

УДК 629.7.036.001(075.8)

С.Т. Аксентьев, доцент, канд. техн. наук

Севастопольский военно-морской институт им. П.С. Нахимова

г. Севастополь, Украина, 99035

ИНЖЕНЕРНАЯ ОЦЕНКА ОСНОВНЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Приводятся обобщенные формулы для расчета теплофизических показателей газотурбинной установки на стадии выбора и подготовки её к экспериментальным исследованиям.

В исследовательской практике часто возникает потребность знать основные газодинамические показатели газотурбинной установки (ГТУ) в характерных сечениях рабочего тракта с целью оценки её пригодности для решения научных задач. Такая информация необходима также на стадии разработки системы измерения и регистрации исследуемых процессов. Это позволяет оптимизировать подготовку и планирование экспериментов, снижает трудозатраты и повышает экономическую эффективность исследований.

Обычно в распоряжении исследователя имеются: сама ГТУ, техническое описание и формуляр. В этих документах приводятся весьма ограниченные данные: расход топлива G_T (кг/час), частота вращения ротора n (об/мин), степень повышения давления в компрессоре π_k^* и условия окружающей среды (давление P_H и температура T_H), которым соответствуют эти параметры.

Цель статьи - получить расчетные зависимости, позволяющие исследователю уже на стадии подготовки эксперимента, иметь представление о газодинамических параметрах по всему газовоздушному тракту ГТУ.

В технических описаниях двигательной установки имеются важные для решения поставленной задачи сведения: тип и конструкция компрессора, камеры сгорания, газовой турбины, а также геометрические параметры (площади) входного (F_{ex}) и выходного (F_c) устройств. Кроме того там же приводятся основные теплофизические показатели – плотность ρ_t (кг/м³) и удельная теплота сгорания H_u (МДж/кг) используемого топлива.

Как показывает анализ [1–3], даже этот минимум исходных данных позволяет рассчитать:

1. Параметры воздуха на выходе из компрессора

Повышение давления в компрессоре сопровождается нагревом конструкции элементов и воздуха за счет аэродинамического трения, поэтому процесс сжатия следует рассматривать как политропический. При известной величине степени повышения давления π_k^* , значения полного давления и полной температуры находятся из условия протекания политропического процесса без теплообмена с окружающей средой [4], т.е. адиабатически

$$P_k^* = \pi_k^* \cdot P_H, \quad (1)$$

$$T_k^* = T_H \left(\frac{P_k^*}{P_H} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (2)$$

где n – показатель политропы. Для воздуха $n = 1,47-1,5$

Обычно при проведении испытаний измеряют не полное, а статическое давление P_k за компрессором. Это связано с определенными трудностями установки приемников полного давления на выходе из компрессора, тогда как технологические штуцеры для измерения статического давления в конструкции двигателя предусматриваются техническими условиями контролепригодности агрегата. Осевую составляющую скорости воздушного потока на выходе из компрессора по соображениям нормальной организации процесса горения в камере, ограничивают диапазоном ($C_k = 120 \dots 150$ м/с).

Что же касается полного давления P_k^* , то его можно найти, воспользовавшись уравнением изоэнтروпийно заторможенного газа

$$P_k^* = P_k \left(1 - \frac{k-1}{k} \lambda_k^2 \right)^{-\frac{k}{k-1}}, \quad (3)$$

где $\lambda_k = \frac{c_k}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_k^*}}$ – приведенная скорость воздушного потока на выходе

из компрессора, $k = 1,4$ показатель изоэнтропы, а $R = 287$ Дж/кгК – газовая постоянная воздуха.

Уравнение (3) с учетом числовых значений R и k легко приводится к виду удобному для расчетов

$$P_k = P_k^* \left(1 - 0,005 \frac{c_k^2}{T_k^*} \right)^{3,5}. \quad (4)$$

2. Параметры газа на входе в турбину

Наиболее важным показателем режима работы ГТУ является температура газов перед турбиной. Её величина определяет работоспособность получаемого

го в процессе сгорания газа и непосредственным образом влияет на мощность ГТУ. Величину температуры газов перед турбиной T_{Γ}^* можно определить из уравнения баланса эффективных работ компрессора и турбины

$$c_{p_B} T_H^* (e_K^* - 1) \frac{1}{\eta_K^*} = c_{p_{\Gamma}} T_{\Gamma}^* \left(1 - \frac{1}{e_T^*} \right) \eta_T^* . \quad (5)$$

