

УДК 621.438.001.57

## **Оптимизация параметров цикла ГТУ и конструктивных параметров проточной части газовой турбины с охлаждаемыми сопловыми и рабочими лопатками**

**А.М. Клер, Ю.Б. Захаров**

*Институт систем энергетики им. Л.А.Мелентьева СО РАН, Иркутск*

E-mail: contain@mail.ru

Сформулирована задача совместной оптимизации давления и температуры продуктов сгорания перед газовой турбиной, профилей сопловых и рабочих лопаток газовой турбины и расходов охлаждающего воздуха через сопловые и рабочие лопатки. Предложен оригинальный подход к оптимизации профилей лопаток газовой турбины, в соответствии с которым оптимизируемые профили представляются как линейные комбинации заранее сформированных базовых профилей. Приведены примеры оптимизации газотурбинной установки по критерию энергетической эффективности при предварительном отводе тепла от потоков воздуха, поступающих на охлаждение проточной части и без такого отвода.

**Ключевые слова:** газовая турбина, оптимизация параметров, схема охлаждения.

### **Введение**

Высокая энергетическая и экономическая эффективность современных газотурбинных установок (ГТУ) и парогазовых установок (ПГУ) определяется в первую очередь высокими температурами продуктов сгорания перед газовыми турбинами. Эти температуры достигаются за счет интенсивного охлаждения сопловых и рабочих лопаток турбин. В качестве охлаждающего агента в системах охлаждения используется цикловой воздух, поступающий от компрессора газотурбинной установки, но возможно использование и других теплоносителей, в первую очередь водяного пара, поступающего от паровой части ПГУ.

При оптимизационных исследованиях ГТУ и ПГУ одной из важнейших задач является задача выбора параметров продуктов сгорания (температуры, давления) и их расхода на входе в газовую турбину. Эта задача не может быть качественно решена без расчета процессов охлаждения сопловых и рабочих лопаток турбины. В свою очередь данный расчет возможен лишь в рамках комплексного расчета ступеней газовой турбины, включающего выбор профилей и шагов сопловых и рабочих лопаток, их газодинамического расчета, расчета теплообменных процессов и прочностного расчета.

В силу сложности указанных расчетов их включение в математические модели ГТУ или ПГУ, предназначенные для оптимизации их параметров, до последнего времени было невозможно. Поэтому оптимизация параметров этих теплоэнергетических

установок проводилась при фиксированных параметрах продуктов сгорания перед газовой турбиной, а зачастую и при заданных типоразмерах этих турбин. При этом оптимизация сводилась лишь к оптимизации параметров и схемы паровой части ПГУ, т. е. котлов-утилизаторов, паротурбинных установок и систем регенерации ГТУ [1,2].

Очевидно, что такое сужение оптимизационной задачи не позволяет выполнить согласованную оптимизацию параметров газовой турбины и остальной части ГТУ или ПГУ и найти наиболее эффективные технические решения, как по параметрам ПГУ, так и по ее технологической схеме.

Следует отметить, что в последние годы прогресс вычислительной техники резко расширил возможность решения крупных задач, связанных со значительным объемом вычислений и требующих больших объемов машинной памяти. Это сделало актуальной проблему разработки методов и алгоритмов расчета охлаждаемой проточной части газовых турбин, пригодных для включения в состав оптимизационных математических моделей ГТУ и ПГУ. Создание такого метода и алгоритма является целью настоящей работы.

### Постановка задачи

Анализ методов, используемых при профилировании и расчетах охлаждаемой проточной части газовых турбин [3–6], показал, что они напрямую не могут быть использованы в математических моделях ГТУ и ПГУ, предназначенных для оптимизации их непрерывных параметров (температур, расходов, давлений и др.) в различных точках технологической схемы. Это связано с тем, что для расчетов процессов теплообмена в проточной части ГТ (газовой турбины), а также для прочностных расчетов сопловых и рабочих лопаток нужно знать их профили, которые при изменении оптимизируемых параметров должны меняться. В работах [7–9] оптимизация проточной части турбины сводится к последовательной оптимизации ее ступеней. Причем для решения последней задачи используются сеточные методы направленного перебора оптимизируемых параметров (коэффициентов; зависимостей, описывающих профиль лопатки), лежащих в узлах многомерной сетки. Такой подход не позволяет проводить совместную оптимизацию проточной части и параметров цикла ГТУ или ПГУ, т. к. возникает необходимость иметь сетку большой размерности, включающую значительное количество узлов, что увеличивает размерность задачи и делает сеточные методы непригодными.

