

ОПТИМАЛЬНАЯ СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ ВОЗДУХА В ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКЕ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕМ

Н.Г. Хасанов, А.Б. Шигапов

Казанский государственный энергетический университет, Россия
hasanovnariman@mail.ru

Резюме: разработана модель расчёта необратимых процессов расширения и сжатия реального газа. Приведён алгоритм для научно обоснованного выбора изоэнтропных КПД каскадов двухкаскадного компрессора при тепловом расчёте ГТУ. Доказана необходимость применения модели реального газа при поиске оптимальной степени сжатия воздуха в компрессоре по критериям максимальных термического КПД и полезной мощности.

Ключевые слова: газотурбинная установка, рабочее тело, реальный газ, степень сжатия, оптимизация, воздухоохладитель, термический КПД, полезная мощность, теплоёмкость.

THE OPTIMUM OVERALL PRESSURE RATIO OF THE INTERCOOLED GAS TURBINE UNIT

N. G. Khasanov, A.B. Shigapov

Kazan State Power Engineering University, Russia
hasanovnariman@mail.ru

Abstract: In the article developed a mathematical model expansion and contraction of a real gas. Article shows the relationship between the isentropic efficiency of the compressor and the isentropic efficiency of the compressor stages. It was proved the need for a real gas model to find the optimal degree of compressed air in the compressor.

Keywords: gas turbine plant, working medium, real gas, compression ratio, optimization, air cooler, coefficient of thermal efficiency, useful power, heat capacity

Введение

Газотурбинные установки (ГТУ) с промежуточным охладителем (ПО) воздуха, рис. 1, находят применение в промышленности и энергетике [1]. Воздух в компрессоре сжимается при относительно низких температурах и высоких давлениях (например, степень сжатия $\pi_k = p_2 / p_1$ в ГТУ GE LMS100-42:1 [2]). Более низкие, чем в установке простого цикла, конечные температуры сжатия обуславливают высокое содержание горючего в продуктах сгорания в турбине. Таким образом, рабочее тело подобной установки не может быть достоверно рассчитано по законам идеального газа [3]. Основой теплового расчёта ГТУ, проводимого на ранних этапах проектных изысканий, является поиск оптимальной степени сжатия воздуха в компрессоре $\pi_{k\text{ опт}}$ по критериям максимальных полезной мощности $L_{\text{П}}$:

$$L_{\text{П}} = L_{\text{Т}} - L_{\text{К}},$$

где L_T , L_K - мощность газовой турбины и потребляемая мощность на привод компрессоров, МВт, и термического КПД цикла

$$\eta_t = L_T / Q_{КС},$$

где $Q_{КС}$ - количество теплоты в камере сгорания МВт.

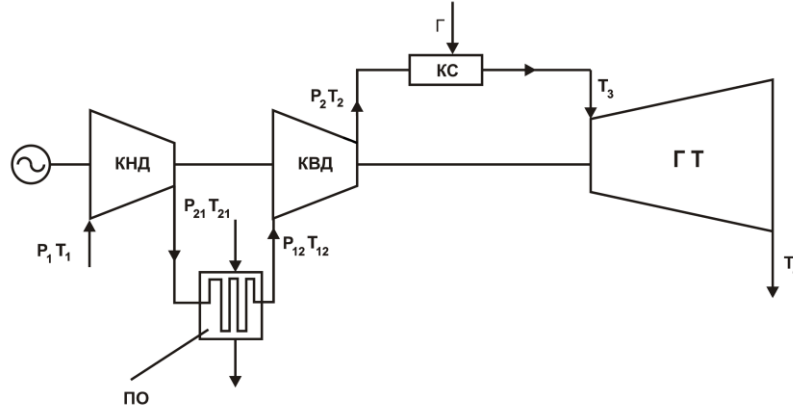


Рис. 1. Тепловая схема ГТУ с ПО: КНД, КВД – компрессоры низкого и высокого давления; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; ПО – промежуточный охладитель

Во всех актуальных статьях поиск $\pi_{к\text{ опт}}$ осуществлён в модели идеального газа, пример [4–9]. Цель настоящей работы – провести поиск $\pi_{к\text{ опт}}$ ГТУ с ПО в зависимости от различных факторов, определяющих работу ГТУ в предположении, что рабочее тело не является идеальным газом. Расчёт необходимо сравнить с идеальноегазовой моделью и дать рекомендации о возможности её применения.

1. Модель процессов сжатия и расширения реального газа

В основе метода теплового расчёта ГТУ лежат два уравнения – уравнение процесса, связывающее начальные и конечные температуру и давление (тепловые диаграммы тоже основаны на данном уравнении), а также уравнение работы газа (затраченной или полученной). Зависимости для реального газа должны учитывать следующие факторы:

- влияние давления на энтальпию рабочего тела в уравнении изоэнтропы (адиабаты):

$$c_p dT = T(\partial v / \partial T)_p dp, \text{ (для идеального газа - } c_p dT = TR(dp/p) \text{);} \quad (1)$$

- влияние давления на теплоёмкость c_p , показатель изоэнтропы k , коэффициент сжимаемости рабочего тела z : $c_p, k, z = f(T; p)$;

- переменность и нелинейность зависимости c_p, k, z рабочего тела от температуры;

- отличие уравнения состояния рабочего тела от уравнения идеального газа $p v = RT$.

