

На правах рукописи

**Захаров Юрий Борисович**

**СОГЛАСОВАННАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА ГТУ И ПГУ И  
ПАРАМЕТРОВ ОХЛАЖДАЕМОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ**

**Специальность 05.14.01 - Энергетические системы и комплексы**

**АВТОРЕФЕРАТ**

**диссертации на соискание ученой степени**

**кандидата технических наук**

**Иркутск – 2012**

**Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном учреждении науки  
Институте систем энергетики им. Л.А. Мелентьева  
Сибирского отделения Российской Академии наук  
(ИСЭМ СО РАН)**

Научный руководитель: **Клер Александр Матвеевич,**  
д.т.н., профессор, ИСЭМ СО РАН,  
заведующий отделом

Официальные оппоненты: **Ноздренко Геннадий Васильевич,**  
д.т.н., профессор,  
ФГБОУ ВПО Новосибирский государственный  
технический университет, профессор

**Сушко Светлана Николаевна,**  
к.т.н., доцент,  
ФГБОУ ВПО Иркутский государственный  
технический университет, доцент

Ведущая организация: **ЗАО “Е4-СибКОТЭС”**

Защита состоится 25 декабря 2012 года в 14:00 на заседании диссертационного совета Д 003.017.01 при ФГБУН Институте систем энергетики им. Л.А. Мелентьева Сибирского отделения Российской академии наук по адресу: **664033, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 130, к. 355.**

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБУН Института систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах с подписью составителя, заверенный печатью организации, просим направлять по адресу диссертационного совета: **664033, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 130.**

Автореферат разослан 23-го ноября 2012 года

Ученый секретарь  
диссертационного совета

**Клер Александр Матвеевич**

### **Актуальность работы.**

Высокая энергетическая и экономическая эффективность современных ГТУ и ПГУ определяется в первую очередь высокими температурами продуктов сгорания перед газовыми турбинами. Эти температуры достигаются за счет интенсивного охлаждения сопловых и рабочих лопаток турбин. В качестве охлаждающего агента в системах охлаждения используется цикловой воздух, поступающий от компрессора газотурбинной установки, но возможно использование и других теплоносителей, в первую очередь водяного пара, поступающего от паровой части ПГУ.

При оптимизационных исследованиях ГТУ и ПГУ одной из важнейших задач является задача выбора параметров цикла, в том числе параметров продуктов сгорания (температуры, давления) и их расхода на входе в газовую турбину.

Работы по оптимизации параметров циклов ГТУ и ПГУ проводились достаточно большим количеством исследователей как в нашей стране, так и за рубежом (Андрющенко А.И., Лапшов В.Н. Ольховский Г.Г., Березинец П.А., Попырин Л.С., Клер А.М., Потанина Ю.М., Ноздренко Г.В., Щинников П.А., Трухний А.Д., Буров В.Д., Цанев С.В., Elmasri M., Lazareto A., Toffolo A., Verda V. и др.).

Анализ проведенных работ показывает, что эта задача не может быть качественно решена без расчета процессов охлаждения сопловых и рабочих лопаток турбины. В свою очередь данный расчет возможен лишь в рамках комплексного расчета ступеней газовой турбины, включающего в себя выбор профилей и шагов сопловых и рабочих лопаток, их газодинамического расчета, расчета теплообменных процессов и прочностного расчета.

В силу сложности расчетов проточных частей газовых турбин (ГТ), их включение в математические модели ГТУ или ПГУ, предназначенные для оптимизации параметров, до последнего времени было невозможно. Поэтому оптимизация параметров данных теплоэнергетических установок проводилась при фиксированных параметрах продуктов сгорания перед газовыми турбинами, а зачастую и при заданных типоразмерах этих турбин. Такая оптимизация сводилась лишь к оптимизации параметров и схемы паровой части ПГУ, т.е. котлов-утилизаторов, паротурбинных установок и их систем регенерации, что существенно снижало ее эффективность.

Достаточно очевидно, что это “сужение” оптимизационной задачи не позволяет выполнить согласованную оптимизацию параметров газовой турбины и остальной части ГТУ или ПГУ и найти наиболее эффективные технические решения, как по параметрам ПГУ, так и по ее технологической схеме.

Следует отметить, что расчетом и оптимизацией проточных частей различных турбомашин, в том числе и охлаждаемых газовых турбин, посвящено достаточно большое

число работ (Лапшин А.В., Кириллов И.И., Бойко А.В., Говорущенко, Копелев С.З., Тихонов Н.Д., Комаров О.В., Ревзин Б.С., Трояновский Б.М. Костюк А.Г., Huttunen J., Larjola J., Moroz L., Veres J. и др.). Однако, в этих работах параметры цикла ГТУ фиксировались.