В задачах оптимизации проточной части и параметров цикла оптимизируемые параметры должны быть непрерывно изменяющимися, что позволяет использовать эффективные градиентные методы [10]. При этом в процессе оптимизации при непрерывном (плавном) изменении параметров требуется непрерывное (плавное) изменение профилей, т. е. их характерных углов, коэффициентов конфузорности, периметра и других характеристик. Такое плавное изменение профилей может быть обеспечено при их описании с помощью алгебраических кривых высокого порядка, в частности лемнискат четвертого порядка (плоских алгебраических кривых, произведение расстояний каждой точки которых до четырех заданных точек-фокусов равно заданному числу — радиусу лемнискаты) [11]. Изменяя параметры лемнискат, формирующих профиль лопатки, можно добиться требуемых характеристик профиля.

Сведение задачи формирования профиля лопатки с заданными характеристиками к задаче нелинейного математического программирования, где в качестве оптимизируемых выступают параметры лемнискат, показало, что эти задачи являются невыпуклыми, плохо сходятся и требуют ручной подгонки начальных приближений. Многократное решение их внутри задачи оптимизации параметров

ПГУ и ГТУ практически невозможно. В связи с этим для профилирования сопловых и рабочих лопаток ГТ в рамках оптимизационного расчета ПГУ был предложен специальный подход, суть которого в следующем. На первом этапе решаются отдельные задачи нелинейного математического программирования по формированию базовых профилей за счет подбора соответствующих параметров лемнискат. Причем условия этих задач и число базовых профилей подбираются так, чтобы параметры различных базовых профилей (характерные углы, коэффициенты конфузурности и др.) охватывали весь возможный диапазон их изменения. На втором этапе, при подборе в процессе оптимизации ГТУ или ПГУ текущего профиля лопатки, координаты точек образующих его кривых (спинки и корыта) определяются как выпуклые линейные комбинации координат точек соответствующих кривых базовых профилей. Допустимость такой операции обусловлена тем, что кривые, образующие спинку и корыто лопаток, являются строго выпуклыми. Коэффициенты разложения координат точек, кривых текущего профиля по соответствующим точкам кривых базовых профилей и являются оптимизируемыми параметрами, определяющими профили лопаток ГТ при оптимизации ГТУ или ПГУ. При построении достаточно большого количества базовых профилей такой подход обеспечивает получение практически любого необходимого текущего профиля без больших вычислительных проблем.

Задача оптимизации ГТУ или ПГУ в общем виде может быть сформулирована следующим образом. Требуется найти такой набор оптимизируемых параметров установки, определяющих конструктивные решения, при которых обеспечивается соблюдение всех технологических ограничений на параметры установки и принятый критерий оптимальности  $K$  достигает экстремального (минимального или максимального) значения.

Задача на максимум  $K$  имеет вид: требуется найти

$$\max_x K \quad (1)$$

при условиях:

$$H(x, y) = 0, \quad (2)$$

$$G(x, y) \geq 0, \quad (3)$$

$$\underline{x} \leq x \leq \bar{x}, \quad (4)$$

где  $H$  — векторная  $m$ -мерная функция ограничений-равенств, в состав этих ограничений входят уравнения, определяющие вид профилей проточной части ГТ, уравнения газовой динамики, теплообмена в проточной части, уравнения прочностного расчета, уравнения, описывающие другие элементы ГТУ (камеру сгорания, компрессор), и технологические связи между ними;  $x$  —  $n$ -мерный вектор независимых оптимизируемых параметров, определяющих конструктивные характеристики установки, в состав этого вектора входят температура и давление продуктов сгорания перед ГТ, параметры, определяющие диаметр и высоту лопаток, их профили и др.;  $y$  —  $t$ -мерный вектор вычисляемых параметров при конструкторском расчете (включает термодинамические параметры и расходы рабочих тел в различных элементах технологической схемы установки);  $G$  —  $l$ -мерная векторная функция ограничений-неравенств, в состав ограничений-неравенств входят ограничения на предельно допустимые температуры металла лопаток турбины, на их механические напряжения, на предельно допустимые высоты лопаток и характерные диаметры ступеней (в первую очередь корневой диаметр), а также на изменения этих характеристик вдоль проточной части турбины (выходная высота лопатки

должна быть не меньше ее входной высоты и не больше некоторого предельного значения, определяемого предельным углом раскрытия проточной части) и др.,  $\underline{x}$  и  $\bar{x}$  — векторы, задающие интервалы изменения оптимизируемых параметров установки.

### Построение базовых профилей

Согласно работе [11], профиль лопаток (как сопловой, так и рабочей) представляется в виде отрезков шести кривых — двух окружностей и четырех лемнискат (рис. 1). Одна лемниската описывает кривую корыта между точками 5–6, три лемнискаты описывают кривую спинки между точками 1–2, 2–3, 3–4.

