

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА В ПЕРСПЕКТИВНЫХ ГТУ ПРИ ВЫСОКОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ

Савченко М.С.¹, Калий В.А.¹, Белов С.А.¹

¹Открытое акционерное общество Промышленная группа «Новик» (ОАО ПГ «Новик»), Москва, Россия (123182, Россия, г. Москва, пл. Академика Курчатова, д. 1), e-mail: mail@pg-novik.ru

Известно, что увеличение температуры газа перед турбиной позволяет значительно увеличить удельную мощность и, следовательно, уменьшить габаритные размеры и массу газотурбинной установки. Авторами показано, что исследования параметров, необходимых для проекционного расчета высокотемпературной камеры сгорания, следует проводить с помощью термогазодинамического расчета для установки разомкнутого цикла. Отмечено, что увеличение степени сжатия приводит к увеличению избытка воздуха, что создает нежелательное увеличение образования оксидов азота. Приведен пример последовательности термогазодинамического расчета, а также расчетные варианты ГТУ при различной степени сжатия. В результате анализа результатов, полученных при проведении термогазодинамического расчета, получен наиболее рациональный диапазон степеней сжатия при проектировании высокотемпературной камеры сгорания с тем условием, что такие параметры могут реализовать существующие осевые компрессоры серийных установок.

Ключевые слова: камера сгорания, термогазодинамический расчет, увеличение температуры, степень сжатия, ГТУ.

MATHEMATIC MODELING OF THE FUEL COMBUSTION PROCESSES IN ADVANCED GAS TURBINE PLANTS AT HIGH TEMPERATURE

Savchenko M.S.¹, Kaliy V.A.¹, Belov S.A.¹

¹Joint-stock company industrial group "Novik" (JSC "Novik"), Moscow, Russia (123182, Russia, Moscow, Akademika Kurchatova pl.,1), e-mail: mail@pg-novik.ru

It is on record that rise of gas temperature in front of turbine allows to increase specific power. Consequently, it also allows to lessen overall dimensions and mass of the gas turbine plant. Authors show that analyzing parameters necessary for projecting calculation of high-temperature combustor is to be carried out with the help of thermogas dynamic calculation for open loop installation. It is noted that increase of compression index leads to the increase of excess air that raises unwanted increase of nitrogen oxide formation. Authors demonstrate the sequence of thermogas dynamic calculation, calculation variants of the gas turbine plant with different compression indexes. The analysis results show the most accurate diapason of compression index in the design of high-temperature combustor upon condition that these parameters can implement current axial flow machines of serial plant.

Keywords: combustor, thermogas dynamic calculation, temperature increase, compression index, gas turbine plant.

Целью термогазодинамического расчета любой тепловой машины является определение основных удельных параметров и расхода воздуха, обеспечивающего требуемую мощность.

Расчёт простой газотурбинной установки (ГТУ) открытого типа по циклу Брайтона выполняется по общепринятому алгоритму, в котором на первом этапе определяются параметры процесса сжатия воздуха в компрессоре, такие как температура за компрессором, энтальпии воздуха в начале и конце процесса сжатия:

$$T_b = T_a \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon_1^{m_s} - 1}{\eta_k} \right)$$

$$h_b = h'_g(t_b) - h'_g(t_0) \text{ и } h_a = h'_g(t_a) - h'_g(t_0),$$

где $h'_g(t_b)$, $h'_g(t_a)$ и $h'_g(t_0)$ - энтальпии воздуха соответственно при температуре t_b , t_a и стандартной температуре t_0 , принятой за начало отчёта энтальпий в расчёте.

При этом средняя теплоёмкость воздуха в процессе сжатия:

$$c_{p\bar{g}} = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a}.$$

Температура газов за турбиной определяется по формуле

$$T_d = T_c \cdot [1 - (1 - \delta^{-m_z}) \cdot \eta_T].$$

Коэффициент избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{K_m \cdot \eta_{k.c} + L_0 \cdot h_g + h_{m.n} - (1 + L_0) \cdot h_{n.c}}{L_0 \cdot (h_g)}$$

где $h_g = h'_g(t_c) - h'_g(t_0)$ и $h_{n.c} = h'_{n.c}(t_c) - h'_{n.c}(t_0)$.