Анализ литературы показывает отсутствие аналитических зависимостей, комплексно учитывающих проявления неидеальности газа, так как требование простого интегрирования реального уравнения адиабаты идёт вразрез с необходимостью учёта переменности термодинамических свойств рабочего тела от температуры и давления [10].

Принято решение использовать в статье численный способ расчёта. Далее будет приводиться пример для процесса сжатия газа. Рабочий процесс разбивается на n малых участков по давлению таким образом, чтобы пренебречь внутри участка изменением теплоёмкости и коэффициента сжимаемости (рис. 2), которые определяются при начальных параметрах участка T_{Hi} и P_{Hi} , $i=1..n$. Уравнение процесса, определяющее конечную температуру T_{Ki} , выведено из эмпирического уравнения состояния

$$pv = zRT$$

и уравнения адиабаты реального газа. Уравнения для отдельного участка имеют вид:

$$(T_{ki} / T_{Hi}) = (P_{ki} / P_{Hi})^{(z_i + (\partial z / \partial T)_p T) R / c_{pi}}, \quad (2)$$

уравнение изоэнтропной работы реального газа при $\tilde{n}_p, z = \text{const}$ из формул (1) и (2):

$$L_{изi} = c_{pi} T_{Hi} [(P_{ki} / P_{Hi})^{(z_i + (\partial z / \partial T)_p T) R / c_{pi}} - 1].$$

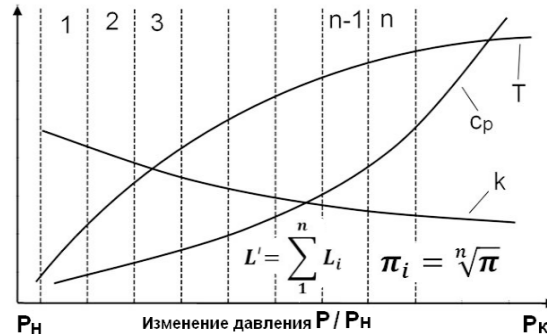


Рис. 2. Схема разбиения процесса сжатия на малые участки по давлению

Граничные условия всех участков совмещены по температуре и давлению – $T_{ki} = T_{H(i+1)}$, $P_{ki} = P_{H(i+1)}$, степень сжатия распределена равномерно: $P_{ki} = P_{Hi} \cdot \pi_{уч}$, степень сжатия в участке $\pi_{уч} = \sqrt[n]{\pi_K}$. Исходя из совмещения граничных условий и формулы (2), T_{Hi} и P_{Hi} участков меняются, поэтому сумма определённых, при постоянных теплоёмкостях, работ участков даст уже общую работу при переменной теплоёмкости $L'_{из} = \sum_{i=1}^n L_{изi}$. Число n выбирается избыточно: $n \approx 1000$. Таким образом, проявления неидеальности воздуха учитываются комплексно.

Представленные в литературе аппроксимационные уравнения зависимостей термодинамических свойств рабочих тел от температуры и давления выполнены в узком диапазоне температур, соответствующих рабочим режимам установки простого цикла. Разработаны уравнения $c_p, k, z = f(T; p)$ для воздуха в интервалах $\Delta T = 220 \dots 1190$ °К, $\Delta p = 0,1 \dots 20$ МПа. Построение происходило по табулированным данным национального института стандартов США [11]. Максимальная относительная погрешность $\delta < 2,2\%$. Построены зависимости для природного газа осреднённого состава [12]: $c_p = f(T; \alpha)$, $k = f(T; \alpha)$, $z = f(T; \alpha)$, где α - коэффициент избытка воздуха. $\Delta T = 350 \dots 1850$ °К, $\Delta \alpha = 1 \dots 10$. Относительная погрешность $< 0,9\%$. В качестве модели камеры сгорания разработано аппроксимационное уравнение зависимости температуры на входе в газовую турбину T_3 от температуры нагретого в компрессоре воздуха T_2 ($\Delta T_2 = 400 \dots 1200$ °К) и α ($\Delta \alpha = 1 \dots 9$). Исходные данные получены в программном комплексе *TDSOFT* [13]. Для аппроксимации функции двух переменных применялся численный способ, а также метод множественной нелинейной регрессии в программном комплексе *STATISTICA*.