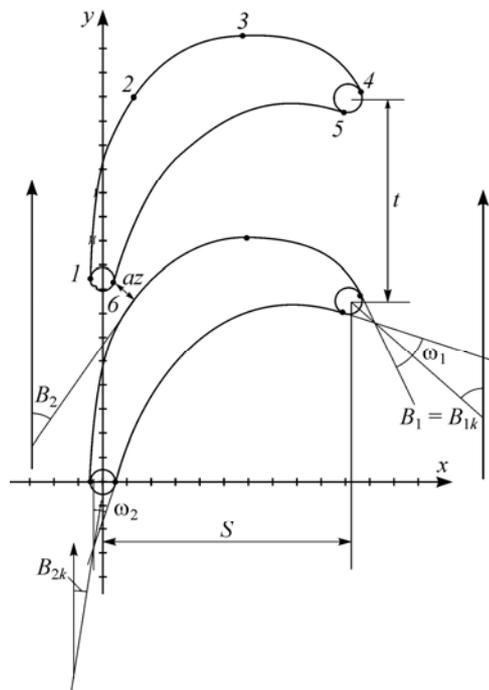
Отрезки окружностей описывают входную кромку 4–5 и выходную кромку 1–6. Система ограничений-равенств задачи оптимизации профиля включает условия равенства координат смежных кривых в точках 1–6 вида

$$y_i = \psi_{i1}(x_i, a_{i1}) = \psi_{i2}(x_i, a_{i2}) \quad (5)$$

и условия равенства производных смежных кривых в этих же точках:

$$\frac{\partial y_i}{\partial x_i} = \psi'_{i1}(x_i, a_{i1}) = \psi'_{i2}(x_i, a_{i2}). \quad (6)$$

В выражениях (5), (6):  $i1$  — номер первой, смежной в точке  $i$ , кривой,  $i2$  — номер второй, смежной в точке  $i$ , кривой; номера смежных кривых в точке определяются принятым направлением обхода профиля,  $a_{i1}$ ,  $a_{i2}$  — параметры кривых (координаты центров лемнискат и окружностей, а также их радиусы) определяются из условий (5, 6);  $\psi$  — уравнение кривой,  $\psi'$  — производная по  $x_i$ . В качестве исходных данных задают диапазон изменения входного угла заострения  $\omega_1$  (угол между



касательными к лемнискатам в точках 4 и 5) и конструктивный угол входа потока  $B_{1k}$  (угол между биссектрисой угла заострения и осью  $y$ , задающей направление вращения рабочих лопаток). Кроме того, задается диапазон изменения выходного угла заострения  $\omega_2$  между касательными к лемнискатам точках 1 и 6 и диапазон изменения конструктивного выходного угла лопатки  $B_{2k}$  (угол между биссектрисой выходного угла заострения и осью  $y$ ).

По заданным координатам точек 1–6, параметрам кривых и шагу профиля, согласно методике [11] вычисляются ширина выходного сечения профиля  $az$  и угол выхода

Рис. 1. Построение базового профиля.

потока  $B_2$ . По этим величинам определяется коэффициент конфузности

$$\text{konf} = \frac{t \cdot \sin(B_1)}{az}, \quad (7)$$

где  $t$  — шаг решетки,  $az$  — ширина выходного сечения.

При оптимизации базового профиля накладываются ограничения на коэффициент конфузности, углы заострения  $\omega_2$ ,  $\omega_1$ , углы входа и выхода потока  $B_1$  и  $B_2$ . В качестве оптимизируемых параметров при оптимизации принимались координаты точек  $l$ – $b$  по оси  $x$ , конструктивные углы входа и выхода  $B_{1k}$  и  $B_{2k}$ , углы заострения  $\omega_2$ ,  $\omega_1$ , а также шаг профиля.

В качестве целевой функции, при решении оптимизационных задач, принимались: коэффициент конфузности ( $\text{konf}$ ), чтобы наработать базу профилей с различной степенью расширения рабочего тела; угол входа, или угол выхода потока ( $B_1$  или  $B_2$ ). Причем решались задачи, как на максимум, так и на минимум указанных величин, что обеспечивало охват области возможных параметров профиля. При решении этих оптимизационных задач газодинамические расчеты не проводились, а лишь осуществлялось формирование профилей с предельными характеристиками, отвечающих заданным ограничениям. Следует отметить, что в качестве базовых могут быть взяты не только профили, полученные указанным способом, но и профили с сильно различающимися характеристиками из некоторого каталога.

#### Определение координат текущего профиля

После построения базовых профилей они выравниваются по расстояниям между центрами окружностей входной и выходной кромок. Затем на образующих их кривых назначается достаточно большое количество точек, равномерно расположенных с малым шагом по оси  $x$ .

