Если теперь сделать на любой из отделённых частей образца шлиф, протравить его соответствующими реактивами (отдекорировать границы кристаллитов и дислокации) и рассмотреть его под оптическим микроскопом (как это всегда делается при исследовании изломов), можно убедиться в том, что наблюдавшаяся нами в ходе эксперимента картина полностью сохранилась на микрошлифе. Окончательный разрыв проходит по границам кристаллитов. Вблизи излома на границах (в большей степени) и внутри кристаллитов наблюдается достаточно большое количество микро- и макроразрывов. Кристаллиты вытянуты в основном в направлении действия нагрузки. В кристаллитах видно большое количество полос скольжения, заблокированных либо между собой (двойники), либо на границах зёрен. Такой вид излома характерен для всех изломов пластичных материалов при кратковременном действии однократно приложенной нагрузки.

При однократном статическом нагружении, выполненном за короткое время, вклад первых двух этапов в накопленное к моменту потери несущей способности повреждение практически несущественен. Поэтому основные задачи в оценке как текущего состояния конструкции, так и её критического состояния должны формулироваться, по крайней мере, в упругопластической постановке и базироваться на реальных кривых деформирования материала.

В качестве параметра текущего и критического состояния логично использовать

пластическую или полную (сумма упругой и пластической) деформацию.

Зная (по результатам нашего первого макроэксперимента), что для конкретного материала существует корреляционная (учитывая случайный характер измерений) связь напряжений и деформаций в виде кривой деформирования, можно предположить и возможность использования напряжения в качестве параметра текущего и критического состояния.

При этом, правда, следует обратить внимание на то, что в области пластического поведения для большинства конструкционных металлов большим изменениям деформации соответствуют весьма небольшие изменения напряжения.

Это, наряду с выводами, полученными из наблюдения за микроструктурой материала при нашем эксперименте, делает деформационные критерии предпочтительными.

В то же время делать глобальные выводы из эксперимента, в котором реализовалось одноосное нагружение надо осторожно. По крайней мере, представив себе вариант «жёсткого» напряжённого состояния (например, трёхосного растяжения), при котором пластические деформации не реализуются, можно отметить, что вести речь о только деформационных критериях при оценке прочности при однократном статическом нагружении кажется нелогичным.

Сделаем для себя вывод о том, что в оценке прочности при однократном статическом нагружении должны использоваться как деформационные, так и силовые критерии. Исторически, ввиду простоты получения критериев для простых случаев нагружения, предпочтение отдаётся силовым критериям, связанным с достижением критических состояний, определяемых пределом прочности или пределом текучести материала. В то же время для деталей, в которых происходят процессы, связанные с «большими» пластическими деформациями при 3D НДС (напряженно-деформированном состоянии), применение силовых критериев, мягко говоря, проблематично.

Следует также отметить влияние рабочей температуры на определяющие критическое состояние детали из поликристаллического материала параметры.

Не вдаваясь во все подробности влияния температурного состояния на межатомные связи в кристаллической решётке, отметим, что температура обычно интерпретируется амплитудой колебаний атомов решётки.

Это предопределяет с ростом температуры снижение сил взаимодействия, а соответственно, увеличение межатомных расстояний в решётке, увеличение линейных размеров и объёма тела, снижение сопротивления всем обратимым и необратимым изменениям в кристаллитах и материале в целом.

Естественным следствием будет наличие термического линейного расширения, снижение модуля упругости, пределов пропорциональности, упругости, текучести и прочности металлических материалов.

В отношении характеристик пластичности для поликристаллических металлических сплавов можно предполагать их рост с ростом температуры, но однозначного вывода для всех металлов даже в рекомендуемых диапазонах рабочих температур лучше не делать, особенно с учётом существенной роли границ кристаллитов, структура которых может (особенно для стареющих сплавов) влиять весьма своеобразно.

На влиянии состава сплавов на температурные зависимости их свойств специально останавливаться не будем. Отметим только, что именно легированием достигаются специальные свойства, в том числе и температурные.

### 5.3.2. Длительное статическое нагружение

Поставим на том же стандартном образце следующий макроэксперимент, связанный с влиянием на напряжённо-деформированное состояние *времени* выдержки его под заданной нагрузкой при повышенной (для некоторых материалов это, вообще говоря, необязательно) температуре.

Поставив образец на испытательную машину, нагрев его до заданной температуры, нагрузим его в пределах области упругого поведения (напряжения ниже  $\sigma_{02}$ ) и поддерживая постоянную нагрузку, будем следить за изменением контрольного размера по времени. Если нагрузка достаточно велика, то контрольный размер будет постепенно увеличиваться. Зависимость его относительного приращения от времени будет иметь вид, показанный на рис. 5.10. Это явление называется ползучестью материала, а величина приращения – деформацией ползучести. Обычно деформация ползучести, как и пластическая деформация исчисляется в относительных величинах. Так же, как и пластическая деформация, деформация ползучести носит необратимый характер и представляет собой внешний признак повреждения материала.

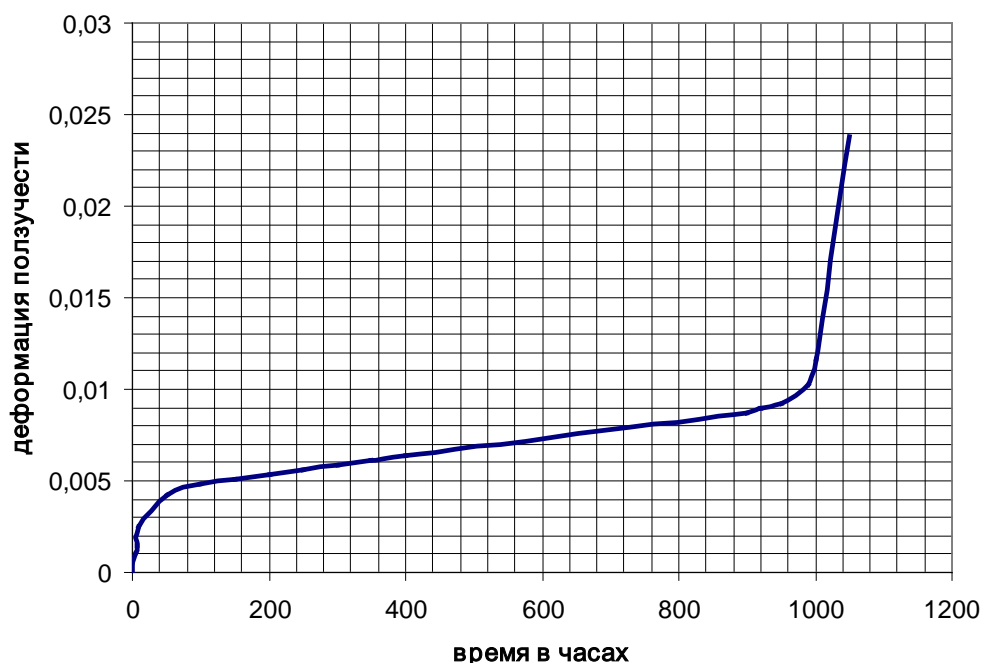


Рис. 5.10. Кривая ползучести для заданного уровня напряжения и температуры

Результатом нашего эксперимента по прошествии определённого времени будут разрыв образца и кривая зависимости деформации контрольной зоны образца от времени. При этом характерной для первого эксперимента шейки мы на глаз не увидим.

Зависимость деформации ползучести от времени при заданном уровне напряжения называют кривой ползучести. На кривой ползучести, полученной нами в эксперименте, можно выделить три характерных стадии развития.

Первая – достаточно короткая по времени – начальная стадия характеризуется быстрым нарастанием деформации ползучести с постепенным замедлением и называется стадией неустановившейся ползучести.

Вторая, характеризующаяся медленным ростом деформации и составляющая обычно как по времени, так и по величине накопленной деформации, наиболее существенную часть процесса, имеет характер линейной зависимости от времени и называется стадией установившейся ползучести.

Третья стадия развития, обычно достаточно короткая по времени, характеризуется ускоряющимся нарастанием деформации и заканчивается разрывом образца.

В принципе, установленного закона развития деформации ползучести при различных сочетаниях действующего напряжения и температуры вполне достаточно для создания модели поведения материала в анализе как текущего, так и критического состояния. Но для понимания того, почему кривая ползучести выглядит именно так, как показано на рис. 5.10, и что должно быть критерием состояния детали или узла, в котором происходит такой процесс, снова, как и в первом эксперименте, заглянем в микроструктуру материала образца.

Кроме уже отмеченных в первом эксперименте особенностей кристаллической решётки и её дефектов (дислокаций) и границ кристаллитов мы увидим вполне естественное (в связи с наличием энергетического потенциала в виде поддерживаемой энергии деформации и повышенной температуры) развитие процесса движения и взаимодействия дислокаций, инициирование ими плоскостей скольжения во времени. Причём при нагрузках, существенно меньших, чем при кратковременном однократном нагружении. Кроме того, можно заметить развитие во времени процессов изменения перенапряжённых границ кристаллитов и связанные с этим изменения формы и «повороты» последних. Можно также отметить и более тонкие механизмы, связанные с изменением во времени структуры фаз по границам зёрен, похожие на происходящие, например, при «старении» материала.

В начале процесса ползучести срабатывают наиболее активные дефекты и границы зёрен, энергия активации которых почти обеспечивается потенциальной энергией деформированного образца. Это первая стадия накопления повреждения.

На стадии установившейся ползучести достаточная для активации дефектов и разрядки границ кристаллитов и деформации последних, а также изменения фазового состава границ кристаллитов и зачастую их разделения новыми границами, энергия накапливается со временем. Постепенно идут процессы взаимодействия, взаимного блокирования дефектов. К концу стадии установившейся ползучести большинство возможностей развития деформационных процессов без макроразрывов структуры практически исчерпываются и активизируются процессы развития макроразрывов и их взаимодействия.

В отличие от однократного кратковременного нагружения, где из-за больших пластических деформаций повреждение границ кристаллитов значительно серьёзней, чем повреждение двойникованием внутри кристаллитов, при ползучести они могут быть соизмеримы. Поэтому на стадии разрушения макродефекты с близкой вероятностью возникают и взаимодействуют как на границах, так и внутри кристаллитов. Накопление повреждения идёт весьма быстро и заканчивается разрушением вследствие быстрого развития одного из макродефектов. При этом трещина быстрого разрушения может проходить как по границам, так и по телу кристаллитов. А макродефекты, учитывая существенно меньшую нагрузку активации трещины, будут существенно большего размера, чем в первом эксперименте.

Картина микрошлифа излома будет существенно отличаться от зафиксированной после первого эксперимента.

Во-первых, деформация кристаллитов существенно меньше, хотя потянутость макроструктуры достаточно заметна, во-вторых, количество и величина макродефектов вне излома существенно больше, обычно фиксируется целый ряд параллельных макротрещин вдоль излома. И в-третьих, излом проходит как по границам, так и по телу кристаллитов.

Наблюдаемая картина микроструктуры при выборе критерия состояния так же, как и при однократном статическом нагружении, настраивает на деформационный подход (принятый в большинстве зарубежных фирм), особенно, когда речь идёт об оценках при очень больших (десятки и сотни тысяч часов) временных отрезках.

В то же время силовой подход (включающий нагрузку, время и температуру) также выглядит вполне логичным, по крайней мере, для «простых» видов напряжённо-деформированного состояния.

Такой подход должен установить критический (вызывающий разрушение) уровень максимальных напряжений, для материала детали или узла при заданных температуре и времени действия ( $\sigma_{b/\tau}^f$ , называемый пределом длительной прочности).

Вывод, который мы должны для себя сделать после проведения второго макроэксперимента, заключается в том, что критерии сопротивления ползучести могут быть как деформационными, так и силовыми, причём для сложных типов напряжённого состояния предпочтительны деформационные критерии.



### **5.3.3. Циклическое нагружение**

Третий макроэксперимент, который следует провести, касается характерного для большинства деталей и узлов газотурбинного двигателя циклического нагружения.

Понятно, что циклическое нагружение характеризуется характеристикой, определяющей изменение нагрузки за время повторяющегося цикла.

Не вдаваясь пока в тонкости влияния частоты и формы цикла поставим простейший эксперимент, заключающийся в последовательном приложении к нашему образцу одинаковой растягивающей и сжимающей нагрузки. Скорость увеличения и уменьшения нагрузки, а также время выдержки под нагрузкой выберем достаточно небольшими, чтобы исключить существенные динамические эффекты и существенное влияние уже известной нам ползучести.

### 5.3.4. Многоцикловое нагружение

Для начала величину нагрузки выберем такой, чтобы она гарантировала работу образца в пределах упругого поведения материала.

В первом эксперименте мы уже видели, что при однократном приложении и снятии такой нагрузки внешне происходит практически полное возвращение образца в исходное состояние. В то же время, когда мы заглянули в микроструктуру, то констатировали, что отдельные дефекты кристаллической решётки в кристаллитах при определённых уровнях нагрузки могут быть приведены в движение с поглощением части энергии деформации образца. Т. е. на микроуровне состояние образца меняется. Во втором эксперименте мы заметили, что с течением времени движение дефектов может провоцироваться постепенным накоплением ими энергии, заимствованной из потенциальной энергии нагруженного образца при повышенной температуре.

Точно такую же роль в накоплении дефектами структуры кристаллита энергии, достаточной для их движения, может играть и циклическое приложение нагрузки.

Определив механизм возможности движения дислокаций и увидев в первом эксперименте возможность их взаимодействия между собой и с границами кристаллитов, можем ожидать, что по прошествии достаточно большого числа циклов нагружения внутри кристаллита и на его границах за счёт взаимодействия дислокаций возникнут перенапряжённые, а в конечном итоге и разорванные связи, т.е. повреждение.

Часть дислокаций могут преодолевать (при соответствующей ориентации структуры соседних кристаллитов) их границы и выходить на поверхность образца, где структура и без того неравновесна и повреждена механической обработкой, да ещё и работает (из-за её неровности) механизм концентрации деформаций (напряжений). Происходит дополнительное повреждение поверхности образца.

Микроповреждения при продолжении циклического нагружения и движения к ним за счёт энергии циклического деформирования новых дефектов развиваются в макроповреждения.

По достижении определённого размера в устье таких повреждений начинается процесс циклического пластического деформирования и начинается их циклическое развитие уже по обычному механизму роста трещин при циклическом деформировании.

По достижении одним из макродефектов критического для амплитудного значения нагрузки размера происходит быстрое разрушение образца. Увиденный нами механизм повреждения называется многоцикло-вой усталостью или просто усталостью.

В изломе можно увидеть достаточно гладкую зону развития усталостной трещины и похожую на излом образца в первом макроэксперименте зону долома.

При достаточно большом увеличении можно разглядеть очаг усталостной трещины (обычно на поверхности образца) и концентрически расположенные вокруг него бороздки и выступы (иногда их называют линиями отдыха), отпечатавшие в изломе процесс скачкообразного развития усталостной трещины. При этом следует учитывать, что для каждого последующего продвижения трещины требуется какое - то число циклов нагружения, формирующее необходимое повреждение в её устье, и избегать известной ошибки в том, что подсчёт количества бороздок в изломе однозначно определяет количество циклов нагружения при развитии усталостной трещины.

На микрошлифе излома можно увидеть, что на стадии медленного развития усталостной трещины излом проходит через кристаллиты, а на стадии долома по границам кристаллитов. Внутри кристаллитов можно наблюдать достаточно большое количество двойников – результатов взаимодействия дислокаций с разным направлением движения.

По картине накопления повреждений можно заключить, что вплоть до этапа развития усталостной трещины работают в основном микромеханизмы, а наиболее приемлемы для оценок прочности силовые критерии.



### 5.3.5. Малоцикловое нагружение

Теперь посмотрим, что будет происходить с нашим образцом, если его нагрузить циклически действующей нагрузкой, при амплитудных значениях которой будет наблюдаться заметная пластическая деформация.

Как и следовало ожидать, в работу кроме дислокационных механизмов включатся механизмы скольжения по кристаллографическим плоскостям внутри кристаллитов, что приводит как к более активному накоплению повреждения внутри кристаллитов (двойники при взаимной блокировке), так и на границах кристаллитов (блокирование плоскостей скольжения границами кристаллитов, деформация и перенапряжение пограничной фазы, искажение границ). В связи с постоянным пополнением запаса энергии в каждом цикле микродефекты, взаимодействуя, порождают макродефекты.

Эффект концентрации циклической деформации в вершине макродефекта активизирует процесс накопления повреждения и обеспечивает его последовательное скачкообразное подрастание до критического для амплитудного значения нагрузки размера, при котором происходит быстрое разрушение образца.

В изломе под оптическим микроскопом можно увидеть очаг разрушения, несколько более грубую, чем в предыдущем эксперименте, поверхность развития трещины малоциклового усталости с усталостными бороздками и грубую зону статического долома.

На микрошлифе излома можно увидеть, что на стадии развития трещины малоциклового усталости излом проходит как через кристаллиты, так и по границам кристаллитов, а на стадии долома по границам кристаллитов. Внутри кристаллитов можно наблюдать достаточно большое количество двойников - результатов взаимодействия - как дислокаций, так и полос скольжения, а на границах кристаллитов достаточно много микроповреждений, связанных с их деформацией и выходом на них отдельных плоскостей скольжения. В отличие от шлифа излома при многоциклового усталости вблизи очага усталости будет значительно больше неразвившихся макроповреждений. При этом, если бы мы отследили картину развития повреждений в зависимости от амплитуды циклической нагрузки, то увидели бы рост роли границ кристаллитов в накоплении повреждения по мере увеличения амплитуды нагрузки, выражающийся в возрастании доли границ кристаллитов в треке усталостной трещины.

Из наблюдаемой картины с учётом особой роли деформационного механизма развития повреждения можно сделать вывод о предпочтительности деформационных критериев оценки прочности при анализе сопротивления малоциклового усталости. В то же время, в практике сложился подход, связанный с оценкой прочности по циклической долговечности. Он обычно включает в себя эмпирику, построенную на циклических испытаниях при наиболее просто реализуемом «мягком» (задаётся цикл изменения нагрузки) нагружении. Отсюда и традиционное использование силовых критериев.

Если построить кривую сопротивления усталости любого металлического материала, она выглядит примерно так, как показано на [рис.5.11](#).

Можно выделить четыре характерные зоны:

1. Зона практически статического разрушения (циклическая долговечность от одного до нескольких десятков, а иногда и сотен циклов до разрушения) - излом при этом практически не отличается от статического, а величина амплитуды разрушающего напряжения близка к пределу прочности.
2. Зона малоциклового усталости (циклическая долговечность от нескольких десятков до 10 - 15 тысяч циклов).
3. Переходная зона (циклическая долговечность от 10-15 тысяч циклов до 1-2

миллионов циклов).

4. Зона многоциклового усталости (циклическая долговечность более 1-2 миллионов циклов).

На примере данной кривой выносливости видны характерные для практически всех металлов особенности:

- практически линейный характер зависимости амплитуды разрушающих циклических напряжений от логарифма числа циклов при малом числе циклов (до 10 000 циклов) - в зоне малоциклового усталости;
- практически линейный характер зависимости амплитуды разрушающих циклических напряжений от логарифма числа циклов при большом числе циклов (более 1 000 000 циклов) - в зоне многоциклового усталости;
- существенно меньший наклон характеристики многоциклового усталости, чем малоциклового усталости;
- имеется переходная зона (от 10 000 до 1 000 000 циклов) с нелинейным характером зависимости амплитуды разрушающих циклических напряжений от логарифма числа циклов

Похожий вид имеет и кривая усталостной прочности, построенная в полных деформациях ([рис.5.12](#)).

На [рис.5.13](#), [5.14](#) показаны типичные диаграммы циклического деформирования материала при жёстком нагружении с симметричным и асимметричным циклом нагружения.

Видимо, этого краткого экскурса в физику процессов накопления повреждения и разрушения пластичных поликристаллических металлов должно оказаться достаточно для дальнейшего разговора о критериях прочности.

Коротко о применяемых металлических конструкционных материалах.

### 5.3.6. Стали

Сплавы на основе железа принято называть сталями. Особое значение при этом имеет содержание углерода. Конструкционные стали (углеродистые и низколегированные) еще находят применение для изготовления деталей двигателей, работающих при сравнительно невысоких температурах (до 300 – 400°С).

Классы сталей (зафиксированная микроструктура):

- ферритные;
- аустенитные;
- стареющие;
- переходного класса;
- перлитные;
- мартенситные;
- мартенситно-стареющие.

Типы по легированию:

- углеродистые (типа стали 20, 45 и др.);
- низколегированные (30ХА, 30ХГСА, 40ХНМА и др.);
- цементируемые и азотируемые (12Х2Н14А, 12Х2НВФА, 30Х2МЮА и др.);
- высоколегированные (жаропрочные, коррозионностойкие, жаростойкие), например, 13Х11Н2ВМФ (ЭИ961), 13Х14Н3В2ФР (ЭИ736), 20Х23Н18 (ЭИ417), ХН28ВМАБ (ВЖ100), ХН78Т (ЭИ435), и т.п.

Для повышения надежности материалов в настоящее время применяются различные технологические методы. В первую очередь, это прогрессивные методы выплавки металлов. Наиболее распространенные из них (в порядке повышения качества металла): СШ – выплавка под слоем синтетического шлака;

Ш – электрошлаковый переплав; ВД – вакуумно-дуговой переплав; ВИ – вакуумно-индукционный переплав; ЭЛП – электролучевой переплав.

По технологическим свойствам:

- деформируемые;
- свариваемые;
- цементируемые;
- азотируемые;
- литейные.

Свойства сталей определяются количеством углерода, легированием, зафиксированной микроструктурой и термообработкой. Основные виды термообработки зависят от класса стали. Как правило, термическая обработка сталей включает в себя закалку для фиксации структуры с отпуском или нормализацией для сталей мартенситного, перлитного и переходного классов или старением для стареющих сталей для получения оптимальных свойств. В сталях всегда ограничиваются вредные примеси (водород, сера, фосфор и пр.).

### 5.3.7. Жаропрочные и жаростойкие сплавы

Обычно под этим названием имеются в виду сплавы на основе коррозионно-стойких и тугоплавких металлов. Этим сплавам свойственна высокая коррозионная стойкость, жаростойкость, жаропрочность.

По основе сплава:

- никелевые;
- хромоникелевые;
- железоникелевые;
- кобальтовые;
- молибденовые;
- вольфрамовые.

По состоянию:

- стареющие;
- термостабильные.

По технологии применения:

- деформируемые;
- свариваемые;
- литейные.

Свойства определяются основой, легированием и термообработкой.

Термообработка для термостабильных сплавов представляет собой рекристаллизационный отжиг (иногда говорят закалка) для снятия внутренних напряжений и восстановления макроструктуры. Для стареющих сплавов это обычно сочетание рекристаллизационного отжига (закалки) с одноступенчатым или многоступенчатым старением (формирование и стабилизация упрочняющей фазы).

### 5.3.8. Титановые сплавы

Это сплавы на основе титана. Титановые сплавы оптимальны по сочетанию прочности и плотности. Им свойственна также высокая коррозионная стойкость в воздушной среде, повышенные демпфирующие свойства, низкая теплопроводность. Они труднообрабатываемы при точении и шлифовании, что может вызвать наклеп поверхностных слоев обрабатываемых поверхностей. В силу малой теплопроводности при высоких скоростях обработки возможны так называемые прижоги (местные участки перегрева поверхностных слоев).

По структуре титановые сплавы подразделяют на:

- $\alpha$ -сплавы;
- псевдо- $\alpha$ -сплавы;
- $\beta$ -сплавы;
- двухфазные  $\alpha+\beta$ -сплавы.

По системе легирования наибольшее распространение получили:

- технические титаны;
- сплавы системы Ti – Al;
- сплавы системы Ti – Al – Mn;
- сплавы системы Ti – Al – V;
- сплавы системы Ti – Al – V – Zr – Mo;
- сплавы системы Ti – Al – V – Cr – Fe.

Каждая из систем легирования позволяет получать определённые конструкционные и технологические качества.

Используется также легирование W, Si, Sn.

По технологии применения:

- деформируемые (повышенной пластичности, средней прочности, высокопрочные, жаропрочные);
- литейные.

Свойства титановых сплавов зависят от фазового состава, легирования и термообработки, которая заключается либо в отжиге (снятие напряжений – полного восстановления макро- и микроструктуры при этом, в отличие от сталей и никелевых сплавов, обычно не происходит), либо в закалке с последующим старением. Надо помнить особенность титановых сплавов, заключающуюся в том, что у них хорошая «память» и лишние термообработки могут существенно ухудшить их свойства.



### 5.3.9. Алюминиевые сплавы

Это сплавы на основе алюминия. Алюминиевым сплавам свойственны лучшее, чем у сталей, сочетание прочности и плотности, высокая технологичность, высокая теплопроводность.

