



УДК 621.438.001.2

К.Л. Лапшин

ОСОБЕННОСТИ КОМПЬЮТЕРНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ГАЗОВЫХ ТУРБИН СО СКОЛЬЖЕНИЕМ РОТОРОВ

К.Л. Lapschin

FEATURES OF COMPUTER OPTIMIZATION OF GAS TURBINE FLOW AREAS WITH SLIDING OF ROTORS

Рассмотрены особенности математических моделей проекторочного газодинамического расчета газовой турбины со скольжением роторов в «жидких» и «твердых» меридианных обводах проточной части. Положения теории иллюстрируются примером компьютерной оптимизации двухвальной четырехступенчатой газовой турбины вертолетного двигателя.

ГАЗОВАЯ ТУРБИНА. ПРОТОЧНАЯ ЧАСТЬ. СКОЛЬЖЕНИЕ РОТОРОВ.

The mathematical models of the design gas-dynamic calculation of the gas turbine in «liquid» and «solid» meridian borders of area of the flow are considered. Sliding of the rotors is taken into account. Provisions of the theory are illustrated by the example of computer optimization of four stage dual rotor gas turbine of turboshaft engine for helicopter.

GAS TURBINE. FLOW AREA. SLIDING OF ROTORS.

Проточные части современных газовых турбин достигли высокой степени аэродинамического совершенства. Вместе с тем большие мощности и длительные сроки эксплуатации делают экономически оправданным за счет экономии топлива поиск возможностей увеличения даже на десятые доли процента КПД турбин. Обнаружить скрытые резервы повышения экономичности газовых турбин можно за счет разработки новых и совершенствования традиционных методов проекторочного газодинамического расчета, а также использования на этапе проектирования проточных частей методов компьютерной оптимизации.

Методы компьютерной оптимизации проточных частей газовых турбин с постоянной для рабочих лопаток всех ступеней частотой вращения ротора ($\omega = \text{const}$) рассмотрены в монографии [1]. Вместе с тем газовые турбины, предназначенные для привода компрессоров газоперекачивающих станций, а также транспортные, особенно авиационные, обычно состоят из двух (или более) каскадов, роторы которых не связаны механически и имеют раз-

личные частоты вращения ($\omega \neq \text{const}$). Ниже излагается подход к оптимизации проточных частей газовых турбин, состоящих из двух (или более) каскадов с различными частотами вращения (со скольжением роторов).

Традиционные методики проекторочного газодинамического расчета ступени осевой газовой турбины в одномерной постановке задачи в своей основе содержат разработки, выполненные еще А. Стодолой [2]. Обычно для расчета ступени в группе задают изоэнтропийный перепад энтальпий H_0 , термодинамическую степень реактивности γ_T , средние диаметры d_1 , d_2 и высоты l_1 , l_2 лопаточных венцов [3]. С помощью этих дополнительно заданных величин система уравнений для одномерного потока газа становится замкнутой, и задача проекторочного расчета ступени газовой турбины в «твердых», то есть известных, меридианных обводах проточной части приобретает решение [1, 3].

Сразу есть смысл отметить, что для традиционных методик начальный этап проектирования многоступенчатой газовой турбины не формализован, и поэтому приходится, опираясь на общие рекомендации по распределению рас-

полагаемых перепадов энтальпий между ступенями, выбрать количество ступеней, а затем плавными кривыми наметить меридианные обводы проточной части, вычислив приближенно диаметры и высоты лопаток первой и последней ступеней [3]. После чего становится возможным определить диаметры и высоты всех лопаточных венцов. А далее стандартный проектировочный газодинамический расчет газовой турбины ведется в далеких от совершенства и обычно требующих последующей коррекции «твердых» меридианных обводах проточной части [3].

Наиболее существенный недостаток традиционных методик заключается в том, что они разработаны для ручного счета и поэтому неудобны для использования в компьютерных расчетах при поиске оптимального варианта проточной части турбины. Задаваемые произвольно для каждой ступени перепады энтальпий H_0 и степени реактивности γ_T не являются независимыми переменными. Поэтому для традиционных методик затруднено применение методов компьютерной оптимизации. Впрочем, замена переменных H_0 и γ_T на давления в потоке p_1 и p_2 перед и за лопаточными венцами, являющиеся независимыми переменными, открывает возможность применения методов компьютерной оптимизации для проектировочного расчета газовой турбины в «твердых» меридианных обводах проточной части [1].

