

5. Matviienko, V. Cogenerative GTE with turbocompressor utilize [Текст]/ V. Matviienko//Korea Institute of Machinery Materials. – Daejeon, 2006. – P.92-93.
6. Матвієнко, В.Т. Теплові схеми енергетичних газотурбінних комплексів для забезпечення енергією технологічного обладнання морських бурових платформ [Текст]/ В.Т. Матвієнко// Нафтова і газова промисловість. –2000. № 3. –С. 21-23.
7. Ревзин, Б.С. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты [Текст]/ Б.С. Ревзин//М.: Недра, 1986. – 215 с.
8. Котляр, И.В. Частичные и переходные режимы работы судовых газотурбинных установок [Текст]/ И.В. Котляр//Л.: Судостроение, 1966. –290 с.
9. Matviienko, V. Variable regimes operation of cogenerative gas-turbine engines with overexpansion turbine [Текст]/ V.Matviienko, V.Ocheretuanij //Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power of Land, Sea and Air GT2010, June 14-18, 2010, Glasgow, UK, GT 2010-22029. – 8 pp.

**Представлено методіку узгодженої оптимізації параметрів циклів ГТУ і ПГУ і параметрів охолоджуваної проточної частини газової турбіни. В рамках цієї методіки проведені оптимізаційні розрахунки схем ГТУ і ПГУ. Представлено результати розрахунків з висновками про перевагу оптимізації за даною методикою**

**Ключові слова: оптимізація ПГУ, оптимізація проточної частини, система охолодження проточної частини, ціна електроенергії**

**Представлена методика согласованной оптимизации параметров циклов ГТУ и ПГУ и параметров охлаждаемой проточной части газовой турбины. В рамках этой методіки проведены оптимизационные расчеты схем ГТУ и ПГУ. Представлены результаты расчетов с выводами о преимуществе оптимизации по данной методике**

**Ключевые слова: оптимизация ПГУ, оптимизация проточной части, система охлаждения проточной части, цена электроэнергии**

УДК 621.311.23+621.438

# ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПГУ И СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

**А. М. Клер**

Доктор технических наук, профессор, заведующий отделом теплосиловых систем\*

e-mail: kler@isem.sei.irk.ru

**Ю. Б. Захаров**

Старший инженер\*

e-mail: contain@mail.ru

**Ю. М. Потанина**

Старший научный сотрудник\*

e-mail: julia@isem.sei.irk.ru

\*Институт систем энергетики

им. Л.А. Мелentyева СО РАН

ул. Лермонтова, 130, Иркутск-33, 664074

## 1. Введение

Современные мощные газотурбинные установки (ГТУ) создаются, в первую очередь, для работы в составе 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 раздельную оптимизацию охлаждаемой проточной части ГТ [1-4], параметров цикла ГТУ и ПГУ [5-13], параметров цикла и системы охлаждения газовой турбины [14, 15]. В работе [16] предложена методика согласованной оптимизации параметров охлаждаемой проточной части ГТ и параметров цикла газотурбинной установки.

Следует отметить, что предлагаемая в работе [16] методика не предполагает отказ от использования существующих детальных комплексов моделирования

и оптимизации проточных частей газовых турбин [17, 18]. 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, а затем уточнить параметры проточной части ГТ с использованием специализированных комплексов.

Суть методіки [16] состоит в следующем. Формируются базовые наборы профилей сопловых и рабочих решёток. При этом входящие в эти наборы профили подбираются таким образом, чтобы диапазоны изменения характеристик профилей в наборе (конструктивные углы входа и выхода и коэффициент конфузности) 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, опи-

сывающих профили. В работе используется описание профилей по методике, рассмотренной в [19] с помощью отрезков двух окружностей и четырёх лемнискат четвёртого порядка (рис. 1).

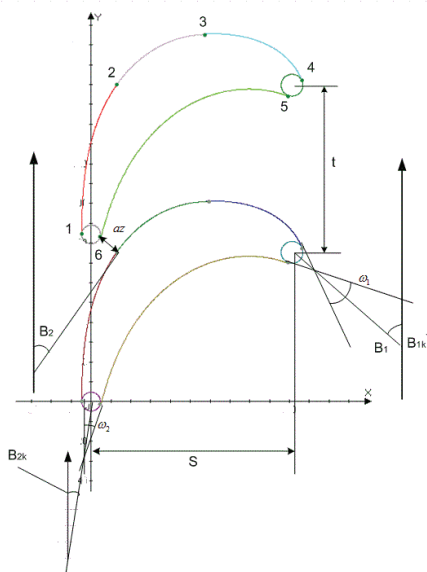


Рис. 1. Профиль лопатки ГТ

$B_{2k}$  – конструктивный угол выхода потока рабочего тела,  $B_1$  – угол входа потока рабочего тела,  $B_{1k}$  – конструктивный угол входа потока рабочего тела,  $\alpha z$  – выходная ширина выходного канала,  $\omega_1$  – входной угол заострения,  $\omega_2$  – 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.