По системе легирования, позволяющей получить определённые конструкционные и технологические качества, среди алюминиевых сплавов наиболее распространены:

- сплавы системы Al – Cu – Mg;
- сплавы системы Al – Zn – Cu – Mg;
- сплавы системы Al – Cu – Mn;
- сплавы системы Al – Mg – Si – Cu;
- сплавы системы Al – Cu – Mg – Fe – Ni;
- сплавы системы Al – Mg – Li;
- сплавы системы Al – Cu – Li – Cd – Mn;
- сплавы системы Al – Mg;
- сплавы системы Al – Mn;
- сплавы системы Al – Be.

По технологии применения:

- деформируемые (АД – технический алюминий, применяемый для прокладок; Д1, Д16 – дуралюмины, применяемые для деталей из прутка; ВД17 – жаропрочный дуралюмин – для деталей входного направляющего аппарата компрессора; АК4-1, АК6, АК8 – для изготовления небольших штамповок и др.);

- литейные (наиболее широко известен сплав АЛ4 – силумин повышенной прочности для крупных корпусных деталей).

По термообработке (в принятых обозначениях) алюминиевые сплавы применяются в следующих состояниях:

- Т1 – закалённый и естественно состаренный;
- Т2 – закалённый и искусственно состаренный;
- Т3 – закалённый и искусственно состаренный на оптимальные свойства.

Свойства алюминиевых сплавов зависят от системы легирования и термообработки. Существенно повысить прочностные свойства алюминий-евых сплавов можно нагартовкой.

### 5.3.10. Магниеые сплавы

Сплавы на основе магния. Это, пожалуй, самые «лёгкие» (низкая плотность) из конструкционных материалов. Соотношение прочности и плотности близко к лучшим алюминиевым сплавам, очень хорошие демпфирующие способности, высокая удельная теплоёмкость, хорошая механическая обрабатываемость.

Наиболее часто применяемые системы легирования магниевых сплавов:

- сплавы системы Mg – Al – Zn – Mn;
- система Mg – Zn – Ce – Zr;
- система Mg – Zn – Cd – Zr – La;
- система Mg – Zn – Cd – Zr – Nd;
- система Mg – Mn – Nd – Ni;
- система Mg – Li – Al – Zn – Mn – Ce;
- система Mg – Zn – Zr;
- система Mg – Zn – La – Zr;
- система Mg – Zn – Ag – Zr – Cd;
- система Mg – Nd – In – Zr.

По технологии получения заготовок магниевые сплавы обычно подразделяются на:

- деформируемые сплавы;
- литейные сплавы.

По уровню свойств магниевые сплавы обычно подразделяются на:

- сплавы средней прочности;
- сплавы высокой прочности (например, МЛ15);
- жаропрочные сплавы (например, МЛ9 и МЛ19).

Определённые конструкционные и технологические свойства магниевых сплавов обеспечиваются термообработкой:

- T1 искусственно состаренный;
- T2 отожжённый;
- T4 закалённый;
- T6 закалённый и искусственно состаренный.

Свойства магниевых сплавов зависят от системы легирования и термообработки. Существенно повысить прочностные свойства можно нагартовкой.

#### 5.4. Длительная прочность материалов газовых турбин

Повреждение материала [1], развивающееся в процессе ползучести, приводит к разрушению, сопротивлению которому носит название длительной прочности. Основной характеристикой, принимаемой при расчете деталей, работающих в условиях длительного действия статических напряжений, являются пределы длительной прочности  $\sigma_{дл}$ , характеризуемые напряжением, вызывающим разрушение через заданное время при постоянной температуре. Значения пределов длительной прочности, приводимые в справочной литературе, обычно определяют опытами на растяжение при постоянно действующих нагрузках. Так же проверяются входным контролем величины длительной прочности образцов, вырезаемых из приливов заготовок при изготовлении ответственных деталей авиационных двигателей.

Зависимость предела длительной прочности от времени носит название кривой длительной прочности. Эту кривую аппроксимируют различными функциями, каждая из которых достаточно хорошо описывает поведение материала в определенных температурно-временных интервалах, например, экспоненциальной зависимостью

$$e^{\alpha\sigma t} = K, \quad (5.1)$$

которая выражается прямой линией в полулогарифмических координатах.

Наиболее распространенным способом аппроксимации кривой является степенная функция

$$\sigma^m t = A. \quad (5.2)$$

Эта зависимость в логарифмических координатах выражается прямой линией. Чем меньше показатель степени  $m$ , тем интенсивнее разупрочнение материала во времени.

Прямая, выражающая степенную функцию в двойных логарифмических координатах, обычно имеет один, а иногда и несколько переломов, перемещающихся в ту или иную сторону по времени в зависимости от температуры испытания. Так, например, для сплава ХН70МВТЮ (рис.5.15) [1] при 973К перелом относился ко времени до разрушения 10-20 ч, при температуре 1073К - 4-6 ч, при 1173К - 1ч. Подробное исследование этого сплава при 873К и длительности до разрушения от 5-10 мин до 500-1000 ч показало, что переломы на кривой длительной прочности перемещаются в область больших длительностей.

Каждый участок кривой длительной прочности при наличии переломов можно аппроксимировать степенными уравнениями со своим показателем  $m$ .

Значения показателей степени в уравнениях первого и второго участков кривых длительной прочности некоторых жаропрочных сплавов представлены в табл. 5.1, из которой следует, что  $m_1$  примерно в 2 раза больше, чем  $m_2$ .

Таблица 5.1. Показатели степени в уравнении (5.2)

Сплав	$T, ^\circ C$	$m_1$	$m_2$	$m_1/m_2$
ХН77ТЮР (ЭИ 437)	600	21	-	-
	700	15,8	7,2	2,2
	800	12,8	5,7	2,1
	900	10	4,5	2,2
ХН55ВМТФКЮ (ЭИ929)	700	-	14,7	-
	850	14	6,9	2,0
	900	-	6,2	-
	950	10,8	5,4	2,0
ЖС6К	700	21,3	-	-
	800	10,9	-	-
	900	10,3	5,9	1,8
	1000	-	5,0	-
	1050	-	4,1	-
ХН70ВМТЮ (ЭИ617)	600	20	-	-
	700	17	8,5	2,0
	800	12,5	6	2,08
	900	9,2	4,8	1,92

Исследование микроструктуры разрушившихся образцов показывает заметное отличие в характере разрушения образцов, испытанных при напряжениях левой и правой ветвей кривой. При высоких напряжениях, свойственных левой ветви кривой, для микроструктуры материала в зоне разрушения характерна вытянутость зерен, искривление блоков двойникования, вызванных внутризеренным скольжением, связанным с большой деформацией ползучести, накапливаемой до разрушения.

Неравномерность деформирования различных элементов структуры (зерен, границ зерен, двойников) приводит к возникновению высоких напряжений в микрообъемах металла, особенно в местах стыков зерен, и образованию трещин (клиновидного характера) по границам зерен и двойников, предшествующих разрушению образца. Развитие трещины при более низких напряжениях, свойственных правой ветви кривой длительной прочности, связано с разупрочнением границ зерен, с появлением на границе микропор, число и размеры которых возрастают по мере увеличения длительности действия температуры и напряжения.

При температурно-временных условиях, соответствующих переходу от одного вида разрушения к другому, изменяются соотношения между вкладом различных механизмов деформирования в общую деформацию, что проявляется также в изменении форм кривых ползучести. Для напряжений, соответствующих первому участку кривой длительной прочности, кривые ползучести имеют характер с наличием первого и второго этапов скорости ползучести. Быстрое нарастание ползучести во времени и отсутствие участка с затухающей скоростью связаны с преобладанием механизма скольжения, свойственного кратковременным испытаниям при высоких напряжениях. Тот факт, что значения пределов кратковременной прочности  $\sigma_B$  при соответствующих температурах хорошо укладываются на продолжение первых участков кривых длительной прочности ([рис.5.15](#)) в области от 0,01 до 0,02 ч подтверждает общность механизма разрушения при кратковременном и длительном статическом нагружении относительно высокими напряжениями.

### 5.5. Способы приближенного определения характеристик длительной прочности

Исследователи свойств металлов по длительной прочности [1], как правило, располагают результатами испытаний при 2-х, 3-х уровнях температур. Желательным было бы найти методы определения пределов длительной прочности для произвольного значения температур как внутри исследованного диапазона температур (методами интерполяции), так и предсказание свойств материала за пределами диапазона исследований (методами экстраполяции). Было предложено несколько методов обработки материалов испытаний, позволивших свести все результаты к какой-то единой расчетной зависимости. На примере данных, приведенных для сплава ХН70ВМТЮ ([рис.5.15](#)), можно показать попытку Мэнсона и Хэфферда получить единую зависимость

$$\frac{T - T_a}{\lg t_p - \lg t_a} = P_M(\sigma) \quad (5.3)$$

Где  $T$ - температура испытания, °С;

$t_p$  - время разрушения, час;

$T_a, \lg t_a$  - постоянные.

Результат такой попытки показан на [рис.5.16](#).

На графике ([рис.5.16](#), а) видно, что точки, соответствующие большим значениям напряжений, не лежат на общей кривой. Заметны три ветви отклонений от общей кривой : для напряжений от 58 до 72 кгс/мм<sup>2</sup>, от 48 до 68 кгс/мм<sup>2</sup> и от 28 до 38 кгс/мм<sup>2</sup>. Если обратиться к исходным данным ([рис.5.15](#)), можно видеть, что первая ветвь соответствует левому участку кривой длительной прочности при 700°С, вторая соответствует левому участку кривой при 800°С и третья - левому участку при 900°С.

Оказалось невозможным описать единой зависимостью для всех напряжений свойства длительной прочности при наличии переломов характеристик длительной прочности. Как видно из [рис.5.16](#), описание возможно при условии наличия двух отдельных параметрических зависимостей свойств материала. Это неудобно с той точки зрения, что каждый раз надо заранее знать, к какой ветви относятся сочетания интересующих нас температур и напряжений.

Более распространенной [1] и простой оказалась зависимость Ларсона-Миллера:

$$P_L = P_L(\sigma) = T(\lg t_p + C) \quad (5.4)$$

где  $T$ - абсолютная температура испытаний, К;  $t_p$  - время до разрушения, час;  $C$  - постоянная.

В действительности оказалось, что постоянная  $C$  зависит от температуры и меняется от 15 до 30, однако допустимо принимать ее константой. Была проведена статистическая оценка ошибки, получаемой при использовании зависимости Ларсона-Миллера, по результатам испытания большого числа образцов из жаропрочного сплава ХН56ВМКЮ и нержавеющей стали 1Х12Н2ВМФ. Распределение логарифмов долговечности ( $\lg t_p$ ) на одном уровне напряжения подчиняется нормальному закону, среднеквадратичное отклонение логарифмов долговечностей, характеризующее дисперсию, в диапазоне от 10 до 1000 ч для сплава ХН56ВМКЮ равно 0,09 - 0,18, а для сплава 1Х12Н2ВМФ - 0,18 - 0,36.

Расхождение между экспериментальными значениями долговечностей и полученными по параметрическим кривым с постоянным значением  $C=20$  не выходит за рамки дисперсии характеристик длительной прочности.

На [рис.5.17](#) приведены результаты обработки данных исследования длительной прочности сплава ЖС6К при различных температурах с использованием параметра Ларсона-Миллера, причем постоянная  $C$  принималась равной 20. В правом верхнем углу графика приведены кривые распределения логарифмов долговечностей в соответствующих

вероятностных координатах. По оси абсцисс этого графика отложены логарифмы долговечностей  $\lg t_p$ , по оси ординат - вероятность разрушения, вычисляемая как  $P = \frac{k}{n+1}$ , где  $k$  - порядковый номер образца в ряду значений долговечностей, составленном в порядке возрастания;  $n$  - число образцов, испытанных при постоянном уровне напряжений.

По кривым распределения долговечностей для напряжений  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  и т.д. были найдены значения времени, соответствующие заданной вероятности, и вычислены значения параметра Ларсона-Миллера. Кривые распределения вычисленных по этим долговечностей величин параметра приведены в нижнем углу графика. Параметрические кривые, построенные с помощью рассмотренных кривых распределения, дали возможность с заданной вероятностью определить пределы длительной прочности сплава ЖС6К для требуемых времени и температуры.

Значения пределов длительной прочности сплава ЖС6К, определенные по параметрической кривой, приведенной на [рис.5.17](#), удовлетворительно совпали с экспериментальными, полученными при температурах от 800 до 1000°C.

Поскольку приближенные способы основаны на феноменологическом описании результатов экспериментов, применять эти методы с достаточной надежностью можно лишь в экспериментально проверенном диапазоне параметров. Экстраполяция за рамки проверенного диапазона параметров требует большой осторожности и допустима по длительности испытаний не более чем на один порядок, а по температуре (особенно в сторону повышения) не рекомендуется.

*Жаростойкость* - свойство материалов, работающих в потоке высокотемпературных газов, сопротивляться эрозии и химическим процессам с образованием окислов и соединений с агрессивными компонентами газов. Как правило, происходит вынос легирующих компонентов и нарушение связей на границе зерен кристаллов. Последствием этого является эрозия на поверхности материала (ее называют газовой коррозией по аналогии с коррозией железных сплавов под воздействием влаги, кислот и щелочей). Жаростойкость иногда называют окалиностойкостью; единицей измерения принимают привес в граммах, отнесенный к 1 м<sup>2</sup> площади образца за единицу времени, полученный в результате испытаний материала при определенной температуре.

## 5.6 Критерии прочности

Для инженера, если не вдаваться в подробности, понятие «прочность» обычно означает способность конструкции (детали или узла) сопротивляться воздействию всего комплекса действующих нагрузок и внешних условий в такой мере, чтобы этого было достаточно для выполнения их функционального назначения.

Оценить прочность детали или узла означает численно выразить такую способность и проанализировать это численное выражение для однозначного заключения относительно способности конструкции к функционированию в условиях эксплуатации в самом простейшем виде «да» или «нет».

Чтобы оценить работоспособность детали на режиме с напряжением  $\sigma$ , температурой  $T$ , временем работы  $t$  и соответствующими прочностными характеристиками материала (напряжения и температура могут быть как постоянными, так и циклически меняться в ходе работы), следует рассмотреть возможные пути отклонения этих параметров от расчетных значений [1]. Такими отклонениями могут стать превышение нагрузок в силу неточности определения максимальной нагрузки, отклонение температуры материала из-за отклонений охлаждения, увеличение длительности работы, снижение механических свойств материала из-за технологических отклонений или из-за особенностей эксплуатации (коррозия, например). Считая каждое из возможных отклонений независимым, можно установить то значение параметра режима, при котором произойдет разрушение детали, если остальные параметры останутся неизменными. Запасом прочности по этому параметру называют отношение его разрушающей величины к действующей при неизменных значениях других параметров.

На рис. 5.18 показаны три возможных пути отклонения параметров режима от расчетных, приводящих к разрушению в трех различных точках [1].

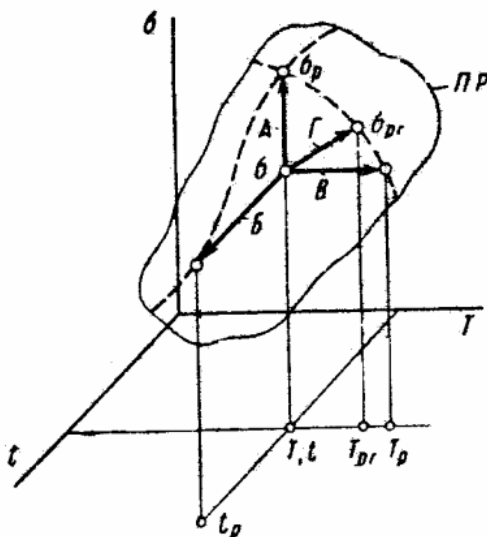


Рис. 5.18. К определению путей достижения материалом точек разрушения

Запас прочности по напряжению (путь А) определяется как

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_p}{\sigma}, \quad (5.5)$$

Запас прочности по времени работы обычно называемый запасом по долговечности (путь Б), равен

$$n_t = \frac{t_p}{t}. \quad (5.6)$$

Запас прочности по температуре (путь В) удобнее определять как разность температур:

$$n_T = T_p - T, \quad (5.7)$$

так как для деталей высокотемпературных двигателей отношение температур  $T_p$  и  $T$  обычно мало отличается от единицы.

В общем случае опасность разрушения при исчерпании запаса прочности по каждому из указанных параметров может быть разной для различных режимов и условий работы. На практике обычно вычисляют запасы прочности по напряжениям и по долговечности.

Под численной оценкой способности сопротивляться внешнему воздействию обычно понимается запас (коэффициент запаса) достигнутого деталью или узлом (конструкцией) в эксплуатации (натурном эксперименте, численном эксперименте) состояния относительно критического:

$$K = A_1/A_m,$$

где  $K$  - коэффициент запаса;

$A_1$  - численное выражение достигнутого состояния;

$A_2$  - численное выражение критического состояния.

В разных отраслях, а в двигателестроении для отдельных групп деталей (например, зубчатых соединений, подшипников), где так или иначе приходится оценивать прочность конструкций, встречаются вариации такого подхода. При этом вводятся нормативы: в оценку  $A_1$  - коэф-фициенты безопасности по нагрузкам (нормативное увеличение действующих нагрузок), в оценку  $A_1$  или  $A_2$  - коэффициенты снижения свойств материалов с использованием вместо понятия коэффициента запаса понятий допустимых нагрузок, напряжений, деформаций, перемещений ( $K=1$ ) и прочих, но по сути подход остаётся тем же.

При этом достигнутое и критическое состояния могут численно выражаться в виде:

- нагрузок (сил, давлений, моментов, частот вращения и пр.);
- напряжений (отдельных составляющих или инвариантов тензора напряжений);
- долговечностей (времени работы по заданной программе нагружения или на критическом режиме нагружения, числа циклов, числа эквивалентных циклов, числа критических циклов);
- деформаций (отдельных составляющих или инвариантов тензора деформаций);
- перемещений (линейных или угловых, составляющих или суммарных);
- параметров внешних условий (температур, интенсивностей излучений и пр.);

и определяться на базе либо эксперимента, либо расчётного анализа теплового и напряжённо-деформированного состояния детали или узла, либо расчётно-экспериментальных корреляций.

Соответственно и коэффициенты запаса приобретают специальные названия:

- коэффициенты запаса по разрушающим нагрузкам (по разрушению -  $K_b$ , устойчивости -  $K_y$ );
- коэффициенты запаса по напряжениям (местным -  $K_m$ , общим нормальным -  $K_{\sigma}$ , касательным -  $K_{\tau}$ , текучести  $K_T$ , сопротивлению (многоцикловой) усталости -  $K_v$  и пр.);



- коэффициенты запаса по долговечности (по времени -  $K_t$ , по числу циклов -  $K_N$ );
- коэффициенты запаса по местным деформациям -  $K_\delta$ ;
- коэффициенты запаса по перемещениям -  $K_d$ ;
- коэффициенты запаса по температуре -  $K_t$ .

Необходимо соблюдать принятую (предусмотренную стандартами) терминологию. Использование недопустимых терминов особенно характерно при описании и анализе процессов, связанных с циклическим нагружением. Выражения типа «выносливость», «усталостная прочность» вместо предусмотренного «сопротивление усталости», или «предел усталости» вместо «предел выносливости», «базовое число циклов» вместо «база испытаний» при всём несоответствии логике до сих пор звучат в лексиконе конструкторов и даже прочнистов.

В зависимости от способа оценок критического и текущего состояния, как уже было отмечено, коэффициенты запаса могут быть получены на базе натурального (лабораторного, в составе работающей конструкции) или численного эксперимента.

С точки зрения простоты обоснования, удобства восприятия и учёта всех реальных особенностей конструкций (отклонения геометрии, технологическая наследственность, внутренние дефекты и пр.) предпочтителен натуральный эксперимент, естественно с привлечением статистических оценок.

В отдельных случаях, например при оценке запаса по сопротивлению усталости для лопаток ГТД ( $K_v$ ), у натурального эксперимента просто нет альтернативы, т.к. действующие переменные напряжения могут быть реально получены только при тензометрировании на работающем двигателе, а сопротивление усталости - по результатам испытаний на усталость.

В то же время натурные испытания как лабораторные, так и в составе работающей конструкции, удовольствие весьма дорогостоящее и существует явная тенденция к расширению, где это возможно, использования численного эксперимента в сочетании с простейшими лабораторными экспериментами на образцах для построения моделей поведения материала.

Само собой разумеется, что для полностью расчётных численных оценок подходят только численные или математические модели.

База для построения таких моделей - уравнения механики деформируемого твёрдого тела (МДТТ) и, конечно, геометрия (математическая модель) детали, свойства материала, данные по нагрузкам и внешним условиям.

Существуют два уровня математических моделей:

- так называемые «инженерные» модели, использующие существенное упрощение геометрии и нагрузок конструкции дающие возможность анализа на базе готовых (полученных прямым применением уравнений МДТТ) решений теории оболочек, строительной механики, сопротивления материалов (для стержней, простых форм оболочек, простых форм пластин и т.д.);
- модели «высокого уровня», формируемые на базе реальной геометрии деталей и узлов, описания реального взаимодействия деталей, аппроксимирующих математических моделей, экспериментально полученных свойств материалов и уравнений МДТТ, решаемых численно как в стационарной, так и в нестационарной постановке средствами, реализованными в прикладных разделах математики. Например, в рамках метода конечных элементов - одного из наиболее плодотворных вариантов конечно-разностного подхода к преобразованию и численному решению уравнений в частных производных, характерных для МДТТ, при сложной геометрии анализируемого объекта.

В целом ряде случаев инженерные модели позволяют получать достаточно хорошие оценки напряжённо-деформированного состояния, экономя при этом время инженера.

Самое главное их достоинство состоит в том, что в момент начала формирования модели будущей детали или узла (при работе компоновщика, проектировщика лопаток, дисков и других типовых деталей) они остаются единственным (наряду с интуицией конструктора) инструментом выбора хорошего первого приближения геометрии для последующей экономной оптимизации на моделях высокого уровня.

По этой причине конструктору следует остерегаться недооценки важности владения этим средством проектирования.

В то же время и переоценивать его возможности, особенно на этапе оптимизации конструкции и её поверочного анализа, тоже не следует.

Главное, что следует усвоить из всего выше сказанного, это то, что оценка прочности конструкции представляет собой действие, которое должно быть:

- системным, т.е. выполняться в соответствии с определённым алгоритмом и включать в себя определённые регламентированные действия независимо от желания, умения и оснащения конструктора;
- осмысленным, т.е. выполняться в соответствии с реальным представлением физических процессов, в отношении которых проводится анализ;
- информационно-оснащённым, т.е. предполагать наличие соответствующего инструмента (методика, программные продукты, базы данных), а также сбор имеющейся и получение отсутствующей информации в отношении нагрузок, свойств материала, параметров среды и пр.

Первое требование предопределяет знание нормативного документа в отношении оценки прочности, действующего в отрасли.

Для специалистов авиадвигателестроения это «Нормы прочности двигателей гражданской авиации» и «Нормы прочности двигателей военной авиации», разработанные ФГУП ЦИАМ.

Эти нормативные акты регламентируют методологию анализа и подтверждения прочности большинства типовых деталей и узлов двигателей, опираясь на теоретические исследования и фактический материал, полученный на базе всего многолетнего опыта отрасли. В основном они ориентированы на определённые инженерные модели.

В отношении моделей высокого уровня преимущественно декларируется только возможность и желательность их применения. Чётко регламентированных требований к их формированию и анализу даже в последней редакции «Норм прочности» не прописано.

Естественно, что при бурном развитии численных методов анализа нормативные акты в том виде, как они существуют сейчас, вряд ли будут успевать за возможностями анализа и поэтому оставляют конструктору, по крайней мере, в сфере построения моделей и анализа их напряжённо-деформированного состояния, достаточно широкие творческие возможности.

В то же время, в отличие от постановки нормативной базы анализа прочности за рубежом, где общая регламентация вопросов прочности сертифицирующими органами весьма ограничена, а все особенности анализа прочности регламентируются внутренними стандартами фирм, «Нормы прочности ЦИАМ», как принято их называть в инженерном обиходе, представляют собой универсальные документы исключительного значения и обязательного практического применения на всех этапах жизненного цикла двигателя.

В отношении же моделей высокого уровня начало стандартизации должно быть положено на предприятиях в виде Стандартов предприятия (СТП) в составе документации соответствующего процесса (проектирование, освоение производства, сертификация, техническое сопровождение производства и эксплуатации) систем менеджмента качества (СМК) с выходом по мере систематизации и накопления опыта на уровень отраслевого нормирования.

Под осмысленностью действий в отношении реального представления происходящих в

конструкции процессов надо понимать наличие у конструктора достаточно чётких представлений:

- об особенностях детали или узла и материала в исходном состоянии (желательно и на всех этапах технологического процесса от получения заготовки до сборки в составе двигателя);
- о физических процессах, происходящих в материале детали или узла при действии рабочих нагрузок и условий;
- о физических механизмах накопления повреждения в материале;
- о физике процессов разрушения.