Следующий недостаток традиционных методик — неудобство, которое испытывает проектировщик при решении задач моделирования и унификации лопаточных венцов вновь проектируемых турбин с действующими. Как известно, конфигурация направляющих и рабочих лопаток тесно связана с углами $\alpha_2, \alpha_1, \beta_1, \beta_2$ потока. Для строгого кинематического моделирования, которое дает возможность использовать модельные и унифицированные ступени, в натуре и в модели следует обеспечить равенство углов потока $\alpha_2, \alpha_1, \beta_1, \beta_2, \gamma_1, \gamma_2$ и отношения u_1/u_2 . В этом случае, очевидно, пространственные треугольники скоростей (рис. 1) в натурной и модельной ступенях будут подобными. Добиться совпадения всех указанных величин для натурной и модельной ступеней при использовании традиционных методик довольно сложно. Поэтому в некоторых из них ограничиваются лишь равенством углов потока α_1, β_2 и отноше-

ния u_1/u_2 для натуре и модели, допуская несоответствие лопаточных и поточных углов $\alpha_{0л}$ и $\alpha_2, \beta_{1л}$ и β_1 , что приводит к появлению углов атаки и дополнительных потерь кинетической энергии при обтекании направляющих и рабочих лопаток и, в конечном счете, к снижению КПД турбинной ступени.

Рассмотрим основы принципиально новой методики проектировочного газодинамического расчета газовой турбины в «жидких», т. е. не заданных, меридианных обводах проточной части; в ней удалось избежать недостатков, присутствующих традиционным методикам. Для того чтобы получить решение системы уравнений одномерного потока [1], примем, что для каждой ступени турбины заданы углы потока $\alpha_2, \alpha_1, \beta_1, \beta_2, \gamma_1, \gamma_2$ и окружные скорости u_1 и u_2 , то есть известны треугольники скоростей. Впервые такой подход был предложен в статье [4] для паровых или газовых турбин с постоянной для рабочих лопаток всех ступеней частотой вращения ротора ($\omega = \text{const}$).

Если углы потока можно задавать для каждой ступени в определенной степени произвольно, опираясь на выполненные ранее успешные прототипы, то значения скоростей u_1 и u_2 следует вычислять согласно основному замыкающему соотношению проточной части многоступенчатой газовой турбины:

$$N_T = \sum_{i=1}^n N_i, \quad (1)$$

где N_T — заданная суммарная мощность всех каскадов турбины; n — количество ступеней; N_i — мощность i -й ступени;

$$N_i = G_i H_{ui}; \quad (2)$$

G_i — массовый расход газа; H_{ui} — удельная мощность i -й ступени.

Используя формулу Эйлера [1] и теорему синусов для косоугольных треугольников скоростей (см. рис. 1), представим формулу (2) так:

$$N_i = G_i u_{2i}^2 \left(\frac{\sin \beta_1 \cos \alpha_1 (d_1 / d_2)^2}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)} - \frac{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\beta_2 - \alpha_2)} \right)_i. \quad (3)$$

Подставив (3) в (1), получим удобную для практического использования базовую формулу для проточной части многоступенчатой газовой турбины со скольжением роторов ($\omega \neq \text{const}$):

$$u_{2n} = \sqrt{\frac{N_T}{G_1 \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{G}{G_1} \left(\frac{d_2}{d_{2n}} \right)^2 \left(\frac{\omega}{\omega_{2n}} \right)^2 \left[\frac{\sin \beta_1 \cos \alpha_1 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)} - \frac{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\beta_2 - \alpha_2)} \right] \right\}}}. \quad (4)$$

В формуле (4) u_{2n} — окружная скорость вращения рабочих лопаток последней ступени; G_1 — массовый расход рабочего тела на входе в первую ступень; G/G_1 — относительные расходы по ступеням, которые задаются предварительно, например из расчета системы охлаждения для газовой турбины; ω/ω_{2n} — относительные частоты вращения рабочих лопаток по ступеням, которые также задаются предварительно. Относительные диаметры d_1/d_2 и d_2/d_{2n} влияют на

форму меридианных обводов проточной части и также должны быть заданы.