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 конфузурности и конструктивные углы входа и выхода профиля, причём решаются задачи, как на их минимум, так и на максимум. Следует отметить, что при формировании базовых профилей газодинамический расчёт не проводится.

В [16] 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 даёт возможность использовать для решения весьма эффективные градиентные методы НЛП, разработанные с учётом особенностей задач оптимизации параметров сложных теплоэнергетических установок [20].

Оптимизируемый (текущий) профиль сопловой или рабочей лопатки некоторой ступени предлагается определять как выпуклую линейную комбинацию базовых профилей. Для этого все базовые профили

путём 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

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

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

где  $y_{ji}^{вб}$ ,  $y_{ji}^{нб}$  – 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

$$0 \leq r_j \leq 1, j=1, M, \tag{3}$$

$$\sum_{j=1}^M r_j = 1. \tag{4}$$

Коэффициенты  $r_j$  при этом выступают в качестве оптимизируемых параметров. Очевидно, что  $r_1, \dots, r_{M-1}$  можно задать независимо, с учётом 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 расчёт ступеней, расчёт процессов теплообмена в охлаждаемых лопатках, аэродинамический расчёт каналов охлаждающего воздуха и прочностной расчёт сопловых и рабочих лопаток ГТ [16].

## 2. Постановка задачи

Целью настоящей работы является совместная оптимизация параметров охлаждаемой проточной части ГТ, параметров цикла и некоторых конструктивных ха-

рактических ГТУ и ПГУ по критериям энергетической и экономической эффективности установки. Причём при оптимизации электрическая мощность ГТУ и ПГУ непосредственно не ограничивается. Оптимизация проводится с учётом 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.

Для определения критериев экономической эффективности ПГУ, кроме нахождения её КПД и расхода топлива, требуется также определять капиталовложения в установку. В ранее выполненных работах авторов [21, 22] 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) или различных поверхностей теплообменников (на единицу массы или единицу площади). Таким образом, получались 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 определённой 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 её основных параметров (степени сжатия воздуха в компрессоре, температуры газов перед турбиной и расхода воздуха через компрессор). Поэтому, на основе анализа известных стоимостей и параметров ГТУ различной мощности авторы построили такую зависимость вида

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

где  $K_{\text{баз}}$ ,  $\pi_{\text{баз}}$ ,  $T_{\text{баз}}$ ,  $G_{\text{баз}}$  - капиталовложения (с учётом 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,  $\eta_{\pi}$ ,  $\eta_T$ ,  $\eta_G$  - соответствующие показатели степени. Эти показатели определялись по критерию минимума максимального относительного отклонения капиталовложений для 15-ти 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 15 ГТУ изменялась в диапазоне 50-270 МВт, расходы воздуха через компрессор в диапазоне 200-670 кг/с, степени сжатия в диапазоне 10-25, температуры газа перед газовой турбиной в диапазоне 1000-1700 К. Следует отметить, что максимальное относительное отклонение рассчи-

танной стоимости ГТУ от их известной стоимости составило 11%.

Необходимо указать, что добиться того, чтобы зависимость (5) определяла абсолютно точно капиталовложения во все 15 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 [21] 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

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

при условиях:

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

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

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

$$\mathcal{E}_{\Sigma} = y_{\text{исп}} \cdot T, \quad (10)$$

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

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

где  $C^3$  - цена электроэнергии, обеспечивающая заданный уровень внутренней нормы возврата капиталовложений  $IRR_z$ ;  $B_{\Sigma}$  - годовой расход топлива установкой;  $K$  - капиталовложения в установку;  $\mathcal{E}_{\Sigma}$  - годовой отпуск электроэнергии;  $C^T$  - цена топлива;  $\epsilon$  - 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);  $G$  - векторная функция ограничений-неравенств (ограничения на максимальную высоту лопаток ГТ, на углы расширения проточной части ГТ, предельную температуру металла лопаток ступеней турбины, неотрицательность коэффициентов  $\gamma$ , на предельно допустимые температуры и механические

напряжения металла труб теплообменников котла-утилизатора и др.);  $x_\alpha$  –  $\alpha$ -ый компонент вектора  $x$ , соответствующий расходу топлива в камеру сгорания;  $T_{исп}$  – число часов использования установленной мощности;  $y_l$  –  $l$ -ый компонент вектора  $y$ , равный полезной электрической мощности установки;  $S$  – вектор удельных стоимостей элементов установки.