2. Учёт необратимости процессов сжатия и расширения

При тепловом расчёте потери энергии вследствие несовершенства проточной части агрегата учитываются изоэнтропным (внутренним) КПД:

$$\eta_{из} = L_{из} / L,$$

– отношение изоэнтропной работы сжатия к фактической. Известно, что в компрессоре сумма изоэнтропных работ ступеней больше общей изоэнтропной работы компрессора [14]

(в турбине – наоборот). Элементарный участок можно считать ступенью компрессора, поэтому в рамках разработанной модели расчёта не выполняется условие

$$L = \left(\sum_{i=1}^n L_{\text{изи}} \right) / \eta_{\text{из}}. \quad (3)$$

Учёт необратимости необходимо вести внутри элементарного участка процесса:

$$L_i = L_{\text{изи}} / \eta_{\text{уч}} = c_{pi} T_{\text{ни}} [(p_{\text{ки}} / p_{\text{ни}})^{(z_i + (\partial z / \partial T)_p T) R / c_{pi}} - 1] / \eta_{\text{из.уч}},$$

где $\eta_{\text{из.уч}}$ – изоэнтروпный КПД участка процесса, его можно распределить равномерно между участками. Тогда величину КПД участка можно вынести из под знака суммы $L = \sum_{i=1}^n (L_{\text{изи}} / \eta_{\text{из.уч}})$, уравнение (3) запишется правильно:

$$L = \left(\sum_{i=1}^n L_{\text{изи}} \right) / \eta_{\text{из.уч}}.$$

Это значит, стоит задача связать общий изоэнтропный КПД процесса и изоэнтропный КПД его участков. $\pi_{\text{уч}}$ и $\eta_{\text{уч}}$ принимаются постоянными. Часто встречается ошибочное мнение, что произведение изоэнтропных КПД ступеней определяет общий изоэнтропный КПД агрегата, $\eta_{\text{из.уч}} = \sqrt[n]{\eta_{\text{из}}}$. В таком случае, с ростом числа участков n $\eta_{\text{из.уч}}$ должен сходиться к единице, но на самом деле $\eta_{\text{из.уч}}$ сходится к величине так называемого политропного КПД $\eta_{\text{пол}}$ при $n \rightarrow \infty$ ($\eta_{\text{из}} < \eta_{\text{пол}} < 1$) [15]. По выкладкам [14], а так же формулам газовой динамики выведена связь $\eta_{\text{из.уч}}$ и $\eta_{\text{из}}$:

$$\eta_{\text{из.уч}} = \frac{\sqrt[n]{e_k} - 1}{\sqrt[n]{[(e_k - 1) / \eta_{\text{из}}] + 1} - 1}, \quad (4)$$

где $e_k = \bar{c}_p / R$, \bar{c}_p – средняя эффективная теплоёмкость. Так как перед началом расчёта перепад действительных температур не известен, \bar{c}_p допустимо рассчитать при средней температуре изоэнтропного процесса. Для процессов расширения

$$\eta_{\text{из.уч}} = \frac{1 - [1 - \eta_{\text{из}}(1 - e_T)]^{1/n}}{1 - 1/\sqrt[n]{e_T}}. \quad (5)$$

Проверка формул (4), (5) осуществляется следующим образом: при расчёте компрессора $\eta_{\text{из.уч}}$ подбирается вручную так, чтобы отношение общей изоэнтропной работы к сумме действительных работ в участках равнялось $\eta_{\text{из}}$. Подобранный вручную значение сравнивается с расчётом по (4), должно обеспечиваться равенство.

3. Математическая модель теплового расчёта ГТУ с ПО

Необходимо выбрать усреднённые, наиболее характерные и приближённые к действительности значения величины недоохлаждения воздуха $\tau_k = T_{12} / T_1$ (см. рис. 1) и относительного аэродинамического сопротивления в ПО $\sigma = (1 - p_{12} / p_{21}) \cdot 100$, которые войдут в математическую модель постоянными. На основании анализа рекомендаций по тепловому расчёту ГТУ обширного круга авторов, показателей действующих установок в диапазоне мощностей 5–100 МВт, математического моделирования воздухоохладителя ГТ-100-750 в диапазоне степеней сжатия предвключённого компрессора 2...24 МПа, принято σ уравнивать 3% от входного давления. Принято допущение об отсутствии недоохлаждения относительно температуры окружающего воздуха ($\tau_k = 1$).