Сложность задач оптимизации и громоздкость методов решения, используемых для ступеней ГТ, делает их включение в общую задачу оптимизации цикла практически невозможным.

Вместе с тем прогресс вычислительной техники в последние годы резко расширил возможность решения крупных задач, связанных со значительным объемом вычислений и требующих больших объемов машинной памяти. Это сделало актуальной проблему разработки моделей расчета охлаждаемой проточной части газовых турбин, пригодных для включения в состав оптимизационных математических моделей ГТУ и ПГУ, подходов к совместной оптимизации параметров цикла и параметров проточной части ГТ, проведения согласованной оптимизации параметров цикла ГТУ и ПГУ и параметров проточной части охлаждаемой ГТ. Создание таких моделей и подходов, и проведение на их основе оптимизационных исследований и является целью данной работы.

#### **Цели работы.**

Создание методики согласованной оптимизации параметров цикла ГТУ и ПГУ и параметров проточной части ГТ, пригодной для этого математической модели охлаждаемой проточной части ГТ и проведение оптимизационных исследований перспективных ГТУ и ПГУ.

#### **Основные задачи исследований:**

- 1) Создание методики согласованной оптимизации параметров цикла ГТУ и ПГУ и параметров охлаждаемой проточной части газовой турбины, позволяющей непрерывно менять при оптимизации как параметры цикла, так и параметры проточной части, включая параметры, определяющие форму проточной части сопловых и рабочих лопаток.
- 2) Создание математической модели проточной части, объединяющей газодинамический расчет, расчет теплообмена в сопловых и рабочих лопатках, и прочностной расчет лопаток.
- 3) Разработка подхода к использованию в математической модели проточной части турбины логических условий, позволяющего оставаться при этом в рамках нелинейного, выпуклого программирования.

- 4) Выполнение оптимизационных исследований перспективных ГТУ и ПГУ с использованием критериев энергетической и экономической эффективности.

**Научная новизна:**

- Впервые предложена методика к согласованной оптимизации параметров цикла ГТУ и ПГУ и параметров охлаждаемой проточной части ГТ, основанная на представлении оптимизируемых профилей лопаток ГТ, как линейных комбинаций базовых профилей.
- Впервые разработана пригодная для "непрерывной" оптимизации профилей лопаток модель проточной части ГТ, включающая газодинамический расчет, расчет теплообмена, аэродинамический и прочностной расчет.
- Предложен оригинальный подход для преобразования оптимизационной задачи с логическими условиями к задаче выпуклого нелинейного программирования, основанный на замене логических условий дополнительными ограничениями-неравенствами и дополнительными оптимизируемыми параметрами.
- Проведена оптимизация ПГУ и ГТУ по критериям экономической и энергетической эффективности для случаев изготовления сопловых и рабочих лопаток из перспективных сплавов ВЖМ6 и ЖС26. При этом, для каждого критерия найдена оптимальная электрическая мощность ГТУ и ПГУ, при которых соответствующий критерий достигает оптимального значения.

**Практическая значимость:**

Разработанный подход позволяет для конкретных условий (материала лопаток, цены оборудования и топлива) найти наилучшие технические параметры для ГТУ и ПГУ.

**Апробация работы:**

- Результаты диссертационных исследований обсуждались на конференциях научной молодежи ИСЭМ СО РАН (Иркутск 2009, 2010, 2011, 2012 гг.); на Всероссийской научно-практической конференции с международным участием "Повышение эффективности производства и использования энергии в условиях Сибири" (Иркутск 2010 г.); на XVII-ой международной научно-практической конференции "Современные техника и технологии СТТ 2011" (Томск 2011 г.); на конференции молодых специалистов "Современные технологии в энергетике - основа повышения надежности, эффективности и безопасности оборудования ТЭС" (Москва 2012 г.).

### Публикации:

Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 10 печатных изданиях, из которых два входят в перечень ВАК.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, библиографического списка литературы, содержащего 112 наименований, и приложения. Общий объем работы - 117 страниц. Работа содержит 20 рисунков и 11 таблиц.

**Во введении** проводится обзор работ, посвященных оптимизации параметров цикла ПГУ и ГТУ. Делается вывод о том, что эти работы проводились при фиксировании параметров газотурбинной части. Дается описание работ, посвященным оптимизации проточной части газовых турбин. Обосновывается актуальность диссертационной работы.