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

$$\min \frac{x_a}{y_1} \tag{13}$$

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

$$\min \left( K_{уд} = \frac{K}{y_1} \right) \tag{14}$$

при условиях (7), (8), (11),(12).

Среди трех рассмотренных оптимизационных задач основной является задача 1. Задача 2 и 3 имеет вспомогательное значение и позволяет оценить диапазоны изменения оптимизируемых параметров и критериев эффективности.

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 ВЖМ 6 [23]. Его прочностные свойства представлены в табл. 1.

Таблица 1

Предельная прочность сплава ВЖМ6 при различных температурах и времени 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

На основании указанных данных, базируясь на методике [24], можно определить зависимость предельного напряжения от температуры и времени. В расчетах принималось, что время работы сопловых и рабочих лопаток должно быть не менее 50 тысяч часов. При расчете теплопередачи в лопатках охлаждаемых ступеней учитывался термомеханический керамический слой толщиной 0,3 мм. Теплопроводность керамического слоя принималась 1,3 Вт/м. При решении оптимизаци-

онной задачи учитывались следующие ограничения: высоты 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°, скорость газа на выходе из сопловых лопаток ГТ не более скорости звука, 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% и др.

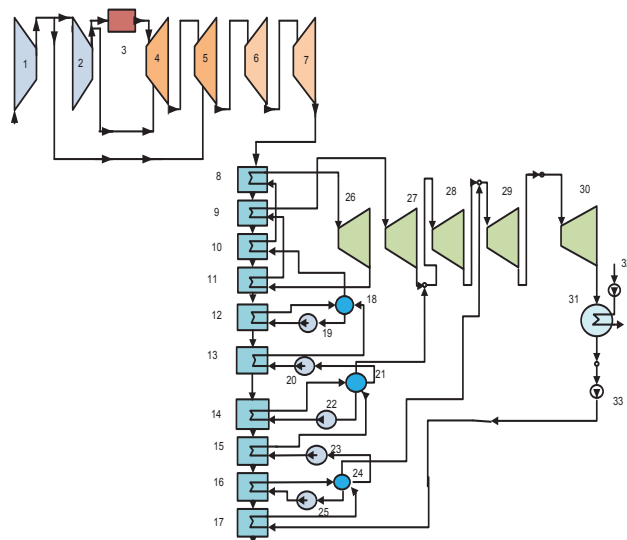


Рис. 2. Технологическая схема парогазовой установки: 1–2—отсеки компрессора газовой турбины (ГТ); 3 – камера сгорания ГТ; 4, 5 – охлаждаемые ступени ГТ; 6, 7 – неохлаждаемые ступени ГТ; 8–17—котел-утилизатор; 26–30 – отсеки паровой турбины; 18, 21, 24 – барабаны-сепараторы; 19, 20, 22, 23, 25, 32, 33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

Всего при оптимизации ГТУ учитывалось 156 ограничений-неравенств, а при оптимизации ПГУ-229 ограничений - неравенств. Для каждой сопловой и рабочей решетки ГТ принималось по 4 базовых профиля. Всего при оптимизации учитывалось 130 оптимизируемых параметров для ГТУ и 166 параметров 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%.

### 3. Анализ полученных результатов

В соответствии с изложенным подходом выполнено три серии оптимизационных расчетов результаты, кото-

рых приведены в табл. 2. Каждая серия состоит из пяти расчетов: три расчета по критерию минимума цены электроэнергии при цене топлива 100 дол./т у.т., 200 дол./т у.т 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 этим 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.

Анализ представленных результатов показывает, что:

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.

Таблица 2

Основные результаты оптимизации по трем сериям расчётов

Показатель	Критерий эффективности, по которому проводилась оптимизация														
	Максимальный КПД			Минимум цены электроэнергии при различных ценах топлива (C <sub>T</sub> )									Минимум удельных капиталовложений		
				C <sub>T</sub> =300 дол./т у.т.			C <sub>T</sub> =200 дол./т у.т.			C <sub>T</sub> =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 1-ую 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 2-ую 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

Для ПГУ же, 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 3,0 до 6,0 млн. дол. в год. Гораздо больший экономический эффект (1.3-3.4 цента/кВт ч) дает переход от оптимизации по КПД к оптимизации по экономическим критериям.

#### 4. 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 15-и ГТУ)
3. Рассмотрены задачи оптимизации ГТУ и ПГУ оптимальной мощности 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.

