

УДК 621.438.001.57

Согласованная оптимизация параметров охлаждаемой проточной части газовой турбины и параметров цикла ГТУ и ПГУ

А.М. Клер, Ю.Б. Захаров, Ю.М. Потанина

Институт систем энергетики СО РАН, Иркутск

E-mail: contain@mail.ru

В работе дана оценка эффективности согласованного решения задачи оптимизации параметров циклов газотурбинной и парогазовой установок и задачи оптимизации параметров проточной части турбины в одной общей комплексной задаче. Приведены результаты сравнения оптимизаций парогазовой установки при согласованной и отдельной оптимизациях, когда в начале оптимизируется газовая турбина, а потом паровая часть парогазовой установки. Результаты сравнения приведены в виде экономических показателей, показателей энергетической эффективности и удельных стоимостей. Используемые в работе модели расчета проточной части позволяют учитывать влияние жаропрочности сплавов, из которых изготовлены сопловые и рабочие лопатки ступеней газовой турбины, на экономическую и энергетическую эффективность.

Ключевые слова: комплексная оптимизация, оптимальная мощность, циклы ГТУ и ПГУ, проточная часть, перспективные сплавы, экономическая и энергетическая эффективность.

Введение

Современные мощные газотурбинные установки (ГТУ) создаются, в первую очередь, для работы в составе парогазовых установок (ПГУ), поэтому выбор параметров их термодинамического цикла должен производиться совместно с параметрами паротурбинной части ПГУ. Кроме того, они должны быть согласованы с параметрами охлаждаемой проточной части газовой турбины (ГТ).

Предлагаемые до последнего времени подходы к выбору указанных параметров предусматривали отдельную оптимизацию охлаждаемой проточной части ГТ [1–4] и параметров цикла ГТУ и ПГУ [5–13]. В работе [14] была предложена методика согласованной оптимизации параметров охлаждаемой проточной части ГТ и параметров цикла газотурбинной установки. Следует отметить, что эта методика не предполагает отказа от использования существующих детальных комплексов моделирования и оптимизации проточных частей газовых турбин [15, 16]. Используемые в ней описания процессов являются менее подробными, чем в указанных комплексах, но они гораздо более детальные, чем представления проточных частей ГТ в моделях оптимизации параметров цикла. Это позволяет получать более обоснованные решения по параметрам циклов с последующим уточнением параметров проточной части ГТ с использованием специализированных комплексов.

Суть методики [14] состоит в следующем. Формируются базовые наборы профилей сопловых и рабочих решеток. При этом входящие в эти наборы профили подбираются

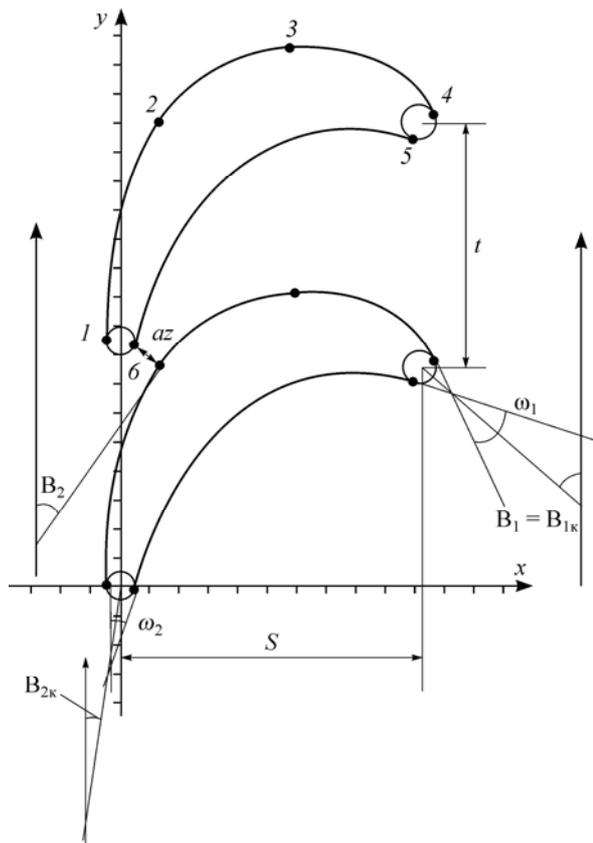


Рис. 1. Построение базового профиля.