Только в этом случае можно говорить об осмысленном выборе как модели и метода анализа для численной формулировки достигнутого и критического состояний при численном эксперименте, так и о правильной постановке и анализе результатов натурального эксперимента.

В какой-то мере для конструктора оправдан и «потребительский» подход в этом вопросе: «все эти непростые для понимания области знаний - для узких специалистов, а конструктору нужны результаты в виде нормативных формулировок». В значительной части существующие «Нормы прочности» эту задачу, насколько это возможно, решают. В то же время успевать за прогрессом в возможностях численного анализа и достижениями науки как в области теории и создания новых материалов, так и в области эксперимента, да и за требованиями к создаваемой технике они просто не могут. Соответственно и коллектив, ставящий перед собой высокие задачи, и просто творческого человека чисто потребительский нормативный подход вряд ли устраивает.

Кроме того, для понимания многих формулировок «Норм прочности» хотя бы общие физические представления о строении и поведении используемых материалов весьма полезны. Именно поэтому, не вдаваясь в подробности, которые можно получить из многочисленных, посвящённых этому вопросу литературных источников, постараемся коротко сформулировать основные общие представления из этой области для конструктора, касающиеся основного типа применяемых в несущих конструкциях двигателей материалов - металлов.

Различные полимеры, композиты, керамики и прочие всё шире применяемые в двигателестроении материалы - вопрос совершенно особый, со своими специальными подходами к прочности и моделированию и пока на нём останавливаться не будем.

### 5.6.1. Коэффициенты запаса прочности по нагрузкам (несущей способности)

К этой категории критериев из числа регламентируемых Нормами прочности могут быть отнесены следующие:

1. *Запас по разрушающей частоте вращения для дисков роторов  $K_b$ ,  $K_{br}$ ,  $K_{b\theta}$* , представляющий собой отношение разрушающей частоты вращения к максимальной в рабочих условиях, полученное соответственно в эксперименте или при расчётном анализе по гипотезе предельного состояния для радиальных или окружных напряжений. Экспериментальное определение разрушающей частоты вращения обычно выполняется на рабочих колёсах или дисках с массовыми имитаторами лопаток при специальных разгонных испытаниях. При этом тепловое состояние либо имитируется, либо учитывается снижением полученных значений в соответствии с температурозависимыми свойствами материала. Инженерная расчётная методика оценки строится на простейшей модели уравнивания центробежной силы половины диска распределёнными по радиальным сечениям её границ напряжениями. Логично предполагая, что при пластичном материале нормальные (для диска – это окружные) напряжения в сечении за счёт пластической деформации имеют возможность перераспределяться вплоть до достижения во всём сечении уровня предела прочности, легко определить разрушающую частоту вращения. Такой подход с весьма высокой точностью работает для «хорошо» спроектированных дисков. В то же время при наличии на дисках фланцев, крепёжных отверстий, лабиринтов возможно появление зон концентрации напряжений с достаточно «жёстким» напряжённым состоянием, затрудняющим процесс перераспределения напряжений. В этом случае оценка по теории предельного состояния может оказаться излишне оптимистичной. Хороший результат получается при упругопластическом (с использованием реальной кривой деформирования) конечно-элементном 3D анализе рабочего колеса с учётом температурного состояния, геометрической нелинейности и контролем достижения как предела прочности ( $\sigma_b$ ), так и величины предельной пластической деформации ( $\delta$ ) при последовательном увеличении частоты вращения. Достижение одного из этих предельных параметров в модели определяет разрушающую частоту вращения. А отношение её к максимальной рабочей – запас по разрушающей частоте вращения  $K_b$ .

Нормами прочности ЦИАМ предусмотрен запас по разрушающей частоте вращения  $K_{b(r,\varphi)} \geq 1,4$  при его расчётном и  $K_{b(r,\varphi)} \geq 1,2$  при его экспериментальном определении.

2. *Запас по разрушающей нагрузке для замковых соединений рабочих лопаток.* Представляет собой отношения экспериментально полученного усилия разрушения замка (при имитации действия растяжения и изгиба от центробежных и газовых сил) к максимальному действующему, с учётом рабочей температуры и длительности нагружения (имитация или пропорциональный пересчёт с условий испытания). Нормами прочности ЦИАМ предусмотрен запас по разрушающей нагрузке  $K_b \geq 2,3$ .

3. *Запас несущей способности рабочих лопаток турбин.* Представляет собой отношение величины разрушающей (за время длительности рассматриваемого режима) растягивающей центробежной силы к максимальной рабочей. Нормами прочности предусмотрены для лопаток с бандажной связью  $K_s \geq 1,8$ , для небандажированных лопаток  $K_s \geq 2$ .

4. *Запас по разрушающему сочетанию нагрузок для наружных корпусов камер сгорания  $K_b$ .* Представляет собой полученное в эксперименте или расчёте отношение разрушающего перепада давления к максимальному рабочему (с пропорциональным учётом или неучётом остальных нагрузок – осевых сил, крутящих моментов и пр., в зависимости от их значимости). Экспериментальное определение разрушающего сочетания нагрузок выполняется при лабораторных гидроиспытаниях корпусов с пересчётом на эксплуатационное температурное состояние в соответствии с известными

свойствами материала. При расчётной оценке для «правильно» спроектированных корпусов хороший результат даёт простейшая инженерная оценка по уравнению, справедливому для длинной цилиндрической оболочки вращения:

$$\frac{\Delta PR}{\delta} = \sigma_b^t,$$

где  $\Delta P$  – разрушающий перепад давлений на стенке корпуса;

$R$  – максимальный радиус оболочки корпуса;

$\delta$  – толщина оболочки корпуса;

$\sigma_b^t$  – предел прочности материала корпуса при рабочей температуре.

При этом следует помнить, что при наличии в корпусе концентраторов напряжений, в которых может реализоваться «жёсткое» напряжённо-деформированное состояние такая оценка может оказаться излишне оптимистичной.

Хороший результат получается при упруго-пластическом (с использованием реальной кривой деформирования) конечно-элементном 3D анализе корпуса с учётом температурного состояния, геометрической нелинейности и контролем достижения как предела прочности ( $\sigma_b$ ), так и величины предельной пластической деформации ( $\delta$ ) при последовательном пропорциональном увеличении действующих нагрузок. Достижение одного из предельных параметров ( $\sigma_b$ ,  $\delta$ ) в модели определяет разрушающее сочетание нагрузок. А отношение разрушающего давления к максимальному рабочему – запас по разрушающему сочетанию нагрузок  $K_b$ .

Нормами прочности ЦИАМ предусмотрен запас по разрушающему сочетанию нагрузок  $K_b \geq 2$  при его экспериментальном и  $K_b \geq 2,5$  при его расчётном определении.

5. *Запасы по разрушающей нагрузке для корпусов турбин, корпусов опор, силовых поясов реактивных сопел и реверсивных устройств, элементов системы крепления двигателя на объекте.* Представляют собой отношение разрушающей к максимальной рабочей, определяющей напряжённость узла нагрузке (или сочетанию нагрузок). Нормами прочности ЦИАМ предусмотрен запас по разрушающему сочетанию нагрузок  $K_b \geq 2$  при его экспериментальном и  $K_b \geq 2,5$  при его расчётном определении.

6. *Запасы по разрушающей нагрузке для остальных корпусных деталей и узлов.* Представляют собой отношение разрушающей к максимальной рабочей, определяющей напряжённость узла нагрузке (или сочетанию нагрузок). Нормами прочности ЦИАМ предусмотрен запас по разрушающему сочетанию нагрузок  $K_b \geq 1,7$  при его экспериментальном и  $K_b \geq 2,0$  при его расчётном определении.

7. *Запас по разрушающему крутящему моменту для валов роторов, рессор приводов*  $K_{bM}$ , представляющий собой отношение разрушающего крутящего момента, полученного в эксперименте или расчёте, к максимальному рабочему.

$$K_{bM} = \frac{M_{кр\ разр}}{M_{кр}},$$

где  $M_{кр}$  – наибольший крутящий момент в расчетном сечении;

$M_{кр\ разр} = 0,47 \cdot W_k \cdot \sigma_{дл} (1,35 \psi + \kappa)$  – расчетное значение крутящего момента, приводящее к разрушению или недопустимой деформации вала;

$W_k$  – момент сопротивления кручению сечения вала;

$\sigma_{дл}$  – предел длительной прочности материала, соответствующий температуре и времени работы на расчетном режиме;

$\psi$  – коэффициент сужения сечения при разрушении;

$$K = \frac{4}{3} \cdot \frac{1 - \alpha^3}{1 - \alpha^4};$$

$$\alpha = \frac{d}{D} - \text{для полого вала;}$$

$d$  – внутренний диаметр вала;

$D$  – внешний диаметр вала.

Запас статической прочности по разрушающему крутящему моменту в соответствии с Нормами прочности ЦИАМ принимается  $K_{b,m} \geq 2,0$ , как при расчётном, так и при экспериментальном определении разрушающего крутящего момента.

8. *Запас по потере устойчивости для оболочечных конструкций (внутренние корпуса камер сгорания, внутренние корпуса сопловых аппаратов, жаровые трубы камер сгорания, трактовые и наружные оболочки, тонкостенные валы) под действием внешнего перепада давлений, сжимающей осевой силы, крутящего момента или их сочетания –  $K_y$ , представляющий собой отношение величины соответствующей критической нагрузки потери устойчивости (экспериментальной или расчётной) к максимальной рабочей с учётом при необходимости поля температур в конструкции.*

Инженерные методики обычно базируются на готовых решениях, полученных для длинных (или средней длины) цилиндрических оболочек вращения с эмпирическими поправками, учитывающими отклонения исходной формы оболочки. Они не позволяют, во-первых, с достаточной точностью получить критические нагрузки для реальных оболочек, имеющих, как правило, сложную форму меридиана и редко отвечающих условию «длинной» оболочки, а во-вторых, учесть сочетание нагрузок или распределение температур в конструкции. Расчётные формулы можно позаимствовать из многочисленных справочников, но использовать их рекомендуется только при предварительном выборе толщин.

Хороший результат может быть получен на 2D (для осесимметричных оболочек) или 3D К-Э моделях с использованием стандартных процедур «buckling» анализа.

Нормы прочности ЦИАМ требуют использования при формировании модели минимальных (в поле допуска) толщин оболочек.

Запас устойчивости оболочечных конструкций в соответствии с Нормами прочности ЦИАМ принимается  $K_y \geq 1,7$ .

9. *Запас по потере устойчивости валов при действии крутящего момента  $K_y$ , представляющий собой отношение крутящего момента потери устойчивости к максимальному рабочему крутящему моменту.*

В соответствии с рекомендованной Нормами прочности ЦИАМ инженерной методикой запас устойчивости при кручении для валов, имеющих отношение внутреннего диаметра к наружному в пределах  $0,5 \dots 0,96$ , определяется по зависимости:

$$K_y = \frac{M_y}{M_{кр}}$$

где  $M_{кр}$  – действующий максимальный крутящий момент;

$M_y$  – расчетное значение крутящего момента, приводящее к потере устойчивости вала:

$$M_y = 0,159 \cdot \sigma_{0,2} \cdot D^3 [\psi(1-\alpha^4) + 0,99(1-\alpha^3)] \times \\ \times (1 - 1,35\psi \cdot \alpha) + 1,62 \cdot \frac{(1-\psi)(0,2 + 1,35\psi)}{\psi \cdot \sqrt{\beta}} \cdot (1+\alpha) \cdot (1-\alpha)^2 \cdot \sqrt[4]{1-\alpha^2};$$

$\sigma_{0,2}$  – предел текучести материала при соответствующей рабочей температуре;

$$\beta = \frac{l}{D};$$

$\alpha = \frac{d}{D}$  - для полого вала;

$\psi$  – коэффициент относительного сужения при разрушении;

$l$  – длина гладкой части вала одного диаметра;  
 $D$  – наружный диаметр тонкостенного участка вала;  
 $d$  – внутренний диаметр тонкостенного участка вала.

Значение критической нагрузки потери устойчивости может быть определено на 3D К-Э модели по минимальному значению из двух видов анализа:

упругая потеря устойчивости (процедура «buckling»);

потеря устойчивости по «пластическому механизму» - достижению полного распространения пластической деформации по одному из сечений вала при решении задачи упруго-пластического деформирования.

Запас устойчивости при кручении в соответствии с Нормами прочности ЦИАМ принимается  $K_y \geq 1,7$ .

10. *Запас по потере устойчивости стержневых конструкций (стойки корпусов опор, стержни подвесок, стержни привода створок сопел и реверсивных устройств) –  $K_y$* , представляющий собой отношение критического сжимающего усилия к максимальному рабочему.

Инженерные методики предусматривают использование готовых решений для стержней. Расчётные формулы для прямолинейных стержней постоянного сечения и стержней со ступенчатым изменением сечения с различными условиями закрепления можно найти в справочной литературе. В то же время их использование рекомендуется только при предварительном выборе геометрии. Расчёты рекомендуется выполнять на 3D конечно-элементных моделях с использованием процедур «buckling». При этом Нормы прочности ЦИАМ требуют формирования геометрии стержневых конструкций исходя из минимума моментов инерции сечений и максимума длины из поля допусков.

Запас устойчивости в соответствии с Нормами прочности ЦИАМ принимается для стержней системы крепления двигателя  $K_y \geq 2,5$ , для остальных стержневых элементов конструкции  $K_y \geq 2$ .

### **5.6.2. Коэффициенты запаса (местной) прочности по напряжениям**

Это наиболее универсальные силовые критерии прочности, традиционно применяемые практически ко всем деталям газотурбинного двигателя, да и любым машиностроительным, строительным и прочим силовым конструкциям.

В то же время надо помнить о многообразии как свойств материалов, так и видов напряжённо-деформированного состояния, и о том, что за более, чем две сотни лет усилий в этом направлении универсального для всех типов материалов и напряжённо-деформированных состояний подхода к формулировке предельных (определяющих границу разрушения) состояний так и не выработано. Поэтому и использование оценок в напряжениях должно базироваться в каждом конкретном случае на понимании реального процесса и имеющемся опыте.

В Нормах прочности предусмотрен целый ряд таких критериев, относящихся к различным деталям и материалам и различным типам повреждения материала деталей и узлов.



### **5.6.3. Запас по местной прочности – $K_m$**

Представляет собой отношение предела прочности или длительной прочности в рабочих условиях к расчётному местному эквивалентному напряжению.

Эквивалентное местное напряжение рассчитывается в виде независимой от выбора системы координат комбинации компонентов тензора напряжений в зависимости от вида напряжённо-деформированного состояния.

Наиболее употребляемыми в практике для деталей и узлов из пластичных материалов до сих пор являются т.н. «классические» теории прочности для изотропных материалов, предусмотренные в Нормах прочности.

#### 5.6.4. Теория максимальных нормальных напряжений

В западной литературе эта теория существует под именем развивавшего её Ренкина.

В соответствии с ней «предельными» являются максимальные главные напряжения –  $\sigma_1$  при растяжении и  $\sigma_3$  при сжатии.

Теория вполне удовлетворительно работает при напряжённых состояниях, близких к одноосному, при анализе конструкций из хрупких материалов, а также при «жёстком» напряжённом состоянии, характеризующемся существенным вкладом шаровой составляющей тензора напряжений.

Уравнения выглядят предельно просто:

$$\sigma_1 = \sigma_b^{раст}, \sigma_3 = \sigma_b^{сжат}.$$

### 5.6.5. Теория максимальных касательных напряжений

В литературе существует под именем Треска, иногда Кулона.

В соответствии с ней «предельными» или ответственными за разрушение являются максимальные касательные напряжения.

Вспомнив наши макроэксперименты с образцом из пластичного материала, где повреждение накапливалось в основном по механизму сдвига в кристаллографических плоскостях можно предполагать удовлетворительную работу этой теории для пластичных материалов с преимущественным вкладом девиаторной составляющей тензора напряжений (мягкое напряжённое состояние).

В простейшей записи уравнение предельных состояний выглядит следующим образом:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_b.$$

Выразив главные напряжения через компоненты тензора напряжений в левой части уравнения, получим интенсивность напряжений Треска.

### 5.6.6. Теория максимальной энергии формоизменения

В литературе существует под именем фон Мизеса.

В соответствии с ней предельной является максимальная энергия формоизменения.

Хорошо понимая, что основной механизм повреждения пластичного материала связан с пластической деформацией, наиболее полной скалярной характеристикой которой является энергия, затраченная на формоизменение, можно предполагать удовлетворительную работу этой теории для пластичных материалов с преимущественным вкладом девиаторной составляющей тензора напряжений.

В простейшей записи уравнение предельных состояний выглядит следующим образом:

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_b^2$$

Выразив главные напряжения через компоненты тензора напряжений в левой части уравнения, получим интенсивность напряжений по фон Мизесу.

Для различных материалов с особыми свойствами существует целый ряд формулировок предельных состояний, которые при необходимости можно взять из специальной справочной литературы.

Не будем вдаваться в подробности попыток учёта структурных неоднородностей материалов реальных деталей, статистического разброса характеристик материалов и прочих параметров, влияющих на сопротивление разрушению. Обычно все эти факторы относят или в коэффициент запаса прочности, устанавливаемый для инженера нормативным документом (для авиадвигателестроения - Нормами прочности ЦИАМ), или учитывают в свойствах материалов, получая необходимые характеристики на образцах, состояние которых соответствует реальному, с учётом статистического разброса характеристик (в Нормам прочности ЦИАМ учёт  $3\sigma$  отклонения).

Наконец, определим, как надо пользоваться силовыми критериями критического состояния в форме запасов по местным напряжениям. Ниже в [таблице](#) показаны установленные Нормами прочности ЦИАМ значения коэффициентов запаса статической, или местной, прочности для различных типов деталей газотурбинных авиационных двигателей.

Следует отметить, что циклы эксплуатации двигателей весьма разнообразны и включают в себя достаточно большое число «длительных» режимов. Если для детали по условиям её работы требуется анализ с учётом ползучести, встаёт вопрос учёта всех «повреждающих» режимов эксплуатации. При прямом анализе ползучести проблемы здесь не возникает - процесс задаётся в реальном времени. При использовании же предусмотренного Нормами прочности ЦИАМ «силового» подхода - анализа длительной прочности - возникает сформулированная выше проблема.

Нормами прочности рекомендуется использование гипотезы линейного суммирования повреждения.

Суть её состоит в том, что в качестве характеристики повреждения от каждого режима нагружения используется отношение суммарной за ресурс длительности режима ко времени

$$P_i = \frac{\tau_i}{\tau_{иппаз}(\sigma_i)}$$

разрушения материала при нагрузке и температуре режима:

повреждения всех режимов линейно суммируются, а в качестве критерия разрушения принимается равенство суммы повреждений единице:

$$\sum P_i = \sum \frac{\tau_i}{\tau_{иппаз}(\sigma_i, t)} = 1$$

При этом способ получения коэффициента запаса заключается в решении уравнения

$$\sum \frac{\tau_i}{\tau_{i\text{ппаз}}(K_m \sigma_i, t)} = 1$$

либо с использованием аппроксимации кривой длительной прочности, тогда для  $K_m$  может быть получено аналитическое выражение (что реально только при линейной аппроксимации), либо с использованием стандартных численных методов решения уравнений, либо простейшим методом табличной интерполяции.

### 5.6.7. Запас по сопротивлению усталости - $K_v$

Относится к многоцикловой (по нашей классификации) усталости.

Определяется обычно как отношение экспериментально определённого по контрольному тензомеру предела выносливости детали (реже материала на образцах) при симметричном цикле нагружения  $\sigma_{-1}$  с учётом наличия статической составляющей (асимметрии цикла)  $\sigma_{vp} = \sigma_{-1}(1 - \sigma_m/\sigma_b)$  к амплитуде  $\sigma_v$  действующего расчётного, а чаще экспериментально замеренного, по такому же контрольному тензомеру, или статистически предполагаемого переменного напряжения.

При этом, учитывая экспериментальную основу, обычно используется измеряемый в направлении решётки тензометра компонент тензора напряжений. Тензомер в экспериментах ориентируется в направлении ожидаемых максимальных главных напряжений и препарирован в месте его максимума. Иногда как при усталостных испытаниях, так и при тензометрировании, при проблематичности препарирования тензометра в месте ожидаемого максимума амплитуды переменных напряжений используется пропорциональный пересчёт амплитуды переменных напряжений от места препарирования по результатам экспериментального измерения т.н. распределения напряжений на соответствующей форме колебаний.

При этом коэффициент запаса по сопротивлению усталости должен нормироваться с учётом как статистического разброса предела выносливости детали, так и с учётом случайного характера результатов измерения.

Ниже в [табл.5.2](#) и [5.2,а](#) и [5.2,б](#) показаны нормативные основы оценки сопротивления усталости деталей авиационных ГТД в соответствии с Нормами прочности ЦИАМ.

Определение приведенных переменных напряжений в лопатке  $\sigma_v^*$  рекомендуется производить по  $(\sigma_{vmax})_{изм}$  по формуле

$$\sigma_{vn}^* = (\sigma_{vmax})_{изм} + \left( \frac{z+7}{z} \right)^2 S_{\sigma_v}$$

где  $z$  - число тензометрируемых лопаток ;

$S_{\sigma_v}$  - среднее квадратическое отклонение величин напряжений.

$Z_1^*$  - Гармоника с порядком, равным числу лопаток впереди и сзади стоящего соплового аппарата;

$Z_2$  - Гармоника с порядком, равным числу жаровых труб или форсунок камеры сгорания.

### 5.6.8. Коэффициенты запаса по долговечности

Для любой конструкции важнейшими параметрами, определяющим её технические и экономические характеристики являются устанавливаемые ресурсные показатели (назначенный, до первого капитального ремонта, межремонтный), исчисляемые обычно во времени (часах) или циклах (для авиационных ГТД - полётных циклах, запусках). Вполне естественно желание и запас относительно критического состояния иметь во временных показателях как более наглядных.

Как мы уже отмечали при проведении наших макроэкспериментов, временные ограничения для конструкции могут определять процессы ползучести и усталости, связанные с нагрузками, процессы структурных изменений, окисления и эрозии, связанные с внешними условиями, процессы износа и контактной усталости, связанные с нагрузками, условиями смазки и рабочими температурами.

В отношении временных процессов, связанных с внешними условиями, нормативные требования носят в основном качественный характер. Количественно прямое отношение к ним имеют только требования Положений об установлении и увеличении ресурса в отношении необходимого объёма испытаний (часы, условия, количество) и исследований двигателей.

В отношении сопротивления ползучести и усталости Нормы прочности оговаривают вполне определённые методические и количественные требования, показанные в [табл.5.3](#).

Сами по себе запасы по долговечности обычно определяются на базе экспериментальных корреляций, связывающих долговечность в часах или циклах с нагрузками или деформациями при заданных внешних условиях. Поэтому, в принципе, они производны от силовых или деформационных критериев в зависимости от того, нагрузки или деформации были основой для построения временных корреляций сопротивления ползучести или усталости.

Следует отметить, что Нормы прочности ЦИАМ предусматривают как один, так и другой вариант временных корреляций. Причина неактивного (не смотря на все их преимущества) использования деформационных оценок кроется в сложившейся специфике формирования баз данных по свойствам материалов. В России традиционно, исходя из максимальной простоты экспериментов, накапливались данные по длительной прочности и малоцикловой усталости материалов при «мягком» нагружении, что и предопределило популярность силовых критериев и корреляций.

При этом следует учитывать, что проявления дефектов, связанных с малоцикловой усталостью, свойственны деталям с существенной концентрацией напряжений (деформаций). При этом возникает необходимость оценки так называемого «эффективного» (т.е. определяющего снижение разрушающих «нетто» - напряжений) коэффициента концентрации напряжений, что в плане расчётного анализа весьма проблематично, а также получение кривых МЦУ для ряда образцов с различными концентраторами для достоверной аппроксимации.

Прямое использование кривых МЦУ для гладких образцов и расчётных значений условно-упругих напряжений в концентраторе даёт чрезмерно пессимистический результат по долговечности (занижение может быть на порядок и больше).

Именно поэтому любой здравомыслящий конструктор расчётному анализу МЦУ в напряжениях для деталей с концентраторами не верит и проводит натурный эксперимент, что весьма накладно, т.к. детали, а чаще узлы, прошедшие такие испытания, по сути уничтожены. А для статистически корректной оценки испытать надо несколько деталей или узлов.

Внутренние стандарты большинства зарубежных фирм в настоящее время ориентируются в основном на деформационные критерии и корреляции. Причина здесь в первую очередь в

экономике, а также в том, что они уже давно полностью опираются на современные конечно-элементные методы анализа нестационарных процессов деформирования. С учётом их потребностей и возможностей наши западные коллеги накопили и продолжают накапливать необходимые базы данных по свойствам материалов. В частности, стандарты фирм и требования по сертификации двигателей однозначно предусматривают наличие для используемого конструкционного материала необходимого объёма данных по параметрам ползучести и по сопротивлению малоцикловой усталости при «жестком» (с заданным циклом изменения деформации) нагружении. Учитывая то, что в Нормах прочности ЦИАМ 2005 года в требованиях к базе данных материалов также предусмотрено обязательное наличие для используемых конструкционных материалов данных по ползучести, а также малоцикловой усталости при «жестком» нагружении переход на деформационные критерии в нашей отрасли также планируется.

