

---

УДК 621.438

**А. И. Тарасов**, канд. техн. наук, **А. И. Долгов**  
Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический ин-т»  
(Украина, 61002, Харьков, ул. Фрунзе, 21,  
тел. (057)7076311, E-mail: tars@ic.kharkov.ua, dai@vega.kharkov.ua)

## **Стратегия оптимизации систем охлаждения лопаток газовой турбины методом ЛП-поиска применительно к сетевой модели**

*(Статью представил чл.-кор. НАН Украины В. В. Васильев)*

Для сокращения времени проектирования и повышения эффективности систем охлаждения газовых турбин предложено использовать многофакторную оптимизацию, основанную на ЛП-последовательностях. Разработан алгоритм и компьютерная программа оптимизации. На примере совершенствования системы охлаждения направляющей лопатки газовой турбины показана эффективность предложенного подхода.

Для скорочення часу проектування і підвищення ефективності систем охолодження газових турбін запропоновано використовувати багатофакторну оптимізацію, засновану на ЛП-послідовностях. Розроблено алгоритм і комп'ютерну програму оптимізації. На прикладі вдосконалення системи охолодження направляючої лопатки газової турбіни показано ефективність запропонованого підходу.

*К л ю ч е в ы е с л о в а:* охлаждение, оптимизация, расход, воздух, теплоотдача, лопатка, турбина.

**Математическая модель.** Оптимизация систем охлаждения газотурбинных установок и двигателей (ГТУ и ГТД) — сложный и трудоемкий процесс, который заключается в проведении многовариантных расчетов с учетом ряда ограничений, таких как максимальная температура деталей турбины, максимальные напряжения в деталях, обусловленные тепловыми расширениями и динамическими нагрузками, и др.

Процесс настолько сложный, что, по мнению некоторых исследователей, его автоматизация практически невозможна в связи с множеством факторов, влияющих на поведение системы охлаждения. Однако развитие методов моделирования процессов в газовых турбинах и технологии их производства позволяет изменить прежний подход, а именно проектирование — испытания — перепроектирование, чтобы обеспечить сокращение сроков выпуска нового поколения ГТУ и ГТД различного назначения.

Проблема оптимизации систем охлаждения находится в тесной взаимосвязи с проблемой оптимизации ГТУ и ГТД в целом. Можно условно считать, что создание эффективных ГТУ и ГТД происходит в результате повторения цикла, состоящего из следующих этапов:

1. Расчет цикла ГТУ, выбор температуры газа перед турбиной, оценка расхода охлаждающего воздуха в долях от расхода компрессорного воздуха.
2. Выбор материалов для изготовления ГТУ, ГТД, выбор термобарьерных покрытий.
3. Тепловой расчет проточной части компрессора и турбины с учетом смешения охлаждающего воздуха с газом, проектирование лопаточных аппаратов.
4. Проектирование и расчет систем охлаждения, расчет теплового состояния наиболее ответственных деталей турбины и турбины в целом.
5. Расчет термонапряженного состояния, расчеты ползучести.
6. Численное моделирование течения и теплообмена в проточной части и в элементах систем охлаждения, расчеты вибрационных нагрузок.
7. Расчеты малоциклового усталости, оценка жизненного цикла ГТУ, ГТД.

На определенных этапах проводится экспериментальная доводка отдельных узлов, требующая значительных затрат времени и ресурсов. Все этапы цикла многократно повторяются для согласования исходных условий. Можно считать, что перечисленные этапы выполняются не последовательно, а пересекаются во времени.

Значительную часть времени, расходуемого на создание ГТУ, ГТД, занимает разработка надежной и эффективной системы охлаждения газовой турбины. Работы по обеспечению охлаждения турбины проводятся с использованием двух уровней математических моделей. Макроуровневая математическая модель основана на использовании сетевых методов расчета гидравлической сети, находящейся в тепловом взаимодействии с охлаждаемыми деталями. Микроуровневая модель предполагает численное решение сопряженной задачи теплообмена, в рамках которой моделируется течение и теплообмен воздуха во внутренних каналах и газа снаружи охлаждаемых элементов, а также температурное поле деталей турбины. Для организации оптимизационного процесса предпочтительна первая модель, так как она позволяет рассчитывать охлаждение не только отдельных деталей, но и турбины в целом при умеренных затратах времени на подготовку исходных данных и расчет при умеренных требованиях к ресурсам компьютеров.