Координата по оси  $y$  соответствующей точки текущего профиля определяется из выражения:

$$y_i^{\text{тек}} = \sum_{j=1}^M y_{ji}^{\text{баз}} r_j, \quad (8)$$

где  $i$  — номер точки,  $j$  — номер базового профиля,  $y_{ji}^{\text{баз}}$  — координаты по оси  $y$   $i$ -ой точки  $j$ -го базового профиля,  $r_j$  — коэффициент разложения текущего профиля по  $j$ -ому базовому профилю,  $M$  — число базовых профилей.

Коэффициенты разложения отвечают условиям:

$$\sum_{j=1}^M r_j = 1, r_j \geq 0, j = 1, \dots, M. \quad (9)$$

С использованием выражения (8) отдельно формируются координаты спинки и корыта текущего профиля. Пример построения текущих профилей на основе базовых представлен на рис. 2. С использованием определенных таким образом профилей сопловых и рабочих лопаток проводится газодинамический расчет ступеней турбины, расчет теплообмена в лопатках и прочностной расчет лопаток. Для этого, помимо профилей лопаток, задаются средние диаметры ступеней, материал лопаток, расходы охлаждающего теплоносителя и другие параметры.

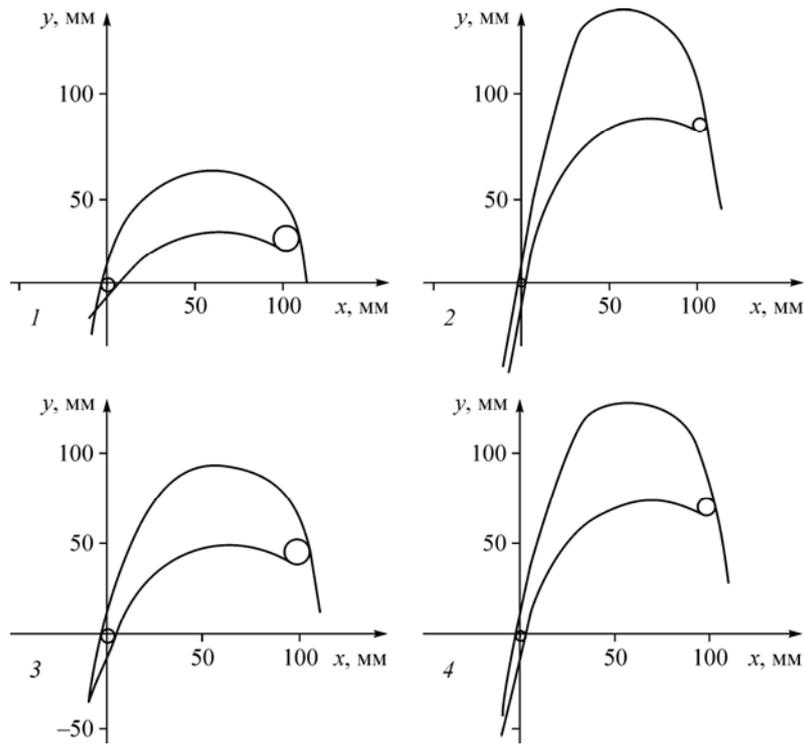


Рис. 2. Линейная комбинация базовых профилей.

1, 2 — базовые, 3, 4 — текущие профили. Профили решетки с минимальной (konf (min)) (1) и максимальной (konf (max)) (2) конфузурностью, коэффициенты разложения профилей:  $r_1 = 0,7$ ,  $r_2 = 0,3$  (3);  $r_1 = 0,3$ ,  $r_2 = 0,7$  (4).

### Газодинамический расчет

Расчет как охлаждаемых, так и неохлаждаемых турбинных ступеней включает в себя последовательные расчеты сопловой и рабочей решеток. Каждый расчет состоит из двух основных этапов. На первом этапе, при заданных параметрах профиля решетки, входных давлении, температуре и расходе газа через решетку, строится форма профиля на среднем диаметре решетки, затем определяются давление за решеткой, отвечающее условию  $\frac{dw}{w} = \frac{dv}{v}$ , при котором сечение потока достигает минимального значения, и соответствующая ему минимальная высота решетки  $l_{\min}$ , где  $w$  — скорость газа на выходе из решетки,  $v$  — удельный объем газа на выходе из решетки.