#### Литература

1. Бойко, А. В. Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин: расчеты, исследования, оптимизация, проектирование [Текст] / А.В. Бойко. – Х. : ХПГУ, 1999. – 360 с.
2. Бойко, А. В. Методы параметрической оптимизации навала направляющих турбинных лопаток [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, М. В. Бурлака // Вестник нац. технического университета “ХПИ” – 2010, №2. – 13–21 с.
3. Лапшин, К. Л. Оптимизация проточных частей паровых и газовых турбин [Текст] / К. Л. Лапшин. – СПб. : Изд-во Политехнического университета, 2011. – 177 с.
4. Huttunen, J. Optimization of the mean radius flow path of a multi-stage steam turbine with evolution algorithms [Текст] / J. Huttunen, L. Jaakko, T. Turunen-Saaresti, J. Backman, // Journal of Thermal Science – 2011. - Т. 20(4). – 318-323 с.
5. Can Gulen, S. A Simple Parametric Model for the Analysis of Cooled Gas Turbines [Текст] / S. Can Gulen // J. Eng. Gas Turbines Power. – 2011. – Т. 133(1). – 1-13 с.
6. Sanjay Y. Investigation of effect of variation of cycle parameters on thermodynamic performance of gas-steam combined cycle [Текст] / Y. Sanjay // International Journal Energy, – 2011. – Т. 36(1). – 157-167 с.
7. Jordal, K. Optimization with genetic algorithms of a gas turbine cycle with H<sub>2</sub>-separating membrane reactor for CO<sub>2</sub> capture [Текст] / K. Jordal, O. Bolland, F. M. Björn T. Torisson // International Journal of Green Energy, – 2005. – Т. 2(2). – с.167-180.
8. Srinivas, T. Thermodynamic modelling and optimization of a dual pressure reheat combined power cycle [Текст] / Srinivas T. // Sadhana, – 2010. – Т. 35(5). – 597–608 с.
9. Bojici, L. Technical optimization of a two-pressure level heat recovery steam generator [Текст] // L. Bojici, C. Neaga // U.P.B. Sci. Bull., – 2012. – Т. 74 (2). – 209–216 с.
10. Kavanagh, R. M. A Systematic Comparison and Multi-objective Optimization of Humid Power Cycles: Part I – Thermodynamics [Текст] / R. M. Kavanagh, G. T. Parks // ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, – 2009. – Т. 131 (4) – 1-13 с.
11. Kler, A.M., Technical and economic studies on the optimization of prospective coal-fired power stations [Текст] / A. M. Kler, Y. M. Potanina // International Journal of Global Energy Issues, – 2003, Т. 20.(4), – 340-352 с.
12. Накоряков, В. Е. Комплексные технико-экономические исследования ПГУ с поточными газификаторами [Текст] / В.Е. Накоряков, Г. В. Ноздренко, П. А. Щинников, О. В. Боруш, А. Г. Кузьмин // Известия РАН. Энергетика. – 2010. – №4 – 184–193 с.
13. Toffolo, A. Evolutionary algorithms for multi-objective energetic and economic optimization in thermal system design [Текст] / A. Toffolo, A. Lazaretto // Energy. – 2002. –Т.27(6). – 549-569 с.
14. Cleeton, J. P. E. Blade cooling optimisation in humid-air and steam-injected gas turbines [Текст] / J. P. E. Cleeton, R. M. Kavanagh, G.T. Parks // Applied Thermal Engineering. – 2009. –Т.29. (16). – 3274-3283 с.
15. Ghigliazza, F. Thermoeconomic impact on combined cycle performance of advanced blade cooling systems [Текст] / F. Ghigliazza, A. Traverso, A. F. Massardo // Applied Energy. – 2009. – Т.86 (10). – 2130-2140 с.
16. Клер, А. М. Оптимизация параметров цикла ГТУ и конструктивных параметров проточной части газовой турбины с охлаждаемыми сопловыми и рабочими лопатками [Текст] / А. М. Клер Ю. Б. Захаров // Теплофизика и аэромеханика— 2012. –Т. 19, №4. – 449–459 с.
17. Korakianitis, T. Design of high-efficiency turbomachinery blades for energy conversion devices with the three-dimensional prescribed surface curvature distribution blade design (CIRCLE) method [Текст] / T. Korakianitis, I.A. Hamakhan, M.A. Rezaenia, A.P.S. Wheeler, E.J. Avital, J.J.R. Williams // Applied Energy. – 2012. – Т.89(1). – 215–227 с.
18. Joly, M. M. Differential evolution based soft optimization to attenuate vane-rotor shock interaction in high-pressure turbines / M. M. Joly, T. Verstraete, G. Paniagua // Applied Soft Computing. – 2013. – Т.13(4). – 1882–1891 с.

