

Таким образом, зная состав воздуха и продуктов сгорания $\Gamma_j \Gamma$, можно вычислить их энтальпию по формуле (8).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лукачев С.В., Ковылов Ю.Л., Цыганов А.М. Элементы теории, расчета и выбора параметров камер сгорания ГТД (в этом выпуске Вестника).
2. Ивлиев А.В. Влияние образования окислов азота на экономичность двигателя. В сб. "Проблемы и перспективы развития двигателестроения в поволжском регионе". Тезисы докл. международной науч. техн. конф., сентябрь 1997. – Самара: СГАУ, 1997. – С.82.
3. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1991 – 597 с.
4. Дорофеев В.М. и др. Термогазодинамический расчет газотурбинных силовых установок. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.
5. Ковылов Ю.Л., Пашков Д.Е., Абрашкин В.Ю., Диденко А.А. Способ осреднения и оценки неравномерности поля температур газа на выходе из камеры сгорания ГТД (в этом сборнике).
6. Безменов В.Я., Тумановский А.Г. Основные рекомендации по методике гидравлического расчета высокофорсированных камер сгорания ГТУ / Теплоэнергетика, 1978. – № 7. – С. 62...64.
7. Теория ракетных двигателей: учебник для студентов высших технических учебных заведений / Алемасов В.Е., Дрегалин А.Ф., Тишин А.П.; Под ред. В.П. Глушко – М.: Машиностроение, 1989. – 464 с.
8. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания. Справочник, т. I / Под ред. В.П. Глушко – М.: ВИНТИ АН СССР, 1971. – 266 с.
9. Кулагин И.И. Теория авиационных двигателей легкого топлива. Ч. 1. Л.: Изд. Лен. Краснознам. воен. - возд. инж. акад., 1946. – 287 с.
10. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания. Справочник, т. III / Под ред. В.П. Глушко. – М.: ВИНТИ АН СССР, 1973. – 624 с.
11. Термодинамические свойства индивидуальных веществ. Справочник в 2-х томах / Под ред. В.П. Глушко. – М.: Изд. АН СССР, 1962.

УДК 621.45.022 : 621.43.056

СПОСОБ ОСРЕДНЕНИЯ И ОЦЕНКИ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОЛЯ ТЕМПЕРАТУР ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД

Ковылов Ю.Л., Пашков Д.Е., Диденко А.А., Абрашкин В.Ю.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Величины температуры T_r^* и энтальпии i_r^* являются основным результатом работы камеры сгорания (КС) на каждом режиме. Их значения используются в термогазодинамических расчетах турбины и двигателя в целом, а

также в анализе совместной работы узлов газогенератора при изменении режимов и внешних условий. Во всех этих расчетах подразумевается, что T_r^* и i_r^* имеют равномерное распределение в выходном сечении КС (сеч. Г-Г), а состав продуктов сгорания включает в себя CO_2 , H_2O , O_2 и N_2 .

Поскольку действительное распределение T_r , T_r^* , состава продуктов сгорания, следовательно, и теплоемкости C_p , и i_r^* и других параметров обладает существенной неравномерностью, необходимые для дальнейших расчетов величины получают некоторой операцией осреднения, а отклонение от полученной средней величины оценивают рядом параметров, характеризующих неравномерность поля: абсолютную, окружную и радиальную. Такого рода представление информации о поле T_r^* имеет ряд недостатков:

1. Изображение поля в виде ряда эпюр и некоторой развертки по окружности не дает полного представления о действительной картине течения и структуре потока в выходном сечении.
2. Осреднение поля T_r^* – это лишь математическая операция замены реального поля некоторым параметром, хотя в действительности реальное осреднение (выравнивание) параметров будет происходить за пределами КС в тракте турбины и сопла. При этом на сам процесс выравнивания также необходимо затратить некоторую энергию, которая не будет реализована в виде работы процесса расширения. Традиционно эти потери не учитываются в расчетах. При этом подразумевается, что осредненные параметры достоверно представляют экспериментально полученные поля.
3. Множественность параметров, предназначенных для оценки неравномерности поля T_r^* , затрудняет сравнение различных типов и экземпляров КС. Структура этих параметров приспособлена к задачам исследования прочности и надежности элементов турбины и не дает представления о влиянии неравномерности распределения температур и состава газа на его суммарные энергетические характеристики.