Перед расчётом естественно задать в исходных данных общий изоэнтропный КПД компрессора $\eta_{\text{из}}$. При этом в литературе отсутствуют указания и алгоритмы, как научно

обосновать выбор изоэнтروпных КПД каскадов компрессора $\eta_{из}^{(1)}$ и $\eta_{из}^{(2)}$. То есть, как связаны изоэнтропные КПД компрессора в целом, и части процесса с определённой степенью сжатия и начальными условиями. Если выбрать $\eta_{из}^{(1)}$ и $\eta_{из}^{(2)}$ произвольно или неправильно, нарушится энергетический баланс и изменится изначально заданный $\eta_{из}$. Предложен алгоритм:

1) задаётся количество элементарных участков сжатия в компрессоре n , и по формуле (4) вычисляется изоэнтропный КПД элементарного участка процесса $\eta_{из.уч}$ при общей степени сжатия π_k ;

2) определяется степень сжатия в элементарной ступени $\pi_{уч}$ – постоянная величина;

3) определяется число элементарных ступеней, укладываемых в первый каскад компрессора: $n1 = \log_{\pi_{уч}} \pi_k^{(1)}$;

4) решается обратная п.1 задача: по уже известному КПД элементарного участка процесса, степени сжатия в первом каскаде $\pi_k^{(1)}$ и числу ступеней $n1$ первого каскада определяется изоэнтропный КПД первого каскада по формуле

$$\eta_{из}^{(1)} = \pi_k^{(1) \frac{\bar{c}_p^{(1)}}{R}} / \left[\left(1 + \frac{n1 \sqrt{\pi_k^{(1) \frac{\bar{c}_p^{(1)}}{R}} - 1}}{\eta_{из.уч}} \right)^{n1} - 1 \right];$$

5) определяется число элементарных участков второго каскада $n2 = n - n1$;

6) обратная п.1 задача решается повторно по $\pi_k^{(2)}$, $n2$, для определения $\eta_{из}^{(2)}$.

Проверка достоверности алгоритма: двухкаскадный компрессор рассчитывается при отсутствии гидравлического сопротивления в теплообменнике и без охлаждения. При правильно распределённых $\eta_{из}^{(1)}$ и $\eta_{из}^{(2)}$ потребная мощность на привод такого компрессора не должна отличаться от мощности простого однокаскадного компрессора с той же π_k , $\eta_{из}$, и начальными параметрами воздуха.

4. Поиск оптимальной степени сжатия $\pi_{k\text{ опт}}$ в ГТУ с ПО

Решение данной задачи для установки простой схемы ГТУ широко представлено в литературе как аналитическими, так и численными методами. Для установки с ПО задача усложняется: на величину η_t и $L_{П}$ влияет не только π_k , но и выбор степени сжатия в первом каскаде компрессора $\pi_k^{(1)}$. В силу большого количества рекуррентных зависимостей, даже аналитическое решение данной проблемы требует вычисления 3–4 циклов итерации. Применяются упрощённые зависимости идеального газа. Усложнение расчётных формул невозможно. Численным способом в модели полуйдеального газа решена только задача выбора $\pi_{k\text{ опт}}^{(1)}$ при $\pi_k = \text{const}$ [15].

Разработанная авторами данной статьи математическая модель на языке *FORTRAN* с применением библиотеки численных методов *IMSL* решает задачу методом перебора – анализирует с определённым шагом все совокупности π_k и $\pi_k^{(1)}$, $\Delta\pi_k = 5 \dots 200$, и выбирает те, которые обеспечивают максимум η_t и $L_{П}$. Все дискретные зависимости аппроксимируются. Целевая функция представляет собой зависимость η_t , рис. 3, и $L_{П}$ от π_k при условии, что в рамках каждого постоянного π_k , $\pi_k^{(1)}$ определён оптимально.

Проведён поиск $\pi_{k\text{ опт}}$ в двух предположениях:

а) по уравнениям идеального газа, учитывая различие теплоемкостей воздуха и продуктов горения, определяя работу газа и конечную температуру процесса по теплоёмкости, найденной при средней температуре \bar{T} процесса. Учитывается методом последовательных приближений рекуррентная зависимость $\bar{c}_p = f(\bar{T})$. Такой подход является классическим при определении технико-экономических показателей ГТУ;

б) при учете неидеальных свойств газа, описанных в разделе 1 данной статьи.

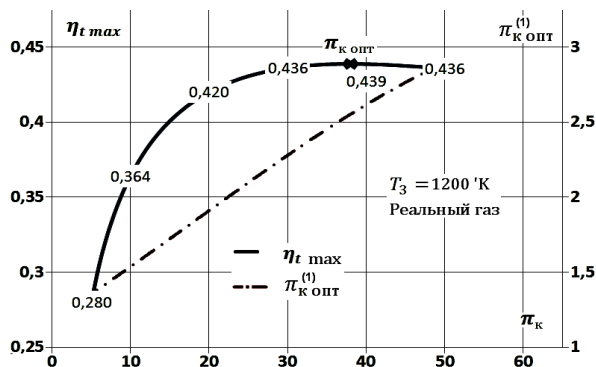


Рис. 3. Зависимость термического КПД ГТУ и оптимальной степени сжатия в первом каскаде от общей степени сжатия воздуха. Начальная температура продуктов сгорания 1200 К

Исходные данные расчёта: расход воздуха $G_B = 300$ кг/с; $T_1 = 290$ К; $p_1 = 0,1$ МПа; $T_{12} = 290$ К; $\sigma = 3\%$; $T_3 = 1100 \div 1600$ К; $\eta_{из,к} = 0,87$; изоэнтальный КПД турбины $\eta_{из,т} = 0,89$. Часть переменных варьируется для изучения их влияния на положение $\pi_{к\text{ опт}}$ и $\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$.