В отношении расчётов ползучести «Creep» - анализ предусмотрен в нелинейных модулях всех развитых конечно-элементных пакетов программ и может быть проведен на базе аппроксимированных кривых ползучести.

Проблема только в формулировке критического уровня деформации ползучести устанавливаемого обычно либо сертифицирующими органами, либо внутренними нормативами фирм.

Ниже показан оптимальный вариант использования деформационных корреляций в анализе МЦУ с использованием возможностей конечно-элементного анализа процесса циклического деформирования, рекомендованный Нормами прочности ЦИАМ и в схожем виде применяемый практически всеми зарубежными фирмами.

После установления факта получения установившегося цикла деформирования в анализируемой зоне упруго-пластической модели определяются упругие и пластические компоненты деформаций для моментов разгрузки и повторной нагрузки, размахи компонентов упругой и пластической деформаций и эквивалентный размах (интенсивность размахов) деформаций:

Параметры НДС при нагружении:

$e^{ij}$  - компоненты упругих деформаций;

$pl^{ij}$  - компоненты пластических деформаций.

Параметры НДС при разгрузке:

$e^{ij}$  - компоненты упругих деформаций;

$pl^{ij}$  - компоненты пластических деформаций.

Изменение (размах) компонентов деформаций в цикле нагружения:

$\Delta e^{ij} = e^{ij} - e^{ij}$  - размах компонентов упругих деформаций

$\Delta pl^{ij} = pl^{ij} - pl^{ij}$  - размах компонентов пластических деформаций.

Интенсивности размахов (эквивалентные размахи) упругой, пластической и полной деформаций:



$$\Delta \varepsilon_i^e = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\Delta \varepsilon_{11}^e - \Delta \varepsilon_{22}^e)^2 + (\Delta \varepsilon_{22}^e - \Delta \varepsilon_{33}^e)^2 + (\Delta \varepsilon_{33}^e - \Delta \varepsilon_{11}^e)^2 + \frac{3}{2} [(\Delta \varepsilon_{12}^e)^2 + (\Delta \varepsilon_{23}^e)^2 + (\Delta \varepsilon_{31}^e)^2]};$$

$$\Delta \varepsilon_i^{pl} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\Delta \varepsilon_{11}^{pl} - \Delta \varepsilon_{22}^{pl})^2 + (\Delta \varepsilon_{22}^{pl} - \Delta \varepsilon_{33}^{pl})^2 + (\Delta \varepsilon_{33}^{pl} - \Delta \varepsilon_{11}^{pl})^2 + \frac{3}{2} [(\Delta \varepsilon_{12}^{pl})^2 + (\Delta \varepsilon_{23}^{pl})^2 + (\Delta \varepsilon_{31}^{pl})^2]};$$

$$\Delta \varepsilon_i = \frac{3}{2(1+\nu)} \Delta \varepsilon_i^e + \Delta \varepsilon_i^{pl}$$

Имея кривые МЦУ, полученные на образцах при так называемом «жестком» нагружении (нагружение с заданной амплитудой деформаций см. [рис.5.19](#)), легко определить значение разрушающей долговечности.

Кстати получение кривых МЦУ в деформациях не столь уж проблематично, как кажется. При наличии достаточно представительного объема результатов усталостных испытаний образцов с концентраторами (где в зоне концентрации реализуется практически «жесткий» цикл нагружения, правда, с асимметрией цикла) и аккуратно аппроксимированных кривых деформирования материала кривые МЦУ в деформациях могут быть получены чисто расчетным путем. Для этого требуется всего лишь для каждого испытанного образца выполнить конечно-элементный упруго-пластический анализ нескольких циклов нагружения до получения установившегося размаха полной деформации и, в соответствии с вышеприведенной методикой получить значения эквивалентного (или интенсивности) размаха полной деформации.

На [рис.5.19](#) показаны полученные таким образом из кривой МЦУ, соответствующей «мягкому» нагружению с коэффициентом асимметрии  $R = 0$  для образца с концентратором ([рис.5.3](#)), кривые МЦУ в деформациях (с разной доверительной вероятностью).

Вопрос влияния асимметрии цикла решается аналогично тому, как это делается в напряжениях для высокочастотной усталости (диаграмма Гудмана, математическое выражение которой в соответствии с Нормами прочности для циклически стабильного материала показано в табл. 5.1), с использованием типовой кусочно-линейной диаграммы в деформациях, в западной литературе называемой диаграммой Волкера (её можно найти в специальной литературе).

Также следует отметить тот факт, что реальный цикл эксплуатации (на практике обычно используют так называемый «обобщенный полётный цикл», устанавливаемый на базе статистики эксплуатации и являющийся одной из составляющих эксплуатационной технической документации) содержит несколько типов циклов изменения нагрузок, вносящих повреждение в конструкцию.

Для учёта всех значимых типов циклов в повреждении конструкции используется гипотеза линейного суммирования повреждений.

Суть её состоит в том, что в качестве характеристики повреждения от каждого типа циклов нагружения используется отношение числа циклов за ресурс к разрушающему числу

$$P_i = \frac{N_i}{N_{i\text{ppаз}}}$$

циклов данного типа: , повреждения всех режимов линейно суммируются, а в

качестве критерия разрушения принимается равенство суммы повреждений единице:

$$\sum \Pi_i = \sum \frac{N_i}{N_{ipraz}} = 1$$

Запас по числу циклов при этом определяется с учётом числа различных циклов в «обобщённом полётном цикле» решением уравнения:

$$\sum \frac{K_N \varepsilon_i N_i}{N_{ipraz}} = 1$$

где  $\varepsilon_i$  - число циклов  $i$ -го типа в обобщённом полётном цикле.

### 5.6.9. Нормирование деформаций.

В Нормах прочности ЦИАМ нормирование деформаций как таковое не предусмотрено, хотя, как уже было замечено, при критических состояниях, определяемых ползучестью материала, большинство зарубежных фирм, специализирующихся на производстве и проектировании газотурбинной техники авиационного и наземного применения, используют нормирование деформации ползучести. Задача такого нормирования для конструкций, работающих в условиях «мягкого» нагружения, гарантировать работу в пределах «установившейся ползучести», а для конструкций, работающих в условиях «жёсткого» нагружения (например резьбовых соединений), допустимую релаксацию рабочей нагрузки (затяжки).

Обычно используемое зарубежными фирмами ограничение деформации ползучести для пластичных термостабильных материалов составляет  $\delta_{допуст} = 1 - 1.5\%$ , для стареющих материалов  $\delta_{допуст} = 1\%$ .

Для дисков компрессоров и турбин Нормах прочности ЦИАМ рекомендуется ограничивать допустимую «вытяжку» дисков, контролируемую по ободу величиной  $\delta_{допуст} = 0,05\%$  при расчётном определении и  $\delta_{допуст} = 0,08\%$  после сдаточных испытаний.

#### **5.6.10. Нормирование перемещений.**

Допустимые перемещения в конструкции устанавливаются для конкретных деталей и узлов исходя из безопасности эксплуатации на базе анализа моделей разработчиком и опыта доводки. В двигателестроении ограничения носят ненормативный характер, хотя и оговариваются, при необходимости, в ремонтной и эксплуатационной документации. В Строительных нормах и правилах (СНиП) для ряда конструкций перемещения жёстко нормируются.

### 5.6.11. Нормирование запасов по условиям работы.

Нормами прочности ЦИАМ устанавливаются требования по запасу по температуре для рабочих лопаток турбин. Норматив устанавливается в виде допустимого превышения рабочей максимальной температуры относительно расчётной  $\Delta t(^{\circ}\text{C})$ , при котором обеспечивается заявленный ресурс по исчерпанию длительной прочности с коэффициентом запаса прочности по местным напряжениям, равным 1. Минимально допустимый запас по температуре в соответствии с Нормами прочности  $K_t = 60^{\circ}\text{C}$ .

Иногда требования по допустимому превышению температуры устанавливаются в эксплуатационной документации разработчиком двигателя и для других деталей. При этом используются штатные или контрольные измерения температур, а допустимый уровень устанавливается на базе либо анализа модели, либо эксперимента. Существуют и другие нормативные ограничения температур, такие, например, как ограничение температур использования титановых сплавов (невозгарание) **для лопаток ротора  $t_{\max} = 520^{\circ}\text{C}$ , лабиринтов и статорных деталей  $t_{\max} = 360^{\circ}\text{C}$ .**

Из ненормативных ограничений необходимо также придерживаться рекомендаций по температурам применения материалов, содержащимся в справочной литературе, ориентированном в основном на обеспечение определённого запаса максимальной рабочей температуры относительно температуры старения для стареющих сплавов и сталей, температуры отпуска для сталей мартенситного и переходного класса или критических температур «хрупкости» для работы при пониженных температурах.

### 5.6.12. Многокомпонентное или многофакторное нагружение.

Из хотя и недостаточно подробного описания физики повреждения материала при различных видах нагружения и условиях работы очевидно следует одинаковая его природа в смысле последствий для материала и, соответственно, необходимость учёта совместного воздействия всех факторов нагружения на истощение ресурса и несущей способности детали или узла.

Современные нормативные документы напрямую не предусматривают учёта многофакторности нагружения и предполагается, что при анализе по каждому из факторов в нормативном коэффициенте запаса неявно учтено повреждение от других видов нагружения. В то же время опыт фирм говорит о том, что в ряде случаев необходимость учёта многофакторности нагружения существует. Методические основы подхода к решению этой проблемы в конкретных случаях можно найти в литературных источниках, особенно посвящённых термоусталости, при которой активно действуют как механизмы малоциклового усталости, так и механизмы ползучести, а также посвящённых малоциклового усталости с наложением высокочастотного нагружения. На самом деле при использовании силовых критериев решение вопросов многокомпонентности нагружения достаточно проблематично и базируется пока в основном на конкретном экспериментальном материале и не всегда согласующихся с экспериментом гипотезах типа линейного суммирования повреждений.

Существенные сдвиги в этом направлении возможны с использованием деформационно-энергетических критериев, но здесь есть свои проблемы, например ставящие под сомнение использование упруго-пластических моделей, а также констатирующие неготовность к практическому использованию на данный момент жёстко-пластических моделей материала и пр.

Всё, что сказано выше, относится к традиционно наиболее часто обсуждаемым проблемам обеспечения прочности и долговечности деталей и узлов авиационных (и наземных) газотурбинных двигателей изготовленных из поликристаллических металлических материалов. Здесь не обсуждались вопросы, связанные с коррозионным и эрозийным повреждением, контактной усталостью металлов, прочностью деталей и узлов, изготовленных из неметаллов, различных композиционных материалов, керамики и пр., прочностью металлических деталей с моно- и направленной кристаллической структурой да и многие другие проблемы прогноза и подтверждения работоспособности конструкций. При необходимости и появлении интереса к этим проблемам информацию можно найти в специальной литературе.

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

- 5.1. Какие основные факторы газового потока определяют требования к материалам горячей части ГТД?
- 5.2. Что такое легирование сплавов?
- 5.3. Что такое жаропрочность?
- 5.4. Что такое жаростойкость?
- 5.5. Что такое равноосная структура материала?
- 5.6. Что такое кривая деформирования материала?
- 5.7. Что такое остаточная деформация и нагартовка?
- 5.8. Что такое ползучесть материала?
- 5.9. Что иллюстрирует кривая Ларсона-Миллера?
- 5.10. Что в принципе понимается под запасом прочности?
- 5.11. Что такое Нормы прочности ЦИАМ?



### 5.7. Основные жаропрочные сплавы, применяемые в авиации

Сведения об основных материалах, применяемых в авиации [1], приведены в табл. 5.4 и 5.5.

Таблица 5.4. Никелевые сплавы

Материалы	Марка	t, °C	$\sigma_B$	$\sigma_{0,2}$	$\delta$	$\psi$	$\sigma_{100}$	$\sigma_{1000}$	$\sigma_{0,2/100}$	Область применения
			кг/мм <sup>2</sup>		%		кг/мм <sup>2</sup>			
Жаропрочные стали	ЭИ481	20	94	60	16	36	-	-	-	Диски турбин, силовые кольца и крепежные детали газовых турбин, работающие при температурах до 600°C
		450	72	50	13	37	-	-	-	
		600	60	45	12	-	-	-	-	
		650	56	43	12	-	-	-	-	
		700	-	38	13	-	-	-	-	
	ХН35ВТ (ЭИ612)	20	83	50	24	40	-	-	-	Диски цельнокованных и сварных роторов. Лопатки, крепежные детали, работающие при температурах до 650°C
		630	67	44	21	27	30	23	-	
		650	57	42	15	24	30	-	-	
		700	48	41	10	15	-	-	-	
	ЭИ257 (с титаном)	20	59	28	51	74	31	25	-	Трубные элементы, детали котлов, работающие при температурах 550-600°C
		600	38	18,3	29	62	29	20	-	
		625	36	18,2	38	71	22	17	-	
		650	33	17,8	41	66	-	-	-	

Продолжение таблицы 5.4

Материалы	Марка	t, °C	$\sigma_B$	$\sigma_{0,2}$	$\delta$	$\psi$	$\sigma_{100}$	$\sigma_{1000}$	$\sigma_{0,2/100}$	Область применения
			кг/мм <sup>2</sup>		%		кг/мм <sup>2</sup>			
Никелевые сплавы	ХН77ТЮР (ЭИ437Б)	20	110-115	70	17	18	-	-	-	Диски, дефлекторы, силовые кольца, лопатки, валы, крепежные детали турбин, работающие при температурах до 700°C
		550	88-93	60	22	26	80	71	58-59	
		600	85-90	57	22	23	70	55-58	55-58	
		700	82-84	56	16	21	44	30-32	40	
		750	67	-	14	29	32	-	25	
		800	55	44	16	36	22	10-12	17	
	ХН80ТБЮ (ЭИ607)	20	105	65	30	35	-	-	-	Лопатки, крепежные детали, работающие при температурах до 700°C
		650	70-75	5	10	12	-	40	-	
		700	68	50	7	6	43	30	-	
	ЖС6КП	20	125-140	80-85	15	20	-	-	-	Рабочие и сопловые лопатки турбины, работающие при температурах до 900-950°C
		800	100-105	75-80	11	17	47	35	41	
		900	75-80	45-50	11	17	28	14	15	
		950	55-70	33-40	7	12	19	9	8	
		1000	47-50	25-30	10	17	11	-	-	
	1050	33-40	-	-	16	-	-	-		



Продолжение таблицы 5.4

Материалы	Марка	t, °C	$\sigma_B$	$\sigma_{0,2}$	$\delta$	$\psi$	$\sigma_{100}$	$\sigma_{1000}$	$\sigma_{0,2/100}$	Область применения
			кг/мм <sup>2</sup>		%		кг/мм <sup>2</sup>			
Никелевые сплавы	Удмет 700	20	141	99	18	20	-	-	-	Лопатки турбин, работающих при температурах до 900°C
		815	94	80	33	42	41	30	-	
		870	70	64	33	45	29	19,6	-	
		980	35	30	28	28	11	-	-	
	Уаспалой	20	132	80	30	28	-	-	-	Диски, лопатки турбин, работающие при температурах до 750-800°C
		650	120	72	33	33	77	60	-	
		730	90	70	30	38	50	37	-	
		815	70	60	32	45	28	17	-	
		870	55	54	34	54	16	12	-	

Окончание таблицы 5.4

Материалы	Марка	t, °C	$\sigma_B$	$\sigma_{0,2}$	$\delta$	$\psi$	$\sigma_{100}$	$\sigma_{1000}$	$\sigma_{0,2/100}$	Область применения
			кг/мм <sup>2</sup>		%		кг/мм <sup>2</sup>			
Никелевые сплавы	ЖС6К	20	90-100	85	3	11	-	-	-	Лопатки сопловых аппаратов, работающие при температурах до 1050-1100°C. Рабочие лопатки турбин
		800	90-94	85	2,5	10	51	38	38	
		900	75-80	52	1	6	32	16	20	
		1000	50-57	32	3	7	15	6,5	6	
		1030	40-47	26	3	7	12	-	-	
	MAR246	760	-	-	-	-	70	62	-	
		815	-	-	-	-	53	46	-	
		871	-	-	-	-	43	30	-	
		982	-	-	-	-	19	13	-	
		1038	-	-	-	-	13	-	-	

Таблица 5.5. Сплавы тугоплавких металлов

Материалы	Марка	t, °C	$\sigma_B$	$\sigma_{0,2}$	$\delta$	$\psi$	$\sigma_{100}$	$\sigma_{100}^0$	$\sigma_{0,2/100}$	Область применения
			кг/мм <sup>2</sup>		%		кг/мм <sup>2</sup>			
Сплавы тугоплавких металлов	Сплав на основе молибдена ВМ-2	20	75	68	10	30	-	-	-	Детали, длительно работающие в вакууме или нейтральной среде и в других средах с защитными покрытиями при температурах до 1100°C
		800	57	-	13	60	-	-	-	
		1000	52	-	10	60	37	34	-	
		1100	-	-	-	-	26	21	-	
		1200	45	-	13	70	15	9	-	
		1300	-	-	-	-	7,5	4,5	-	
		1400	-	-	-	-	5	-	-	
	Сплав на основе ниобия ВН-4	20	81	73	16	33	-	-	-	
		1050	-	-	-	-	-	23	-	
		1100	-	-	-	-	28	-	-	
		1150	-	-	-	-	22	-	-	
		1200	54	45-50	15	47	-	-	-	
	Сплав на основе вольфрама	20	-	-	-	-	-	-	-	
		1370	-	-	-	-	16	-	-	
		1650	-	-	-	-	8	-	-	
		1912	-	-	-	-	-	-	-	
		2190	-	-	-	-	-	-	-	

## **6. ВОЗМОЖНОСТЬ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ В СЕЧЕНИИ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ**

Наличие температурной неравномерности по сечению лопатки турбины является следствием сложной картины условий теплообмена в лопатках ГТД, которая была проиллюстрирована выше. Казалось бы, что конструкторы должны стремиться к обеспечению равномерного температурного поля в сечении охлаждаемых лопаток турбины. Оказалось, что это не так, в частности для напряжений в рабочих лопатках турбины, для которых основными являются напряжения растяжения от центробежных сил. Имеется возможность разумного компромисса по направленному распределению температур в сечении лопатки. Возможность оптимизации температур в сечении лопатки связана с особенностями температурных напряжений.

## 6.1 Температурные напряжения, их особенность

Температурные напряжения имеют ту особенность, что они являются внутренними напряжениями, и интеграл по сечению неравномерно нагретой балки (являющейся моделью для расчета лопаток) от температурных напряжений равен 0. Это означает, что, хотя бы уж в упругой постановке задачи, если имеются по профилю области напряжений сжатия, то обязательно должны быть и области с напряжениями растяжения. Формула Биргера-Малинина [1], позволяющая производить расчеты напряжений в сечении лопатки с учетом произвольного распределения температур (и соответственно температурных напряжений), построена на стержневой схеме рассмотрения картины напряжений.

Как было показано выше (раздел 3.2), сечение лопатки можно рассматривать как состоящее из большого числа стержней, имеющих возможность удлиняться свободно, без взаимодействия с соседними стержнями. Линейные деформации каждого стержня из-за температурных отличий существенно различны в соответствии с местными температурами.

Второе условие, упрощающее рассмотрение задачи о напряженном состоянии неравномерно нагретой балки, находящейся под воздействием растягивающих усилий, изгибающих и крутящих моментов от газовых сил, заключается в гипотезе сохранения плоскостности исходных плоских сечений (задаваемых чертежом лопатки). При этом допускается изменение угла наклона плоскости сечения под действием выше перечисленных нагрузок и температурной неравномерности в сечении лопатки относительно основных осей – радиального направления и направления фронта решеток профилей.

При таком подходе легко понять физику перераспределения напряжений в сечении неравномерно нагретой лопатки. Участки с повышенным уровнем температур стремятся удлиниться больше, чем участки с более низкой температурой. Сохранение плоскости сечения неизменной приводит к тому, что участки с более высоким уровнем линейных деформаций оказываются зажатыми соседними, более холодными стержнями. В стержнях с повышенной температурой появятся термические напряжения сжатия. Для сохранения неизменной несущей нагрузки сечения на участках сечения с пониженным уровнем температур появятся термические напряжения растяжения.

На картину напряжений в сечении лопатки аддитивно добавится картина термических напряжений. Основными рабочими нагрузками в лопатке являются напряжения растяжений от центробежных сил вышерасположенных сечений лопатки. Сложение напряжений растяжения в сечении лопатки с противоположными по знаку температурными напряжениями существенно изменит картину напряжений. В точках сечения с более высокими температурами произойдет разгрузка напряжений, и чем выше температурная неравномерность в сечении лопатки, тем больше уровень разгрузки перегретых участков. Участки сечения с более низкой температурой будут из-за наличия температурных напряжений растяжения догружаться растягивающими напряжениями.

Таким образом, несущая способность сечения лопатки обеспечивается участками с пониженным уровнем температур.

Как было показано ранее, в сечении лопатки имеется два участка – входная и выходная кромки, где уровень теплопередачи со стороны газа повышенный. Средняя часть лопатки имеет относительно более умеренный уровень теплоотдачи со стороны газа по отношению к ранее названным участкам.

Обеспечение высокой интенсивности охлаждения в зонах повышенного  $\alpha_{\text{газа}}$  возможно только за счет более значительного уровня  $\alpha_{\text{возд}}$  (в районе входной кромки со стороны газа больше не только коэффициент теплоотдачи, но и площадь теплообмена). Проблемно размещать развитое оребрение со стороны охлаждения.

Логичным представилось допустить перегрев участков входной и выходной кромок и обеспечить требуемую интенсификацию охлаждения средней части лопаток.

Для решения задачи требовалось:

- определить закономерность перераспределения напряжений из-за температурной неравномерности;

- с учетом норм прочности определить средний уровень температур и допустимый разброс ее в сечении;

- с учетом заданного уровня температур газа и локальных коэффициентов теплоотдачи по профилю лопатки со стороны газа составить картину локальных значений местной плотности теплового потока со стороны охладителя по профилю лопатки (варьируемый фактор);

- сформулировать целевую функцию оптимизации температурного поля в сечении лопатки.

Тогда задача оптимизации формулируется следующим образом – найти такую картину распределения локальной плотности теплового потока в охладитель, чтобы выполнялись условия прочности и была минимизирована целевая функция.

В принципе, поставленная задача из-за зависимости теплофизических свойств материала лопатки от температуры нелинейная. Но при условии разбиения профиля лопаток на значительное число участков и условии, что образованные таким образом расчетные участки можно считать адиабатными (отсутствует теплообмен по боковым поверхностям участков), можно задачу свести к линейной. Задача линейной оптимизация системы имеет стандартное решение.

Рассмотрим элементы решения задачи.

## 6.2. Напряжения в сечении неравномерно нагретой лопатки

В разделе 3.2 получена формула Биргера-Малинина для напряжений в сечении неравномерно нагретой лопатки:

$$\sigma = E \left( \frac{N}{\int_F E dF} - \frac{M_{\eta\xi}}{\int_F E \xi^2 dF} + \frac{M_{\xi\eta}}{\int_F E \eta^2 dF} \right) + E \left( \frac{\int_F E \varepsilon^T dF}{\int_F E dF} + \frac{\xi \int_F E \varepsilon^T \xi dF}{\int_F E \xi^2 dF} + \frac{\eta \int_F E \varepsilon^T \eta dF}{\int_F E \eta^2 dF} - \varepsilon^T \right) \quad (a)$$

и приведена более компактная форма ее записи:

$$\sigma = E \left( \frac{N + N^T}{E_{cp} F} - \frac{M_{\eta} + M_{\eta}^T}{E_{cp} J_{\eta np}} \xi + \frac{M_{\xi} + M_{\xi}^T}{E_{cp} J_{\xi np}} \eta - \varepsilon^T \right) \quad (б)$$

(б)

Первая часть формулы (а) содержит напряжения от газовых и центробежных нагрузок, а вторая - составляющие напряжений в лопатке от температур.

### 6.2.1. Перераспределение напряжений в сечении лопатки из-за температур

Задаваясь при постоянных значениях напряжений от газовых и центробежных сил различными распределениями температур в сечении лопатки, можно рассмотреть динамику перераспределения местных напряжений по различным точкам профиля. Выше мы говорили, что термические напряжения, являясь внутренними, не влияют на суммарную нагрузку на лопатку, а только вызывают перераспределение напряжений.

Расчеты показали, что изменение напряжений в теле лопатки от среднего уровня, обусловленного напряжениями растяжения, происходит практически по прямой линии – чем выше температура, тем меньше напряжение. А чем ниже температура, тем выше напряжения в рассматриваемой точке лопатки.