В данной статье предлагаются способы устранения этих недостатков.

Современные методы компьютерной обработки экспериментальных результатов позволяют получать картину распределения T_r^* в выходном сечении КС с максимальным приближением к действительности. С этой целью в НИЛ-49 СГАУ создан вариант базового программного модуля для обработ-

ки полей произвольной скалярной величины. В нем для воссоздания поля по некоторому массиву экспериментальных данных используются кубические сплайны, а результаты обработки представляются в виде плоских радиальных или окружных эпюр, двумерных полей и таблиц с числовой информацией. На основе базового программного модуля начато создание его модификаций, предназначенных для решения конкретных задач. В частности, для обработки данных по распределению в плоскости некоторого сечения скорости потока, плотности газа, локальных расходов, а также для обработки данных по полям температур в сечении на выходе из КС.

Представление об имеющихся к настоящему времени возможностях можно составить на основе рис. 1, где изображена картина распределения

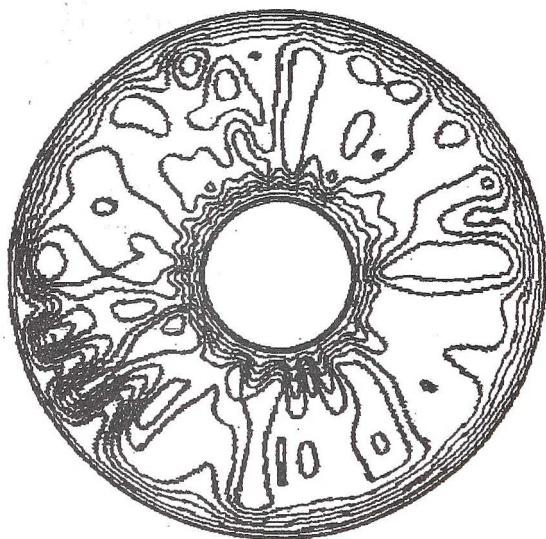


Рис. 1. Результат компьютерной обработки поля температур T_r^* в выходном сечении кольцевой камеры сгорания (линии – границы изотермических площадок)

T_r^* представляется в виде прямоугольника (рис. 2), внутри которого можно выделять интересующие области, чтобы получать о них те или иные сведения, задавая при этом число и размеры градаций температур.

Представление полей T_r^* в виде рис. 1 является исходным материалом для вычисления осредненных параметров. Определение величины потерь энергии ΔQ_e , связанных с неравномерностью поля T_r^* , предлагается выпол-

«горячих» и «холодных» струй в потоке на выходе из КС. При анализе это распределение можно легко связать с конструктивными особенностями жаровой трубы и ее фронтального устройства, т.е. установить причины, порождающие ту или иную структуру поля T_r^* . Естественно, что полученная при обработке база данных позволяет любые варианты ее количественного анализа. Для этого на мониторе ПЭВМ поле