B_2 — угол выхода потока рабочего тела, $B_{2к}$ — конструктивный угол выхода потока рабочего тела, B_1 — угол входа потока рабочего тела, $B_{1к}$ — конструктивный угол входа потока рабочего тела, az — выходная ширина выходного канала, ω_1 — входной угол заострения, ω_2 — выходной угол заострения, 1–2 — отрезок первой лемнискаты спинки, 2–3 — отрезок второй лемнискаты спинки, 3–4 — отрезок третьей лемнискаты спинки, 4–5 — отрезок окружности входной кромки, 5–6 — отрезок лемнискаты корыта, 6–1 — отрезок окружности выходной кромки, t — шаг (лопатки) профиля, S — ширина решетки.

таким образом, чтобы диапазоны изменения характеристик профилей в наборе (конструктивные углы входа и выхода и коэффициент конфузорности) как можно полнее охватывали множество возможных значений этих характеристик. Базовые профили могут выбираться из какого-либо каталога или определяться в результате решения специальных задач

нелинейного математического программирования (НЛП) по подбору коэффициентов кривых, описывающих профили. В работе используется описание профилей по методике, рассмотренной в [17], с помощью отрезков двух окружностей и четырех лемнискат четвертого порядка (рис. 1).

Математическое описание профилей включает уравнения соответствующих кривых и условия непрерывности и гладкости профиля в точках стыковки его отрезков, описываемых различными кривыми. Кроме того, в задачах сформулированы ограничения — неравенства, требующие, чтобы характерные углы профилей находились в допустимых пределах. В качестве целевых функций указанных задач принимаются коэффициенты конфузорности и конструктивные углы входа и выхода профиля, причем решаются задачи как на их минимум, так и на максимум. Следует отметить, что при формировании базовых профилей газодинамический расчет не проводится.

В работе [14] был предложен новый подход, позволяющий при оптимизации установки в целом непрерывно менять как параметры цикла, так и профили, оставаясь в рамках выпуклой задачи НЛП. Это дает возможность использовать для решения весьма эффективные градиентные методы НЛП, разработанные с учетом особенностей задач оптимизации параметров сложных теплоэнергетических установок [18]. Оптимизируемый (текущий) профиль сопловой или рабочей лопатки некоторой ступени предлагается определять как выпуклую линейную комбинацию базовых профилей. Для этого все базовые профили путем масштабирования приводятся к одинаковому расстоянию по оси x между центрами окружностей, используемых при формировании профиля. Указанное расстояние между центрами окружностей делится на достаточно большое число одинаковых интервалов. При значениях координаты x в точках, лежащих на границах между этими интервалами, определяются координаты y для верхней и нижней кривых,

образующих базовые профили. Координаты y точек текущего профиля с номером i , лежащих на верхней и нижней образующей оптимизируемого профиля, определяются из выражений

$$y_i^{\text{в опт}} = \sum_{j=1}^M r_j \cdot y_{ji}^{\text{вб}}, \quad (1)$$

$$y_i^{\text{н опт}} = \sum_{j=1}^M r_j \cdot y_{ji}^{\text{нб}}, \quad (2)$$

где $y_{ji}^{\text{вб}}$, $y_{ji}^{\text{нб}}$ — координаты по оси y точек с номером i верхних и нижних образующих j -го базового профиля, M — число базовых профилей, r_j — коэффициенты разложения, отвечающие условиям

$$0 \leq r_j \leq 1, \quad j = 1, \dots, M, \quad (3)$$

$$\sum_{j=1}^M r_j = 1. \quad (4)$$

Коэффициенты r_j при этом выступают в качестве оптимизируемых параметров. Очевидно, что r_1, \dots, r_{M-1} можно задать независимо, с учетом условий (3), а коэффициент r_M определить из условия (4). Знание координат точек x_i и y_i , лежащих на кривых, образующих оптимизируемый профиль, позволяет определить все его характеристики, необходимые для проведения газодинамических и прочностных расчетов, а также расчетов процессов теплообмена в охлаждаемых сопловых и рабочих лопатках. Помимо указанных коэффициентов разложения r_1, \dots, r_{M-1} для сопловых и рабочих лопаток каждой ступени в состав оптимизируемых параметров должны входить шаги между лопатками, определяющие абсолютные размеры профилей, средние диаметры сопловых и рабочих решеток ступеней, высоты лопаток, толщины стенок лопаток, расходы воздуха в охлаждаемые ступени, а также параметры цикла ГТУ и ПГУ.

Для решения поставленных оптимизационных задач по согласованной оптимизации параметров охлаждаемой проточной части ГТ и параметров циклов ГТУ и ПГУ была разработана математическая модель ГТ, включающая газодинамический расчет ступеней, расчет процессов теплообмена в охлаждаемых лопатках, аэродинамический расчет каналов охлаждающего воздуха и прочностной расчет сопловых и рабочих лопаток ГТ [14].