В результате расчёта наблюдаются высокие $\pi_{к\text{ опт}}$, пример для модели реального газа – в табл. 1. Это обусловлено низкой потребной работой компрессора $L_к$ в ГТУ с ПО, так как момент, когда скорость изменения роста $L_к$ с увеличением $\pi_к$ превысит скорость роста работы турбины $L_т$, запаздывает. Высокие $\pi_{к\text{ опт}}$ по η_t обеспечены эффективностью сжатия с высокой конечной температурой по затратам топлива в камере сгорания.

Таблица 1

Зависимость оптимальной степени сжатия от начальной температуры продуктов сгорания

T_3 , К	1100	1200	1300	1400	1500	1600
$\pi_{к\text{ опт}}(L_{т\text{ max}})$	16	20	25	31	38	47
$\pi_{к\text{ опт}}(\eta_t^{\text{max}})$	31	38	50	68	87	120

Зависимости $\eta_t = f(\pi_к)$, пример на рис. 3, и $L_{т\text{ max}} = f(\pi_к)$ имеют плато в районе оптимума $\pi_к$ (область, где значительное изменение $\pi_к$ незначительно меняет $L_{т\text{ max}}$ и η_t). Несмотря на небольшое уточнение (в пределах 5% относительных) величин $L_{т\text{ max}}$ и η_t , за счёт учёта реальных свойств газа, $\pi_{к\text{ опт}}$ меняется существенно. Данная особенность проявляется при всех начальных температурах продуктов сгорания T_3 . Идеальногазовая модель даёт завышенные значения $\pi_{к\text{ опт}}$ (табл. 2). Причиной разницы, в первую очередь, служит учёт влияния давления на c_p воздуха – с ростом $\pi_к$, в модели реального газа, c_p растёт быстрее не

только под влиянием растущей температуры, но и растущего давления, соответственно, быстрее растёт работа сжатия $\bar{c}_p(T_2 - T_1)$. Разница в рассчитанных $\pi_{к\text{ опт}}$ ощутимо меняет эксплуатационные свойства компрессора (металлоёмкость, потребное количество охлаждающей воды, надёжность и др.). Очевидно, поиск $\pi_{к\text{ опт}}$ ГТУ с ПО необходимо проводить в модели реального газа. Идеальногазовая модель кроме прочего даёт завышенные значения L_{Π}^{\max} и η_t^{\max} . Наличие плато на графике ставит вопрос о возможности снижения $\pi_{к}$ от оптимального значения без потери η_t и L_{Π} , как следствие, целесообразности применения регенерации совместно с ПО, включения ГТУ с ПО в парогазовую установку. На положение $\pi_{к\text{ опт}}$, и соответствующее $\pi_{к}^{(1)}$, оказывают влияние разные факторы, качественная сторона тенденций схематично приведена в табл. 3.

Таблица 2

Абсолютная ошибка определения $\pi_{к}$ / относительная погрешность по L_{Π}^{\max} и η_t^{\max} при применении модели идеального газа (в отличие от реального) в зависимости от характерных параметров ГТУ

Оптимизация по мощности							Оптимизация по термическому КПД						
T_3	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1100	1200	1300	1400	1500	1600	
T_1	223	6/3,2	10/3,4	17/3,7	28/3,9	34/4,1	45/4,4	19/4,2	30/4,3	40/4,7	52/2,7	64/3,0	64/3,3
	273	1/2,5	3/2,5	5/2,5	7/2,5	11/2,6	14/2,8	8/3,6	8/3,3	14/3,3	21/3,5	33/0,2	47/3,3
	323	1/1,3	1/1,2	1/1,3	2/1,3	3/1,4	5/1,5	2/2,1	3/1,9	3/2,0	6/2,1	7/2,3	16/2,6
$\tau_{к}$	1	1/1,67	2/1,2	3/1,7	4/1,8	7/1,9	10/2,1	4/2,6	7/2,4	10/2,5	13/2,7	24/3,0	39/3,3
	1,1	1/1,4	1/1,4	2/1,4	3/1,5	5/1,6	8/1,7	5/2,4	5/2,2	7/2,2	7/2,3	15/2,4	23/2,7
	1,2	0/1,1	1/1,2	2/1,2	2/1,2	3/1,3	4/1,3	5/1,7	10/1,8	6/1,9	6/2,0	8/2,1	18/2,2
σ	6	2/1,7	2/1,7	3/1,7	4/1,8	7/1,9	11/2,1	3/2,6	6/2,4	8/2,5	12/2,7	19/2,9	32/3,1
	9	1/1,7	2/1,7	3/1,7	4/1,8	7/1,9	10/2,1	4/2,6	4/2,4	7/2,5	12/2,7	19/2,9	29/3,1
$\eta_{\text{нз.к}}$	0,83	1/1,7	2/1,7	2/1,7	4/1,8	6/1,9	8/2,0	5/2,4	5/2,3	7/2,5	11/2,6	14/2,8	31/3,2
	0,89	2/1,7	2/1,7	3/1,8	6/1,9	8/2,0	12/2,1	4/2,7	7/2,5	12/2,6	16/2,8	29/-4,1	38/-7,2