Поле температур на выходе из КС изд. 25/51

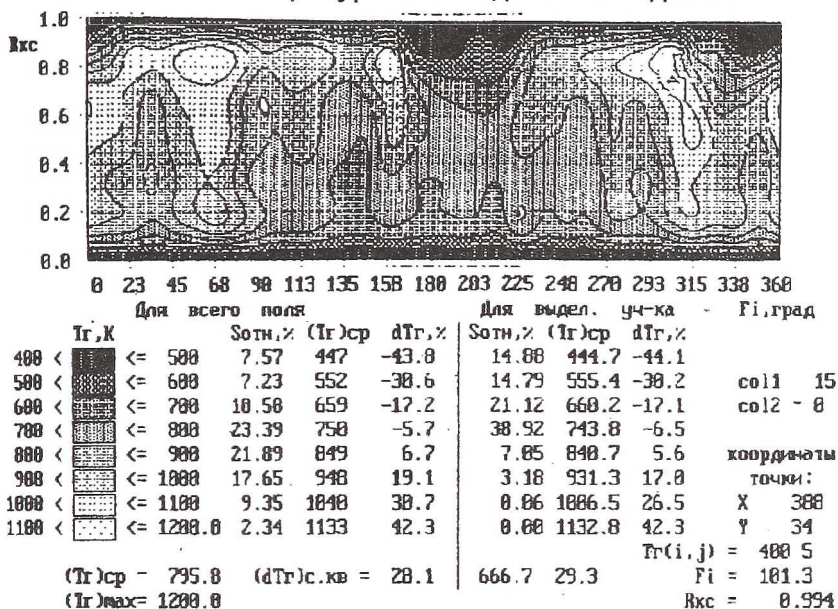


Рис. 2. Пример представления информации в процессе обработки полей температур

нять при осреднении этого поля с учетом роста энтропии потока продуктов сгорания при его реальном осреднении в каналах турбины и сопла ГТД. Потерю работоспособности газа при осреднении поля его температуры можно вычислить, используя понятие эксергии, т.е. той части полной энергии, которую можно преобразовать в механическую работу.

Расчетная схема операции осреднения сводится к рисунку 3. Две изо-термические площадки F_1 и F_2 , размеры и параметры которых известны из рис. 1 и предварительных расчетов (состав газа, температура, энтальпия, энтропия), в результате смешения образуют область $F_3 = F_1 + F_2$ с некоторыми осредненными параметрами. Необходимо найти потери работоспособности газа в этом процессе.

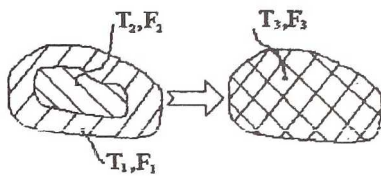


Рис. 3. Схема осреднения поля температура

Применяя понятие эксергии [1], работоспособность части потока газа

можно записать в виде

$$E = I - I_0 - T_0 \cdot (S - S_0), \quad (1)$$

где E, I, S – соответственно работоспособность, энтальпия и энтропия вещества при температуре T ; I_0, S_0 – энтальпия и энтропия вещества при температуре T_0 ; T_0 – температура «начала» отсчета, т.е. температура, при которой эксергия вещества равна нулю.

Алгоритм расчета потерь работоспособности потока при смешении двух его частей в работе [2] предлагается следующим. Используя выражение (1), по известным параметрам определяются значения E_1 и E_2 , а по уравнению теплового баланса

$$I_3 = I_1 + I_2.$$

Зная энтальпию I_3 , можно вычислить среднемассовую температуру для площадки F_3 , а по температуре – энтропию S_3 . Затем по формуле (1) рассчитывается работоспособность E_3 . В результате потери работоспособности двух частей потока (F_1 и F_2) при их смешении

$$E_{\text{пот}} = (E_1 + E_2) - E_3. \quad (2)$$

Величина $E_{\text{пот}}$ учитывает тот факт, что процесс смешения двух частей потока с температурами T_1 и T_2 является необратимым, т.е. протекает с возрастанием энтропии.

В этом алгоритме очень существенным является выбор температуры T_0 , поскольку по определению эксергии [1] она не является однозначной функцией состояния тела, и ее величина зависит от выбранной температуры окружающей среды. В операции осреднения поля T_r^* с учетом потери работоспособности газа в процессе действительного осреднения его параметров предлагается в качестве T_0 использовать среднемассовую температуру $T_{\text{ср.м}}^*$. В этом случае величину $E_{\text{пот}}$ для двух площадок F_1 и F_2 (рис. 2) можно записать как

$$E_{\text{пот}} = [I_1 - I_{1,0} - T_0 \cdot (S_1 - S_{1,0})] + [I_2 - I_{2,0} - T_0 \cdot (S_2 - S_{2,0})] - E_3.$$