Постановка задачи

Целью настоящей работы является совместная оптимизация параметров охлаждаемой проточной части ГТ, параметров цикла и некоторых конструктивных характеристик ГТУ и ПГУ по критериям энергетической и экономической эффективности установки. Причем при оптимизации электрическая мощность ГТУ и ПГУ непосредственно не ограничивается. Оптимизация проводится с учетом ряда технологических ограничений, косвенно ограничивающих мощность. При таком подходе в процессе оптимизации определяются мощности ГТУ и ПГУ, при которых принятые критерии эффективности достигают наилучших значений. Поэтому можно сказать, что в процессе такой оптимизации определяются параметры ГТУ и ПГУ оптимальной мощности. Следует отметить, что при выполнении представленных в настоящей работе оптимизационных расчетов ограничения со стороны энергосистемы на мощность ГТУ и ПГУ не учитывались,

поскольку рассматривались без привязки к конкретной электроэнергетической системе. В случае, если эти требования для заданного района размещения энергоустановки будут нарушаться, их следует ввести в состав ограничений оптимизационных задач.

Для определения критериев экономической эффективности ПГУ помимо нахождения ее КПД и расхода топлива требуется также определять капиталовложения в установку. В работах [19, 20] капиталовложения в отдельные элементы ПГУ определялись через их удельные стоимости. Сюда относились удельные стоимости газовых турбин, воздушных компрессоров, паровых турбин, электрических генераторов, насосов (на единицу мощности), различных поверхностей теплообменников (на единицу массы или единицу площади). Таким образом определялись суммарные капиталовложения в установку. Указанный подход оправдан для элементов, удельная стоимость которых слабо меняется при оптимизации. К таким элементам относятся теплообменники котла-утилизатора, а также, с определенной степенью допущения, паротурбинная установка. Удельная стоимость элементов ГТУ простого цикла, как показал анализ, меняется при оптимизации весьма существенно. Вместе с тем в литературе не удалось найти зависимостей капиталовложения в ГТУ от ее основных параметров — степени сжатия воздуха в компрессоре, температуры газов перед турбиной и расхода воздуха через компрессор. Поэтому авторами предлагается на основе анализа известных стоимостей и параметров ГТУ различной мощности построение такой зависимости в виде

$$K_{\text{тек}} = K_{\text{баз}} \left(\frac{\pi_{\text{тек}}}{\pi_{\text{баз}}} \right)^{\eta_{\pi}} \left(\frac{T_{\text{тек}}}{T_{\text{баз}}} \right)^{\eta_T} \left(\frac{G_{\text{тек}}}{G_{\text{баз}}} \right)^{\eta_G}, \quad (5)$$

где $K_{\text{баз}}$, $\pi_{\text{баз}}$, $T_{\text{баз}}$, $G_{\text{баз}}$ — капиталовложения (с учетом инфляции), степень сжатия, температура продуктов сгорания на входе в ГТ, расход воздуха на входе в компрессор для ГТ, принятой за базовую; $K_{\text{тек}}$, $\pi_{\text{тек}}$, $T_{\text{тек}}$, $G_{\text{тек}}$ — те же величины для ГТУ, капиталовложения в которую требуется определить, η_{π} , η_T , η_G — соответствующие показатели степени. Эти показатели определялись по критерию минимума максимального относительного отклонения капиталовложений для пятнадцати ГТУ. Их значения определились как: $\eta_{\pi} = 0,3098$, $\eta_T = 0,425$, $\eta_G = 0,7712$. В качестве базовой принималась ГТУ Siemens V84.2 с параметрами $\pi_{\text{баз}} = 11$, $T_{\text{баз}} = 1060$ К, $G_{\text{баз}} = 360$ кг/с. Стоимость базовой ГТУ в ценах 2011 г. составляла 80,743 млн. долл. Электрическая мощность рассмотренных пятнадцати ГТУ изменялась в диапазоне 50–270 МВт, расходы воздуха через компрессор — 200–670 кг/с, степени сжатия — 10–25, температуры газа перед газовой турбиной — 1000–1700 К. Следует отметить, что максимальное относительное отклонение рассчитанной стоимости ГТУ от их известной стоимости составило 11 %.

Необходимо указать, что добиться того, чтобы зависимость (5) определяла абсолютно точно капиталовложения во все пятнадцать ГТУ практически невозможно из-за различия в комплектации оборудования, поставляемого разными фирмами и различных значений закладываемой ими нормы прибыли. Главное, что при расчетах капиталовложений вариантов ГТУ использовалась одна и та же зависимость.