Таблица 3

Характер влияния переменных на оптимальную степень сжатия - общую $\pi_{к\text{ опт}}$ и в первом

каскаде $\pi_{к}^{(1)}$

Изменение фактора	По критерию L_n^{\max} :			По критерию η_t^{\max} :		
	$\pi_{к\text{ опт}}$	$\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	L_n^{\max}	$\pi_{к\text{ опт}}$	$\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	η_t^{\max}
$\uparrow T_3$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\uparrow L_n^{\max}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\uparrow \eta_t^{\max}$
$\uparrow T_1$	$\downarrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\downarrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\downarrow L_n^{\max}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}$	-	$\downarrow \eta_t^{\max}$
$\uparrow \tau_{к}$	$\downarrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\downarrow L_n^{\max}$	$\downarrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\downarrow \eta_t^{\max}$
$\uparrow \sigma$	$\downarrow \pi_{к\text{ опт}}$	-	$\downarrow L_n^{\max}$	$\downarrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\downarrow \eta_t^{\max}$
$\uparrow \eta_{\text{нз}}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\uparrow L_n^{\max}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\downarrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\uparrow \eta_t^{\max}$

Положение $\pi_{к\text{ опт}}$ определяет баланс: по критерию L_{Π}^{\max} – потребной работы на сжатие и работы турбины; по критерию η_t^{\max} – L_{Π} и расхода топлива G_T опосредованно через конечную температуру сжатия. Разница в $\pi_{к\text{ опт}}$, определённых по моделям реального и идеального газа (табл. 2), также является переменной величиной, так что увеличивается с падением температур и ростом давлений. В связи с влиянием конечной температуры сжатия на η_t актуальна задача поиска оптимальной степени охлаждения воздуха в ПО. Анализ дал отрицательный результат, η_t , оценённый при оптимальных параметрах сжатия, неуклонно снижается при росте τ_k (табл. 4).

Таблица 4

Влияние степени охлаждения в ПО τ_{δ} на термический КПД η_t

T_3		1000	1200	1300	1400	1500	1600
η_t	$\tau_k = 1$	0,402	0,44	0,47	0,5	0,52	0,54
	$\tau_k = 1,1$	0,38	0,42	0,46	0,49	0,51	0,53
	$\tau_k = 1,2$	0,37	0,41	0,45	0,48	0,504	0,52

В литературных источниках встречается мнение, что при одинаковых степенях сжатия термический КПД ГТУ с ПО ниже, чем у установки простого цикла. Проведено сравнение величин L_{Π} и η_t для этих двух схем при оптимально рассчитанных степенях сжатия и прочих равных условиях. Благодаря применению описанной в разделе 3 модели распределения изоэнтропных КПД каскадов компрессора, $\eta_{\text{из.к}}$ остаётся постоянно равным для обеих схем ГТУ, независимо от соотношения $\pi_k^{(1)}/\pi_k^{(2)}$ в схеме с ПО. Предварительный расчёт $\pi_{к\text{ опт}}$ установки простого цикла показал необходимость применения модели реального газа при оптимизации по η_t . В интервале температур 1200 ÷ 1600 °К мощность ГТУ с ПО выше мощности ГТУ простой схемы в среднем на 22,9%. Термический КПД ГТУ с ПО выше в среднем на 8% (относительных). При этом $\pi_{к\text{ опт}}$ ГТУ с ПО в обоих случаях значительно выше, разница растёт с ростом T_3 .

Проведён анализ положения $\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$, соответствующей $\pi_{к\text{ опт}}$. Изучено влияние различных факторов на положение $\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$, результаты приведены в табл. 3. Для оптимизации по η_t характерно высокотемпературное сжатие с низким значением $\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$ и изменением его в узком диапазоне (для снижения затрат на топливо в камере сгорания). При оптимизации по L_{Π}^{\max} , $\pi_k^{(1)}$ определяется так, чтобы обеспечить равенство потребных работ каскадов. $\pi_k^{(1)}$ и $\pi_k^{(2)}$ примерно равны при $T_{12} = T_1$, при $T_{12} > T_1$ степени сжатия $\pi_k^{(1)}$ и $\pi_k^{(2)}$ перераспределяются так, чтобы минимизировать добавку работы в высокотемпературной части зависимости $c_p = f(T; p)$ (вследствие повышения средней температуры сжатия во втором каскаде компрессора). Рассмотрен характер зависимостей $L_{\Pi} = f(\pi_k^{(1)})$ и $\eta_t = f(\pi_k^{(1)})$ при неоптимальных значениях π_k . $\pi_k^{(1)}$ всегда, не зависимо от π_k , имеет оптимум по обоим критериям расчёта между двумя предельными неэффективными случаями: $\pi_k^{(1)} = 1$ (т.е. ГТУ простой схемы) и $\pi_k^{(1)} = \pi_k$. Это опровергает тезис о том, что при $\pi_k = \text{const}$ и прочих равных условиях, эффективность цикла с ПО ниже, чем у установки простого цикла. На положение