При $T_0 = T_{\text{ср.м}}^* = T_3$ величина $E_3 = 0$, поскольку осреднившийся поток относительно самого себя работоспособностью не обладает. Поскольку $I_1 + I_2 = I_3$ и $I_{1,0} + I_{2,0} = I_3$, а $S_{1,0} + S_{2,0} = S_3$, выражение для $E_{\text{пот}}$ может быть преобразовано к виду

$$E_{\text{пот}} = T_{\text{ср.м}}^* \cdot [S_3 - (S_1 + S_2)] = T_0 \cdot \Delta S_{\text{см}},$$

что полностью соответствует определению [1]: потеря работоспособности при адиабатическом смешении без совершения полезной внешней работы равняется произведению абсолютной температуры окружающей среды (начало отсчета) на приращение энтропии всей системы.

Поскольку энтальпия I_3 является мерой полной энергии потока, а величина $E_{\text{пот}}$ учитывает потери эксергии в процессе смешения, то их разница будет мерой механической работоспособности газа, протекающего через площадку F_3

$$I_{3\text{мех}} = I_3 - E_{\text{пот}}$$

Данный способ может быть применен по всему полю, т.е. для любого числа областей с разными температурами T_i , но с известными площадями F_i . Схема расчета в этом случае выглядит следующим образом. Для двух соседних изотермических областей определяются суммарная площадь, среднемассовая температура и другие параметры, а также потери эксергии на смешение потоков. Затем та же процедура повторяется для полученной области и соседней с ней площадкой, но с отличающейся температурой и т.д. Определяемые в каждой итерации потери эксергии суммируются, и в конце вычислений находится

$$(I_{\text{поля}})_{\text{мех}} = I_{\text{поля}} - \sum_i^n (E_{\text{пот}})_i,$$

где n – число промежуточных осреднений температуры.

В качестве единой температуры T_0 при осреднении всего поля T_{Γ}^* может быть принята величина $T_{\Gamma}^*_{\text{ср.м.}}$, что в конечном итоге дает тот же результат как и в случае вычисления промежуточных среднемассовых температур.

После осреднения поля T_{Γ}^* обычно указывают еще и величину его неравномерности и рассчитывают осредненную радиальную эпюру температур в сечении Г-Г КС. Следует отметить, что величин, характеризующих неравномерность поля T_{Γ}^* достаточно много [3, 4, 5], что иногда приводит к трудностям в разделении максимальной, окружной и радиальной неравномерности. Вследствие этого очень часто невозможно использовать для сравнения результаты, полученные из разных источников. Необходим единый подход как в обозначениях и названиях показателей неравномерности поля T_{Γ}^* , так и единые формулы для их расчета. По нашему мнению наиболее полно эти показатели приведены в работе [6]. Так максимальную неравномерность поля температуры газа там предлагается рассчитывать по формуле

$$\Theta_{\max} = \frac{T_{\max}^* - T_k^*}{\bar{T}_r^* - T_k^*}, \quad (3)$$

где \bar{T}_r^* – среднеарифметическая температура по всему полю; T_{\max}^* – максимальная температура в поле T_r^* .

Максимальную радиальную неравномерность поля – по формуле

$$\Theta_{h\max} = \frac{\bar{T}_{j\max}^* - T_k^*}{\bar{T}_r^* - T_k^*}, \quad (4)$$

где $\bar{T}_{j\max}^*$ – максимальная из средних температур в радиальной эпюре поля T_r^* .

Максимальную окружную неравномерность поля – по формуле

$$\Theta_{u\max} = \frac{T_{\max}^* - \bar{T}_j^*}{\bar{T}_r^* - T_k^*}, \quad (5)$$

где \bar{T}_j^* – средняя температура по поясу, где находится T_{\max}^* .