Формула (4) представляет собой основу аналитического решения задачи проектирования газовой турбины со скольжением роторов в «жидких» меридианных обводах проточной части.

Таким образом, если для каждой ступени турбины известны углы потока $\alpha_2, \alpha_1, \beta_1, \beta_2$ и отношения $d_1/d_2, d_2/d_{2n}$ и ω/ω_{2n} , то из формулы (4) можно получить конкретное решение при проектировании проточной части газовой турбины. Вычислив из (4) u_{2n} , через заданные $d_2/d_{2n}, d_1/d_2$ и ω/ω_{2n} находим окружные скорости u_1 и u_2 для каждой ступени. Затем при

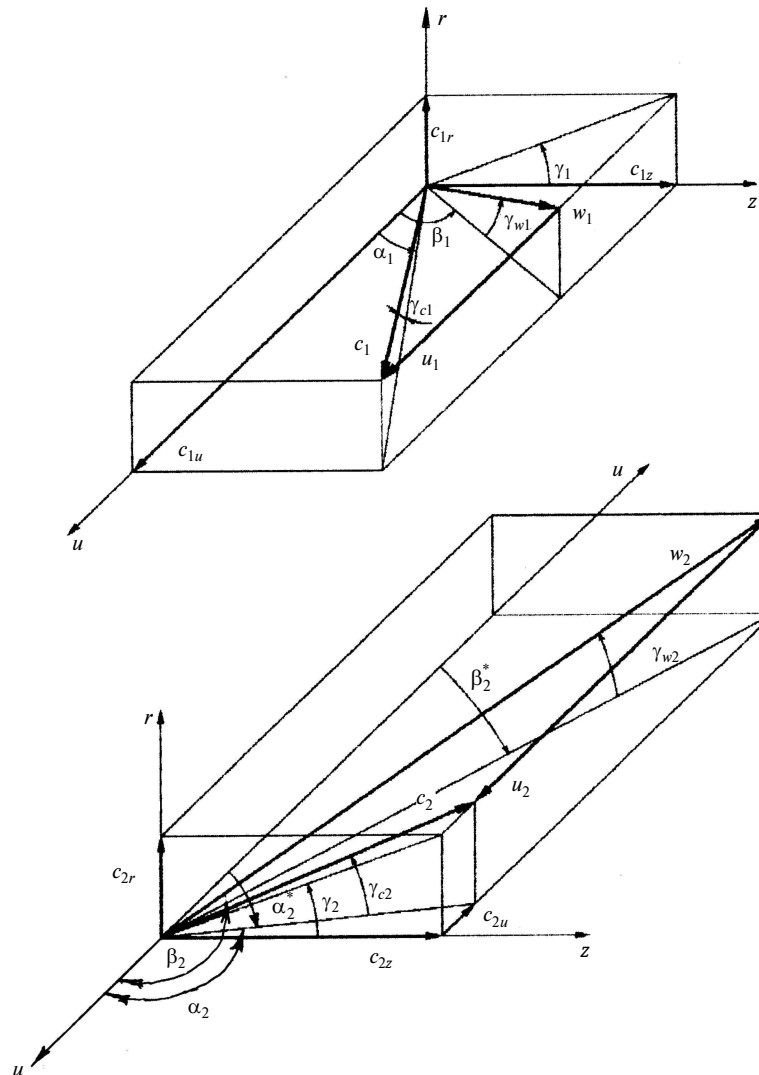


Рис. 1. Пространственные треугольники скоростей

известных углах $\alpha_2, \alpha_1, \beta_1, \beta_2, \gamma_1, \gamma_2$ потока определяются скорости c_1, c_2, w_1, w_2 (см. рис. 1). Если на входе в турбину задать температуру T_0^* и давление p_0^* торможения, частоты ω вращения роторов каскадов, а также физические свойства рабочего тела (κ и R), то, выполняя последовательный стандартный газодинамический расчет [3] ступеней от первой к последней при известных треугольниках скоростей, можно определить диаметры d_1 и d_2 и высоты l_1 и l_2 лопаточных венцов. Таким образом, задачу одномерного проектировочного газодинамического расчета газовой турбины со скольжением роторов в «жидких» меридианных обводах проточной части в первом приближении можно признать решенной.