$\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$ влияет баланс двух основных факторов: затраты работы на привод компрессора и конечной температуры сжатия.

Выводы

1) Качество и форма уравнения процесса для расчёта адиабатного сжатия и расширения газа в ГТУ определяется уравнением адиабаты и уравнением состояния. В литературе не приводится уравнений, комплексно учитывающих факторы отклонения поведения газа от идеального. Неизбежны какие-либо условности и допущения.

2) Усовершенствованная численная модель расчёта по малым интервалам давления учитывает совокупно все проявления неидеальности рабочего тела, а также диссипацию энергии посредством изоэнтропного КПД агрегатов или показателя политропы.

3) Методика распределения изоэнтропных КПД каскадов компрессора пропорционально их степеням сжатия, термодинамическим параметрам, общей степени сжатия и заранее заданному общему изоэнтропному КПД теоретизирует задачу выбора изоэнтропных КПД каскадов компрессора ГТУ с ПО при тепловом расчёте.

4) Литературный анализ аналитических и численных моделей оптимизации степени сжатия в ГТУ с ПО по критериям η_t^{\max} , L_{π}^{\max} показал их некорректность. Разработанная численная модель позволяет строить зависимости $L_{\pi}, \eta_t = f(\pi_k)$ при условии одновременно оптимально распределённых $\pi_k^{(1)}$ и $\pi_k^{(2)}$.

5) Результаты расчётов показали высокие значения оптимальных степеней сжатия по L_{π}^{\max} и особенно по η_t^{\max} в ГТУ с ПО. Поиск $\pi_{к\text{ опт}}$ такой схемы должен проводиться только в модели реального газа. Также для простой схемы ГТУ оптимизация по η_t^{\max} должна проводиться с учётом неидеальных свойств. При оптимальных π_k и одинаковых T_3 ГТУ с ПО имеют существенно более высокую экономичность и полезную мощность по сравнению с установкой простого цикла.

Литература

1. Saidi A. Intercoolers in gas turbine systems and combi-processes for production of electricity //ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea, and Air. – American Society of Mechanical Engineers, 2000. – 10 p.
2. Carl Knopf. Modeling, Analysis and Optimization of Process and Energy Systems. John Willey & Sons, New Jersey, 2012. 488p.
3. Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Чернобровкин А.П. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. М.: Машиностроение, 1977. 447 с.
4. Yang B. et al. Exergy performance analyses of an irreversible two-stage intercooled regenerative reheated closed Brayton CHP plant //International Journal of Exergy. — 2014. — I. 14. — №. 4. — p. 459-483.
5. Al-Sood M. M. A., Matrawy K. K., Abdel-Rahim Y. M. Optimum operating parameters of an irreversible gas turbine cycle. // Journal of Engineering Sciences, Assiut University, Vol. 40 -2014- № 6 p.1695-1714.
6. Sarath R. Numerical analysis for the prediction on the effect of heat transfer characteristics of combined cycle gas turbine using inter cooler // Interntional Journal of Engineering Research and Reviews. - 2016. - Vol. 4, I. 2, p. 20-32.
7. Иванов В. А. Повышение эффективности стационарных и судовых газотурбинных установок // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и тех-нология. 2012. №2. С. 76–80.
8. Волощук В.А., Очков В.Ф., Орлов К.А. Термодинамическая оптимизация циклов некоторых ГТУ и ПГУ при помощи современных информационных технологий (Часть 1) //Новое в российской электроэнергетике. 2011. №. 7. С. 23–42.

9. Milind S. Patil et al. Thermal Performance of Reheat, Regenerative, Inter Cooled Gas Turbine Cycle // International Journal of Research in Mechanical Engineering & Technology. - 2015 - Vol. 5, Issue 2 p. 28-33.

10. Истомин В.А. Обобщенные показатели изэнтропии реального газа. //Теплофизика высоких температур. 1998. Том 36, выпуск 5. С. 732–739.

11. P.J. Linstrom. NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database Number 69, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, 20899, <http://webbook.nist.gov>, (retrieved October 12, 2015).

12. Шигапов А.Б. Стационарные газотурбинные установки тепловых электрических станций. Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2009. 416 с.