В случае, если $T_{j\max}^*$ и T_{\max}^* находятся в одном поясе, то

$$\Theta_{\max} = \Theta_{h\max} + \Theta_{u\max} \quad (6)$$

По [7] величина $\Delta\Theta_{\text{ср max}}$ – относительный параметр неравномерности температур газа. Причем $\Delta\Theta_{\text{ср max}} = \Theta_{j\text{ср max}} - 1$, где $\Theta_{j\text{ср max}}$ – максимальное значение из всех величин

$$\Theta_{j\text{ср}} = \frac{T_{j\text{ср}}^* - T_k^*}{\bar{T}_r^* - T_k^*} \quad (7)$$

Разница в формулах (4) и (7) состоит в том, что в качестве T_r^* в (7) принимается расчетная температура торможения газового потока за КС, которая определяется для данного режима испытаний при условии, что коэффициент полноты тепловыделения $\eta_r = 1$.

Относительный параметр максимальной неравномерности температур газа – $\Delta\Theta_r = \Theta_{j\max} - 1$, где $\Theta_{j\max}$ – максимальное значение из всех

$$\Theta_j = \frac{T_{j\max}^* - T_k^*}{\bar{T}_r^* - T_k^*} \quad (8)$$

Из сравнения формул (3) и (4), (7) и (8) можно вывести следующие соотношения:

$$\Theta_{h_{\max}} = \Delta\Theta_{\text{cp}_{\max}} + 1, \quad (9)$$

$$\Theta_{\max} = \Delta\Theta_r + 1 \quad (10)$$

С методической точки зрения представляется целесообразным введение параметра V_{cp} (относительный параметр средней температуры газа по всему полю), который характеризует достоверность испытаний [7].

$$V_{\text{cp}} = \frac{T_{\text{cp}}^* - T_{\text{k}}^*}{T_{\text{r}}^* - T_{\text{k}}^*},$$

где T_{cp}^* – среднее интегральное по площади значение температуры торможения газа по всему полю без экстраполяции температуры на стенку жаровой трубы. Из формул (3), (5), (8) видно, что в них входит максимальная температура T_{r}^* или T_{j}^* , которая определяется всего по одной точке поля T_{r}^* . При ошибке измерения этой величины возможно неверное описание той или иной зависимости Θ_{\max} от конструктивных или режимных параметров. Поэтому для выявления некондиционных замеров желательно параллельно с вычислением Θ_{\max} по формуле (3) определять Θ_{\max} по \bar{T}_{\max}^* – средней максимальной температуре по поясам.

Следует отметить, что предлагаемая некоторыми авторами [5] оценка характера поля T_{r}^* только по величине Θ_{\max} весьма условна и не отражает степени совершенства КС, т.к. окружная неравномерность Θ_{u} нежелательна и в идеальном случае должна быть равна нулю. Радиальная же неравномерность обуславливается техническим заданием и даже в идеале имеет некоторое конечное значение.

Разделение суммарной неравномерности поля T_{r}^* на две составляющие [6] – радиальную и окружную – представляется целесообразным не только потому, что одна из них определяет работоспособность рабочего колеса турбины, а другая в сумме с первой – работоспособность соплового аппарата, но и потому, что кроме общих факторов, на каждую из них влияют разные параметры КС и пути ее доводки по этим неравномерностям зачастую бывают различными.

Как уже отмечалось, множественность параметров, характеризующих неравномерность поля T_{r}^* , осложняет их использование и не дает суммарной оценки отличия реального поля от его теоретического варианта (абсолютно

равномерного), величина температуры которого — T_{Γ}^* используется в расчетах других узлов и двигателя в целом. На основе изложенных в данной статье результатов предлагается в дополнение к уже существующим показателям добавить еще два:

1. Структуру поля T_{Γ}^* (см. рис. 1).
2. Обобщенный показатель уровня его неравномерности

$$\Theta = \frac{\sum_{i=1}^n (E_{\text{пот}})_i}{I_{\Gamma}^*}$$

Чтобы можно было представить значимость величины Θ , был выполнен расчет осреднения параметров потока воздуха, имеющего распределение температур как на рис. 2. Относительная величина Θ потерь энергии на выравнивание температуры в потоке получилась равной 1,3 %. Очевидно, что с учетом распределения состава продуктов сгорания эти потери возрастут.