Приближенность решения связана с тем, что суммарная мощность N_1 турбины в соответствии с формулой (4) обеспечивается, но мощности каскадов могут отличаться от требуемых. Поэтому приходится методом вариантных расчетов, воздействуя на независимые переменные, добиваться выработки заданных мощностей и каскадами.

Основное достоинство предложенной методики в сравнении с традиционными заключается в том, что расчет проточной части газовой турбины даже на начальном этапе проектирования оказывается полностью формализованным и поэтому особенно удобным для компьютерного расчета. Задаваемые для каждой ступени углы потока $\alpha_2, \alpha_1, \beta_1, \beta_2$ представляют собой независимые переменные, значение каждой из которых можно варьировать в широких пределах. Последнее обстоятельство чрезвычайно важно для корректной постановки и решения задач компьютерной оптимизации проточной части газовой турбины.

С другой стороны, предлагаемая методика весьма удобна для решения задач модернизации и унификации с действующими лопаточными венцами вновь проектируемых турбин. Если для всех ступеней проектируемой турбины задать те же значения $\alpha_2, \alpha_1, \beta_1, \beta_2, \gamma_{c1}, \gamma_{c2}, \omega/\omega_{2n}, d_2, d_2/d_{2n}$ и ω/ω_{2n} , что и в турбине-прототипе, то получим структуру потока в проточной части, кинематически подобную прототипу. Это открывает широкие перспективы для моделирования и унификации лопаточных венцов. Отметим также, что правомерна постановка и решение

смешанной задачи — оптимизации части ступеней (или даже венцов) при сохранении кинематического моделирования по остальным венцам турбины. Такой же подход к проектированию проточных частей развит и для осевых компрессоров [5].

Таким образом, предлагаемая методика проектировочного газодинамического расчета в «жидких» меридианных обводах проточной части — универсальна и дает возможность рассматривать задачи моделирования и унификации лопаточных венцов как частный случай общей задачи оптимизации проточной части газовой турбины со скольжением роторов.

Изложенный выше одномерный подход к проектированию в «жидких» меридианных обводах представляет собой стержень компьютерной программы оптимизации проточной части газовой турбины в двухмерной постановке задачи. Такую программу особенно уместно применять на первом этапе при новом проектировании, так как практически всегда можно использовать кинематику потока освоенной в производстве и проверенной в эксплуатации турбины-прототипа и сразу получать вполне удовлетворительное решение. Затем намеченная в первом приближении проточная часть газовой турбины обычно подвергается некоторой коррекции по соображениям технологичности и надежности.

На втором этапе проектирования целесообразно решить задачу компьютерной оптимизации лопаточных венцов газовой турбины в двухмерной постановке задачи в «твердых», т. е. заданных меридианных обводах проточной части, со скольжением роторов каскадов. В качестве независимых переменных можно использовать давления p_1 и p_2 в потоке перед и за лопаточными венцами, характер изменения углов α_1 потока за направляющими лопатками вдоль радиуса и распределения вдоль радиуса углов δ_1 и δ_2 тангенциального наклона направляющих и рабочих лопаток.

В качестве примера практического использования изложенных теоретических разработок рассмотрим некоторые итоги компьютерной оптимизации проточной части газовой турбины авиационного турбовального двигателя на номинальном режиме. Турбина имеет четыре ступени. Две ступени турбины высокого давления (ТВД) приводят в действие воздушный компресс-

сор, две ступени турбины низкого давления (ТНД) передают мощность воздушному винту вертолета. Каскады роторов ТВД и ТНД не связаны между собой механически, причем на режиме проектирования ротор ТНД вращается на 4,2 % медленнее, чем ротор ТВД.