В работе [19] при исследованиях энергетических установок предлагается решать три вида оптимизационных задач, которые применительно к рассматриваемым одноцелевым установкам могут быть сформулированы следующим образом.

1. Задача на минимизацию цены электроэнергии при заданном значении внутренней нормы возврата капиталовложений.
2. Задача на максимизацию КПД нетто энергоустановки (или минимизации расхода топлива на единицу отпущенной электроэнергии).
3. Задача на минимизацию удельных капиталовложений на единицу полезной электрической мощности.

Математические постановки указанных задач имеют следующий вид.

Задача 1. Требуется найти минимум цены электроэнергии

$$\min C^3(B_\Sigma, K, \mathcal{E}_\Sigma, C_T, \varepsilon, IRR_z) \quad (6)$$

при условиях:

$$H(y, x) = 0, \quad (7)$$

$$GL(y, x) \geq 0, \quad (8)$$

$$B_\Sigma = x_\alpha \cdot \tau_{исп}, \quad (9)$$

$$\mathcal{E}_\Sigma = y_l \cdot \tau_{исп}, \quad (10)$$

$$K = \psi(x, y, F), \quad (11)$$

$$x' \leq x \leq x'', \quad (12)$$

где C^3 — цена электроэнергии, обеспечивающая заданный уровень внутренней нормы возврата капиталовложений IRR_z , B_Σ — годовой расход топлива установкой, K — капиталовложения в установку, \mathcal{E}_Σ — годовой отпуск электроэнергии, C_T — цена топлива, ε — вектор экономических условий (ставка налога на прибыль, ставка амортизационных отчислений и др.), H — n -мерная векторная функция ограничений-равенств (уравнения материального и энергетического балансов, теплопередачи, свойств рабочих тел и др.), y — n -мерный вектор вычисляемых переменных (параметры рабочих тел и теплоносителей в различных точках технологической схемы и др.), x — вектор независимых оптимизируемых параметров (включает величины, определяющие конструктивные характеристики установки), GL — векторная функция ограничений-неравенств (ограничения на максимальную высоту лопаток ГТ, на углы расширения проточной части ГТ, предельную температуру металла лопаток ступеней турбины, неотрицательность коэффициентов r_j , на предельно допустимые температуры и механические напряжения металла труб теплообменников котла-утилизатора и др.), x_α — α -й компонент вектора x , соответствующий расходу топлива в камеру сгорания, $\tau_{исп}$ — число часов использования установленной мощности, y_l — l -ый компонент вектора y , равный полезной электрической мощности установки, F — вектор удельных стоимостей элементов установки.

Задача 2. Требуется найти минимум удельного расхода топлива (на единицу отпущенной электроэнергии)

$$\min \frac{x_\alpha}{y_l} \quad (13)$$

при условиях (7), (8), (12).

В качестве критерия эффективности в задаче 2 также может использоваться максимум КПД нетто.

Задача 3. Требуется найти минимум удельных капиталовложений

$$\min \left(K_{уд} = \frac{K}{y_l} \right) \quad (14)$$

при условиях (7), (8), (11), (12).

Среди трех рассмотренных оптимизационных задач основной является задача 1. Задачи 2 и 3 имеют вспомогательное значение и позволяют оценить диапазоны изменения оптимизируемых параметров и критериев эффективности.