Для неизоэнтропного одномерного потока газа это условие означает запираание потока в канале в его минимальном сечении [12], когда снижение давления на выходе из решетки не приводит к росту расхода через решетку. Максимальная выходная высота лопатки при данном сечении ограничивается высотой, при которой расчетная конфузурность решетки будет равна единице. При максимальной выходной высоте лопатки  $l_{\max}$ , расширения газа не происходит, т. е. решетка является направляющей

$$\text{konf} = \frac{F_1 \cdot \sin(\beta_{1p})}{F_2 \cdot \sin(\beta_{2p})} = 1, \quad (10)$$

где  $F_1$  и  $F_2$  — площади решетки на входе и выходе,  $\beta_{1p}$ ,  $\beta_{2p}$  — расчетные углы входа и выхода потока из решетки. На втором этапе при заданном коэффициенте высоты лопатки  $k_l$  определяется выходная высота лопаток решетки:

$$l = l_{\max} k_l + (1 - k_l) l_{\min}. \quad (11)$$

При выбранной выходной высоте лопатки  $l$  через газодинамические функции рабочего тела газовой турбины, с учетом потерь энергии и охлаждения, решается система алгебраических и трансцендентных уравнений, включающих уравнение неразрывности

$$\frac{w}{v} = \frac{G}{ld \sin(\beta_{2p})} \quad (12)$$

( $d$  — средний диаметр на выходе,  $G$  — расход газа), уравнение сохранения энергии

$$h_1 - h_2 + dq_{12} = \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \quad (13)$$

( $h_1$  и  $h_2$  — энтальпии потока на входе и выходе из решетки,  $dq_{12}$  — теплота, отводимая от общего потока газа при теплообмене в решетке,  $w_1$  и  $w_2$  — относительные скорости потока на входе и выходе из решетки), а также уравнение состояния газа

$$h = f(P, V, G) \quad (14)$$

( $h$ ,  $P$ ,  $V$  — энтальпия, давление и удельный объем потока газа в данном сечении,  $G$  — массовый расход газовой смеси (продуктов сгорания) в данном сечении). Кроме того, система уравнений включает уравнения определяющие конфигурацию профиля (8) и др.

Для корректного выполнения представленных расчетов решетки, требуется определение ее потерь скорости. В работе для этого используется методика [13], являющаяся обобщением большого объема экспериментальных данных, позволяющая определить основные виды потерь скорости в решетке по ее конструкционным параметрам. Расчеты могут проводиться в широком диапазоне углов входа и выхода потока из решетки. В соответствии с этой методикой потери в решетках определяются из выражения

$$\zeta_{\text{сум}} = \sum \zeta_i, \quad (15)$$

где  $\zeta_{\text{сум}}$  — суммарные потери в решетке,  $\zeta_i$  —  $i$ -я составляющая суммарных потерь. В ходе каждого этапа происходит расчет теплообмена и определение температур в характерных точках профиля, в различных по высоте сечениях лопатки. Принятая в дальнейших расчетах схема охлаждения ступеней газовой турбины представлена на рис. 3, а. Такая схема охлаждения обеспечивает достаточно высокую эффективность [14] и используется, например, в первой ступени турбины General Electric CF6-80C2.

Следует отметить, что разработанный подход к совместной оптимизации параметров цикла и параметров проточной части газовой турбины применим и при других схемах охлаждения сопловых и рабочих лопаток.

Для учета охлаждения газа в решетке за счет его теплообмена с лопатками процесс изменения параметров газа в решетке разбивается на три части (рис. 4). На линиях  $a-b$  и  $c-d$  рассматриваются процессы расширения без учета теплообмена,

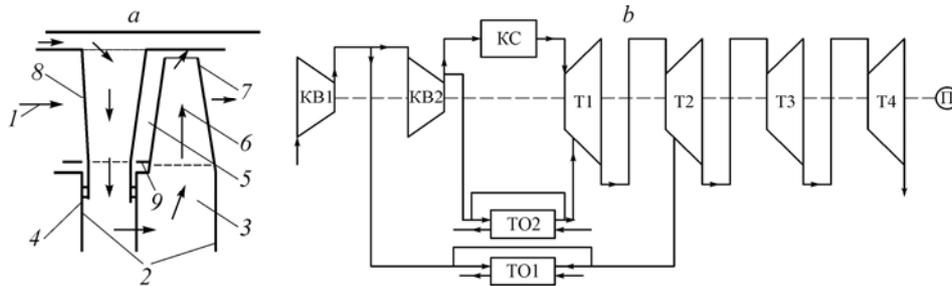


Рис. 3, а. Схема охлаждения двух первых ступеней модели ГТ.

1 — основной поток газа, 2 — элементы ротора, 3 — полость ротора, 4 — сотовые уплотнения, 5 — осевой зазор, 6 — охлаждающий агент, 7 — рабочая лопатка, 8 — сопловая лопатка, 9 — удлинения рабочих лопаток.

Рис. 3, б. Схема установки.

Отсеки воздушного компрессора: KB1 — первый, KB2 — второй; охлаждаемые ступени газовой турбины: T1 — первая, T2 — вторая, T3 — третья, T4 — четвертая; TO1, TO2 — теплообменники охлаждения циклового воздуха; П — потребитель.

а на линии  $b-c$  — процесс теплообмена при постоянном среднем давлении расширения.