Для оптимального проектирования систем охлаждения может быть использован программный комплекс ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis)

[1], основанный на совместном использовании гидравлической и тепловой математических моделей. Гидравлическая модель предназначена для определения расходов воздуха, температур, коэффициентов теплоотдачи и давлений в сложной сети каналов систем охлаждения газовых турбин, тепловая модель — для определения температурных полей деталей турбин и реализована методом конечных элементов. Решение выполняется в связанной постановке, предполагающей на каждой итерации процесса информационный обмен между моделями температурами поверхностей каналов, температурами охладителя и коэффициентами теплоотдачи. Процесс достаточно быстро сходится, что позволяет использовать ТНА для расчета сложных систем охлаждения газовых турбин [2].

**Метод, критерии оптимизации.** Под оптимизацией системы охлаждения газовой турбины подразумевается многокритериальная оптимизация, в которой целевой функцией является расход, а ограничениями — температура деталей и градиенты температуры.

Одним из решений данной задачи является простой перебор всех возможных вариантов варьируемых параметров в заданном диапазоне с некоторым шагом. Однако перебор всех возможных вариантов связан с рассмотрением очень большого числа возможных решений. Например, если в процессе оптимизации необходимо варьировать 15-ю параметрами, каждый из которых изменяется в диапазоне от нуля до единицы с шагом 0,001, то общее число вариантов составляет  $10^{18}$ . Расчет такого числа вариантов за обозримый период времени на данном этапе развития вычислительной техники не представляется возможным. Очевидно, что практическое решение задачи возможно в случае сокращения числа рассматриваемых вариантов при условии полного охвата диапазона варьируемых параметров.

Для оптимизации систем охлаждения газовых турбин наиболее подходящим является метод, основанный на использовании точек ЛП $t$ -последовательности и названный ЛП-поиском [3]. Название метода обусловлено тем, что в качестве расчетных точек в единичном многомерном кубе используются точки ЛП $t$ -последовательности, наиболее равномерно распределенные среди всех известных в настоящее время последовательностей. Метод позволяет охватить весь диапазон варьируемых значений с равномерным их распределением, существенно сократив число рассматриваемых вариантов, не сужая рамок варьирования диапазона значений.

Как было упомянуто выше, при оптимизации систем охлаждения целевой функцией является расход охлаждающего воздуха. Эта величина в значительной мере определяет КПД газотурбинной установки или двигателя. Часто в системах охлаждения используется несколько потоков воздуха, отбираемых за различными ступенями компрессора. В этом случае в качестве целевой функции используется сумма соответствующих рас-

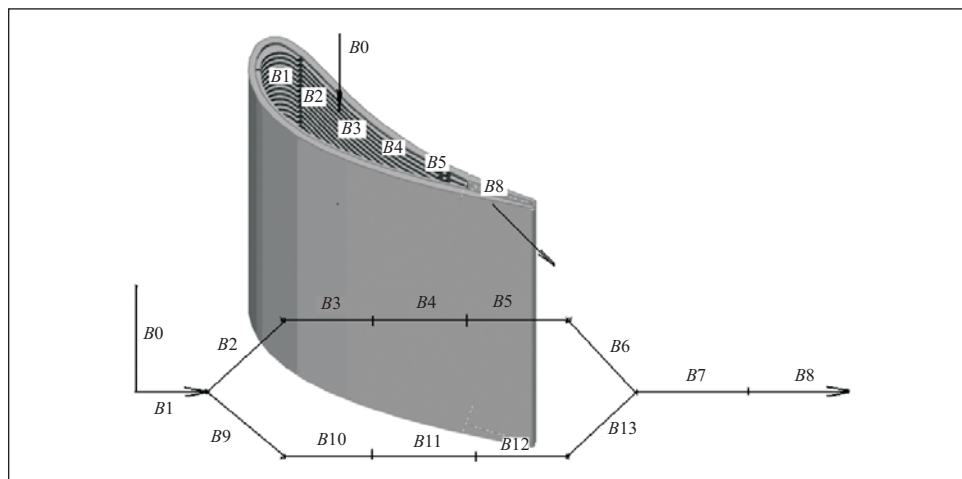


Рис. 1. Система охлаждения лопатки

ходов с учетом весовых коэффициентов, определяющих затраты мощности на сжатие воздуха.