Энтальпия газа перед турбиной:

$$h_c = \frac{1 + L_0}{1 + \alpha \cdot L_0} \cdot h_{n.c} + \frac{(\alpha - 1) \cdot L_0}{1 + \alpha \cdot L_0} \cdot h_g.$$

Параметры газа за турбиной:

$$h_d = \frac{1 + L_0}{1 + \alpha \cdot L_0} \cdot h_{n.c} + \frac{(\alpha - 1) \cdot L_0}{1 + \alpha \cdot L_0} \cdot h_g$$

$$h_g = h'_g(t_d) - h'_g(t_0)$$

$$h_{n.c} = h'_{n.c}(t_d) - h'_{n.c}(t_0).$$

Средняя теплоёмкость газа в процессе расширения:

$$c_{p\bar{z}} = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d}.$$

Объёмная доля воздуха в продуктах сгорания:

$$q = \frac{\mu_{n.c}}{\mu_g} \cdot \frac{L_0}{1 + L_0}$$

$$r_g = \frac{q \cdot (\alpha - 1)}{1 + q \cdot (\alpha - 1)}$$

где $\mu_{n.c}$, μ_g - молекулярные массы воздуха и чистых продуктов сгорания.

Молекулярная масса продуктов сгорания находится по формуле:

$$\mu_z = \mu_g \cdot r_g + \mu_{n.c} \cdot (1 - r_g).$$

Газовая постоянная продуктов сгорания:

$$R_z = \frac{R}{\mu_z}$$

где $R = 8,314$ кДж/кг – универсальная газовая постоянная.

Уточненное значение рассчитывается по формуле:

$$m_z = \frac{R_z}{c_{pe}}$$

Затем по уточненному значению температуры определяются значения энтальпий воздуха, продуктов сгорания и газовой смеси после турбины.

$$T_d = T_c \cdot [1 - (1 - \delta^{-m_z}) \cdot \eta_T]$$

$$h_g = h'_g(t_c) - h'_g(t_0)$$

$$h_{n.c} = h'_{n.c}(t_c) - h'_{n.c}(t_0)$$

$$h_d = \frac{1 + L_0}{1 + \alpha \cdot L_0} \cdot h_{n.c} + \frac{(\alpha - 1) \cdot L_0}{1 + \alpha \cdot L_0} \cdot h_g$$

Работа расширения одного килограмма газа в турбине определяется по формуле:

$$H_m = h_c - h_d$$

После чего вычисляется работа, затрачиваемая на сжатие одного килограмма воздуха в компрессоре:

$$H_k = (h_b - h_a)$$

Работа ГТУ на валу агрегата находится по формуле:

$$H_e = H_T \cdot \eta_m - b \cdot H_k$$

$$\text{где } b = \frac{\alpha \cdot L_0 (1 + \alpha_y)}{1 + \alpha \cdot L_0}$$

Расход газа через турбину и расход воздуха, подаваемого компрессором:

$$G_e = N_g / (H_e \cdot \eta_{эс})$$

$$G'_k = G_k \cdot (1 + \alpha_y)$$

где $\alpha_y = 0,005 - 0,02$ – коэффициент, характеризующий дополнительные расходы воздуха на утечки через уплотнения компрессора и турбины.