В результате газодинамического расчета ступени определяются абсолютные и относительные скорости газа, его давления и температуры в различных точках процесса. Из газодинамического расчета определяется механическая мощность ступени, сила действия газа на лопатки и обусловленные этой силой изгибающие моменты. Это позволяет найти действующие в металле лопаток механические напряжения.

Сравнение этих напряжений с предельно допустимыми напряжениями при рассчитанной температуре металла лопаток позволяет оценить допустимость условий работы лопаток или продолжительность срока их службы.

Для определения средних и локальных коэффициентов теплоотдачи со стороны газа и охлаждающего воздуха использовались эмпирические зависимости [15, 16] вида:

$$\alpha = A(\lambda/B) \text{Re}, \quad (16)$$

где  $\text{Re}$  — число Рейнольдса соответствующего потока,  $A$  — экспериментальный коэффициент,  $B$  — характерный размер,  $\lambda$  — теплопроводность теплоносителя.

Расчет температурного состояния лопаток с продольным течением охлаждающего воздуха, учитывающий уравнения теплоотдачи от продуктов сгорания к лопатке, от лопатки к воздуху и уравнения сохранения энергии, базируется на закономерностях одномерной теории теплопроводности при стационарных условиях. Расчет теплообмена в лопатке проводится параллельно с гидравлическим расчетом, целью которого является определение давления воздуха в охлаждающих каналах и проверка возможности обеспечения его требуемого расхода.

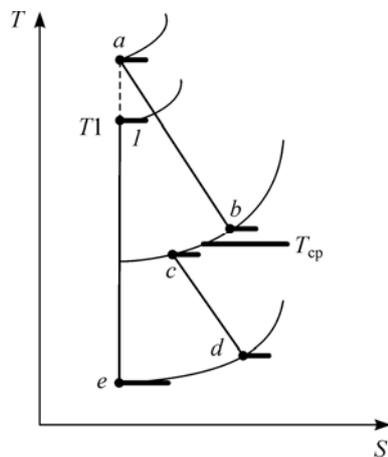


Рис. 4. Процесс расширения рабочего тела в решетке.

$a$  — температура адиабатного торможения потока перед ступенью;  $T1$  — температура газового потока перед ступенью; температуры начала ( $b$ ) и окончания ( $c$ ) процесса охлаждения газового потока;  $d$  — температура на выходе из решетки;  $e$  — температура в конце процесса изэнтропного расширения в решетке.

Суммарное напряжение в любой точке сечения лопатки определяется из работы [17]:

$$\sigma_{\Sigma i} = \rho \cdot \varpi^2(z) \left( \frac{z}{2} + d_k \right) + \frac{M_{\xi}}{j_{\xi}} \eta_i - \frac{M_{\eta}}{j_{\eta}} \xi_i + \sigma_T(E, \alpha, \Delta t_c, \Delta z, \eta_i, \xi_i), \quad (17)$$

где  $\rho$  — плотность металла;  $\varpi$  — угловая скорость вращения (для рабочей лопатки);  $z$  — расстояние от вершины лопатки до центра сечения;  $d_k$  — корневой диаметр;  $M_{\xi}$  — изгибающий момент относительно оси  $\xi$ ;  $M_{\eta}$  — изгибающий момент относительно оси  $\eta$ ;  $j_{\eta}$ ,  $j_{\xi}$  — моменты инерции в сечении относительно осей  $\eta$  и  $\xi$ ;  $\eta_i$  и  $\xi_i$  — координаты точки расчета напряжения;  $\sigma_T$  — максимальное термическое напряжение в металле лопатки;  $\Delta t_c$  — разность температур на стенке лопатки со стороны газа и охлаждающего воздуха;  $E$  — модуль упругости материала лопатки;  $\alpha$  — коэффициент температурного расширения;  $\Delta z$  — толщина стенки лопатки.

После того, как данная задача оптимизации параметров цикла и проточной части газовой турбины будет решена, при найденных параметрах цикла может решаться задача последовательной поступенчатой оптимизации газовой турбины на основе более точных моделей ступеней.

В качестве примера применения изложенного подхода рассматривается оптимизация ГТУ, схема которой представлена на рис. 3, *b*. Первые две ступени ГТ охлаждаются воздухом. Следует отметить, что пример дает возможность проиллюстрировать предлагаемый подход, а не получить решение, отвечающее последним достижениям турбостроения.

Рассматривается два варианта оптимизационной задачи. В первом варианте решается оптимизационная задача для случая, когда теплообменники ТО1 и ТО2 включены и в них происходит промежуточное охлаждение охлаждающего воздуха, отобранного из отсеков компрессора КВ1 и КВ2, соответственно, и направляемого на охлаждение ступеней газовой турбины Т1 и Т2. Во втором варианте решается оптимизационная задача для случая, когда теплообменники ТО1 и ТО2 отключены, воздух проходит через байпас и не охлаждается.