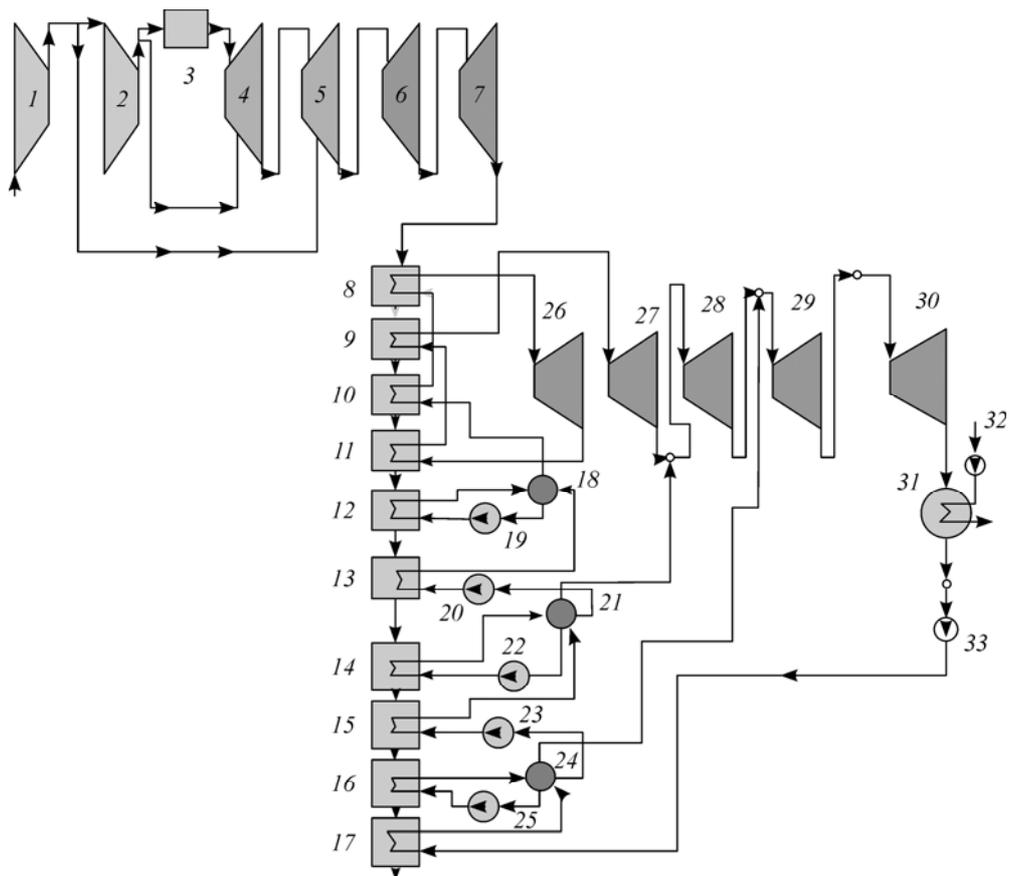


Рис. 2. Технологическая схема парогазовой установки.

1–2 — отсеки компрессора газовой турбины (ГТ), 3 — камера сгорания ГТ, 4, 5 — охлаждаемые ступени ГТ, 6, 7 — неохлаждаемые ступени ГТ, 8–17 — котел-утилизатор, 26–30 — отсеки паровой турбины, 18, 21, 24 — барабаны-сепараторы, 19, 20, 22, 23, 25, 32, 33 — насосы, 31 — конденсатор.

С использованием изложенного подхода проведены оптимизационные исследования ГТУ и ПГУ оптимальной мощности. Технологическая схема рассматриваемой ПГУ представлена на рис. 2. Технологическая схема ГТУ соответствует технологической схеме газотурбинной части ПГУ. В качестве материала сопловых и рабочих лопаток охлаждаемых ступеней ГТ в расчетах принят перспективный сплав ВЖМ6 [21]. Его прочностные свойства представлены в табл. 1.

На основании указанных данных, базируясь на методике [22], можно определить зависимость предельного напряжения от температуры и времени. В расчетах принималось, что время работы сопловых и рабочих лопаток должно быть не менее 50-ти тысяч часов. Поскольку срок эксплуатации установок с ГТ существенно выше 50-ти тысяч часов, то с такой периодичностью будут проводиться замены лопаточного аппарата ГТ.

Таблица 1

Предельная прочность сплава ВЖМ6 при различных температурах и временах нагрузки

Параметр	Значение					
	900	900	1000	1000	1100	1100
Температура материала, °С	900	900	1000	1000	1100	1100
Время работы, ч	100	1000	100	1000	100	100
Предельное напряжение при заданных температуре и времени работы, МПа	595	435	315	220	180	130

Это учтено при нахождении постоянной части эксплуатационных издержек, которая принималась равной 10 % от капиталовложений в установку. При расчете теплопередачи в лопатках охлаждаемых ступеней учитывался термобарьерный керамический слой толщиной 0,3 мм. Теплопроводность керамического слоя принималась 1,3 Вт/(м·К). При решении оптимизационной задачи учитывались следующие ограничения: высота рабочих лопаток ГТ не более 0,9 м, шаг рабочих и сопловых лопаток не менее 0,05 м, угол раскрытия проточной части для охлаждаемых ступеней ГТ не более 25°, угол раскрытия для неохлаждаемых ступеней не более 35°, давление продуктов сгорания на выходе из котла-утилизатора ПГУ не менее 0,104 МПа, влажность пара на выходе из последней ступени паровой турбины не более 14 %, скорость газа на выходе из сопловых лопаток ГТ не более скорости звука и др. Включение в состав ограничений требования о не превышении скорости газа в лопатках ГТ скорости звука связано с тем, что в качестве базовых профилей сопловых и рабочих лопаток в настоящей работе принимались профили, предназначенные для работы с дозвуковыми скоростями. В свою очередь выбор таких профилей для ГТ высокоэкономичных энергоустановок большой мощности, работающих в базисной части графика электрических нагрузок, обусловлен существенным увеличением потерь энергии в проточной части ГТ при сверхзвуковых скоростях.