Расход топлива B , мощность газовой турбины N_m и мощность, потребляемая компрессором N_k , находятся по формуле:

$$B = \frac{G_m}{1 + \alpha \cdot L_0}$$

$$N_m = G_m \cdot H_m$$

$$N_k = G'_k \cdot H_k$$

В заключение расчета определяется коэффициент полезного действия ГТУ:

$$\eta = \frac{(N_m - N_k) \cdot 100\%}{N_m}.$$

Повышение температуры газа перед турбиной позволяет применять более высокие степени сжатия, оптимальные значения которых увеличиваются с ростом температуры. В связи с этим одновременное повышение температуры и степени сжатия является наиболее эффективным способом повышения удельной работы цикла и КПД. Однако увеличение степени сжатия приводит к увеличению избытка воздуха с образованием оксидов азота. Поэтому одним из важнейших показателей для проектирования высокоэффективных газотурбинных установок является проведение исследований газодинамического цикла при температуре перед турбиной, равной 1700 °С, и различных степенях сжатия воздуха в компрессоре. Результаты такого моделирования для различных степеней сжатия компрессора приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Расчетные варианты ГТУ при различной степени сжатия

Параметр	Варианты			
	1	2	3	4
Исходные данные				
Температура окр. воздуха $t_{нв}$, °С	15			
Давление окр. воздуха, $p_{нв}$, атм	1			
Относительная влажность окр. воздуха, %	60			
Состав топлива	метан			
Удельная низшая теплота сгорания $Q_{нв}$, МДж/кг	50,046			
Температура определения $Q_{нв}$, $t_{нв}$, °С	15			
Давление поступающего топлива $p_{топл}$, МПа	0,6			
Температура поступающего топлива $t_{топл}$, °С	15			
Степень повышения давления в компрессоре π_k	35	20	10	5
Температура газов перед турбиной $t_{гст}$, °С	1700			
Изоэнтропный КПД компрессора η_k , %	87			
Внутренний отн. КПД газовой турбины $\eta_{гт}$, %	88			
Изоэнтропный КПД топливного компрессора $\eta_{тк}$, %	80			
Потеря давления в КС $\delta_{ркс}$, %	5			
Потеря давления за ГТ $\delta_{ргт}$, %	5			
Коэффициент использования теплоты КС $\eta_{кс}$, %	99,5			

Параметр	Варианты			
	1	2	3	4
Расчет свойств окружающего воздуха (ОВ) при атмосферных условиях				
Предельное давление воды при темп. ОВ $p_{прив}$, Па	0,706			
Массовая доля влаги в ОВ (влажном) $x_{1нв}$, %	0,631			
Удельная энтальпия влажного ОВ $h_{нв}$, кДж/кг	290,1			
Удельная энтропия влажного ОВ $s_{нв}$, кДж/кгК	6,866			
Определение параметров продуктов горения топлива				
Теоретический объем водяных паров, при сгорании m^3 топлива $V_{O_{H_2O_n}}$, m^3/m^3	2			
Плотность топлива при н/у $\rho_{топлну}$, кг/ m^3	0,706			
Теоретическая масса требуемого воздуха на сгорание 1 кг топлива L_0 , кг/кг	17,2			
Удельная энтальпия продуктов сгорания (ПС) при температуре перед газовой турбиной $h_{0нсгн}$, кДж/кг	2548,1			
Расчет компрессора, параметры при реальном сжатии				
Давление перед компрессором, $p_{нк}$, МПа	0,1013			
Уд. энтропия воздуха до компрессора $s_{нк}$, кДж/кгК	6,866			
Давление воздуха за компрессором, $p_{кк}$, МПа	3,548	2,026	1,013	0,507
Температурный перепад в компрессоре, Δh_k , кДж/кг	582,6	449,4	310	197,8
Уд. энтальпия воздуха за компрессором, h_k , кДж/кг	872,6	739,5	600	484,9
Температура воздуха за компрессором $t_{кк}$, °С	568	445	316,8	206,3
Уд. энтропия воздуха за компрессором $s_{кк}$, кДж/кгК	6,959	6,95	6,936	6,92
Расчет топливного компрессора (ТК), параметры при реальном сжатии				
Удельная энтальпия топлива перед ТК $h_{нтк}$, кДж/кг	602,3			
Удельная энтропия топлива перед ТК $s_{нтк}$, кДж/кгК	10,614			
Давление топлива за ТК, $p_{тк}$, МПа	4,064	2,526	1,513	1,007
Температурный перепад в ТК, $\Delta h_{ктк}$, кДж/кг	444	317,1	192,4	102,6
Удельная энтальпия топлива за ТК, $h_{ктк}$, кДж/кг	1046,3	919,5	794,7	704,9
Температура топлива за ТК, $t_{ктк}$, °С	194,9	147,8	98,3	60,5
Расчет камеры сгорания				
Энтальпия воздуха при температуре перед турбиной $h_{нвгт}$, кДж/кг	2233,5			