Поскольку значения удельных теплоемкостей воздуха c_{p_B} и продуктов сгорания $c_{p_{\Gamma}}$ имеют одинаковый порядок и отличаются в абсолютном выражении незначительно, то можно считать $c_{p_B} \approx c_{p_{\Gamma}}$. С учетом этого, после соответствующего преобразования (5), дифференцирования по $e_K^* = \pi_K^* \frac{k-1}{k}$ и приравнивания к нулю первой производной получим:

$$\frac{T_{\Gamma}^*}{T_H^*} \eta_K^* \eta_T^* - 2e_K^* + 1 = 0 . \quad (6)$$

Из уравнения (6) легко находится искомое значение температуры газов перед турбиной

$$T_{\Gamma}^* = T_H^* \frac{2e_K^* - 1}{\eta_K^* \eta_T^*} . \quad (7)$$

Полное давление газов перед турбиной равно

$$P_{\Gamma}^* = \sigma_{kc} P_K^* , \quad (8)$$

где $\sigma_{kc} = 0,94 - 0,97$ – коэффициент, учитывающий потери полного давления в камере сгорания.

3. Параметры газа за турбиной

Из уравнения баланса эффективных работ компрессора и турбины (5) можно определить величину степени понижения давления газа в турбине

$$\pi_T^* = \frac{1}{\left(1 - \frac{T_H^*}{T_{\Gamma}^*} \cdot \frac{e_K^* - 1}{\eta_T^* \eta_M^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1}}} , \quad (9)$$

где $\eta_T^* = 0,87 \dots 0,92$ и $\eta_M^* = 0,98 \dots 0,99$.

Полная температура газов за турбиной будет равна

$$T_T^* = T_{\Gamma}^* \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{\Gamma}}{\pi_T^* k_{\Gamma}-1}} \right) \cdot \eta_T^* \right] , \quad (10)$$

а полное давление

$$P_T^* = P_{\Gamma}^* \cdot (\pi_T^*)^{-1} . \quad (11)$$

4. Параметры газа на срезе сопла (выхлопного устройства)

Степень понижения давления газа в выхлопном устройстве определяется из условия

$$\pi_C = P_T^* / P_C, \quad (12)$$

где значение статического давления на срезе сопла обычно приравнивают давлению окружающей среды, в которую происходит истечение ($P_C = P_H$).

Полное давление на срезе сопла меньше полного давления газа за турбиной на величину потерь энергии газового потока в выхлопном тракте

$$P_C^* = \sigma_c P_T^*. \quad (13)$$

Обычно $\sigma_c = 0,94...0,96$.

Полная температура газа на срезе сопла в условиях изэнтропийного расширения соответствует температуре ГАЗОВ ЗА ТУРБИНОЙ

$$T_C^* = T_T^*, \quad (14)$$

а статическая температура равна

$$T_C = K_T \cdot T_T^*, \quad (15)$$

где K_T – коэффициент преобразования тепловой энергии газового потока в кинетическую. Для обычных сужающихся устройств по данным работы [1] значения этого коэффициента лежат в пределах $K_T = 0,862...0,868$. Статическое давление на срезе сопла в соответствии с (12) для критических

условий истечения газа $\pi_{кр} = \left(\frac{k_\Gamma + 1}{k_\Gamma} \right)^{\frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1}}$ равно

$$P_C = \sigma_c / P_T^*, \quad (16)$$

при $k_\Gamma = 1,333$, $\pi_{кр} = 1,85$

Критическая скорость истечения газа из выходного устройства может быть найдена по уравнению [1]

$$W_{C_{кр}} = K_C \sqrt{T_T^*}, \quad (17)$$

где $K_C = 17,5...17,9$

Скорость истечения, соответствующую располагаемым параметрам газа можно определить из уравнения количества движения по формуле

$$W_C = \varphi_C \sqrt{\frac{2k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} \cdot R_\Gamma T_\Gamma^* \left[1 - \frac{1}{\left(\sigma_c \pi_{расп} \right)^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}}} \right]}, \quad (18)$$

где $\varphi_C = 0,975...0,985$; $\sigma_c = 0,94...0,96$; $\pi_{расп} = \sigma_{кан} \frac{P_T^*}{P_H}$; $\sigma_{кан} = 0,97...0,98$.