Графически сказанное иллюстрируется рис. 6.1.

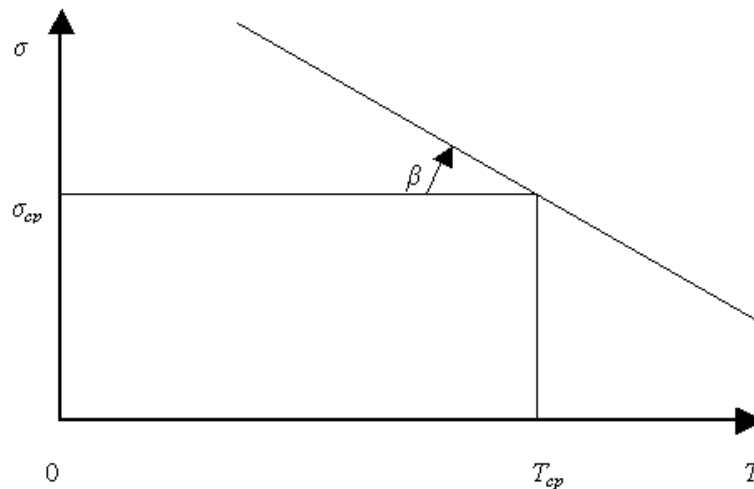


Рис.6.1. Зависимость местных напряжений в сечении лопатки от местных температур

Можно видеть, что чем выше местная температура материала, тем ниже напряжение. Тангенс наклона линии перераспределения напряжения определяется произведением двух характеристик материала

$$\operatorname{tg} \beta = -E\alpha ,$$

где  $E$  – модуль упругости первого рода для материала лопатки;

$\alpha$  – коэффициент линейного расширения.

Оказалось, что для многих жаропрочных материалов произведение  $E\alpha$  при изменении температуры меняется незначительно, поэтому вид кривой перераспределения напряжений выглядит как прямая линия. В действительности линия перераспределения напряжений – кривая. Местная же производная этой кривой все же равна  $(-E\alpha)_T$ .

## 6.2.2 Нормы прочности для лопаток авиационных двигателей

Нормы ЦИАМ оговаривают два критерия – по несущей способности и по местному запасу прочности в сечении лопатки.

$$\begin{aligned} \text{Запас по несущей способности} \quad K_N &= \frac{\int (\sigma_{\partial l}^{Ti})_i dF}{N} \geq 2,0. \\ \text{Местный запас прочности} \quad K_M &= \frac{(\sigma_{\partial l}^{Ti})_i}{\sigma_i} \geq 1,35. \end{aligned}$$

Запас по несущей способности определяет возможность вынести напряжения от растягивающей нагрузки (как отмечалось выше, интеграл по всем значениям напряжений по сечению не зависит от распределения температур).

Местный коэффициент запаса прочности определяется соотношением местного напряжения и пределом длительной прочности при местной температуре.



### 6.2.3. Допустимый с точки зрения прочности разброс температур в сечении лопатки

Наложением полученной тенденции перераспределения напряжений на кривую длительной прочности материала лопатки на заданный расчетный ресурс работ в зависимости от температуры можно получить интересующий диапазон температур в сечении лопатки.

На рис. 6.2 приведен способ графического определения с учетом требований Норм прочности ЦИАМ среднего значения температуры в сечении лопатки и рационального разброса температур в сечении рабочей лопатки турбины. На рисунке нанесены значения предела длительной прочности материала ЖС6К для ресурса 5000 часов в рабочем диапазоне температур сплава. Кривые построены с использованием рис. 5.17, где характеристики длительной прочности материала ЖС6К даны в зависимости от параметра Ларсона-Миллера.

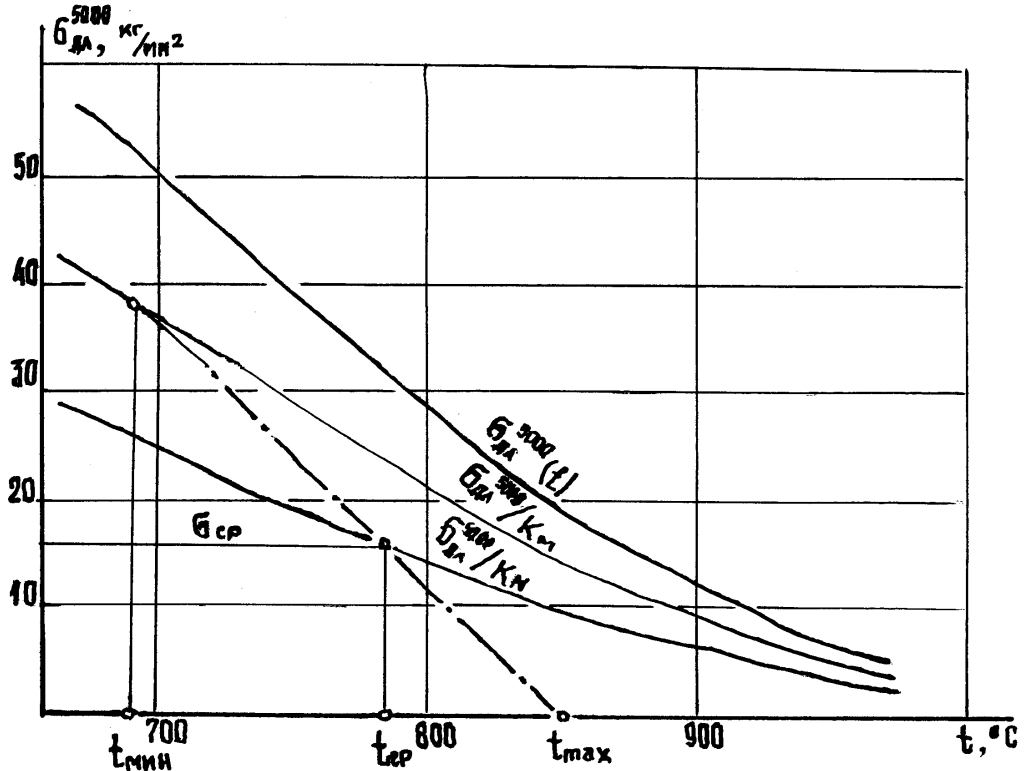


Рис. 6.2. Графическое определение средней температуры и допустимого разброса температур в сечении неравномерно нагретой рабочей лопатки турбины

Кроме кривой  $\sigma_{дл}^{5000}(t)$  приведены значения допустимых напряжений в сечении лопатки с точки зрения минимального местного запаса прочности, полученные делением ординат верхней линии длительной прочности на допустимое значение  $K_M=1,35$ . Третья кривая соответствует требованию обеспечения запаса по несущей способности, получена делением ординат на запас по несущей способности  $K_N=2,0$ .

Пересечение линии  $\sigma_{ср} = N/F_{сеч}$  с нижней линией (обеспечения требования выполнения норм прочности по несущей способности) дает уровень среднего по сечению лопатки значения температуры  $t_{ср}$ .

Через эту точку проведена штрихпунктирная линия перераспределения напряжений в сечении лопатки из-за температурной неравномерности (тангенс наклона ее, как отмечено ранее, равен произведению  $-E\alpha$ ).

Пересечение последней с осью ординат определяет температуру, при которой напряжения растяжения становятся равными нулю (эту точку считаем точкой максимальной температуры  $t_{\text{макс}}$  в сечении лопатки); продолжение линии перераспределения напряжения в другую сторону до пересечения с кривой допустимых напряжений по норме минимального местного запаса прочности ( $\sigma_{\text{ол}}^{5000}(t)/K_m$ ) даст нам значение минимально допустимой с точки зрения прочности температуры в любой точке лопатки. Видно, что опасным с точки зрения обеспечения требуемых запасов прочности в сечении лопатки является недопущение превышения среднего по сечению уровня температур и, как это не покажется странным, понижение температуры в сечении лопатки ниже нижнего значения. Нарушение этого условия приведет к перегрузке материала лопатки напряжениями растяжения. Опыт показывает, что растрескивания материала имеют место по внутренней поверхности лопатки, так как они оказываются более холодными участками по сечению лопатки (и из-за температурных напряжений подгружаются по сравнению с более нагретыми участками сечения лопатки). А участки со значительными превышениями температур страдают от недостаточной жаростойкости (потери способности сопротивляться так называемой газовой коррозии). Они являются начальными участками разгара материала лопаток.

Таким образом, определены уровни температур в сечении лопатки, обеспечивающие выполнение норм прочности.

#### 6.2.4. Система тепловых потоков в охладитель по профилю лопатки

На рис. 6.3 показано деление профиля лопатки на расчетные участки. Чем больше расчетных участков, тем точнее будет решение задачи оптимизации тепловых потоков. Но, как будет показано ниже, это приведет к усложнению подготовки исходных данных и увеличению связанных с этим ошибок. Было принято решение разделить сечение профиля лопатки на 30 участков. Границы участков принимались по нормали к наружному профилю. Как отмечалось раньше, границы участков предполагаются адиабатными. Направление тепловых потоков нормально к наружной поверхности, а в направлении, перпендикулярном стенкам, разделяющим участки, тепловые потоки равны нулю.

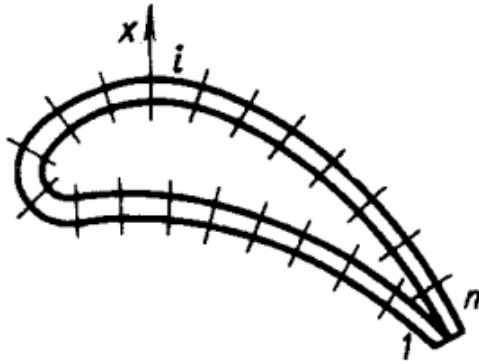


Рис.6.3. Схема разбиения профиля лопатки на расчетные участки

Распишем уравнения тепловых потоков на  $i$ -м участке профиля. Под наружным контуром предполагаем газовую сторону, а под внутренним контуром - сторону охлаждения.

$$Q = \alpha_{\Gamma} 2\pi r_{нар} \ell (T_{\Gamma} - T_{ст.нар}) \tau,$$

$$Q = -\lambda 2\pi r_{нар} \ell \ln \frac{r_{нар}}{r_{вн}} (T_{ст.нар} - T_{ст.вн}) \tau,$$

$$Q = 2\pi r_{вн} \ell \bar{q}_{охл} \tau.$$

(6.1)

Здесь  $Q$  - суммарный тепловой поток, ккал или кДж;

$\ell$  - высота лопатки, м;

$r_{нар}$  и  $r_{вн}$  - радиусы наружной и внутренней поверхности лопатки, м;

$\bar{q}_{охл}$  - плотность теплового потока в охладитель, ккал/м<sup>2</sup> или кДж/м<sup>2</sup>.

Заменим суммарный тепловой поток на удельный линейный тепловой поток, т.е. тепловой поток в единицу времени и через единицу длины цилиндра.

$$q_{\ell} = \alpha_{\Gamma} 2\pi r_{нар} (T_{\Gamma} - T_{ст.нар}),$$

$$q_{\ell} = -\lambda 2\pi r_{нар} \ln \frac{r_{нар}}{r_{вн}} (T_{ст.нар} - T_{ст.вн}),$$

(6.2)

$$q_{\ell} = 2\pi r_{вн} \bar{q}_{охл}.$$

Выразим интересующие нас значения температур по наружному и внутреннему

контурам профиля лопатки как функцию от известного по постановке задачи значения  $T_\Gamma$  и варьируемого значения плотности тока  $\bar{q}_{охл}$  в охладитель.

Из системы уравнений (6.2) имеем:

$$T_{ст.нар} = T_\Gamma - \frac{r_{вн}}{r_{нар}} \frac{1}{\alpha_\Gamma} \bar{q}_{охл} = T_\Gamma - A_{нар} \bar{q}_{охл} \quad (6.3а)$$

$$T_{ст.вн} = T_\Gamma - \frac{r_{нар}}{r_{вн}} \left( 1 - \frac{1}{\lambda \ln r_{нар}/r_{вн}} \right) \bar{q}_{охл} = T_\Gamma - A_{вн} \bar{q}_{охл} \quad (6.3б)$$

### 6.2.5. Линейная оптимизация тепловых потоков со стороны охладителя

Получены уравнения для каждого  $i$ -го участка, связывающие местные тепловые потоки в охладитель с температурами газа и тела лопатки по наружному и внутреннему контурам.

Каждая из температур должна удовлетворять условиям

$$\begin{aligned} t_{\min} < T_{i \text{ ст.нар}} < t_{\max}, \\ t_{\min} < T_{i \text{ ст.вн}} < t_{\max}. \end{aligned}$$

Составляем по 30 ограничений для внутренней и наружной температуры (всего 120 линейных уравнений). Составляем условие по определению среднего по сечению значения температуры:

$$T_{cp} = \frac{1}{F} \int T_{cpi} dF_i \approx \frac{1}{\sum_{i=1}^{30} \Delta F_i} \sum_{i=1}^{30} T_{icp} \Delta F_i \leq t_{cp} \quad (6.4)$$

Здесь  $\Delta F_i = [(S_{нар} + S_{вн})/2] \cdot (r_{нар} - r_{вн})$  - элементарная площадка  $i$ -го участка;

$$T_{icp} = (T_{iнар} + T_{iвн})/2;$$

$S_{нар}$  и  $S_{вн}$  - дуги наружного и внутреннего контуров расчетного участка.

Получена система из 121 линейного уравнения с верхними и нижними ограничениями местных плотностей тепловых потоков.

Целевая функция - это условие обеспечения минимальной суммы тепловых потоков по контуру охлаждения:

$$\sum_{i=1}^{30} \bar{q}_{охл i} S_{i вн} \Rightarrow \min \quad (6.5)$$

Решение линейной системы обеспечено стандартной программой с применением симплекс-метода. Решение дает оптимальную систему тепловых потоков в охладитель.

Даже без составления линейной системы большую информационную ценность имеет метод определения среднего по сечению значения температур и допустимого разброса местных температур. Выполнение этих ограничений гарантирует обеспечение требований Норм прочности ЦИАМ.

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

- 6.1. В чем заключается особенность температурных напряжений?
- 6.2. Какие характеристики материала определяют темп изменения напряжений в сечении неравномерно нагретой лопатки?
- 6.3. Каким условием определяется средний по сечению рабочей лопатки турбины уровень температур?

## **7. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОВИ СОСТОЯНИИ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИИ**

## 7.1 Общие условия работы лопаточных венцов турбин

Конфигурация проточной части трактов турбин и профилей каналов течения газа в турбинах определяются газодинамикой течений и стремлением обеспечить максимальное совершенство процесса расширения газа в ступени турбины (в первую очередь ее коэффициент полезного действия). Несмотря на различия в применении и размерности газовых турбин лопаточные венцы, спроектированные разными конструкторскими бюро и использующими различный опыт, накопленный наукой и практикой проектирования газовых турбин в различных странах, мало отличаются друг от друга. Специалист легко поймет и оценит особенности профилирования газового тракта по высоте лопатки и профилю каналов, разработанных в другой стране или проектной фирме.

Совсем другую картину мы имеем при рассмотрении систем охлаждения, конструктивных элементов охлаждаемых лопаток, каналов и форм организации течения охладителей. Здесь мы можем наблюдать необозримый разброс конструктивных, металлургических и технологических решений. Иногда другому специалисту принятое автором разработки решение не представляется бесспорным.

Хотелось бы найти какое-то понимание общих закономерностей и частных особенностей явлений, влияющих на процессы теплообмена и выбора конструктивных решений в охлаждаемых лопатках турбин.

С точки зрения газовой динамики каналы, образуемые лопатками турбин, представляют собой конфузоры, т.е. от входа к выходу имеет место уменьшение проходного сечения канала и соответственно увеличение скоростей потока от входа к выходу. Как известно, изменение скоростей движения газового потока обязательно сопровождается уменьшением статического давления вдоль канала. При этом значения статических давлений по обводу профиля существенно различны в зависимости от того, осуществляем обход профиля по его вогнутой (так называемое корыто) или по выпуклой части (так называемая спинка).

Представляет интерес картина течения газового потока на выходе из решетки. Самое узкое место турбинного канала называют «горлом» канала. За ним располагается зона, называемая косым срезом. В этой зоне при сверхкритических перепадах давления происходит увеличение скоростей потока выше скорости звука. При докритических перепадах давления на выпуклой части профиля за линией горла могут создаться условия для отрыва пограничного слоя, что приводит к местному повышению уровня теплообмена между газовым потоком и профилем лопатки.





### 7.1.1. Локальные коэффициенты теплоотдачи со стороны газа к профилю лопатки

Принципиально важным при рассмотрении процессов гидравлического и теплового обмена энергией между потоком жидкости и твердой стенкой (даже пренебрегая для упрощения задачи явлением лучистого теплообмена) является необходимость учета явлений вязкости и теплопроводности непосредственно в слоях прилегающих к наружной поверхности каналов (обводов профилей лопаток).

Касательные напряжения трения по закону И. Ньютона прямо пропорциональны градиенту скорости:

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y},$$

где  $u$  - продольная скорость потока вдоль стенки,

$y$  - координата поперек потока.

Количество тепла, передаваемого теплопроводностью через единицу поверхности во времени (тепловой поток), по упрощенной модели - закону Фурье - пропорционально градиенту температуры:

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y}.$$

При этом динамический коэффициент вязкости  $\mu$  и коэффициент теплопроводности  $\lambda$  не зависят от характера движения и определяются физическими свойствами среды и ее температурой (влияние давления практически отсутствует).

Кроме динамического коэффициента вязкости вводят понятие кинематического коэффициента вязкости  $\nu = \mu/\rho$ . В отличие от  $\mu$  коэффициент  $\nu$  зависит не только от физических свойств среды, но также и от давления, поэтому при расчетах процессов, протекающих при больших скоростях, удобнее использовать  $\mu$ , а не  $\nu$ .

Обычно вязкость жидкостей  $\mu$  с увеличением температуры уменьшается, а вязкость газов возрастает. Так, для газов зависимость вязкости от температуры описывается формулой Сатерленда:

$$\mu = \frac{cT^{3/2}}{T + 114},$$

где  $c$  - коэффициент, зависящий от рода газа.

В практике удобнее пользоваться интерполяционной формулой

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left( \frac{T}{T_0} \right)^n,$$

где показатель степени  $n$  зависит от температуры и различен для различных газов.

Теплопроводность газов зависит от давления и температуры. Одной из наиболее распространенных является формула Варгафтика:

$$\lambda = \lambda_t + B\rho^m,$$

где  $\lambda_t$  - значение  $\lambda$  при давлении  $p=1$  кгс/см<sup>2</sup> = 98066 Па;

$B, m$  - постоянные экспериментальные величины для конкретных газов.

Для ряда жидкостей справедлива формула

$$\lambda = B\rho^{4/3},$$

где  $B$  - коэффициент, в свою очередь зависящий от теплоемкости и молекулярного веса жидкости.

Для твердых тел имеет место приблизительно линейная зависимость теплопроводности от температуры:

$$\lambda = \lambda_0(1 + \alpha T),$$

где  $\lambda_0$  принимается при  $T=0^\circ\text{C}$ .

Кроме коэффициента теплопроводности в теории теплообмена вводится понятие коэффициента температуропроводности  $a = \lambda / (c_p \rho)$ .

При рассмотрении течения газов необходимо учитывать свойство сжимаемости:

$$\Delta p = -E \frac{\Delta V}{V_0}.$$

Для капельных жидкостей  $E$  очень велико, и изменением объема можно пренебречь, а для газов, например для идеальных газов,  $E = 1 \text{ кг/см}^2 = 98066,5 \text{ Па}$ .

Переходя к относительной скорости движения газа (отнесенной к местной скорости звука), можно пренебрегать сжимаемостью газов, если число Маха потока меньше 0,25-0,3.

Основные уравнения теплообмена и гидравлики построены на модели сплошности среды, т.е. когда частицы рассматриваемых потоков соизмеримы с размерами молекул, и к ним можно применять понятия дифференциального исчисления. Эти уравнения не применимы к рассмотрению течений разреженных газов и в случаях наличия разрывов потока из-за скачков уплотнения и т.п.

Существуют расчетные методы определения условий теплообмена в каналах, построенные на модели расчета плоского стационарного обтекания профилей, позволяющие определить распределение скоростей по стенкам канала от входа к выходу. Они построены на совместном решении уравнений неразрывности, количества движения и учета сил вязкого трения в слоях жидкости. Применяются различные расчетные модели (годографа скоростей, применения модели тензоров напряжений и т.д.).

Уравнение движения запишется относительно трех координат, для оси  $x$

$$\rho \frac{\partial w_x}{\partial \tau} + \rho \left( w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right),$$

(7.2)

Все члены этого уравнения имеют размерность силы, отнесенной к единице объема ( $\text{Н/м}^3$ ).

Аналогично записываются уравнения для проекций равнодействующей сил на оси  $y$  и  $z$ :

$$\rho \frac{\partial w_y}{\partial \tau} + \rho \left( w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_y}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} \right),$$

(7.3)

$$\rho \frac{\partial w_z}{\partial \tau} + \rho \left( w_x \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right).$$

(7.4)

Такая система (7.2) - (7.4) есть система дифференциальных уравнений движения несжимаемой вязкой жидкости - уравнение Навье-Стокса. Оно справедливо как для ламинарного, так и турбулентного движения.

Уравнение энергии (теплообмена в слоях потока и на границе с твердой стенкой) записывается :

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (7.5)$$

Уравнение сплошности в дифференциальном виде запишется:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0 \quad (7.6)$$

Надо заметить, что приведенные выше уравнения движения и теплового потока являются нелинейной системой, не имеющей общего решения. Решения получены для нескольких простейших частных случаев. Нелинейность осложняется зависимостью вязкости и теплопроводности от температуры (тепловых потоков), которые сами являются объектом решения. Поэтому задачи решают с упрощающими условиями с применением ЭВМ.

В настоящее время имеются мощные прикладные программы для решения задач потенциального обтекания тел произвольной формы с применением метода конечных элементов. При этом рассматриваемые каналы делятся на большое число расчетных элементов, внутри которых предполагаются постоянными свойства рассматриваемых веществ, в пределах этих объемов отсутствуют силы внутреннего трения и их рассматривают как объемы, деформации которых под воздействием извне и внутри решаются с помощью простых уравнений. Т.е. непрерывная дифференциальная картина заменяется на дискретную, когда решения сводятся к решению матриц перемещений, тензоров и т.д. Получаемые решения за счет удачного разбиения на объемы близко соответствуют экспериментальным значениям.

С использованием полученных решений об эюре статических давлений по обводу профиля можно переходить к определению характеристик плоского пограничного слоя.

Модель плоского пограничного слоя построена на нескольких основных положениях:

- весь поток условно делится на две области: пограничный слой, где проявляется действие сил вязкости, и основной поток, где вязкостью можно пренебречь, а движущуюся жидкость рассматривать как идеальную;
- принимается, что на стенке канала из-за сил вязкости скорость частиц равна нулю;
- в ограниченном по размерам пространстве в направлении, перпендикулярном стенке канала, происходит изменение скоростей от нуля до значения скоростей потока, обусловленных перепадами давлений и условиями идеального потока (эту область называют пограничным слоем);
- статическое давление во всей толщине пограничного слоя постоянное и равно давлению в рассматриваемой точке по длине канала в основном потоке (на наружной границе пограничного слоя);
- по длине канала имеет место нарастание пограничного слоя (это проявление сил вязкости);
- местная толщина пограничного слоя определяется соотношением двух сил - инерции (пропорциональной произведению плотности среды на скорость потока на границе слоя) и силы трения.

При малых скоростях потока имеет место вязкое течение, когда определяющими являются силы трения. При этих условиях говорят о ламинарном режиме течения, когда

определяющими являются процессы вязкого взаимодействия слоев. При увеличении скоростей кинетическая энергия потока оказывает существенное влияние на формирование картины на границе с твердой стенкой. Градиенты скоростей по нормали более высокие, интенсивность переноса тепла в направлении, перпендикулярном основному потоку, более высокая благодаря хаотическому движению макрообъемов частиц. Говорят о наличии турбулентного режима течения. Тем не менее, в непосредственной близости от твердой стенки, имеет место тонкий слой с ламинарным режимом течения (ламинарный подслой).

Наличие пограничного слоя приводит к тому, что реальные свойства потока должны относиться не ко всему сечению потока, а к его несколько уменьшенному значению. Это учитывается введением интегральных характеристик пограничного слоя:

- *толщина вытеснения* определяет, насколько надо уменьшить проходное сечение канала, чтобы выполнялось уравнение сплошности, если средней по сечению является скорость идеального потока, и обозначается  $\delta_v$ :

$$\delta_v = \int_0^{\infty} \left( 1 - \frac{\rho u}{\rho_0 u_0} \right) dy$$

здесь индексом 0 обозначены параметры потока вне пограничного слоя ([рис.7.6](#)):

- *толщина потери импульса* определяет уменьшение проходного сечения канала, такое, чтобы количество движения потока, описываемое по скорости идеального потока, было равно реальному, обозначается как  $\delta_{v,u}$ :

$$\delta_{v,u} = \int_0^{\infty} \frac{\rho u}{\rho_0 u_0} \left( 1 - \frac{u}{u_0} \right) dy$$

Величина  $\delta_{v,u}$  характеризует потерю количества движения из-за трения.