Кроме того, при анализе поля параметров в выходном сечении КС видимо следует использовать три величины температуры продуктов сгорания:

1. Традиционную величину $T_{\Gamma \text{ ср.м}}^*$ с учетом разброса Θ_n и Θ_u . Эта температура необходима для оценки состояния материала турбины и расчетов ее на прочность.
2. Статическую температуру $T_{\Gamma i}$, по которой будут рассчитываться состав и теплофизические свойства продуктов сгорания в i -ой изотермической площадке поля T_{Γ}^* .
3. $T_{\Gamma \text{ мех}}^*$ — температуру, реально отражающую работоспособность газа на выходе из КС. Ее следует использовать в термодинамических расчетах последующих узлов и двигателя в целом. В уже упомянутом численном примере традиционная и предлагаемая температуры имеют следующие значения: $T_{\Gamma \text{ ср.м}}^* = 818 \text{ К}$, $T_{\Gamma \text{ мех}}^* = 807 \text{ К}$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вукалович М.П., Новиков И.И. Термодинамика / Учебное пособие для вузов. — М.: Машиностроение, 1972. — 672 с.
2. Сидельковский Л.Н.; Фальков Э.Я. Эксергетические балансы огнетехнических процессов / Учебное пособие для студентов вузов. — М.: МЭИ, 1967. — 55 с.

3. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
4. Резник В.Е. и др. Инженерные основы проектирования камер сгорания ГТД. – Куйбышев: КуАИ, 1981. – 80 с.
5. Большагин В.И., Саркисов А.А. Совершенствование характеристик основных камер сгорания ГТД. – Межвузовский научный сборник «Испытания авиационных двигателей», Уфа: Уфимский авиационный институт, 1976. – № 4. – С. 117 – 126.
6. Полякова М.В. Статистический анализ и обобщенные зависимости неравномерности поля температур газа перед турбиной от основных параметров камер сгорания ГТД. Труды ЦИАМ, № 891, 1980. – 44 с.
7. ОСТ 1.00411–81. Камеры сгорания (основные) газотурбинных двигателей. Методы обработки результатов измерений полей температур газа. – 4 с.

УДК 629.7.036.(071.1)

ОСОБЕННОСТИ ГАЗОДИНАМИКИ И РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАЛОРАЗМЕРНОЙ ПРОТИВОТОЧНОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Колосков А.С., Онищик И.И., Осипов Х.С., Христофоров И.Л.

Московский авиационный институт (технический университет), г. Москва

Во многих малоразмерных газотурбинных двигателях (МГТД) применяется компрессор с центробежной ступенью. Для сокращения продольного размера двигателя, камера сгорания располагается над турбиной и имеет противоточную схему (рис. 1).

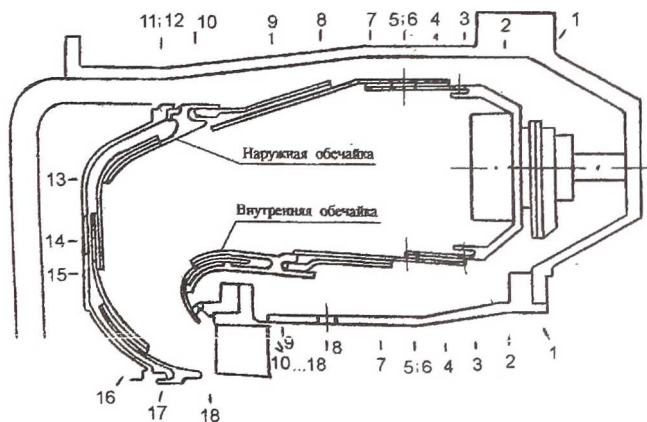


Рис. 1. Схема противоточной камеры сгорания

В связи с уменьшением размера, скорость течения в такой камере меньше, чем в камерах полноразмерных двигателей (9...15 м/с против 40...50