Параметр	Варианты			
	1	2	3	4
Избыточный расход воздуха на 1 кг топлива, $g_{\text{нвизб}}$	14,37	11,47	8,95	7,17
Избыток воздуха, α_0	1,835	1,667	1,52	1,417
Уд. энтальпия ПС при температуре перед ГТ $h_{\text{нгт}}$, кДж/кг	2409	2426	2444	2459
Расчет газовой турбины (ГТ), параметры при реальном расширении				
Давление перед ГТ, $p_{\text{нгт}}$, МПа	3,369	1,925	0,963	0,481
Уд. энтропия ПС перед ГТ $s_{\text{нгт}}$, КДж/кгК	8,353	8,548	8,784	9,015
Давление газов за ГТ, $p_{\text{кгт}}$, МПа	0,106	0,106	0,106	0,106
Температурный перепад в ГТ, $h_{\text{гт}}$, кДж/кг	1239,6	1103,5	903,8	666,5
Удельная энтальпия ПС за ГТ, $h_{\text{кгт}}$, кДж/кг	1169,7	1323,5	1540,6	1792,7
Температура продуктов сгорания за ГТ, $t_{\text{кгт}}$, °С	767,7	882,7	1042,3	1222,7
Удельная энтропия ПС за ГТ $s_{\text{кгт}}$, КДж/кгК	8,5	8,7	8,9	9,1
Содержание кислорода в уходящих газах $x_{\text{O}_2\text{ух}}$, %	8,948	7,823	6,653	5,695
Расчет энергетических показателей ГТУ (на 1 кг топлива)				
Внутренняя мощность компрессора $N_{\text{ик}}$, МВт/(кг/с)	18,397	12,889	8,1	4,749
Внутренняя мощность ГТ $N_{\text{гт}}$, МВт/(кг/с)	40,386	32,75	24,544	16,917
Внутренняя мощность ТК $N_{\text{икт}}$, МВт/(кг/с)	0,444	0,317	0,192	0,103
Внутренняя мощность $N_{\text{икт}}$, МВт/(кг/с)	21,545	19,544	16,252	12,065
КПД установки $\eta_{\text{гту}}$, %	43,5	39,056	32,457	24,1

Построив аналогичные зависимости по результатам других вариантов расчета и проведя анализ зависимостей температур, можно убедиться в том, что со снижением степени сжатия область граничных температур цикла существенно сужается. При этом температура на входе в камеру сгорания (выход компрессора) уменьшается, а температура за турбиной увеличивается, поэтому снижение степени сжатия для высокотемпературных камер сгорания нежелательно, так как в этом случае существенно возрастает тепловая нагрузка на лопатки турбины.

Пример графической зависимости изменения температур от изменения удельной энтропии на каждом участке цикла для первого моделируемого варианта приведен на рисунке 1.