- *толщина потери энергии* определяет уменьшение проходного сечения канала, необходимое, чтобы поток энергии по средней идеальной скорости и теплосодержанию этого потока совпал с реальным потоком энергии, она обозначается  $\delta_{v,e}$ :

$$\delta_{v,e} = \int_0^{\infty} \left( 1 - \frac{\rho u^2}{\rho_0 u_0^2} \right) dy$$

Следует заметить, что отмеченные выше характерные толщины пограничного слоя не следует путать с понятиями динамического и теплового пограничных слоев.

Под величиной динамического пограничного слоя понимается расстояние по нормали к поверхности твердой стенки, на котором скорость в пограничном слое отличается от скорости в невозмущенном потоке на 1%.

Аналогично, под толщиной теплового пограничного слоя понимают расстояние по нормали от твердой стенки, на котором температура в пограничном слое отличается от температуры в невозмущенном потоке на 1%.

Естественно, легко находится связь между интегральными толщинами и размерами динамического и теплового пограничных слоев.

Для обобщения результатов аналитических расчетов систему уравнений (7.2)...(7.6) представляют в приведенном виде, относя текущие значения скоростей  $w_x, w_y, w_z$  к скорости на границе  $w_0$ , а давление к скоростному напору  $\rho_0 w_0^2$  и все линейные размеры к какому-то характерному размеру. Получающиеся безразмерные комплексы, определяющие физическую картину явлений в безразмерном виде, называют критериями. Такая процедура называется рассмотрением явлений в критериальном виде. Она позволяет получить обобщенные решения задачи. Коэффициенты теплоотдачи входят в состав критериев.

Полученные с учетом вышеизложенного расчетные значения коэффициентов теплоотдачи сопоставляют, как правило, с экспериментальными значениями, т.е. критерием справедливости расчетных методов является эксперимент.

В расчетах процессов теплообмена в лопатках турбин со стороны газа обычно используют граничные условия третьего рода с использованием гипотезы Ньютона:

$$q = \alpha(T_{\text{газа}} - T_{\text{стенки}}).$$

Значение  $\alpha$ , как указано выше, связывают с состоянием пограничного слоя (а он зависит от характера течения в канале - ламинарный, переходный или турбулентный).

При ламинарном режиме определяющее значение имеет теплопроводность газа в районе стенки профиля. При этом интенсивность тепловых потоков от газа к стенке влияет на теплопроводность слоя. Как правило, в начальной точке контакта газового потока с профилем лопатки (зона входной кромки) предполагается наличие ламинарного слоя в потоке газа. Толщина динамического слоя при ламинарном режиме течения по потоку от начальной точки нарастает в зависимости от градиента скоростей. При некотором уровне толщины пограничного слоя может начаться переход, а затем и образование устойчивого турбулентного режима течения. Турбулентный режим обтекания профиля характеризуется наличием тонкого ламинарного подслоя в непосредственной близости у стенки канала, а остальная часть характеризуется пульсациями в поперечном направлении. Пульсации характеризуются переносом масс и энергии поперек направления основного движения среды. Интенсивность теплообмена на участках с турбулентным режимом течения выше, чем на участках с ламинарным режимом течения.

Картина развития теплообмена по профилю лопатки кроме указанных тенденций может осложниться отрывами потока с определенной протяженностью по направлению его движения. Образуются интенсивные вихри с мощными процессами переноса вещества и теплообмена. С точки зрения обеспечения теплового состояния тел, обтекаемых газом, стараются исключить образование отрывных зон.

Сами по себе отрывные явления используются в зонах обеспечения устойчивых зон горения в жаровых трубах камер сгорания. Но эти зоны локализируют послойным подводом холодных потоков подмешиваемого воздуха. В зонах же течения потоков газа в каналах лопаточных венцов отрывные зоны - явно нежелательные явления.

Скорость развития толщины ламинарного пограничного слоя, размеров переходных зон и развития турбулентного слоя при течении в каналах профилей определяется градиентом давления. Именно динамика изменения статического давления по потоку определяет основные характеристики развития пограничных слоев.

Особенности обтекания профилей иллюстрируют результаты расчетов и экспериментальных исследований обтекания различных профилей. В [5] приведены данные по местным значениям скоростей по профилю лопаток, распределение статических давлений и расчетные значения локальных коэффициентов теплоотдачи ([рис.7.7](#)).

Можно видеть, что картины распределения скоростей по обводам профилей лопаток существенно различны.

Картина распределения скоростей по профилю лопаток позволяет расчетным путем определять характеристики динамических и тепловых пограничных слоев. А характеристики пограничных слоев легко трансформировать в картину распределения локальных коэффициентов теплопередачи.

При проведении экспериментов для обобщения результатов различных исследований применяют критериальную обработку результатов измерений.

Из теории пограничного слоя известно, что определяющее значение имеют средние по решетке и локальные величины числа Рейнольдса. Именно число или критерий Рейнольдса

определяют значения гидравлических потерь и коэффициентов теплоотдачи при изучении течений или процессов теплоотдачи.

Критерий Рейнольдса записывается применительно к профилю лопатки:

$$Re = \frac{wb}{\nu} = \frac{wb\rho}{\mu} \quad (7.7)$$

Здесь  $Re$  - критерий Рейнольдса;

$w$  - скорость потока на выходе из решетки (для входной кромки скорость на входе в решетку);

$b$  - характерный линейный размер, хорда лопатки или радиус входной кромки;

$\rho$  - плотность газа;

$\mu$  и  $\nu$  - соответственно динамическая и кинематическая вязкость газа

при значениях характерной температуры среды (на входе для входного участка профиля или на выходе из решетки для остального участка профиля лопатки).

Когда применяют *число* Рейнольдса, то участвуют местная скорость потока и текущее значение пути от начальной точки развития пограничного слоя ( для решетки профилей это входная кромка лопатки).

Местные значения интенсивности теплообмена описываются критерием Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha b}{\lambda},$$

где  $Nu$  - критерий или число Нуссельта;

$\alpha$  - коэффициент теплоотдачи от газа к стенке лопатки;

$b$  - характерный линейный размер, хорда лопатки или радиус входной кромки;

$\lambda$  - коэффициент теплопроводности газа.

Типичная форма записи критериального уравнения связи критериев Рейнольдса и Нуссельта при обработке экспериментальных исследований или же в теории пограничного слоя представляется в виде степенной зависимости  $Nu = a Re^m$ .

В тепловой задаче показатель степени при Рейнольдсе зависит от типа течения - он равен 0,5 для ламинарного режима и 0,8 при турбулентном режиме течения. Постоянство показателей используют в понятии *автомодельности по Рейнольдсу*. Говорят, что имеется две области по Рейнольдсу - ламинарное течение и турбулентное течение. Это же понятие естественно распространяется и на гидравлические характеристики течений.

Хочется отметить, что при критериальной обработке результатов исследований удается исключить размерность лопатки (в первую очередь ее высоту и фактические размеры хорды). Это свидетельствует о возможности использования результатов испытания при любых размерах лопаток, и ошибкой было бы ожидать, что в лопаточных аппаратах задача решения проблем теплообмена как-то упрощается при изменении габаритов лопаток.

Особенности распределения местных значений чисел Нуссельта по профилю лопаток иллюстрируются [рис.7.8](#).

На рис. 7.8 показано распределение по профилю лопатки относительно-го давления

$$\bar{p} = \frac{p - p_2}{p_2 - p_2^*},$$

где  $p_2$  и  $p_2^*$  - соответственно статическое давление на выходе и полное давление на входе в решетку, а  $p$  - текущее значение статического давления по контуру лопатки. Локальные значения чисел Нуссельта определены для случая нулевого угла атаки.

Анализ нижних графиков  $Nu = f(x/b)$  на этом рисунке позволяет выделить

характерные участки профиля:

- входная кромка;
- выходная кромка;
- район корыта лопатки;
- два участка на спинке профиля (от стыка с входной кромкой и до  $x/b = 0,75-0,8$

и остальная часть до выходной кромки).

Обычно именно с отмеченной особенностью изменения локальных значений Нуссельта и делят профиль лопатки турбины при определении расчетным путем значений чисел Нуссельта и локальных коэффициентов теплоотдачи от газа к профилю.

*Входная кромка.*

Лучше всего исследован участок входной кромки, т.к. его можно рассматривать как цилиндрическую поверхность переменного диаметра. Эту модель исследовали давно и подробно применительно к определению интенсивности теплообмена трубчатых теплообменников. Исследовано влияние диаметра (радиуса) цилиндра, угла атаки относительно точки натекания и относительно оси цилиндра. Определены точки перехода от ламинарного режима течения, возможность в зависимости от геометрии цилиндра отрыва потока при различных углах атаки в двух направлениях. Выявлено, что в точке натекания толщина пограничного слоя равна нулю. Этим объясняется пиковое значение коэффициента теплоотдачи в точке натекания газа. Как правило, в этой точке профиля всегда наблюдается максимальное значение интенсивности теплоотдачи по отношению к остальной части профиля.

Значение коэффициента теплоотдачи в точке торможения потока на входной кромке определяется по зависимости

$$\alpha_{Гвх} = \frac{\lambda_1}{2r_{вх}} Re_1^{0,5},$$

(7.8)

где  $\lambda_1$  и  $Re_1$  - теплопроводность газа и число Рейнольдса на входе в лопатку.

При расчете  $Re_1$  определяющая температура - температура газа перед решеткой, характерный линейный размер - удвоенный радиус входной кромки  $2r_{вх}$ , скорость - скорость потока на входе в решетку.

Среднее по обводу входной кромки значение принимается на базе большого числа экспериментов, выполненных Д.Е. Вильсоном и Ж.А. Поупом, как функция числа Нуссельта:

$$Nu_{вх} = 0,635 Re_1^{0,5}. \quad (7.9)$$

Для сопловых лопаток  $Re_1 = c_0 2r_{вх} \rho_0 / \mu_0$ , а для рабочих -  $Re_1 = w_1 2r_{вх} \rho_1 / \mu_1$ .

Здесь индексом 0 обозначены параметры на входе в сопловую решетку, а индексом 1 - на входе в рабочую решетку. Формула (7.9) обобщает опытные данные в диапазоне чисел  $Re_f = 5 \cdot 10^3 \dots 4 \cdot 10^4$  при  $M_f \leq 0,9$ ; степени турбулентности  $\varepsilon \approx 1\%$  и угле атаки равном 0.

Как показали исследования авторов [4], существенное влияние оказывает уровень турбулентности потока и предложили вводить поправку. Так, при  $\varepsilon = 5\%$  коэффициенты теплоотдачи газа могут быть на 40% выше.

*Выходная кромка.*

Под выходной кромкой понимают концевую часть профиля протяженностью примерно (0,1...0,15) размера хорды лопатки  $b$ . На основе обобщения опытных данных получено, что непосредственно в месте схода потока и примерно на расстоянии 0,1  $b$  до конца профиля лопатки

$$Nu_{вых} = 3,25 \cdot 10^{-3} Re_2^{0,93} \quad (7.10)$$

При этом за определяющие параметры приняты: температура торможения газа за решеткой  $T_{2w}^*$ ; удвоенный радиус выходной кромки лопатки  $2r_{вых}$ ; скорость потока за решеткой  $w_2$ . Индексом 2 здесь обозначены параметры потока за рабочей решеткой. Нередко вычисляют значения коэффициентов теплоотдачи газа в районе выходной кромки отдельно со стороны спинки и со стороны корыта. Применяют следующие критериальные зависимости:

$$Nu_{вых.сп} = 0,057 Re^{0,71}, \quad (7.11)$$

$$Nu_{вых.кор} = 0,051 Re^{0,73} \quad (7.12)$$

*Средняя часть профиля лопатки.*

Для реактивной лопатки (при реактивности ступени более 0,3)

$$\alpha_{Г\text{ кор}} \approx (1...1,15)\alpha_{Г\text{ ср}},$$

$$\alpha'_{Г\text{ сп}} \approx (0,75...0,85)\alpha_{Г\text{ ср}}, \quad (7.13)$$

$$\alpha''_{Г.сп} \approx (1,2...1,4)\alpha_{Г\text{ ср}}$$

( $\alpha'_{Г\text{ сп}}$  соответствует протяженности 0,6...0,7 длины спинки от точки сопряжения с входной кромкой, а  $\alpha''_{Г.сп}$  - остальной части).

Наиболее применяемая критериальная зависимость по определению средней интенсивности теплоотдачи получена авторами [6]:

$$Nu = 0,206 Re^{0,66} S_{Г}^{-0,58}, \quad (7.14)$$

где

$$S_{Г} = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \sqrt{\frac{2b}{t \sin(\beta_1 + \beta_2) \cos^2 \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}}} - 1$$

(7.15)

С учетом вращения (для рабочей решетки):

$$Nu_{вр} = 0,206 Re^{0,66} S_{Г}^{-0,58} \left(1 + 0,8 S_u^{0,42}\right), \quad (7.16)$$

где

$$S_u = \frac{u_{ср} \ell_{лоп}}{w_2 d_{ср}}$$

(7.17)

Здесь  $u_{ср}$  - окружная скорость на среднем диаметре;

$w_2$  - скорость газа на выходе из решетки на том же диаметре;

$d_{ср}$  и  $\ell_{лоп}$  - средний диаметр рабочего колеса и высота рабочей лопатки.

Приведенные сведения об интенсивности теплоотдачи со стороны газа к различным участкам профиля, различия в уровнях этой интенсивности для различных обводов профиля могут приводить к различным решениям вопросов обеспечения требуемого температурного состояния лопаток.



Каждый разработчик системы охлаждения создавал их, исходя из многих факторов:

- назначение силовой установки;
- особенности эксплуатации (режимы работы, доля нестационарных и предельных режимов работы);
- располагаемые свойства материалов;
- уровень технологии производства (возможность изготовления тонкостенных деталей и каналов малых гидравлических размеров);
- возможность исследования и доводки лопаточных аппаратов на установках;
- имеющийся уже опыт создания охлаждаемых решеток турбины.

Как правило, в каждой большой фирме имеются какие-то свои традиционные пути решения задач обеспечения надежности работы деталей горячей части тракта ГТД.

Как увидим ниже, имеется широчайший набор конструктивных решений при создании охлаждаемых лопаток.

## **7.2. Типы охлаждения лопаток газовых турбин**

Развитие охлаждения лопаток, обусловленное потребностями увеличения ресурсов и надежности решеток лопаток турбин, шло от простейших моделей каналов охлаждения к все более сложным и более эффективным схемам охлаждения. Первые модели использовали располагаемые ресурсы охлаждения – воздух из-за компрессора, отбираемый от той ступени, давление воздуха за которой позволяло обеспечить прокачку потребного количества воздуха. Предпочтительно было отбирать воздух с минимальной степенью сжатия, что с точки зрения термодинамики потерь в цикле наносило меньший вред его КПД.

### 7.2.1. Конвективная схема охлаждения лопаток

Самой распространенной и доведенной до совершенства является конвективная схема охлаждения лопаток. При данном типе охлаждения снижение температур стенок лопаток достигается отводом тепла от газа в охлаждающий воздух, проходящий во внутренних каналах лопаток. Из теории конвективного теплообмена известно, что основное снижение температуры происходит на границе газ-стенка лопатки из-за процессов в пограничных слоях. Дополнительное снижение температуры происходит за счет теплопроводности материала стенки лопатки. Здесь градиент температур определяется как уровнем коэффициентов теплоотдачи со стороны газа и охладителя так и уровнем теплопроводности материала. К сожалению, повышение жаропрочности сопровождается снижением коэффициента теплопроводности.

Общая картина тепловых потоков и распределения температур в процессе конвективного охлаждения лопаток может быть проиллюстрирована из рассмотрения схемы конвективного охлаждения цилиндрической стенки (именно схема цилиндрической стенки наиболее полно применима к теплообмену в лопатке, имеющей криволинейные контуры профилей, которые можно рассматривать как участки цилиндрических стенок).

Уравнение теплового потока для однородной цилиндрической стенки:

$$q_{\ell} = \frac{\pi(t_{\text{газа}} - t_{\text{возд}})}{\frac{1}{\alpha_{\text{возд}}d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{\text{газа}}d_2}} = k_{\ell} \pi(t_{\text{газа}} - t_{\text{возд}}) \quad (7.18)$$

Линейный коэффициент теплопередачи:

$$k_{\ell} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{возд}}d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{\text{газа}}d_2}} \quad (7.19)$$

Температурные напоры

$$\begin{aligned} t_{\text{газа}} - t_{\text{ст.нар}} &= \frac{q_{\ell}}{\pi} \frac{1}{\alpha_{\text{газа}}d_2} = k_{\ell} (t_{\text{газа}} - t_{\text{возд}}) \frac{1}{\alpha_{\text{газа}}d_2}, \\ t_{\text{ст.нар}} - t_{\text{ст.вн}} &= \frac{q_{\ell}}{\pi} \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} = k_{\ell} (t_{\text{газа}} - t_{\text{возд}}) \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}, \\ t_{\text{ст.вн}} - t_{\text{возд}} &= \frac{q_{\ell}}{\pi} \frac{1}{\alpha_{\text{возд}}d_1} = k_{\ell} (t_{\text{газа}} - t_{\text{возд}}) \frac{1}{\alpha_{\text{возд}}d_1}. \end{aligned} \quad (7.20)$$

Относительные доли общего перепада температур

$$\begin{aligned} \frac{t_{\text{газа}} - t_{\text{ст.нар}}}{t_{\text{газа}} - t_{\text{возд}}} &= \frac{k_{\ell}}{\alpha_2 d_2}, \\ \frac{t_{\text{ст.нар}} - t_{\text{ст.вн}}}{t_{\text{газа}} - t_{\text{возд}}} &= \frac{k_{\ell}}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}, \\ \frac{t_{\text{ст.вн}} - t_{\text{возд}}}{t_{\text{газа}} - t_{\text{возд}}} &= \frac{k_{\ell}}{\alpha_1 d_1}. \end{aligned} \quad (7.21)$$

В этих уравнениях сечение 1 (воздух) - внутренний диаметр, 2 (газ) - наружный

диаметр.

Видно, что частичные температурные напоры (граница охладитель-стенка, перепад на стенке, граница стенка-газ) пропорциональны доле составляющих термического сопротивления на этих участках к суммарному термическому сопротивлению. Чем выше интенсивность теплового потока, тем больше перепады температур.

Эффективность охлаждения оценивают отношением

$$\theta = \frac{t_{газа} - t_{ст.нар}}{t_{газа} - t_{возд}}, \quad (7.20)$$

а как видно из первого уравнения (7.20)

$$\theta = \frac{k_{\ell}}{\alpha_2 d_2}.$$

Развернем отношение в правой части (7.18), используя уравнение (7.19) для  $k_{\ell}$ :

$$\theta = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{возд} d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{газа} d_2}} \cdot \frac{1}{\alpha_{газа} d_2},$$

откуда получим

$$\theta = \frac{1}{\frac{\alpha_{газа} d_2}{\alpha_{возд} d_1} + \frac{\alpha_{газа} d_2}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + 1}. \quad (7.24)$$

Чем выше отношения коэффициента теплоотдачи со стороны газа к коэффициенту теплоотдачи со стороны воздуха, а также диаметра со стороны газа к диаметру со стороны воздуха, тем ниже эффективность охлаждения. Чем менее теплопроводен материал лопатки, тем ниже эффективность ее охлаждения.

Для повышения эффективности охлаждения необходимо делать более тонкую стенку лопатки, одновременно увеличивая радиусы наружный и внутренний по профилю лопатки. Целесообразно вводить ребрение со стороны охлаждающего воздуха. Ну и, конечно, максимально увеличивать интенсивность теплообмена со стороны охлаждающего воздуха. Как будет показано ниже, именно по этому пути и шли конструкторы охлаждаемых лопаток турбины.

Создатели охлаждаемых лопаток с конвективным охлаждением шли от простых канальных лопаток к все более сложным схемам течения охлаждающего воздуха. Проиллюстрируем несколькими примерами это положение [3], см. [рис.7.9](#) и [7.10](#).

На лопатках, показанных на [рис.7.11](#), применены вставные дефлекторы. Их цель подвести свежий воздух и заставить его проходить по малым каналам вдоль профиля и по высоте лопатки.

Широко представлены лопатки турбин с каналами охлаждения вдоль лопатки.

С целью обеспечения равномерного охлаждения лопаток старались располагать каналы I по всему профилю ([рис.7.12](#)). В зонах с максимальными значениями  $\alpha_{газа}$  отверстия делали меньшего диаметра. Как будет показано ниже, это существенно увеличивало коэффициент  $\alpha_{возд}$ , и улучшало эффективность охлаждения.

На [рис.7.13](#) приведена более сложная схема конвективного охлаждения с малыми каналами для движения воздуха. Технологически обеспечить изготовление длинных каналов малого размера очень сложно. В приведенной конструкции использована так называемая

гильзовая схема лопатки. Наружная поверхность представляет собой гильзу из жаропрочного материала, облегающую силовую стержень из менее жаропрочного материала. Всю нагрузку несет силовой охлаждаемый стержень, а гильза свободна от нагрузок и крепится к одному из концов лопаток, имея возможность свободно расширяться при нагреве лопатки.

В каналах охлаждения, как правило, имеет место турбулентный режим течения. Это объясняется стесненными размерами каналов с внезапными изменениями проходных сечений при достаточных перепадах давлений.

Общее критериальное уравнение имеет вид

$$Nu = c Re^n Pr^m \psi_t, \quad (7.25)$$

где  $c$  - коэффициент пропорциональности;

$n$  и  $m$  - показатели степени при критериях Рейнольдса и Прандтля соответственно;

$\psi_t = \left( T_c^* / T_{cm} \right)^k$  - температурный фактор, учитывающий различие теплофизических свойств в потоке и вблизи стенки, т.е. направление теплового потока.

Для течений в каналах охлаждения произвольного вида принимают  $c = 0,022$ ;  $n = 0,8$ ;  $m = 0,4$  и  $k = 0,2$ .

$$Nu = \frac{\alpha \ell}{\lambda} \quad \text{и} \quad Re = \frac{\rho w \ell}{\mu},$$

где скорости потока  $w$  определяются из уравнения неразрывности по известному проходному сечению  $F$  и плотности по параметрам на входе в канал. За гидравлический размер принимают условное значение гидравлического диаметра

$$\ell_c = 4F / \Pi,$$

где  $\Pi$  - так называемый смоченный периметр канала.

Следует заметить, что более высокой эффективностью охлаждения обладают каналы с меньшими значениями гидравлического диаметра. В связи с этим стремятся уменьшить проходные сечения каналов (одновременно увеличивая их количество) и увеличивают смоченный периметр каналов за счет видоизменения формы каналов - делая их плоскими, сплюснутыми, гофрированными и т.д. (см. [рис.7.14](#)).

Коэффициенты теплопроводности  $\lambda$  и динамической вязкости  $\mu$  воздуха принимают по температуре на входе в канал охлаждения.

Как можно видеть из зависимости (7.24), эффективность охлаждения повышается при увеличении интенсивности теплоотдачи в каналах охлаждения. Конструктивно и технологически это обеспечивается усложнением воздушных каналов.

Конвективное охлаждение имеет ограничения по дальнейшему росту эффективности охлаждения лопаток. Дальнейшее повышение эффективности охлаждения обеспечивается введением пленочного и пористого охлаждения.

## 7.2.2. Пленочная схема охлаждения лопаток

Заградительное охлаждение - это подача охлаждающего воздуха или другого агента непосредственно поверх наружной защищаемой поверхности для защиты от непосредственного воздействия потока газа. Введение заградительного пленочного охлаждения существенно меняет процессы теплообмена. Введение пленки создает свой пограничный слой на наружной защищаемой поверхности и изменяет коэффициент теплоотдачи со стороны газа. Обычно охлаждающий воздух подается из внутренней полости лопатки, и пленочное охлаждение является чаще всего комбинацией с конвективным или проникающим (пористым) способом охлаждения. О пористом охлаждении речь пойдет ниже.

Расчетная схема пленочного охлаждения [7] приведена на [рис.7.15](#).