19. Основы проектирования турбин авиадвигателей [Текст] / А. В. Дервянко, В. А. Журавлев, В. В. Зикеев, В. В. Князев, С. З. Копелев, Д. В. Кудрявцев ; под общ. Ред. С. З. Копелева – М. : Машиностроение, 1988. – 328 с.
20. Методы оптимизации сложных теплоэнергетических установок [Текст] / А. М., Клер, Н. П. Деканова Т. П. Щёголева, З. Р. Корнеева, Т. И. Лачкова. – Н. : Наука, 1993. – 116 с.
21. Клер, А.М., Учет переменного характера тепловых нагрузок при оптимизации теплофикационных энергетических установок [Текст] / А. М. Клер, Ю. М. Потанина, А. С. Максимов // Теплоэнергетика. –012, № 7. - 1-7 с.
22. Теплосиловые системы: Оптимизационные исследования [Текст] / А. М. Клер, Н. П. Деканова, Э. А. Тюрина и др. Н. ; Наука, 2005. –236 с.
23. Каблов, Е. Н. Никелевые литейные жаропрочные сплавы нового поколения [Текст] / Е. Н. Каблов, Н. В. Петрушин, И. Л. Светлов, И. М. Демонис // Журнал авиационные материалы и технологии. – 2012. – №6. – 1–24 с.
24. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей [Текст] : учеб, пособие / С. А. Вьюнов, Ю. И. Гусев, А. В. Карпов. – М. : Машиностроение, 1989. –368 с.

*Розглянуто особливості досить ефективного способу заглушення небажаних вібрацій турбінних лопаток шляхом введення додаткових демпфувальних елементів до їх зв'язок. Для детального вияву процесів демпфування в Інституті термомеханіки Академії наук Чеської Республіки було підготовлено та проведено динамічні випробування пакета з п'яти турбінних лопаток. Експериментальним дослідженням передувало математичне моделювання процесу системи з п'яти приєднаних мас*

*Ключові слова: вібрація лопаток, демпфувальні елементи, гума, експеримент, математична модель*

*Рассмотрены особенности достаточно эффективного способа подавления нежелательных вибраций турбинных лопаток путем введения дополнительных демпфирующих элементов в их связке. Для детального выявления процессов демпфирования в Институте термомеханики ASCR были подготовлены и проведены динамические испытания пакета из пяти турбинных лопаток. Экспериментальным исследованиям предшествовало математическое моделирование процесса системы из пяти присоединенных масс*

*Ключевые слова: вибрация лопаток, демпфирующие элементы, резина, эксперимент, математическая модель*

УДК 539.3

# MATHEMATICAL MODEL OF BLADES BUNDLE WITH DAMPING CONNECTIONS

**Ludek Pesek**

PhD in Technical\*

**Ladislav Pust**

Doctor of technical sciences, Academician of the Academy of sciences of Czech Republic\*

**Zhan Tsybulka**

Engineer\*

**Vítězslav Bula**

Engineer\*

\*Institute of Thermomechanics AS CR, v.v.i., Dolejškova 5, 18200 Praha 8

## 1. Introduction

The complex dynamic research of a turbo-machine blades and bladed disks becomes very important with the increase demands on higher power and longer life of steam and gas turbines. The Institute of Thermomechanics ASCR works for many years on the theoretical, numerical and experimental research of means for reduction of undesirable vibrations of blades. The main attention has been concentrated on using blade damping heads, connected either by friction contact or by means of various type of inserted damping elements. Laboratory models of rotating bladed disc, the various combinations of blades bundle without rotation, analytical and numerical (FEM) methods were used to solve complex dynamic problems including non-linear stiffness and damping characteristics, contact pressures, micro-slips, impacts, etc. [1–4].

Many of these problems were solved also in the frame of scientific cooperation between Academy of Sciences of

Czech Republic and National Academy of Sciences Ukraine during the last three years.

A small part of these works is presented in this paper. It is oriented on the dynamic study of five-blades-model with the blades heads connected by inserted special rubber damping elements.

## 2. Vibrations of blades bundle – experimental model

The experimental set consists of five models of blades with shroud heads rigidly fastened to a steel plate basement, Fig. 1a. and are excited by electro-magnets seen in Fig. 1b.

Inserted damping elements made of special rubber VITON known for its resistance against high temperatures (up to  $T=220^{\circ}\text{C}$ ) and against many aggressive chemicals and oils. Mechanical properties of this material depend strongly on the temperature and frequency and therefore the