Оптимизационная задача включала 69 оптимизируемых параметров, среди которых: давление газа на входе в турбину, температура газа на входе в турбину, расход топлива для камеры сгорания, расходы воздуха на охлаждение первой и второй ступеней турбины, средние диаметры решеток, шаги решеток, толщины стенок лопаток, коэффициенты высот лопаток и коэффициенты разложения профилей рабочих и сопловых лопаток по базовым профилям, число оборотов вала турбины. В качестве базовых профилей рассматривалось 4 профиля для сопловых лопаток и 4 профиля для рабочих лопаток. Всего при оптимизации учитывалось 70 ограничений-неравенств, в число которых входили: разность между выходной и входной высотой лопатки, ограничения на не превышение величины входного угла в решетку (90 градусов), ограничение на суммарную мощность ГТУ сверху и снизу, ограничения на механические напряжения, действующие в лопатках, ограничения на минимальное значение корневого диаметра. В состав этих ограничений также вошли ограничения на меридиональное раскрытие проточной части для ступеней:

$$\left( \frac{(D_2 + l_{\text{вых}})}{2} - \frac{(D_1 + l_{\text{вх}})}{2} \right) / S < \text{tg}(\gamma), \quad (18)$$

где  $D_2$  и  $D_1$  — средние диаметры на выходе и входе в решетку,  $l_{\text{вых}}$  и  $l_{\text{вх}}$  — высоты лопаток на выходе и входе,  $S$  — ширина решетки,  $\gamma$  — для ступеней Т1 и Т2 принят равным  $15^\circ$ , для ступеней Т3 и Т4 — равным  $25^\circ$ .

В расчетах принято, что охлаждаемые ступени газовой турбины выполнены из жаропрочного сплава ЖС6-К. Минимальная мощность ГТУ принималась 49,5 МВт,

а максимальная — 51 МВт. В расчетах использовалась зависимость (для материала лопаток газовой турбины), связывающая температуру металла лопаток и их действующие механические напряжения со сроком службы лопаток. Вводилось ограничение, чтобы этот срок службы был не менее 36 тысяч часов. Кроме того, учитывалось ограничение на максимально допустимую для используемого материала температуру наружной стенки лопатки. В качестве предельно допустимой для сплава ЖС6-К была принята температура 1100 К. В качестве целевой функции при решении в данной задаче принимался максимум КПД ГТУ. Для построения математической модели ГТУ и оптимизации ее параметров, являющейся задачей нелинейного математического программирования, был использован созданный в ИСЭМ СО РАН программно-вычислительный комплекс «Система машинного построения программ» [19].

Основные параметры ГТУ в оптимальных точках двух вариантов представлены в таблице. Как видно из результатов расчетов, снижение температуры охлаждающего воздуха на 291° перед первой ступенью в первом варианте обеспечивает

Таблица

Оптимальные параметры ГТУ

Наименование	Значения	
	Вариант 1	Вариант 2
Температура газов на входе в турбину, К	1532	1447
Температура воздуха на охлаждение: 1 ой ступени, К	450	741
2 ой ступени, К	450	595
Температура газов:		
за 1-ой ступенью, К	1268	1231
за 2-ой ступенью, К	1075	1071
за 3-ой ступенью, К	935	950
на выходе, К	753	768
Давление газов:		
на входе в турбину, МПа	2,33	1,84
за 1-ой ступенью, МПа	1,25	1,03
за 2-ой ступенью, МПа	0,6	0,54
за 3-ей ступенью, МПа	0,308	0,305
на выхлопе, МПа	0,105	0,105
Расход топлива (природный газ), кг/с	3,004	3,058
Расход продуктов сгорания, кг/с	140	175,6
Расход охлаждающего воздуха:		
на 1-ую ступень, кг/с	24,1	20,5
на 2-ую ступень, кг/с	5,8	5,6
Выходная высота сопловой лопатки:		
1-ой ступени, м	0,075	0,122
2-ой ступени, м	0,135	0,219
3-ей ступени, м	0,278	0,419
4-ой ступени, м	0,567	0,644
Выходная высота рабочей лопатки:		
1-ой ступени, м	0,086	0,127
2-ой ступени, м	0,171	0,246
3-ей ступени, м	0,425	0,526
4 –ой ступени, м	0,572	0,649
Сопловая лопатка 1 ст.:		
максимальная температура, К	1098,4	1099,01
предельно допустимое напряжение, МПа	230	229
действующее напряжение, МПа	81	94
Рабочая лопатка 1 ст.:		
максимальная температура, К	1099,68	1199,4
предельно допустимое напряжение, МПа	226	227
действующее напряжение, МПа	74,5	86
Сопловая лопатка 2 ст.:		
максимальная температура, К	1097,89	1099,96
предельно допустимое напряжение, МПа	231	225
действующее напряжение, МПа	153	151
Рабочая лопатка 2 ст.:		
максимальная температура, К	1070	1089,5
предельно допустимое напряжение, МПа	297	253
действующее напряжение, МПа	146,8	188
Число оборотов ротора об/мин	5398	4596
Мощность установки, МВт	50,47	49,66
КПД нетто ГТУ	34,49	33,33