Удельный тепловой поток, передаваемый со стороны газа, может быть рассчитан как обычно:

$$q_{пл} = \alpha_{пл} (T_{пл}^* - T_{ст}) \quad (7.26)$$

Этот тепловой поток существенно меньше, чем при внешнем обтекании газом, так как температура пленки значительно ниже температуры торможения газа. Коэффициент теплообмена  $\alpha_{пл}$  достаточно высок, как обычно на начальном участке. Длина участка равна 4-8 размерам щели  $S_{щ}$ . Коэффициент теплоотдачи убывает по мере удаления от точки вдува, приближаясь к значениям при отсутствии вдува. Нахождение составляющих уравнения (7.26) -  $\alpha_{пл}$  и  $T_{пл}^*$  - является сложной экспериментальной задачей. Э.Р. Эккертом предложен безразмерный параметр - эффективность пленочного охлаждения:

$$\eta_{пл} = (T_{Г}^* - T_{пл}^*) / (T_{Г}^* - T_{охл}^*) \quad (7.27)$$

Чем больше  $\eta_{пл}$ , тем меньше при прочих равных условиях  $T_{пл}^*$  и тепловой поток к стенке лопатки.

Одной из характеристик пленки является параметр интенсивности вдува  $m$

$$m = (\rho_{охл} w_{охл}) / (\rho_{Г} w_{Г}) \quad (7.28)$$

На первом участке ([рис.7.15](#))  $\eta_{пл} \approx 1$ , а на двух других убывает по степенным законам.

На  $\eta_{пл}$  существенное влияние оказывают углы вдува  $\gamma$  и  $\beta$  охлаждающего воздуха, где  $\gamma$  - это угол между осью отверстия и поверхностью лопатки, а  $\beta$  - угол между осью отверстия и направлением основного потока. При значениях  $\gamma < 45^\circ$  струя вдуваемого воздуха «прилипает» к стенке и множитель-поправка  $\varepsilon_\gamma \approx 1$ . При  $45^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$  поправку обычно находят по зависимостям типа:  $\varepsilon_\gamma = 1 - \Delta\eta_{пл\gamma} / \eta_{пл0}$ . Значение  $\eta_{пл\gamma}$  находят по графикам ([рис.7.16](#)).

Вдув охлаждающего воздуха в турбинных лопатках осуществляют обычно в несколько рядов. Поправку на  $\eta_{пл}$  находят по графикам [7], подобным приведенным на [рис.7.17](#). Цифровое обозначение кривых аналогично [рис.7.16](#).

Использование двух рядов отверстий для выдува воздуха обеспечивает практически равномерную по высоте лопатки эффективность пленочного охлаждения.

Идеальной с точки зрения обеспечения пленочного охлаждения по всему профилю лопатки была бы схема, представленная на [рис.7.18](#).

Эффективность пленочного охлаждения в инженерной практике описывается зависимостью:

$$\frac{T_2^* - T_{адст}}{T_2^* - T_{охл}} = k(\text{Re}_s \frac{\mu_{охл}}{\mu_2} \frac{T_{охл}^*}{T_2^*})^{0,133} (\bar{g}_{охл} \frac{1}{\tau(M)} \frac{a}{x})^{0,867} \quad (7.29)$$

где  $k=6$  для выпуклой стороны профиля ;  $k=5,4$  - для вогнутой стороны профиля лопатки.

$$Re_s = \frac{\rho_{охл} w_{охл} s}{\mu_{охл}}$$

Здесь  $s$  - условная высота щели для выпуска охладителя;  $\mu_{охл}$ ,  $\mu_g$  -коэффициенты вязкости воздуха и газа в месте выдува;  $\tau(M)$ - газодинамическая функция ( $T_{ст}/T^*$ );  $a$  - узкое место, "горло" на выходе из межлопаточного канала;  $x$  - текущая координата от места выпуска охладителя до рассматриваемого сечения;  $T_{ад.ст}$  - температура стенки при отсутствии теплообмена между газом и стенкой.

Пленочное охлаждение лопаток, с точки зрения теплового эффекта по защите лопаток (снижения температуры стенок относительно температур газа), является одним из наиболее эффективных способов охлаждения. Но у него есть и отрицательные стороны:

- пленочное охлаждение требует более высоких уровней отбора воздуха;
- технологически лопатки с пленочным охлаждением очень сложны;
- долговечность лопаток из-за наличия концентраторов напряжений от острых кромок в районе выхода охлаждающего воздуха ниже, чем у сплошных лопаток.

Учитывая эти особенности, пленочное охлаждение применяют, как правило, в сочетании с конвективным охлаждением (используя вставные дефлекторы).

### 7.2.3. Проникающее (пористое) и вафельное охлаждение

Обзор пленочного охлаждения завершился картинкой идеальной схемы защиты лопатки. Такая схема пленочного охлаждения вроде бы обеспечивает полную защиту профиля лопатки пленкой охлаждающего воздуха. Но полную защиту профиля лопатки воздушной пленкой обеспечивает проникающее (пористое) охлаждение. Пористое охлаждение реализуется с помощью пористой оболочки (типа гильзы) над силовым профильным стержнем. Оно с термодинамической точки зрения является самым совершенным. При нем охладитель подводится во внутреннюю полость и продавливается через пористую стенку. Направление движения потока охладителя противоположно направлению теплового потока, т.е. идет от холодной стенки к горячей. Теплоотдача идет за счет теплопроводности и конвекции.

Материалом для пористой оболочки могут служить керамика и металокерамические сплавы, а также порошковые составы типа нихрома, карбидов и других смесей. Пористостью называют отношение объемов пор к общему объему оболочки. Требования к пористым материалам очень высокие. Они должны обладать жаропрочностью, жаростойкостью, высокой устойчивостью к циклическим нагрузкам. В то же время они должны обладать требуемой пропускной способностью для реализации транспортировки воздуха. Желательно, чтобы пористые материалы обладали высокой теплопроводностью. Конечно, при спекании пористого материала желательно, чтобы он был достаточно гомогенным по зернистости. Плотность пористого материала ниже плотности сплошного материала, что очень важно для облегчения веса конструкции.

Из сказанного выше следует, что пористые материалы более подходят для защиты неподвижных сопловых лопаток и статорных деталей.

Теория теплообмена в проникающих конструкциях является развитием теории пленочного охлаждения. Источником данных являются исследования на стендах с продувкой плоских решеток профилей. Объектами исследований являлись лопатки с пористой оболочкой, выполненной из нихрома, толщиной от 1,8 до 3,5 мм. Значения критерия Рейнольдса по газовому потоку менялись от  $7 \cdot 10^5$  до  $3,6 \cdot 10^6$ .

Описание проводилось по характерным участкам профиля - входная кромка, выходная кромка, спинка и корыто.

Приведем осредненные данные по коэффициентам теплообмена при пористом охлаждении для перечисленных характерных участков профиля.

Для входной кромки можно записать

$$Nu_{вх} = 2,4 \cdot 10^{-3} Re_{вх}^{0,69} m_{вх}^{-0,63} Pr^{0,43}, \quad (7.30)$$

где  $Nu_{вх} = \alpha_{ГВХ} 2r_{вх} / \lambda_1$  - среднее по входной кромке значение числа Нуссельта;

$Re_{вх} = w_1 \rho_1 2r_{вх} / \mu_1$  - число Рейнольдса для входной кромки;

$m_{вх} = (\rho_{охл} w_{охл})_{вх} / (\rho_1 w_1)$  - среднее значение интенсивности вдува у входной кромки;

$\rho_1, w_1, \lambda_1, \mu_1$  - плотность, скорость, теплопроводность и динамическая вязкость газа на входе в рабочую решетку.

Уравнение (7.30) подтверждено в опытах при  $Re = 7 \cdot 10^4 \dots 4 \cdot 10^5$  и  $m_{вх} = 10^{-3} \dots 10^{-2}$ .

В опытах по определению теплоотдачи корыта за базовые значения были приняты средние значения числа Нуссельта  $Nu_{0кор}$  для непроницаемой поверхности при тех же значениях чисел  $Re_2$  на выходе из решетки, что и при пористом охлаждении.

Аппроксимирующая зависимость для корыта профиля имеет вид:



$$Nu_{кор} = 2,4 \cdot 10^{-3} Nu_{0кор} m_{кор}^{-1}, \quad (7.31)$$

где  $Nu_{0кор}$  - величина, определяемая для непроницаемых лопаток, см. (7. 16);

$Nu_{кор} = \alpha_{Г.кор} b / \lambda_2$  - число Нуссельта, подсчитанное при температуре газа на выходе из решетки;

$m_{кор} = (\rho_0 w_{охл})_{кор} / (\rho_{ср} w_{ср})$  - среднее значение интенсивности вдува на корыте;

$\rho_{ср} = (\rho_1 + \rho_2) / 2$ ,  $w_{ср} = (w_1 + w_2) / 2$ .

Формула (7.31) подтверждена опытами при  $Re = 8 \cdot 10^5 \dots 4 \cdot 10^6$  и  $m_{кор} = 8 \cdot 10^{-4} \dots 6 \cdot 10^{-3}$ .

Методом локального моделирования получена аналитическая зависимость для  $\alpha_{Г.кор}$ :

$$St_{кор} = 0,012 (Re_{Г}^{**})^{-0,25} Pr^{-0,73} b_{Ткор}^{-0,7}, \quad (7.32)$$

Здесь  $St_{кор} = \alpha_{Г} / (\rho w c_p)$  - число Стантона для корыта профиля;

$\rho$ ,  $w$ ,  $c_p$  - текущие значения плотности, скорости и теплоемкости;

$Re_{Г}^{**}$  - число Рейнольдса по характерному размеру - толщине потери энергии в пограничном слое;

$Pr$  - число Прандтля;

$b_{Ткор} = m_{кор} / St_0$  - тепловой параметр проницаемости;

$St_0$  - базовое число Стантона (для непроницаемой стенки).

Формула (7.32) подтверждена при  $Re_{Г}^{**} = 3 \cdot 10^2 \dots 5 \cdot 10^3$ ;  $b_{Ткор} = 0,4 \dots 3,5$ .

При расчете теплоотдачи по спинке профиля также использовано относительное число Нуссельта, приняв за базу число Нуссельта для непроницаемой стенки:

$$Nu_{сн} = 2,52 \cdot 10^{-3} Nu_{0сн} m_{сн}^{-1}. \quad (7.33)$$

При определении теплоотдачи выходной кромки (на расстоянии 0,1 хорды):

$$Nu_{вых} = 1,35 \cdot 10^{-4} Re_{вых}^{0,87} Pr^{0,43} m_{вых}^{-0,6}, \quad (7.34)$$

где  $Nu_{вых} = \alpha_{Г.вых} 2r_{вых} / \lambda_2$  - среднее по выходной кромке значение числа Нуссельта;

$Re_{вых} = \rho_2 w_2 2r_{вых} / \mu_2$ ;

$w_2$ ,  $\rho_2$ ,  $\lambda_2$ ,  $\mu_2$  - скорость, плотность, коэффициент теплопроводности и динамическая вязкость на выходе;

$m_{вых} = (\rho_{охл} w_{охл})_{вых} / (\rho_2 w_2)$

- среднее значение интенсивности вдува на выходной кромке.

Формула подтверждена опытами при числах  $Re_{вых} = 4 \cdot 10^4 \dots 2 \cdot 10^5$ .

Развитием пористого охлаждения следует считать вафельное охлаждение. Схема проницаемой многослойной вафельной стенки показана на [рис.7.19](#).

Характерным для такой схемы является то, что охлаждающий воздух, войдя в стенку, проходит через систему разветвленных каналов, двигаясь постоянно в направлении оси  $x$ . Поэтому для расчетной оценки температурного состояния стенки применяют упрощенную одномерную задачу теплопроводности.

Теплопроводность участка принимают равной средней эквивалентной теплопроводности стенки по формуле

$$\lambda_{э.ср} = \left( \sum_{i=1}^S \lambda_{эi} \right) / S = \left[ \sum_{i=1}^S (\lambda_{м} f_{м} + \lambda_{охл} f_{охл})_i \right] / (S f_{\Sigma}), \quad (7.35)$$

где  $S$  - число сечений по толщине вафельной стенки ([рис.7.19](#));

$\lambda_M, \lambda_{охл}$  - теплопроводность металла и охлаждающего воздуха в  $i$ -ом сечении;

$f_M, f_{охл}$  - площади металлической поверхности и охлаждающих каналов в  $i$ -ом сечении стенки;

$f_{\Sigma} = f_M + f_{охл}$  - суммарная площадь  $i$ -го сечения стенки.

Путем рассмотрения теплового баланса потоков со стороны охладителя внутри вафельной стенки и со стороны газа, получается дифференциальное уравнение третьего порядка, описывающее процесс распространения теплоты в стенке.

Вывод расчетных зависимостей содержится в [7].

Конструктивно вафельные стенки оформляются так же, как и пористые. Приводим изображение некоторых характерных конструкций ([рис.7.20, 7.21](#)).

Каждая лопатка состоит из проникающей оболочки 1 и внутреннего стержня 2, воспринимающего основные нагрузки, действующие на лопатку. Внутренние каналы 3 служат для прохода охлаждающего воздуха.

На левой картинке [рис.7.21](#) показана конструкция пористой лопатки с жидкостным охлаждением. Охлаждающая жидкость поступает из ножки лопатки внутрь полого стержня 1 и через отверстия, которые имеются в носовой и хвостовой частях стержня, - в зазор между оболочкой и стержнем. Далее жидкость проходит через поры оболочки 2, а другая часть через отверстия хвостовой части в поток газа.

На правой картинке [рис.7.21](#) показана многослойная пористая конструкция, разработанная англичанами Конуэем и Смитом. Лопатка состоит из сердечника 1, наружной оболочки 2 и слоя промежуточного заполнителя 3. Лопатка изготовлена методом порошкового спекания. Все три части имеют различную пористость: у сердечника 1 пористость отсутствует, у промежуточного заполнителя она равна 30%, у наружной оболочки 5%. При такой схеме силовой сердечник практически не нагревается и обеспечивает необходимую долговечность конструкции.

#### 7.2.4. Показатели эффективности охлаждения лопаток

Эффективность охлаждения лопаток характеризуется двумя показателями: относительной глубиной охлаждения и расходом охлаждающего воздуха.

Типичные зависимости эффективности охлаждения  $\theta$  (см. формулы [7.22](#), [7.23](#), [7.24](#)) от расхода охлаждающего воздуха (расход охлаждающего воздуха измеряют в относительном виде как процент от расхода газа) приводим ниже ([рис.7.22](#), [рис.7.23](#), [рис.7.24](#)) [8].

Можно видеть, что лопатки, показанные последовательно на [рис.7.22](#), [рис.7.23](#), [рис.7.24](#), имеют нарастающий уровень эффективности охлаждения. Происходило усложнение каналов охлаждения, применен дефлектор ([рис.7.24](#), а) и пленочное охлаждение входной кромки ([рис.7.24](#), б).

Повышение эффективности охлаждения позволяет повысить температуру газа без увеличения отбора охлаждающего воздуха, что требуется с точки зрения повышения КПД цикла работы ГТД.

Типичный вид современных лопаток с конвективно-пленочным охлаждением показан на [рис.7.25](#) и [7.26](#).

### 7.3. Выбор схемы охлаждения лопаток

Для проектирования охлаждаемых лопаток должны быть заданы, как отмечено выше, следующие данные:

- температуры газов по высоте лопатки ( для сопловых лопаток с учетом окружной неравномерности);
- действующие нагрузки;
- располагаемые температуры охлаждающего воздуха и давления в зоне отбора;
- определяющая температура тела лопатки или разброс по телу лопатки для сечения с максимальными нагрузками;
- ресурс работы лопаток;
- характеристики прочности материала (с учетом температур и ресурса работы);
- геометрические параметры обтекания лопаток в каналах турбины и размеры хорды и высоты лопаток.

По известной температуре лопаток, температуре газа и охлаждающего воздуха определяется потребная глубина охлаждения  $\theta_{лоп}$ :

$$\theta_{лоп} = \frac{T_{Г} - T_{лоп}}{T_{Г} - T_{охлв.в.з.}}$$

- при  $\theta_{лоп} \leq 0,35$  достаточно выбрать конвективную схему канального типа;
- при  $\theta_{лоп} \leq 0,5$  необходимо выбрать конвективную схему охлаждения дефлекторного типа;
- при  $\theta_{лоп} > 0,5$  необходимо выбирать конвективно-пленочное охлаждение лопатки.

Уровень охлаждения при  $\theta_{лоп} > 0,6$  трудно реализуем при конвективных способах охлаждения.

Реализация охлаждения и обеспечение требуемых уровней температур обеспечивается снижением температуры охлаждающего воздуха за счет:

- закрутки охлаждающего воздуха для первых ступеней турбины;
- выбором ступени отбора воздуха с меньшим уровнем температур за ступенью.

В обоих случаях снижается располагаемый перепад давлений в системе охлаждения лопаток.

Какую-то помощь при выборе охлаждения может оказать сводный график по сравнению эффективности охлаждения различных лопаток. Эту работу провели авторы [7] и получили обобщающий параметр. Они создали понятие эталонной лопатки и удельного коэффициента расхода охлаждающего воздуха. Чем совершеннее система охлаждения (выше эффективность отвода тепла в лопатку), тем меньше значение  $g_e$ .

Удельный коэффициент расхода определяется по формуле:

- для сопловых лопаток

$$g_e = g_{э.с} \frac{25 \bar{\Pi}_c (T_{Г}^* / T_{охл.в.х.с}^*)^{0,25}}{\text{Re}_c^{0,34} S_{Г.с}^{0,58} \bar{t}_c \sin \alpha_{1c}} ;$$

- для рабочих колес

$$g_e = g_{э.р} \frac{25 \bar{\Pi}_p (T_{Гw}^* / T_{охл.в.х.р}^*)^{0,25} (1 + 0,8 S_u^{0,42})}{\text{Re}_p^{0,34} S_{Г.р}^{0,58} \bar{t}_p \sin \beta_2}$$

$$\bar{\Pi}_c = \Pi_c / b_c \quad \text{и} \quad \bar{\Pi}_p = \Pi_p / b_p$$

- отношение периметров сопловой или рабочей лопаток к соответствующей хорде.

Значения  $g_{э,р}$  и  $g_{э,с}$  определяются по [рис.7.28](#). Индексы  $р$  и  $с$  относятся соответственно к рабочим или сопловым решеткам.

Для оценки возможностей различных способов охлаждения можно воспользоваться графической зависимостью эффективности охлаждения лопаток от процента расхода охлаждающего воздуха (рис. 7.27), приводимую ниже:

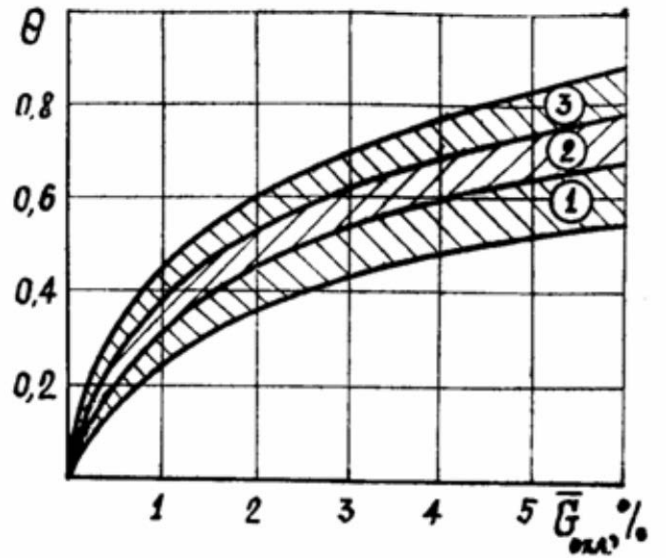


Рис. 7.27. Зависимость эффективности охлаждения лопаток от относительного расхода воздуха на их охлаждение:

1 - лопатки с конвективным охлаждением; 2 - лопатки с пленочным охлаждением ; 3 - лопатки с пористым охлаждением

#### 7.4. Опытные-экспериментальные исследования элементов охлаждения и лопаток турбин на установках и в составе двигателя

Все расчетные методы определения параметров обтекания профилей, характеристик пограничных слоев носят только оценочный характер и применяются для получения информации первого порядка. На базе этой информации строятся проекты начального уровня. Дальнейшее проектирование и доводка лопатки невозможны без натурных испытаний. Желательно было бы иметь полный комплекс установок по исследованию и доводке профилей лопатки и отработке характеристик теплового состояния спроектированных лопаток.

Гидравлические характеристики лопаток (с измерением, в том числе распределения статических давлений по профилю лопатки) требуют создания специальных продувочных стендов. Минимальное число лопаток, образующих исследуемый канал, равно 3 – 5. Для лопаток большой высоты из-за стремления ограничить потребные расходы воздуха производят модельные испытания части лопатки по высоте. Но для получения полной картины обтекания с учетом влияния стенок наружного и внутреннего контура тракта требуется полноразмерный канал. Это обеспечивается масштабированием – продувкой полноразмерной модели в масштабе 1/2, 1/3 или какого-либо другого приемлемого значения по расходам воздуха. Преимущество исследования лопаток или их моделей в том, что можно проводить исследования при различных перепадах давлений в решетке и при различных углах атаки, степени турбулентности.

Тепловые исследования моделей или полноразмерных лопаток производятся на тепловых стендах с изменением температур газа и охлаждающего воздуха, перепадов давлений как по газу, так и по охлаждающему воздуху. В итоге находятся зависимости эффективности охлаждения лопаток от расхода охлаждающего воздуха, распределение температур по профилю лопаток. В прикладном плане можно производить исследования интенсивности теплообмена со стороны газового потока с последующей критериальной обработкой результатов исследований.

Исследование эффективности процессов в каналах охлаждения лопаток производят на установках осаждения из расплава металла. Такая установка и методика исследования разработаны авторами [2] с использованием расплава цинка. В зависимости от интенсивности охлаждения образуется в течение нескольких минут на стенке охлаждаемой лопатки, помещенной в расплавленный цинк, определенной толщины корка. Величина корки зависит от разности температур расплавленного цинка и охлаждающего воздуха и местного значения коэффициента теплоотдачи в канале охлаждения. Установка существенно дешевле описанных ранее установок и по этой причине более доступна и находит свое применение при доводке систем охлаждения лопаток.

Температура плавления цинка равна 419°C и при продувке лопатки воздухом с температурой ниже этого уровня на поверхности происходит осаждение цинка. Размеры цинковой "корки" по нормали к поверхности лопатки пропорциональны интенсивности теплообмена. Сравнение толщин корок при различных вариантах геометрии каналов охлаждения позволяет оценить количественно эффект изменения геометрии.

Расчетные соотношения метода имеют вид:

$$q = \rho L \delta_k / \Delta \tau = K(T_{cm} - T_v) = \left( \frac{1}{\alpha_v} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} \right)^{-1} (T_{kp} - T_v), \quad (7.38)$$

где  $\rho, L$  – плотность и теплота плавления цинка;

$\delta_k = \delta_{kn} - \delta_n$  – толщина "намороженной" при продувке корки цинка ( $\delta_{kn}$  – измеряемая толщина и  $\delta_n = 0,1 \cdot 10^{-3}$  м – поправка на "наволакивание" цинка при извлечении лопатки из расплава);

$K$  – коэффициент теплопередачи;

$\delta_{ст}$ ,  $\lambda_{ст}$  – толщина и теплопроводность эквивалентной гладкой стенки лопатки;

$T_e$  – местная среднemasсовая температура воздуха (находится из уравнения теплового баланса с использованием измеряемого значения  $T_{e\text{ вых}}$  и поля тепловых потоков по лопатке, определяющих подогрев воздуха).

Для проведения исследования в установку, содержащую 0,5 дм<sup>3</sup> цинка, нагретого в муфельной печи до 450°C, помещают исследуемую лопатку, препарированную системой подвода и отвода охлаждающего воздуха. Выдерживают некоторое время для стабилизации температур расплава и лопатки, и по достижении температуры 419,4°C производят продувку каналов лопатки, фиксируя время процесса "намораживания", после чего лопатка извлекается из расплава цинка (время наращивания цинковой корки обрабатывается конкретно для каждой схемы каналов охлаждения).

По замеренной толщине цинковой корки с использованием приведенной выше формулы и известным условиям при проведении эксперимента определяется величина коэффициента.

Самую ценную информацию по температурам деталей получают при измерении их температур в составе полноразмерного двигателя на любых интересующих режимах работы. Наиболее распространенными датчиками температур являются термопары – устройства, использующие свойство создавать разность потенциалов, пропорциональную разности температур двух спаев – холодного и горячего. Свойством создавать термо-ЭДС (электродвижущую силу) обладают пары материалов типа хромель-копель (ХК), хромель-алюмель (Х-Ал), платинородий-платина (ПР-ПЛ) и др. При возникновении разности температур двух спаев этих пар материалов появляется разность потенциалов, ее и называют термо-ЭДС. Используют линейные участки кривых зависимости ТЭДС от разности температур (группа ХК применяется для измерения разности температур до 600°C, Х-Ал до 1100°C и ПР-ПЛ для температур до 1500°C).