13. Назырова Р.Р. Исследование операций в оценке термодинамических характеристик. Казань: Изд. АБАК, 1999. 197 с.

14. Стечкин Б. С. и др. Теория реактивных двигателей. М.: Оборонгиз, 1956. 534 с.

15. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г. Стационарные газотурбинные установки: справочник. Ленинград: Машиностроение, 1989. 543 с.

16. Гулина С.А., Орлова Г.М., Орлов М.Ю. Особенности конвертирования авиационного двигателя в газотурбинный привод центробежного нагнетателя для магистрального газопровода // Вестник Самар. гос. техн. ун-та. Сер. технические науки. 2014. № 1 (41). С. 152–158.

Авторы публикации

Хасанов Нариман Гаязович – аспирант кафедры «Энергетическое машиностроение» (ЭМ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). E-mail: hasanovnariman@mail.ru.

Шигапов Айрат Багаудинович – д.т.н., профессор кафедры «Энергетическое машиностроение» (ЭМ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). E-mail: shigapov38@mail.ru.

References

1. Saidi A. Intercoolers in gas turbine systems and combi-processes for production of electricity //ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea, and Air. – American Society of Mechanical Engineers, 2000. – 10 p.

2. Carl Knopf. Modeling, Analysis and Optimization of Process and Energy Systems. John Wiley & Sons, New Jersey, 2012. 488p

3. Manushin Je.A., Mihal'cev V.E., Chernobrovkin A.P. Teorija i proektirovanie gazoturbinyh i kombinirovannyh ustanovok. M.: Mashinostroenie, 1977. 447 p.

4. Yang B. et al. Exergy performance analyses of an irreversible two-stage intercooled regenerative reheated closed Brayton CHP plant //International Journal of Exergy. — 2014. — I. 14. — №. 4. — p. 459-483.

5. Al-Sood M. M. A., Matrawy K. K., Abdel-Rahim Y. M. Optimum operating parameters of an irreversible gas turbine cycle. // Journal of Engineering Sciences, Assiut University, Vol. 40 -2014- № 6 p.1695-1714.

6. Sarath R. Numerical analysis for the prediction on the effect of heat transfer characteristics of combined cycle gas turbine using inter cooler // International Journal of Engineering Research and Reviews. - 2016. - Vol. 4, I. 2, p. 20-32.

7. Ivanov V. A. Povyshenie jeffektivnosti stacionarnyh i sudovyh ga-zoturbinyh ustanovok // Vestnik AGTU. Serija: Morskaja tehnika i teh-nologija. 2012. №2. p. 76-80.

8. Voloshhuk V. A., Ochkov V. F., Orlov K. A. Termodinamicheskaja optimi-zacija ciklov nekotoryh GTU i PGU pri pomoshhi sovremennyh informacionnyh tehnologij (Chast' 1) //Novoe v rossijskoj jelektrojenergetike. — 2011. — №. 7. — p. 23-42.

9. Milind S. Patil et al. Thermal Performance of Reheat, Regenerative, Inter Cooled Gas Turbine Cycle // International Journal of Research in Mechanical Engineering & Technology. - 2015 - Vol. 5, Issue 2 p. 28-33.

10. Istomin V. A. Obobshhennye pokazateli izojentropy real'nogo gaza. Teplo-fizika vysokih temperatur, 1998, tom 36, выпуск 5, p. 732–739.

11. P.J. Linstrom. NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database Number 69, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, 20899, <http://webbook.nist.gov>, (retrieved October 12, 2015).

12. Shigapov A.B. Stacionarnye gazoturbinnye ustanovki teplovyh jelektricheskikh stancij Kazan': Kazan. gos. jenerg. un-t, 2009., 416 p.

13. Nazyrova R.R. Issledovanie operacij v ocenke termodinamicheskikh harakteristik. Kazan. ABAK. 1999. 197 p.

14. Stechkin B. S., Kazandzhan P. K., Alekseev L. P. Teorija reaktivnyh dvigatelej. M.: Oborongiz. 1956. 534 p.

15. Arsen'ev L.V., Tyryshkin V.G. Stacionarnye gazoturbinnye ustanovki: spravochnik. Leningrad: Mashinostroenie, 1989. 543 p.

16. Gulina S.A., Orlova G.M., Orlov M.Ju. Osobennosti konvertirovanija aviacionnogo dvigatelja v gazoturbinnij privod centrobezhnogo nagnetatelja dlja magistral'nogo gazoprovoda. Vestn. samar. gos. tehn. un-ta. Ser. tehicheskie nauki. 2014. № 1 (41), p. 152-158.

Authors of the publication

Khasanov Nariman Gayazovich – graduate student of department «Power Engineering» of Kazan State Power Engineering University.

Shigapov Ayrat Bagautdinovich– Doc. Sci. (Techn.), Assoc. Prof. of department «Power Engineering» of Kazan State Power Engineering University.

Поступила в редакцию

29 декабря 2016 г.