В качестве функциональных ограничений используются условия обеспечения надежной работы газотурбинной установки. В частности необходимо, чтобы температура и температурные напряжения в охлаждаемых деталях не превышали допустимый уровень. Таким образом, для оптимизации схемы системы охлаждения требуется в общем случае выполнение расчетов температурного состояния газовой турбины или ее элементов. В случае сложных схем, охватывающих всю турбину или большую ее часть, такие расчеты не могут быть признаны целесообразными в силу значительных затрат времени на вычисление. Поэтому вместо ограничения по температуре в выбранных каналах графа системы охлаждения можно установить ограничение по минимальному расходу воздуха, коэффициенту теплоотдачи, которые приближенно обеспечивают температурный уровень материала в областях, прилегающих к каналам. Кроме указанных функциональных ограничений используются также величины утечек воздуха из системы охлаждения в проточную часть турбины и подсосов горячего газа в охлаждающий тракт.

Параметрические ограничения накладывают на геометрические размеры и на число параллельных каналов в элементах охлаждающего тракта, исходя из особенностей конструкции газотурбинной установки и технологических возможностей производства.

#### **Оптимизация системы охлаждения лопатки дефлекторного типа.**

Возможности оптимизации системы охлаждения покажем на примере направляющей лопатки газовой турбины дефлекторного типа.

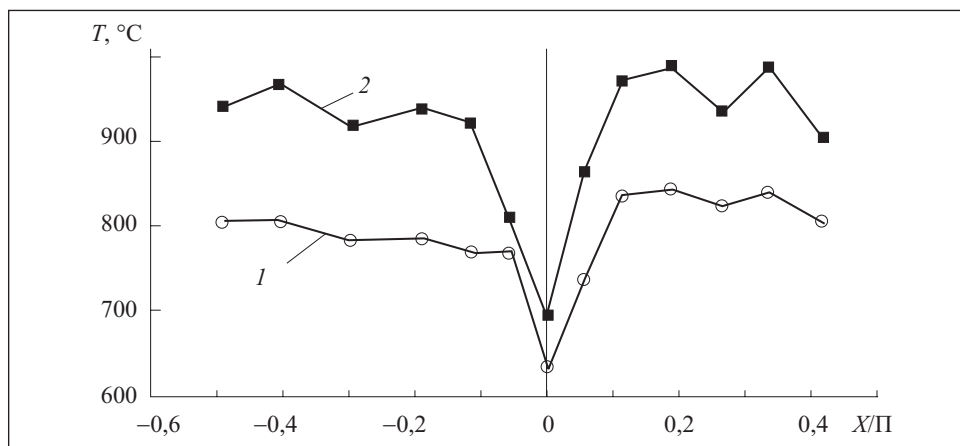


Рис. 2. Графики изменения температуры наружной поверхности лопатки от входной кромки ( $X/\Pi = 0$ ) до выходной вдоль вогнутой (справа) и выпуклой (слева) поверхностей: 1 — исходный вариант,  $G = 2,61$  кг/с; 2 — уменьшенный расход охлаждающего воздуха,  $G = 1,43$  кг/с;  $X$  — расстояние от точки раздвоения потока вдоль профиля лопатки,  $\Pi$  — периметр лопатки

Граничные условия теплообмена с внешней стороны лопатки, т.е. от газа к ее поверхности, определены интегральным методом расчета теплового пограничного слоя и в процессе оптимизации не изменялись. Система охлаждения представлена графом (рис. 1), каждая ветка которого содержит информацию о типе и геометрических параметрах канала.

В данной системе охлаждения канал  $B1$  представляет собой струйный обдув входной кромки лопатки,  $B2—B6$  — прямоугольные каналы, идущие от входной кромки к выходной вдоль спинки лопатки и образованные внутренней стенкой лопатки и стенками дефлектора,  $B9—B13$  — прямоугольные каналы, идущие от входной кромки к выходной вдоль животика лопатки и образованные внутренней стенкой лопатки и стенками дефлектора. Каналы  $B6$  и  $B13$  представляют слияния потоков воздуха, каналы  $B7$  и  $B8$  — выход воздуха через кромки лопатки.