Горячие спаи термопар размещают в местах измерения температур горячих поверхностей деталей, углубляя их на 1,5-2 мм от поверхности. Производится изоляция термопары, чтобы исключить влияние температур, омывающих поверхность детали газов. Наоборот, при измерении температур газов горячий спай располагают на расстоянии 2-3 мм от поверхности деталей и также изолируют термопары с целью уменьшения перетоков тепла от головок спая за счет теплопроводности. Проводку термопар осуществляют вдоль статорных или роторных деталей и выводят в удобном месте для стыковки с ответными измерительными жгутами для подсоединения к записывающим электрический сигнал устройствам – потенциометрам, осциллографам и т.д. В настоящее время широко применяются компактные устройства - жесткие диски ПЭВМ или ФЛЭШ-память.

Сравнительно просто передавать электрический сигнал от стационарных деталей, располагающихся на не вращающихся (статорных) деталях двигателей. При необходимости передачи сигнала от термопар на деталях ротора – от лопаток, дисков или валов роторов требуются дополнительные устройства – токосъемники. Задача токосъемника передать электрический сигнал от термопары, вращающейся с большой скоростью, к стационарным каналам передачи сигнала к измерительному устройству. Эта задача является сложной из-за необходимости обеспечения передачи полного сигнала, без потерь в контактах стационарных и вращающихся деталей токосъемника. Контакт подвижных и неподвижных частей обеспечивается или через промежуточный материал (например, ртуть), или за счет хорошего контакта упругого элемента на роторе, прижимаемого центробежными силами к неподвижному контакту статора. Можно понять, что уже из-за этого факта надежный сигнал как в ртутном, так и упругом случае обеспечивается только при определенной частоте вращения. При необходимости определения температур на переходных режимах часть сигнала на малых частотах вращения исчезает полностью. Кроме того, введение другого материала контактов в электрическую цепь приводит к искажению электрического сигнала (появляются противо-ЭДС). Это тоже необходимо учитывать. Ясно, что получение надежного неискаженного

сигнала с вращающихся деталей в широком диапазоне измерений проблематично. Надежных методов компенсации или определения ошибок измерений не существует. Можно уверенно утверждать, что метод измерения температур с помощью термопар можно применять только для статорных деталей. Учитывая необходимость выполнять прокладку термопар с выводом показаний на удаленные устройства записи измерений, обеспечение отсутствия перетекания электрического сигнала в каналах измерения из-за нарушений изоляции, метод измерения температур с помощью термопар является громоздким и сложным.

Измерение температур как статорных, так и вращающихся деталей осуществляют также с помощью плавких вставок или вставок с облученными кристаллами алмаза. Первые представляют собой небольшие патрончики со сплавом, плавящимся в узком температурном диапазоне. Патрончики заделываются на глубину в тело деталей и зачеканиваются. На детали устанавливается набор патрончиков с различными диапазонами плавления. Температура детали находится в диапазоне между выплавленными и невыплавившимися патрончиками.

Измерение температур с помощью облученных кристаллов основано на изменении радиационного излучения в зависимости от температур. Измеряя остаточное радиационное излучение, можно определить до какой максимальной температуры нагревалась поверхность детали. Заделка патрончиков с облученными кристаллами в тело деталей аналогична методу препарирования при измерении температур плавкими вставками.

Измерение температур двумя последними методами дает информацию только о максимальных рабочих температурах из рабочего диапазона температур.

Можно понять, что измерение температур деталей в составе двигателя трудоемко и ограничено по информативности. Приходится комбинировать измерения с различными методами обработки, позволяющими получать обобщенные результаты, пригодные для распространения на различные условия эксплуатации.



### **7.5. Отечественный и зарубежный опыт проектирования охлаждаемых лопаток турбины**

Полезную информацию о проектировании охлаждаемых лопаток турбины можно получить, знакомясь с традициями и опытом создания ОЛТ в ведущих проектно-конструкторских бюро, занимающихся созданием высокотемпературных ГТД . Наибольшие успехи достигнуты при создании военных ГТД. Сведения о проектных разработках в нашей стране носили закрытый характер. Некоторый опыт создания и доводки охлаждаемых лопаток турбины для двигателя, устанавливавшегося на бомбардировщике Ту-22М2 и сверхзвуковом пассажирском самолете Ту-144, приведен ниже.

Опыт зарубежных конструкторских бюро освещен в [8]. Приведем данные по наиболее известным фирмам ([табл.7.1](#), [7.2](#), [7.3](#)).

## **7.6. Опыт доводки охлаждаемых лопаток турбины**

При создании и доводке двигателя НК-144А для сверхзвукового пассажирского самолета Ту-144 и бомбардировщика Ту-22М2 потребовалось разработать мероприятия по повышению надежности охлаждаемых лопаток первой ступени турбины.

### **7.6.1. Доводка охлаждаемой рабочей лопатки турбины**

Рабочая лопатка турбины показана на рис. 7.24, а. Лопатка с конвективным способом охлаждения дефлекторного типа. Первоначально дефлектор был на всю высоту лопатки. Во время проведения периодических испытаний за партию серийно изготовленных двигателей проявился дефект повышения вибраций по каскаду высокого давления. Двигатель сняли с испытаний. При осмотре обнаружено разрушение в верхней части одной из рабочих лопаток. При рентгеновском контроле других лопаток обнаружено разрушение дефлектора. Разрушившаяся часть дефлектора находилась в верхней части лопаток. Это вызвало перегрузку лопаток в верхней части, что и послужило причиной поломки одной из них. Вся партия двигателей была снята с самолетов и возвращена на серийный завод. Потребовалась разработка мероприятий.

В исходном варианте дефлектор лопатки не обеспечивал прочности от центробежных нагрузок. Было решено спроектировать его как самонесущий и не подгружающий лопатку в радиальном направлении. Дефлектор спроектировали как равнопрочную балку, т.е. от корня к периферии распределение материала спроектировано так, чтобы напряжения растяжения в нем были постоянными на всех радиусах (этого не было в прежней конструкции дефлектора). Дефлектор укоротили по высоте. Вот с таким укороченным равнопрочным дефлектором провели периодические испытания двух двигателей. Улучшенная конструкция дефлектора позволила исключить впредь дефект разрушения рабочих лопаток первой ступени турбины. Для повышения эффективности охлаждения лопаток ввели дополнительное струйное охлаждение по спинке и корытцу профиля из дефлектора на внутренние поверхности лопатки.

Для компенсации укорочения дефлектора в верхнюю часть лопатки подвели охлаждающий воздух через наклонное отверстие на входной кромке периферийного сечения дефлектора.

### 7.6.2. Доводка охлаждаемой сопловой лопатки первой ступени турбины

При проведении периодических испытаний очередного двигателя проявился дефект обрыва рабочей лопатки турбины. Разборка двигателя показала, что причиной обрыва рабочей лопатки стал прогар одной из сопловых лопаток с разрушением дефлектора. В результате прогара дефлектора в систему охлаждения рабочих лопаток турбины попали потоки горячего газа. На нескольких соседних лопатках соплового аппарата обнаружен разгар материала по спинке в зоне входной кромки и растрескивание поверхности лопатки в зоне выходной кромки.

Через некоторое время в эксплуатации при выполнении введенных бюллетенем осмотров лопаток на некоторых двигателях были выявлены лопатки первого соплового аппарата с аналогичными начальными нарушениями поверхности (разгаром материала). Интересным явился тот факт, что дефект нарушения поверхности лопаток локализовался только на узком участке по окружности.

Внешний вид состояния лопаток показан на рис. 7.29.

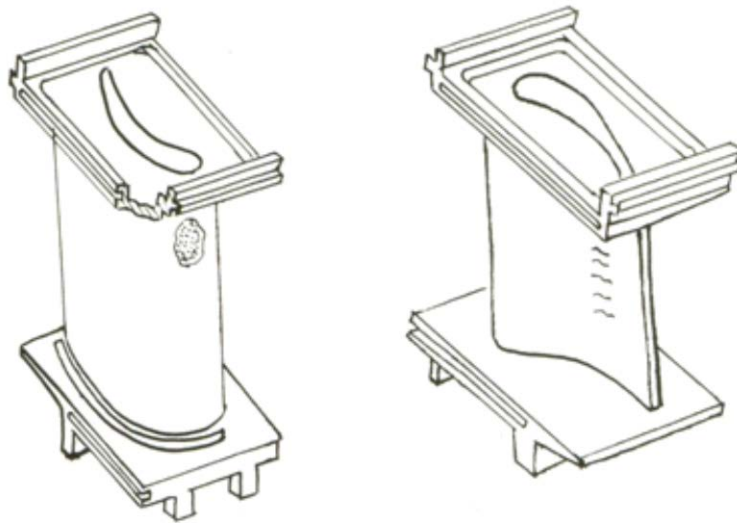


Рис. 7.29. Внешний вид лопаток 1-го соплового аппарата двигателя НК-22

Причиной местного повышения окружной неравномерности температур газа являлся газовый след пониженного давления из-за наличия толстого ребра средней опоры, через который осуществляется привод основных масляных и топливных агрегатов. Газодинамическим расчетом угла закрутки потока воздуха в компрессоре высокого давления получили совпадение расположения следа пониженного давления с расположением места повышенной окружной неравномерности температур газа.

Таким образом, для устранения причины дефекта разгара лопаток ІСА предстояло исследовать и отработать следующие мероприятия:

- изучить поведение характеристик полей температурной неравномерности газа на входе в турбину высокого давления по режимам на стенде и в полете;
- обеспечить возможность повлиять на окружную неравномерность путем перестановки топливных форсунок камеры сгорания;
- обеспечить повышение эффективности охлаждения тела лопаток ІСА;
- подтвердить стендовыми длительными испытаниями эффективность разработанных мероприятий.

Были исследованы характеристики температур газа с помощью соплового

аппарата-гребенки постановкой по окружности в зоне проявления дефекта на пяти лопатках сопловых аппаратов 1-й и 2-й ступени термопар в 5 поясах по высоте лопатки, а на радиусе расположения разгара лопаток термопары устанавливались на всех лопатках 1-го и 2-го сопловых аппаратов.

Внутри лопаток 2-го соплового аппарата имеются штатные термопары, установленные через одну лопатку 2-го соплового аппарата. Термопары соединены в два жгута. Было показано, что для регулирования двигателя можно использовать показания от одного жгута. Показания термопар от другого жгута можно было выводить на потенциометр. Замеры температур от сопловых аппаратов-гребенки и штатных от одного из жгутов при испытании на стенде и в составе самолета при предполетных гонках показало совпадение характеристик окружной неравномерности.

Можно видеть, что имеется зона значительных положительных окружных неравномерностей температуры газа в узком участке по дуге окружности. Именно в этой зоне и имеются разгары материала лопаток. Перестановка в данную зону форсунок с минимальной проливкой по расходу топлива незначительно повлияла на окружную неравномерность температур газа.

Обеспечение надежности работы лопаток без мероприятий по выравниванию эффективности охлаждения по профилю лопаток не могло быть реализовано.

На [рис.7.30](#) приведена геометрия дефлектора лопаток (дефлектор 46.480.015, имевший 100 отверстий "душа"  $\varnothing 0,7$  мм ) и два варианта изменения расположения отверстий подвода свежего воздуха ("душа" ) в канал охлаждения по спинке и корытцу профиля лопатки. Проверялись два варианта дефлектора повышения эффективности охлаждения со 135 отверстиями "душа"  $\varnothing 0,7$  мм и со 159 отверстиями "душа"  $\varnothing 0,5$  мм. В последнем дефлекторе в зону выходной кромки дефлектора добавлены 13 отверстий "душа"  $\varnothing 0,7$  мм со стороны корытца.

Исходный вариант дефлектора имел в зоне выходной кромки профиля лопатки цилиндрические отверстия для выпуска охлаждающего воздуха непосредственно в зону щели выходной кромки. Именно в зоне контакта дефлектора с внутренним контуром профиля лопатки располагались растрескивания по телу лопатки со стороны корытца около выходной кромки. Для исключения контакта дефлектор в зоне выходной кромки в обоих исследованных улучшенных вариантах дефлектора его кромку сделали плоской.

Направленным изменением отверстий "душа" в дефлекторе обеспечено повышение эффективности охлаждения в зоне разгара по спинке профиля (вариант со 135 отверстиями не обеспечивал достаточного уровня охлаждения лопатки на этом участке профиля).

В зону повышенной окружной неравномерности температуры газа принято решение устанавливать селективно лопатки с повышенной пропускной способностью в данном комплекте (проверка пропускной способности лопаток после сборки с дефлектором является обязательной технологической операцией).

Мероприятия по повышению эффективности охлаждения лопаток, установка топливных форсунок пониженной проливки, установка лопаток повышенной пропускной способности в зоне повышенной окружной неравномерности позволили исключить дефект разгара лопаток. Но осмотр лопаток в эксплуатации через лючки с помощью эндоскопов через 50 часов наработки не отменили.

Так доводились лопатки турбины по надежности.

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

- 7.1. Что такое динамический пограничный слой?
- 7.2. Что такое конвективный способ охлаждения лопаток?
- 7.3. Каким показателем оценивают эффективность охлаждения лопаток?



## 8. ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ

Начальным этапом проектирования лопатки является определение потребного уровня охлаждения лопатки в рассматриваемом сечении по зависимости:

$$\theta = \frac{T_{Гw}^* - T_{лон}}{T_{Гw}^* - T_{вex}^*},$$

где температура газа определяется с учетом радиальной эпюры, среднемас-сового значения температуры в заданном сечении турбины для рабочих лопаток и дополнительно с учетом окружной неравномерности для сопловых лопаток.

Тип охлаждения и ожидаемый расход охлаждающего воздуха оценивают по графику (см. [рис.7.27](#)). После этого приступают к проектированию системы охлаждения лопатки.

Проектирование охлаждаемых лопаток в учебных целях производят способом «чистого листа», когда по известной геометрии потока газов проектируются обводы контура лопатки со стороны газа. Предварительно по предполагаемому типу охлаждения сечение лопатки увеличивают с целью размещения каналов для прохода охлаждающего воздуха.

Рассчитывают коэффициенты теплоотдачи со стороны газа по характерным участкам профиля, пользуясь зависимостями раздела 7.1.1.

В реальной инженерной практике проектирование производят с использованием уже имеющегося предыдущего опыта проектирования охлаждаемых лопаток. Каждая из конструкторских фирм имеет свои схемы охлаждения лопаток разного уровня эффективности охлаждения. Поэтому этап профилирования с учетом размещения каналов охлаждения существен но упрощается. Положительной стороной такого проектирования лопаток является возможность использования не только геометрических размеров лопаток, но и технологического, металлургического опыта предприятий-изготовителей.

Такой способ называют моделированием конструкции лопаток. Геометрические размеры исходного образца изменяют пропорционально размеру хорды выбранного прототипа и проектируемой лопатки.

Ниже приводим пример проектирования системы охлаждения первой рабочей лопатки турбины двигателя НК-14СТ с использованием геометрии лопатки и каналов охлаждения лопатки-прототипа. За прототип принята оправдавшая себя высокой эффективностью охлаждения и подтвержденная ресурсной наработкой конструкция лопатки серийного двигателя.

Принципиально принято решение использовать конвективную схему охлаждения с участками «вихревой» матрицы в средней части лопаток и в районе выходной кромки.

В общем виде эффективность охлаждения лопатки по локальным параметрам хладагента может быть определена следующим образом:

$$\begin{aligned} \theta^* &= \frac{T_{Гw}^* - T_{лон}}{T_{Гw}^* - (T_{вex}^* + \Delta T)} = \\ &= \frac{1}{1 + 0,85(\bar{G}_e)^{-0,8} \cdot \left(\frac{f_{кан}}{f_{горла}}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{b}{d_z}\right)^{-0,2} \cdot \left(\frac{\mu_e}{\mu_z}\right)^{0,8} \cdot \frac{\lambda_z}{\lambda_e} \cdot \left(\frac{T_{cm}}{T_e}\right)^{0,55} \cdot \frac{K_{Г}}{K_{st}K_{op}}}, \quad (8.1) \end{aligned}$$

где  $\bar{G}_e$  - относительный расход воздуха (в долях от  $G_{газа}$ );

$f_{кан}/f_{горла}$  - соотношение площади каналов охлаждения и площади «горла»

одного межлопаточного канала;

$b/d_r$  - соотношение хорды лопаточной решетки и гидравлического диаметра каналов охлаждения;

$\mu_r, \lambda_r, \mu_v, \lambda_v$  - вязкость и теплопроводность газа и воздуха;

$K_r$  - коэффициент, учитывающий отличие локального коэффициента теплоотдачи газа от осредненного по профилю;

$K_{op}$  - коэффициент оребрения поверхности охлаждения;

$K_{st}$  - коэффициент интенсификации теплообмена в каналах охлаждения;

$T_{rw}^*$  - температура газа в расчетном сечении лопатки;

$T_{vx}^*$  - температура воздуха на входе в лопатку;

$\Delta T$  - подогрев воздуха до расчетного сечения.

Эффективность охлаждения поверхности лопатки-прототипа по параметрам торможения для хладагента и газа на входе

$$\theta = \frac{T_{rw}^* - T_{лон}}{T_{rw}^* - T_{vx}^*}, \quad (8.2)$$

а подогрев воздуха в каналах

$$\Delta T = 3600 \int_0^S \frac{\alpha \cdot P_r (T_{rwi}^* - T_{лонi})}{G_{охл} \cdot c_p}, \quad (8.3)$$

где  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи от газа;

$P_r$  - периметр наружного профиля лопатки в пределах рассматриваемого канала;

$S$  - координата вдоль профиля по ходу хладагента.

Приведем в качестве прототипа охлаждения лопатку с вихревой схемой и петлевым движением охладителя, аналогичную одной из рабочих лопаток турбины высокого давления серийного двигателя.

Из газодинамического расчета приняты следующие геометрические характеристики решетки рабочей лопатки первой ступени турбины двигателя НК-14СТ:

Число лопаток	71
Хорда ( $b$ )	39 мм
Площадь узкого сечения («горло»)	678,2 мм <sup>2</sup>
Угол входа, $\beta_1$	33,75°
Угол выхода, $\beta_2$	21,43°
$T_r^* (T_{rw}^* \cdot K_{эп рад})$	1460,27 К
$T_{vx}^*$	597,5 К

Вид каналов охлаждения лопатки прототипа показан на [рис.8.1](#).

Прототип имел на входной кромке перфорацию для создания пленочного охлаждения.

Измерения эффективности охлаждения прототипа проведены без наличия перфорационных отверстий на входной кромке и составили:



Число лопаток	71
Хорда ( $b$ )	39 мм
Площадь узкого сечения («горло»)	678,2 мм <sup>2</sup>
Угол входа, $\beta_1$	33,75°
Угол выхода, $\beta_2$	21,43°
$T_{\Gamma}^*$ ( $T_{\Gamma w}^* \cdot K_{эн\text{ рад}}$ )	1460,27 К
$T_{\text{с вх}}$	597,5 К

В [табл.8.1](#) и [8.2](#) приведены параметры лопатки-прототипа.

В результате итерационных расчетов уравнений (8.1)...(8.3) были определены для участков профиля лопатки коэффициенты интенсификации со стороны газа ( $K_{\Gamma}$ ) и охлаждающего воздуха ( $K_{st}$ ) по сравнению со средними значениями ([табл.8.3](#)).

Анализ представленных в таблице результатов позволяет сделать заключение о том, что подогревы воздуха в каналах охлаждения лопатки -прототипа определены достаточно точно, так как  $K_{\Gamma}/K_{st}$  слабо зависит от  $G_{охл}$ . Параметр ( $K_{\Gamma}/K_{st}$ ) является ключевым в принятой методике проектирования системы охлаждения. Его величина одинакова для сходственных характерных участков лопатки-прототипа и лопатки НК-14СТ.

Расчет эффективности охлаждения проводился по зависимости:

$$\frac{\Delta T^{НК-14}}{\Delta T^{прот}} = \left( \frac{z^{НК-14}}{z^{прот}} \right)^{0,2} \cdot \left( \frac{G_{\Gamma}^{НК-14}}{G_{\Gamma}^{прот}} \right)^{0,2} \cdot \left( \frac{b^{НК-14}}{b^{прот}} \right)^{0,2} \times$$

$$\times \left( \frac{0,369T_{\Gamma}^{НК-14} + 878}{0,369T_{\Gamma}^{прот} + 878} \right) \cdot \frac{F_{\Gamma}^{НК-14}}{F_{\Gamma}^{прот}} \cdot \left( \frac{T_{\Gamma} - T_{охл}^{НК-14}}{T_{\Gamma} - T_{охл}^{прот}} \right) \cdot \left( \frac{f_{горла}^{НК-14}}{f_{горла}^{прот}} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{G_{\%}^{НК-14}}{G_{\%}^{прот}} \right)$$

При условии, что

$$\frac{F_{\Gamma}^{НК-14}}{F_{\Gamma}^{прот}} \approx \frac{(h_{лон} \cdot b)^{НК-14}}{(h_{лон} \cdot b)^{прот}}, \quad \frac{G_{\Gamma}^{НК-14}}{G_{\Gamma}^{прот}} \approx 1,0$$

получаем  $\Delta T^{НК-14} = \Delta T^{прот} \cdot 0,81$ .

$$\bar{F}_k = \frac{F_{кан}^{НК-14}}{F_{кан}^{прот}}$$

В расчетах варьировалась площадь каналов охлаждения в виде охлаждающего воздуха  $G_{охл}$  и расход

Выбор площадей каналов охлаждения лопаток производился итеративно с учетом обеспечения ограничивающих факторов:

- допустимая температура в центральной части (обусловленная запасом по несущей способности лопатки) не должна превышать 780...800°С;
- допустимая температура поверхности лопаток из условия жаростойкости 830-840°С;
- необходимо обеспечивать лопаточную нагрузку на диск;
- обеспечивать высокие газодинамические характеристики канала по газу;
- ограничение по расходу охлаждающего воздуха менее 1,3...1,4%.

По первым двум условиям эффективность охлаждения в средней части лопатки не должна быть ниже 0,34, а по температуре поверхности не ниже 0,26...0,27.

Учитывая сложности охлаждения входной кромки лопатки и технологическую невозможность обеспечения толщины стенки менее 1,5 мм, радиус входной кромки по наружному контуру принят 2,5 мм.

В итоге получены значения эффективности охлаждения, требуемые по условию прочности.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Биргер, И.А. Термопрочность деталей машин / И.А.Биргер, Б.Ф.Шорр, И.В. Демьянушко [и др.]. – М.: Машиностроение, 1975. – 455 с.
2. Галкин, М.Н. Метод определения внутренних граничных условий теплообмена в охлаждаемых лопатках газовых турбин // М.Н. Галкин, А.Н. Бойко, А.А. Харин. – Известия ВУЗов. – 1978. – №8.
3. Жаров, Г.Г. Судовые высокотемпературные газотурбинные установки / Г.Г. Жаров, Л.С. Венцюлис. – Л.: Судостроение, 1973. – 359 с.
4. Зысина-Моложен, Л.М. Теплообмен в турбомашинах / Л.М. Зысина-Моложен, Л.В. Зысин, М.П. Поляк. – Л.: Машиностроение, 1974. – 335 с.
5. Клячкин, А.Л. Теория воздушно-реактивных двигателей / А.Л.Клячкин. – М.: Машиностроение. – 512 с.
6. Локай, В.И. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов / В.И. Локай, М.Н. Бодунов, В.В. Жуйков [и др.]. – М.: Машиностроение, 1985. – 213 с.
7. Лукачев, В.П. Выбор параметров и инженерные основы проектирования систем охлаждения элементов турбин авиационных ГТД: учеб. пособие / В.П. Лукачев, В.П. Данильченко, В.Е. Резник. – Куйбышев. авиац. ин-т. – Куйбышев, 1983. – 120 с.
8. Лыков, А.В. Тепломассообмен: справочник / А.В. Лыков. – М.: Энергия, 1972. – 560 с.
9. Писаренко, Г.С. Соппротивление жаропрочных материалов нестационарным силовым температурным воздействиям / Г.С. Писаренко, Н.С. Можаровский, Е.А. Антипов. – Киев: Наукова думка, 1974. – 199 с.
10. Скубачевский, Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели / Г.С. Скубачевский. – М.: Машиностроение, 1965.
11. Тихонов, Н.Т. Термогазодинамическое проектирование осевых турбин авиационных ГТД с помощью  $\pi$ - $i$ -Т функций / Н.Т. Тихонов, Н.Ф. Мусаткин, В.Н. Матвеев [и др.]. – Самара: СГАУ, 2000.
12. Холщевников, Н.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин / Н.В. Холщевников. – М.: Машиностроение, 1970. – 610 с.
13. Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов // – Межвуз. сб. науч. тр. – Казань, 1983.
14. Охлаждаемые турбомшины и энергетические установки // – Межвуз. сб. науч. тр. – Казань, 1994.

## Сведения об авторах:

**Михеенков Евгений Леонтьевич,**

к.т.н., доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей  
Самарского Государственного Аэрокосмического Университета.

Телефоны:

рабочий: 267-45-68,

**Кочеров Евгений Павлович,**

Главный конструктор ОАО «СКБМ»

Телефоны:

рабочий: 229-35-95,