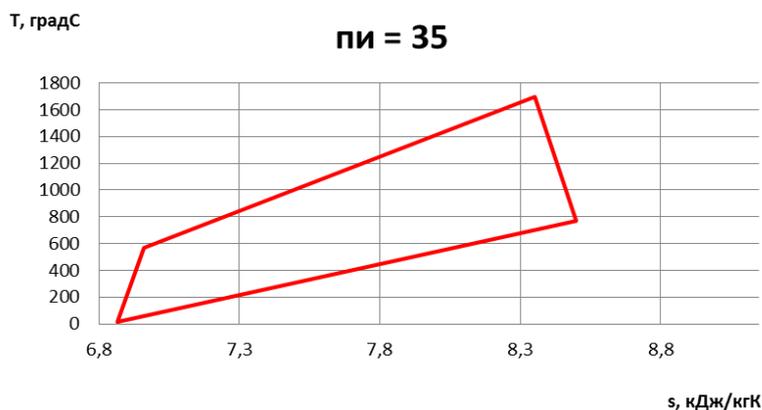


Рисунок 1 – Тепловая диаграмма варианта 1

Зависимость коэффициента полезного действия ГТУ от степени сжатия показана на рисунке 2. Очевидно, что с увеличением сжатия в компрессоре КПД двигателя существенно возрастает, но в то же время возрастает и коэффициент избытка воздуха, а также доля кислорода в выходящих газах.

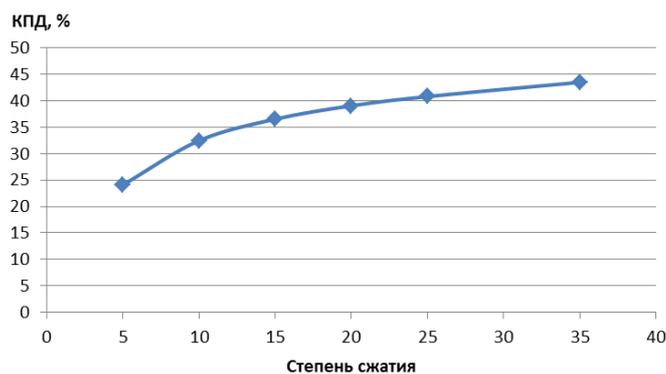


Рисунок 2 – Изменение КПД ГТУ

Описанная выше последовательность термодинамического расчета высокотемпературной камеры сгорания и полученные значения параметров математической модели ГТУ являются результатами исследования, проведенного в рамках выполнения научно-исследовательской работы по теме: «Проведение теоретических и имитационных экспериментальных исследований, разработка технических решений и моделей, направленных на снижение вредных выбросов продуктов горения топлива в перспективных ГТУ при высокой температуре сгорания (1700 °С и выше)».

Выводы

1. Исследования математической модели ГТУ показывают, что наиболее рациональным является при проектировании высокотемпературной камеры сгорания использовать диапазон

степеней сжатия от 20 до 35 с тем условием, что такие параметры могут реализовать существующие осевые компрессоры серийных установок.

2. С увеличением сжатия π_k в компрессоре от 5 до 35 КПД ГТУ возрастает практически в два раза – от 24,1 до 43,5%.

Научно-исследовательская работа проводилась при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках Государственного контракта 14.516.11.0040 от 29.03.2013 г.

Список литературы

1. Ахмедзянов Д.А. [и др.] Термогазодинамический анализ рабочих процессов ГТД в компьютерной среде DVIGw. – Уфа : УГАТУ, 2003.
2. Ахмедзянов Д.А. Термогазодинамическое моделирование авиационных ГТД : учебное пособие. – Уфа : УГАТУ, 2008.
3. Данильченко В.П., Лукачев С.В., Ковылов Ю.Л., Постников А.М., Федорченко Д.Г., Цыбизов Ю.И. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей. – Самара : Изд-во СНЦ РАН, 2008.
4. Канило П.М., Подгорный А.Н., Христич В.А. Энергетические и экологические характеристики ГТД при использовании углеводородных топлив и водорода. – Киев : Наукова думка, 1987.
5. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. - М. : Машиностроение, 1973.

Рецензенты:

Зайченко Виктор Михайлович, д.т.н., заведующий лабораторией Федерального государственного бюджетного учреждения науки «Объединенный институт высоких температур» Российской академии наук (ОИВТ РАН), г. Москва.

Геча Владимир Яковлевич, д.т.н., профессор, заместитель генерального директора ОАО «Корпорация «ВНИИЭМ» (Российское космическое агентство), г. Москва.