Всего учитывалось 156 ограничений-неравенств при оптимизации ГТУ, а при оптимизации ПГУ — 229. Для каждой сопловой и рабочей решетки ГТ принималось по четыре базовых профиля. Всего при оптимизации учитывалось 130 оптимизируемых параметров для ГТУ и 166 — для ПГУ. Оптимизация проводилась по указанным выше критериям. Для проведения оптимизационных расчетов была принята следующая исходная информация. Цена топлива (природного газа) равнялась 100, 200 и 300 дол./т у.т. Удельная стоимость труб теплообменников, сделанных из перлитной стали, — 10 тыс. дол./т, теплообменников, сделанных из углеродистой стали, — 7 тыс. дол./т. Удельная стоимость паровой турбины — 100 дол./кВт (без стоимости конденсатора), насосов — 70 дол./кВт. Доля затрат на строительные-монтажные работы принята равной 30 % от стоимости изготовления оборудования. Доля стоимости неучтенного оборудования принята 40 % от стоимости основного оборудования. Внутренняя норма возврата капиталовложений — 15 %.

В соответствии с изложенным подходом выполнено три серии оптимизационных расчетов, результаты которых приведены в табл. 2. Каждая серия состоит из пяти расчетов: три расчета — по критерию минимума цены электроэнергии при цене топлива 100, 200 и 300 дол./т у.т.; один расчет — по критерию максимума КПД и один расчет по критерию минимума удельных капиталовложений. Для каждого варианта были определены значения не только того критерия, по которому он оптимизировался, но и четырех остальных критериев.

Первая серия оптимизационных расчетов проводилась для ГТУ. Вторая серия — для ПГУ, причем давление воздуха за компрессором, температура газа перед газовой турбиной, расход топлива в камеру сгорания газовой турбины в этой серии не оптимизировались, а принимались равными оптимальным значениям этих параметров в соответствующих оптимизационных расчетах первой серии. Третья серия расчетов проводилась для ПГУ и отличалась от второй тем, что в состав оптимизируемых были включены и три указанных выше параметра. Сопоставление результатов второй и третьей серии расчетов позволяет оценить эффективность согласованной оптимизации всех параметров цикла ПГУ и параметров проточной части ГТ (третья серия расчетов) по сравнению с эффективностью двухэтапной оптимизации, когда на первом этапе проводится согласованная оптимизация параметров цикла ГТУ и проточной части турбины (первая серия), а затем проводится отдельная оптимизация паровой части ПГУ (вторая серия). Следует отметить, что на практике, как правило, используется второй вариант оптимизации ПГУ, когда на первом этапе разрабатывается ГТУ, а на втором — для этой ГТУ разрабатывается паротурбинная часть, при этом зачастую в качестве критерия эффективности принимается максимум КПД.