повышение КПД ГТУ на 1,17 %, а также сокращает общий расход воздуха на 20 %, по сравнению со вторым вариантом. Сокращение общего расхода воздуха, включая расход воздуха на охлаждение, уменьшает габариты проточной части (высоты лопаток), при этом увеличивается оптимальная частота вращения вала.

### Заключение

1. Разработана система математических моделей, описывающих охлаждаемую проточную часть газовой турбины.
2. Предложен подход к плавной оптимизации профилей сопловых и рабочих лопаток, основанный на представлении текущего (искомого) профиля в виде линейной комбинации базовых профилей.
3. Сформулирована задача оптимизации ГТУ с учетом детального представления газовой турбины, при этом учтены ограничения на механические напряжения охлаждаемых лопаток и технологические ограничения на увеличение высот лопаток смежных ступеней.
4. Разработанные математические методы и подходы к решению оптимизационных задач могут быть использованы при технико-экономических исследованиях современных теплоэнергетических установок с газовыми турбинами (ГТУ и ПГУ различных типов).
5. Представлены примеры оптимизации ГТУ по критерию максимального КПД для случаев предварительного отвода тепла от циклового воздуха, направляемого на охлаждение ступеней газовой турбины, и без такого отвода тепла.

### Список литературы

1. Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. М.: Энергия, 1987. 416 с.
2. Клер А.М., Деканова Н.П., Тюрина Э.А., Корнеева З.Р., Маринченко А.Ю., Михеев А.В., Платонов Л.А., Потанина Ю.М., Степанова Е.Л., Медников А.С. Теплосиловые системы: Оптимизационные исследования. Новосибирск: Наука, 2005. 236 с.
3. Костюк А.Г., Фролов В. В., Трухний А.Д. Турбины тепловых и атомных электрических станций. М.: Изд-во МЭИ, 2001. С. 101–105.
4. Индурский М.С., Ржевников Ю.В. Метод профилирования направляющего аппарата для пространственного потока в турбомашине // Теплоэнергетика. 1977. № 10, С. 17–20.
5. Быков Н.Н., Ермолина Н.П., Кузнецов В.И. Расчет параметров потока по высоте проточной части турбины и профилирование пера лопаток. М.: Изд-во МАИ. 1993. С. 31–42.
6. Мамаев Б.И., Рябов Е.К. Построение решетки турбинных профилей методом доминирующей кривизны // Теплоэнергетика. 1979. № 2. С. 52–55.
7. Бойко А.В. Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин: расчеты, исследования, оптимизация, проектирование. Харьков: Изд-во ХПГУ, 1999. 360 с.
8. Лапшин К.Л. Оптимизация проточных частей паровых и газовых турбин. СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2011. 177 с.
9. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Бурлака М.В. Методы параметрической оптимизации навала направляющих турбинных лопаток. Харьков: Изд-во НТУ ХПИ, 2010. № 2. С. 13–21.
10. Клер А.М., Деканова Н. П., Щеголева Т. П., Корнеева З.Р., Лачкова Т.И. Методы оптимизации сложных теплоэнергетических установок. Новосибирск: Наука, 1993. 116 с.
11. Копелев С.З. Основы проектирования турбин авиадвигателей. М.: Машиностроение, 1988. С. 201–232.
12. Уваров В. В. Газовые турбины и газотурбинные установки. М.: Высшая шк. 1970. С. 91–93.
13. Алексеева Р.Н., Бойцова Э.А. Приближенная методика определения аэродинамических потерь в вверных решетках турбины лопаток // Теплоэнергетика. 1973. № 12. С. 21–24.
14. Иноземцев А.А., Нахимкин М.А., Сандрацкий В.П. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: учеб. пособие для студентов вузов. Т. 2. М.: Авиадвигатель, 2007. С. 253–255.
15. Локай В.И., Бодунов М.Н., Жуйков В.В., Щукин А.В. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1985. С. 28–38.
16. Богомолов Е.Н. Рабочие процессы в охлаждаемых турбинах газотурбинных двигателей с перфорированными лопатками. М.: Машиностроение, 1987. С. 12–16.
17. Вьюнов С.А., Гусев Ю.И. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1989. С. 228–258.

*Статья поступила в редакцию 29 ноября 2011 г.*