При заданном давлении 1,1 МПа и температуре воздуха во внешних узлах 200 °С, на входе в полость дефлектора лопатки и 0,85 МПа, 1200 °С на срезе щели выходной кромки лопатки были получены все характеристики системы охлаждения, включая температурное поле лопатки (рис. 2). В исходном варианте расход  $G$  охлаждающего воздуха для всех лопаток направляющего аппарата оказался равным 2,61 кг/с. Стремление уменьшить затраты воздуха, уменьшая размер щели в выходной кромке лопатки, приводили к увеличению температуры и к большей неравномерности

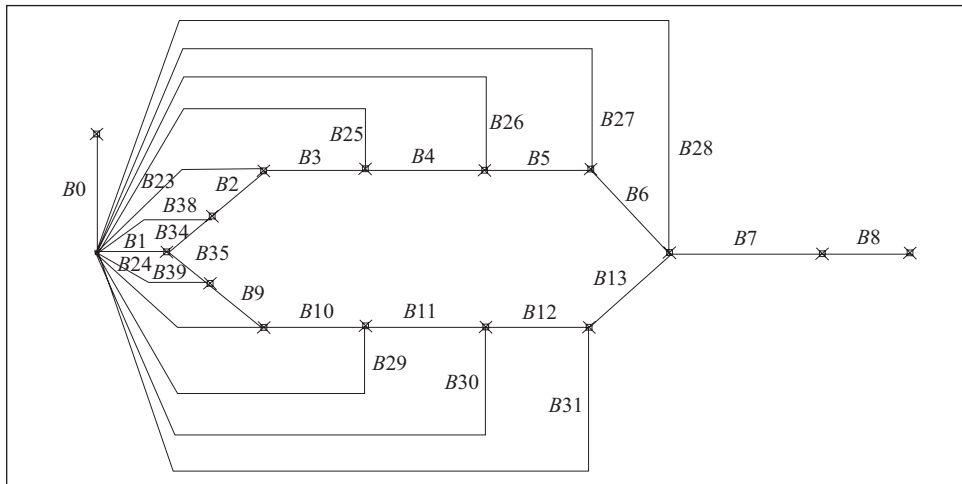


Рис. 3. Граф модернизированной системы охлаждения

температуры поверхности лопатки. Например, при расходе воздуха 1,43 кг/с максимальная температура  $T_{\max}$  стенки лопатки увеличилась до 991 °С, а неравномерность температур  $\Delta T$ , т.е. разность температур  $T_{\max}$  и  $T_{\min}$  на поверхности лопатки, — до 297 °С по сравнению с 843 °С и 210 °С в исходном варианте.

Согласно условиям термopочности неравномерности температуры поверхностей в рассмотренных вариантах являются неприемлемыми. Для выравнивания температурного поля обычно во внутренних воздушных каналах размещают турбулизаторы различного типа. Возможна также дифференцированная подпитка каналов охлаждения свежим воздухом из дефлектора. Реализация второго подхода достаточно сложна, так как небольшие изменения в размерах дозирующих отверстий существенно перераспределяют расход воздуха в системе охлаждения. Если использовать максимум две подпитки, то система охлаждения может быть создана в диалоговом режиме так, чтобы удовлетворять требованиям неравномерности температуры и приемлемым затратам воздуха. При большем числе подпиток процесс создания оптимальной системы охлаждения лопатки турбины в диалоговом режиме становится трудно реализуемым и возможна только компьютерная оптимизация.

Граф такой системы охлаждения представлен на рис. 3, где B38, B39, B23—B31 — каналы подпитки в дефлекторе. В связи с большой степенью свободы такой системы охлаждения оптимальный выбор параметров каналов (величина отверстий и шаг) в ручном режиме связан со значи-