Таблица 2

Основные результаты оптимизации по трем сериям расчетов

Показатель	Критерий эффективности, по которому проводилась оптимизация														
	Максимальный КПД			Минимум цены электроэнергии при различных ценах топлива (C_T)									Минимум удельных капиталовложений		
				$C_T = 300$ дол./т у.т.			$C_T = 200$ дол./т у.т.			$C_T = 100$ дол./т у.т.					
Номера серий расчетов															
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
КПД, %	42,18	61,01	63,02	40,08	59,17	57,36	39,75	57,34	54,69	38,32	54,74	53,3	31,3	47,15	46,57
Цена электроэнергии при различных ценах топлива, цент/кВт ч:															
– 300 дол./т у.т.	15,33	15,12	13,84	14,03	11,05	10,93	14,05	11,29	11,03	14,27	11,42	11,13	16,05	11,87	11,95
– 200 дол./т у.т.	12,42	13,19	11,89	10,97	8,97	8,79	10,96	9,16	8,78	11,07	9,17	8,83	12,13	9,27	9,32
– 100 дол./т у.т.	9,51	11,1	9,94	7,91	6,9	6,65	7,88	7,02	6,55	7,87	6,93	6,53	8,21	6,67	6,68
Оптимальная полезная мощность ГТУ, МВт	182,8	177,1	234,8	322,0	316,3	321,7	330,3	310,5	322,2	333,8	313,4	309,2	322,0	320,2	311,4
Оптимальная полезная мощность ПГУ, МВт	–	264,5	362,5	–	475,3	527,9	–	476,3	523,6	–	476,6	510,7	–	485,0	480,6
Удельные капиталовложения, дол./кВт	1264	1737	1531,5	929,4	924,1	863,8	917,3	933,9	822,7	894,3	898,2	809,4	822	779	774,7
Давление газа на входе в ГТ, МПа	3,27	3,27	2,84	2,4	2,4	1,62	2,33	2,33	1,41	2,08	2,08	1,23	1,11	1,11	1,01
Температура газа на входе ГТ, К	1829	1829	2041,1	1950	1950	1963	1950	1950	1924	1947	1947	1892	1841	1841	1842
Расход топлива в камеру сгорания ГТ, кг/с	8,65	8,65	11,48	16,03	16,03	18,37	16,58	16,58	19,11	17,38	17,38	19,12	20,53	20,53	20,73
Давление острого пара, МПа	–	15,9	19,7	–	16,93	17,4	–	16,94	15,7	–	14,9	15,4	–	12,27	11,48
Температура острого пара, К	–	836	808,2	–	789,3	805,6	–	785,3	786,1	–	778,8	739	–	767	780
Расход пара на паровую турбину, кг/с	–	54,28	79,1	–	96,69	128,8	–	102,5	130,2	–	102	129,9	–	106,7	108,5
Расход охлаждающего воздуха на первую ступень ГТ, кг/с	43,86	42,6	63,79	61,4	60,3	70,69	62,7	63,18	63,2	64,1	64,8	57,2	51,9	51	50,89
Расход охлаждающего воздуха на вторую ступень ГТ, кг/с	10,34	9,55	21,05	20,1	19,28	24,79	21,1	19,25	21,01	20,6	19,59	19,11	18,7	17,38	17,34
Полезная мощность ПТУ, МВт	–	87,37	127,7	–	158,9	206,2	–	165,8	201,4	–	163,2	201,5	–	164,8	169,3

Из анализа представленных результатов следуют следующие выводы.

1) При оптимизации ГТУ по критерию максимума КПД степень сжатия в компрессоре ГТУ существенно выше, чем при согласованной оптимизации ПГУ по тому же критерию. При этом температура газа перед ГТ в первом случае заметно ниже, чем во втором. Это объясняется влиянием ограничений на механические напряжения сопловых и рабочих лопаток первой ступени ГТ. Для максимизации КПД отдельно рассматриваемой ГТУ оптимальным оказывается повышение степени сжатия за счет снижения температуры газа. Для ПГУ, наоборот, оптимальным является повышение температуры за счет снижения степени сжатия.

2) Параметры газотурбинного цикла (в первую очередь степень сжатия воздуха в компрессоре), полученные в результате оптимизации ГТУ для всех критериев эффективности, существенно отличаются от параметров, полученных в результате согласованной оптимизации ПГУ.

3) Цена электроэнергии в оптимизационных расчетах третьей серии на 0,1–0,2 цент/кВтч ниже, чем в соответствующих расчетах второй серии. Из этого следует, что абсолютный эффект от согласованной оптимизации параметров газотурбинной и паротурбинной частей ПГУ с учетом объема годового отпуска электроэнергии находится в диапазоне от 3 до 6 млн. дол. в год. Гораздо больший экономический эффект (1,3–3,4 цента/кВтч) дает переход от оптимизации по КПД к оптимизации по экономическим критериям.

Заключение

1. Разработана методика совместной оптимизации параметров цикла ГТУ и ПГУ.
2. Предложен подход к оценке капиталовложений в газотурбинную установку (на основе обработки данных о стоимостях и параметрах пятнадцати ГТУ).
3. Рассмотрены задачи оптимизации ГТУ и ПГУ по различным критериям энергетической и экономической эффективности.
4. Проведены оптимизационные расчеты, и на их основе оценен экономический эффект от согласованной оптимизации параметров газотурбинной и паротурбинной частей ПГУ, а также от перехода с оптимизации по критерию максимума КПД к экономическим критериям.