На первом этапе применялись разработанные автором методика, алгоритм и компьютерная программа проектировочного газодинамического расчета газовой турбины со скольжением роторов ТВД и ТНД в двухмерной постановке задачи в «жидких» меридианных обводах проточной части. При этом использовалась кинематика потока высокоэкономичной и надежной вертолетной турбины-прототипа. В режиме диалога с персональным компьютером (ПК) была сформирована проточная часть исходного **варианта 1** турбины, схема которой представлена на рис. 2. При этом ТВД развивает мощность, необходимую для привода компрессора, а ТНД — достаточную для привода винта, при общем высоком уровне внутреннего КПД η всей турбины (см. табл.).

На втором этапе (варианты 2, 3 и 4) применялись разработанные автором методика, алгоритм и компьютерная программа проектировочного газодинамического расчета газовой турбины со скольжением роторов ТВД и ТНД в двухмерной постановке задачи в «твердых» ме-

ридианных обводах проточной части, определенных в варианте 1. В вариантах 2 и 3 в качестве целевой функции при оптимизации привлекался внутренний КПД η проточной части всей турбины. Давление p_{2n} за последней ступенью во всех вариантах расчета поддерживалось неизменным.

Вариант 2 получен в результате компьютерной оптимизации всей четырехступенчатой газовой турбины. Варьируемыми независимыми переменными служили давления p_1 и p_2 в потоке перед и за лопаточными венцами. Таким образом, поиск оптимального варианта выполнялся в семимерном пространстве варьирования независимых переменных. ПК с тактовой частотой 2,3 ГГц в течение двух секунд проанализировал 224 турбины и выбрал оптимальную турбину с максимальными внутренним КПД η и мощностью N . По сравнению с исходным вариантом 1 внутренний КПД η увеличился на 0,4 %, а суммарная мощность N турбины — на 12,6 кВт (см. таблицу). В то же время мощность $N_{\text{ТВД}}$ турбины высокого давления на 81 кВт больше требуемой (1607,7 кВт), а мощность $N_{\text{ТНД}}$ турбины низкого давления снизилась на 68,4 кВт (ΔN — см. в таблице). Вариант 2, хоть и оптимален, но не пригоден для практического применения, так как ТВД развивает излишнюю мощность, а ТНД не развивает необходимой мощности.

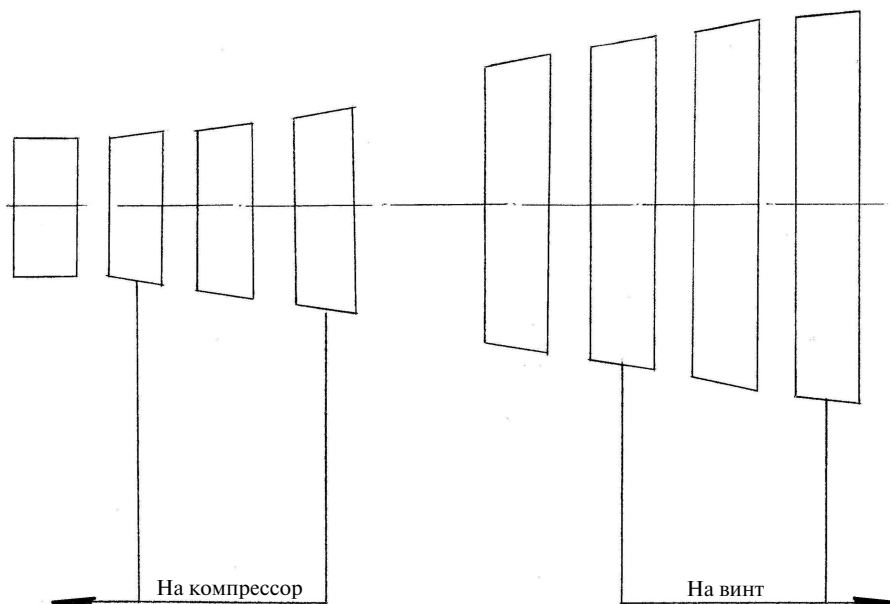


Рис. 2. Схема проточной части четырехступенчатой газовой турбины

Мощные показатели разных расчетных вариантов газовой турбины авиационного двигателя

Вариант	$N_{ТВД}$, кВт	$N_{ТНД}$, кВт	N , кВт	η	ΔN , кВт
1	1607,7	1556,4	3164,1	0,876	0
2	1688,7	1488,0	3176,7	0,880	-68,4
3	1607,7	1565,9	3173,6	0,879	9,5
4	1607,7	1562,7	3170,4	0,878	6,3