5. Расходы газа через выхлопное устройство и воздуха в двигатель

В общем случае расход газа через выхлопное устройство определяется из уравнения неразрывности

$$G_{\Gamma} = A(k) \cdot (1 + g_T) \frac{P_{\Gamma}^*}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}} F_C \cdot q(\lambda_C), \quad (19)$$

$$\text{где } A(k) = \sqrt{\frac{k_{\Gamma}}{R_{\Gamma}}} \cdot \left(\frac{2}{k_{\Gamma} + 1} \right)^{\frac{k_{\Gamma} + 1}{2(k_{\Gamma} - 1)}}, \quad \lambda_C = \frac{W_C}{\sqrt{\frac{2k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} + 1}} R_{\Gamma} T_{\Gamma}^*},$$

$$q(\lambda_C) = \lambda_C \left(1 - \frac{k_{\Gamma} - 1}{k_{\Gamma} + 1} \lambda_C^2 \right)^{\frac{1}{(k_{\Gamma} - 1)}}.$$

Расход воздуха в двигатель находится из соотношения

$$G_B = G_T / g_T. \quad (20)$$

6. *Относительный расход топлива и суммарный коэффициент избытка воздуха, поступающего в двигатель*

Относительный расход топлива в камеру сгорания g_T находится из условия изоэнтропийного баланса тепла, выделившегося в результате химических реакций горения Q_T и содержащегося в продуктах сгорания Q_{Γ} т.е. $Q_T = Q_{\Gamma}$. С учетом этого значение приведенного расхода топлива g_T найдется из выражения

$$g_T = \frac{c_n (T_{\Gamma}^* - T_K^*)}{\eta_{\Gamma} H_u}, \quad (21)$$

где c_n – удельная теплоемкость продуктов сгорания, для углеводородных горючих согласно [2]

$$c_n = 0,878 + 2,08 \cdot 10^{-4} (T_{\Gamma}^* + 0,48 T_K^*). \quad (22)$$

Значение суммарного коэффициента избытка воздуха легко определяется из выражения

$$\alpha_{\Sigma} = 1 / g_T L_0. \quad (23)$$

Предложенная методика была проверена при расчете основных термодинамических показателей серийной ГТУ типа РД-9Б. Исходными данными на расчет служили следующие показатели: параметры окружающей среды ($P_H = 0,1013$ МПа, $T_H = 288$ К); степень повышения давления в компрессоре $\pi_{\kappa}^* = 7,14$; расход топлива $G_T = 0,679$ кг/с; горючее – авиакеросин ТС-1 ($H_u = 42,9$ МДж/кг, $\rho = 779$ кг/м³, $L_0 = 14,9$).

Одним из направлений дальнейших исследований следует считать разработку подобной оценочной методики параметров ГТУ, работающей на переходных (запуск, остановка) режимах. Это представляет большой интерес для оценки устойчивости двигателя к возможным помпажным явлениям на этих режимах.

В таблице 1 приведены сравнительные показатели основных параметров ГТУ РД-9Б рассчитанных по изложенной методике и полученных при испытании на номинальном режиме.

Таблица 1 – Сравнительная оценка основных параметров ГТУ РД-9Б

Параметр	P_K^*	T_K^*	P_T^*	T_T^*	P_C^*	T_C^*	π_T^*	P_C	W_C
Размерность	МПа	К	МПа	К	МПа	К	–	МПа	м/с
Расчетное значение	0,738	545	0,701	1049	0,257	840	2,73	0,1319	517
Измеренное значение	0,75	551	0,72	1135	0,232	894	3,02	0,1106	547
Отличие, %	1,6	1,16	2,62	7,5	9,7	5,95	9,6	2,0	5,0

Как видно, отличия не превышают 5...10%, что вполне допустимо для оценки термодинамических характеристик ГТУ, на стадии выбора её в качестве газогенератора в планируемых экспериментах, без проведения энергозатратных предварительных испытаний.

Выводы.

1. Предварительная оценка газодинамических показателей исследуемой ГТУ крайне необходима на стадии подготовки и планирования натурного эксперимента, так как позволяет минимизировать затраты на исследования и объективно подойти к выбору средств регистрации, систем измерения и обработки параметров.

2. Предложенная инженерная оценка основных газодинамических параметров ГТУ базируется на минимальном количестве исходных данных, которые всегда есть в официальных документах на данную установку (техническое описание, формуляр, паспорт).

3. Методика расчета легко реализуется на компьютере и позволяет производить предварительную оценку влияния различных технических факторов, например, изменения проходного сечения сопла выходного устройства, на параметры рабочего процесса. Отличия результатов полученных расчетным путем и при испытаниях ГТУ не превышают 5...10%, что приемлемо для инженерной практики.

Библиографический список

1. Масленников М.М. Авиационные газотурбинные двигатели / М.М. Масленников, Ю.Н. Шальман. — М.: Машиностроение, 1975. — 576 с.
2. Нечаев Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. — Ч. 1. — М.: Машиностроение, 1977. — 312 с.
3. Нечаев Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. — Ч. 2. — М.: Машиностроение, 1978. — 336 с.

4. Болгарский А.В. Термодинамика и теплопередача / А.В. Болгарский, Г.А. Мухачев, В.К. Щукин. — М.: Высш. шк., 1964. — 458 с.

Поступила в редакцию 31.03.2004 г.