Список литературы

1. **Бойко А.В.** Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин: расчеты, исследования, оптимизация, проектирование. Харьков: Изд-во ХПГУ, 1999. 360 с.
2. **Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Бурлака М.В.** Методы параметрической оптимизации навала направляющих турбинных лопаток. Харьков: Изд-во НТУ ХПИ. 2010. № 2. С. 13–21.
3. **Лапшин К.Л.** Оптимизация проточных частей паровых и газовых турбин. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. 177 с.
4. **Huttunen J., Jaakko L., Turunen-Saaresti T., Backman J.** Optimization of the mean radius flow path of a multi-stage steam turbine with evolution algorithms // *J. Thermal Sci.* 2011. Vol. 20, No. 4. P. 318–323.
5. **Can Gulen S.** A simple parametric model for the analysis of cooled gas turbines // *ASME J. Engng. Gas Turbines Power*, 2011. Vol. 133, No. 1. P. 011801-1–011801-13.
6. **Sanjay Y.** Investigation of effect of variation of cycle parameters on thermodynamic performance of gas-steam combined cycle // *Intern. J. Energy*. 2011. Vol. 36, No. 1. P. 157–167.
7. **Jordal K., Bolland O., Björn F.M., Torisson T.** Optimization with genetic algorithms of a gas turbine cycle with H₂-separating membrane reactor for CO₂ capture // *Intern. J. Green Energy*. 2005. Vol. 2. P. 167–180.
8. **Srinivas T.** Thermodynamic modelling and optimization of a dual pressure reheat combined power cycle // *Sadhana*. 2010. Vol. 35, No. 5. P. 597–608.
9. **Bojici L., Neaga C.** Technical optimization of a two-pressure level heat recovery steam generator // *U.P.B. Sci. Bull., Series D*. 2012. Vol. 74, No. 2. P. 209–216.
10. **Kavanagh R.M., Parks G.T.** A systematic comparison and multi-objective optimization of humid power cycles. Part I. Thermodynamics // *ASME J. Engng Gas Turbines Power*. 2009. Vol. 131. P. 041701–041711.

11. **Kler A.M., Potanina Y.M.** Technical and economic studies on the optimization of prospective coal-fired power stations // Intern. J. of Global Energy Issues. UK: Inderscience Enterprises Ltd, 2003. Vol. 20, No. 4. P. 340–352.
12. **Накоряков В.Е., Ноздренко Г.В., Щинников П.А., Боруш О.В., Кузьмин А.Г.** Комплексные технико-экономические исследования ПГУ с поточными газификаторами // Изв. РАН. Энергетика. 2010. № 4. С. 184–193.
13. **Toffolo A., Lazaretto A.** Evolutionary algorithms for multi-objective energetic and economic optimization in thermal system design // Energy. 2002. Vol. 27, No. 6. P. 549–569.
14. **Клер А.М., Захаров Ю.Б.** Оптимизация параметров цикла ГТУ и конструктивных параметров проточной части газовой турбины с охлаждаемыми сопловыми и рабочими лопатками // Теплофизика и аэромеханика. 2012. Т. 19, № 4. С. 449–459.
15. **Korakianitis T., Namakhan I.A., Rezaenia M.A., Wheeler A.P.S., Avital E.J., Williams J.J.R.** Design of high-efficiency turbomachinery blades for energy conversion devices with the three-dimensional prescribed surface curvature distribution blade design (CIRCLE) method // Applied Energy. 2012. Vol. 89, No. 1. P. 215–227.
16. **Joly M.M., Verstraete T., Paniagua G.** Differential evolution based soft optimization to attenuate vane–rotor shock interaction in high-pressure turbines // Applied Soft Computing. 2013. Vol. 13, No. 4. P. 1882–1891.
17. **Копелев С.З.** Основы проектирования турбин авиадвигателей. М.: Машиностроение, 1988. С. 201–232.
18. **Клер А.М., Деканова Н.П., Щеголева Т.П., Корнеева З.З., Лачкова Т.И.** Методы оптимизации сложных энергетических установок. Новосибирск: Наука, 1993. 116 с.
19. **Клер А.М., Потанина Ю.М., Максимов А.С.** Учет переменного характера тепловых нагрузок при оптимизации теплофикационных энергетических установок // Теплоэнергетика. 2012. № 7. С. 1–7.
20. **Клер А.М., Деканова Н.П., Тюрина Э.А. и др.** Теплосиловые системы: оптимизационные исследования / Отв. ред. Э.А. Таиров Новосибирск: Наука, 2005. 236 с.
21. **Каблов Е.Н., Петрушин Н.В., Светлов И.Л., Демонис И.М.** Никелевые литейные жаропрочные сплавы нового поколения // Авиационные материалы и технологии. М.: ВИАМ, 2012. С. 24.
22. **Вьюнов С.А., Гусев Ю.И.** Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1989. С. 228–258.

*Статья поступила в редакцию 12 июня 2013 г.,
после доработки — 18 ноября 2013 г.*