Поэтому был разработан **вариант 3** четырехступенчатой турбины, в котором мощность $N_{ТВД}$ турбины высокого давления соответствует заданной (см. табл.). При этом мощность $N_{ТНД}$ турбины низкого давления на 9,5 кВт превышает мощность исходного варианта 1. Вариант 3, как и вариант 2, получен в результате компьютерной оптимизации всей четырехступенчатой газовой турбины. Варьируемыми независимыми переменными служили давления p_1 и p_2 в потоке перед и за лопаточными венцами, но давление p_2 за ТВД при компьютерной оптимизации четырехступенчатой турбины не варьировалось. Результат оптимизации анализировался компьютером с точки зрения получения заданной мощности $N_{ТВД}$ турбины высокого давления. Если мощность $N_{ТВД}$ не соответствовала заданной, то давление p_2 за ТВД корректировалось компьютером, и вновь выполнялась оптимизация всей четырехступенчатой турбины. Таким образом, поиск оптимального варианта выполнялся в шестимерном пространстве варьирования независимых переменных. ПК в течение примерно одной секунды проанализировал 156 турбин и выбрал оптимальную турбину с максимальными внутренним КПД η и мощностью N . Данный вариант 3 турбины пригоден для практического применения, так как ТВД развивает заданную мощность, а ТНД — повышенную по сравнению с вариантом 1 мощность.

Вариант 4 получен в результате отдельной оптимизации турбин ТВД и ТНД. Сначала выполнялась компьютерная оптимизация ТВД. В качестве целевой функции привлекался вну-

тренний КПД η^* проточной части ТВД по полным параметрам. За счет вариации давления p_2 за ТВД достигалась заданная мощность ТВД. Затем выполнялась компьютерная оптимизация ТНД. В качестве целевой функции привлекался уже внутренний КПД η проточной части ТНД. После этого по полученным в результате отдельной оптимизации оптимальным давлениям p_1 и p_2 в потоке перед и за лопаточными венцами был выполнен без оптимизации проекторочный газодинамический расчет проточной части всей четырехступенчатой турбины (вариант 4, см. табл.). Таким образом, поиск оптимальных вариантов ТВД и ТНД и, следовательно, всей турбины выполнялся в трехмерном пространстве варьирования независимых переменных. Вариант 4 турбины также пригоден для практического применения, так как ТВД развивает заданную мощность, а ТНД — повышенную по сравнению с вариантом 1 мощность, но все же вариант 3 предпочтительнее (см. ΔN в табл.). Это объясняется применением шестимерного пространства варьирования независимых переменных для поиска оптимального варианта всей турбины в варианте 3 по сравнению с трехмерным в варианте 4.

Таким образом, за счет использования двух оптимизационных программных комплексов — в «жидких» и «твердых» меридианных обводах проточной части — удастся эффективно и в сжатые сроки решать проблему компьютерной оптимизации проточной части газовой турбины со скольжением роторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лапшин, К.Л.** Оптимизация проточных частей паровых и газовых турбин [Текст]: монография / К.Л. Лапшин.— СПб., 2011.— 177 с.
 2. **Стодола, А.** Паровые турбины [Текст]: моно-

графия / А. Стодола.— СПб., 1904.— 254 с.
 3. **Абианц, В.Х.** Теория авиационных газовых турбин [Текст]: монография / В.Х. Абианц;— СПб., 1979.— 246 с.

4. **Лапшин, К.Л.** О моделировании и оптимизации проточных частей тепловых турбин [Текст] / К.Л. Лапшин // Теплоэнергетика.— 1983. № 12.— С. 34–37.

5. **Лапшин, К.Л.** О приближенном моделировании проточных частей осевых компрессоров [Текст] / К.Л. Лапшин // Энергомашиностроение.— 1984. № 3.— С. 24–27.

ЛАПШИН Кирилл Леонидович — доктор технических наук, профессор кафедры турбин, гидромашин и авиационных двигателей института энергетики и транспортных систем Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

195251, Политехническая ул., 29, Санкт-Петербург, Россия

(812)552-65-66

kirill.lapschin@gmail.com