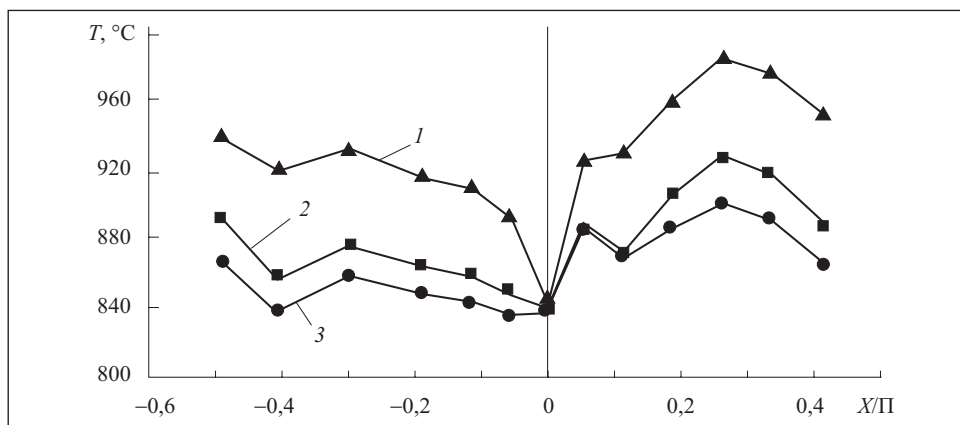


Рис. 4. Распределение температуры стенки: 1 —  $G = 1,55$  кг/с;  $\Delta T = 140$  °С; 2 —  $G = 1,98$  кг/с;  $\Delta T = 89$  °С; 3 —  $G = 2,17$  кг/с;  $\Delta T = 67$  °С

тельными трудностями. Изменение одного из параметров в любом канале приводит к изменениям в работе всей системы.

Зададимся целью найти такую ширину щели в дефлекторе, при которой расход охлаждающего воздуха будет минимальным,  $\Delta T < 210$  °С, т.е. меньше, чем в исходном варианте. Такое решение найдено при  $G = 1,55$  кг/с и  $\Delta T = 140$  °С, максимальная температура  $T_{\max} = 986$  °С. Уменьшим значение  $\Delta T$ , задав в качестве ограничения  $T_{\max} = 930$  °С. В результате найден оптимальный вариант системы охлаждения при  $G = 1,98$  кг/с,  $T_{\max} = 929$  °С и  $\Delta T = 89$  °С. Дальнейшее уменьшение ограничения  $T_{\max}$  до 900 °С позволило найти вариант системы охлаждения при  $\Delta T = 67$  °С и  $G = 2,17$  кг/с. На рис. 4 показано распределение температуры поверхности вдоль обвода профиля лопатки для различных вариантов оптимизированной системы охлаждения, а в таблице приведена ширина щелей для каналов подпитки.

Анализ данных, приведенных в таблице, свидетельствует о том, что введение в систему большого числа степеней свободы было оправданным,

| Канал | Ширина, м | Канал | Ширина, м |
|-------|-----------|-------|-----------|
| B28   | 0,0081    | B39   | 0,0773    |
| B27   | 0,0151    | B24   | 0,0012    |
| B26   | 0,0089    | B29   | 0,0178    |
| B25   | 0,0142    | B30   | 0,0084    |
| B23   | 0,0005    | B31   | 0,0083    |
| B38   | 0,0234    |       |           |

так как ни один из каналов подпитки холодного воздуха не оказался лишним. Таким образом, многопараметрическая оптимизация системы охлаждения позволила достичь равномерного температурного поля при наименьших затратах охлаждающего воздуха.

Понятно, что в дальнейшем оптимальный вариант конструкции системы охлаждения должен быть изменен в соответствии с технологическими возможностями изготовления лопатки и требованиями надежности работы системы охлаждения.

Выполненные расчеты позволяют сделать вывод о том, что созданный алгоритм многофакторной оптимизации и программный комплекс ТНА можно рассматривать как инструмент предварительного оптимального построения эффективных систем охлаждения газовых турбин.

Basing on LPt-sequences multifactor optimization was implemented for reducing design period and increasing an efficiency of gas turbines cooling systems. The algorithm and computer programs of optimization were developed. The efficiency of optimization was shown on the example of perfection of the gas turbine nozzle vane cooling system.

1. Тарасов А. И., Долгов А. И. ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis) // Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141, 10 ноября 2006. — Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. Россия.
2. Тарасов А. И. Замена воздуха на пар в системах охлаждения действующих газовых турбин // Тяжелое машиностроение. — 2006. — № 1. — С. 12—14
3. Соболев И. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. — М. : Наука, 1981. — 110 с.

Поступила 01.09.08;  
после доработки 21.04.09

*ТАРАСОВ Александр Иванович, канд. техн. наук, проф. каф. турбиностроения Национального технического ун-та «Харьковский политехнический ин-т», который окончил в 1972 г. Область научных исследований — газодинамика, теплообмен в турбомашинах, системы охлаждения газовых турбин, математическое моделирование.*

*ДОЛГОВ Александр Игоревич, инженер ООО НКФ «Вега ЛТД», соискатель кафедры турбиностроения Национального технического университета «Харьковский политехнический ин-т», который окончил в 1995 г. Область научных исследований — системы охлаждения газовых турбин, математическое моделирование.*