**В первой главе** дается анализ работ по построению и оптимизации проточных частей газовой турбины. Делается вывод о невозможности применения методик построения и оптимизации проточной части, используемых в приведенных работах, для совместной оптимизации параметров цикла ПГУ и ГТУ и параметров проточной части газовой турбины. Излагается разработанная диссертантом, совместно с научным руководителем, методика согласованной оптимизации параметров цикла ГТУ и ПГУ, и параметров проточной части газовой турбины, которая состоит из двух этапов.

*На первом этапе* профиль лопаток ГТ (как сопловой, так и рабочей) представляется в виде отрезков шести кривых – двух окружностей и четырех лемнискат (рис. 1.). Одна лемниската (№1) описывает кривую корыта между точками 5 и 6, три лемнискаты описывают кривую спинки, между точками 1 – 2 (№2), 2 – 3 (№3), 3 – 4 (№4).

Отрезки окружностей описывают входную кромку (4 – 5) и выходную кромку (1 – 6). Система ограничений-равенств задачи оптимизации профиля включает условия равенства координат смежных кривых в точках 1 – 6 вида

$$y_i = \psi_{i1}(x_i, a_{i1}) = \psi_{i2}(x_i, a_{i2}) \quad (1)$$

и условия равенства производных смежных кривых в этих же точках:

$$\frac{\partial y_i}{\partial x_i} = \psi'_{i1}(x_i, a_{i1}) = \psi'_{i2}(x_i, a_{i2}) . \quad (2)$$

В выражениях (1), (2):  $i1$  – номер первой смежной в точке  $i$  кривой,  $i2$  – номер второй смежной в точке  $i$  кривой, номера смежных кривых в точке определяются принятым направлением обхода профиля;  $a_{i1}, a_{i2}$  – параметры кривых (координаты центров лемнискат и окружностей, и их радиусы), определяются из условий (1, 2),  $\psi$  –

уравнение кривой,  $\psi'$  – производная по  $x$ . В качестве исходных данных задаются: диапазон изменения входного угла заострения  $\omega_1$  (угол между касательными к лемнискатам в точках 4 и 5) и конструктивный угол входа потока  $B_{1k}$ , (угол между биссектрисой угла заострения и осью  $y$ , задающей направление вращения рабочих лопаток). Кроме того, задается диапазон изменения выходного угла заострения  $\omega_2$  между касательными к лемнискатам в точках 1 и 6 и диапазон изменения конструктивного выходного угла лопатки  $B_{2k}$  (угол между биссектрисой выходного угла заострения и осью  $y$ ).

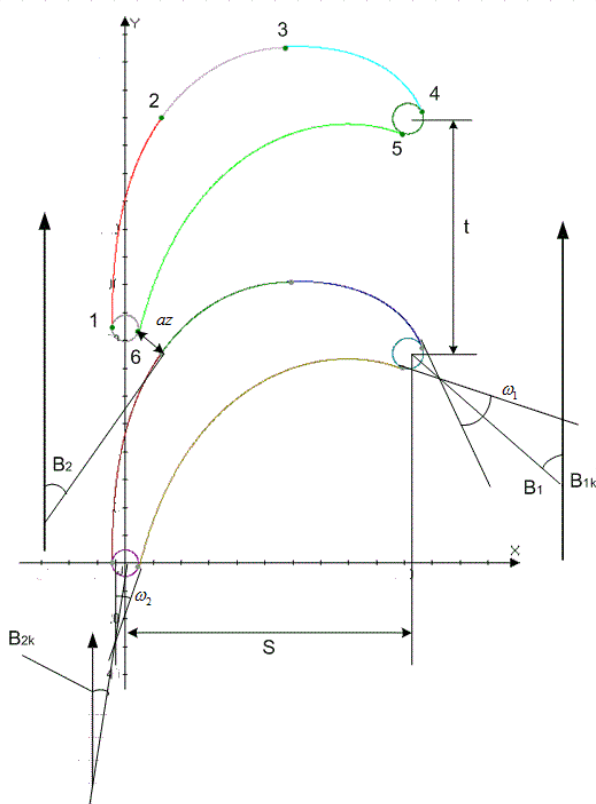


Рис. 1. Профиль лопатки ГТ,

$B_{2k}$  – конструктивный угол выхода потока рабочего тела;  $B_1$  – угол входа потока рабочего тела;  $B_{1k}$  – конструктивный угол входа потока рабочего тела;  $az$  – 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.

По заданным координатам точек 1 – 6, параметрам кривых и шагу профиля вычисляются ширина выходного сечения профиля  $az$  и угол выхода потока  $B_2$ . По этим величинам определяется коэффициент конфузности

$$konf = \frac{t \cdot \sin(B_1)}{az}, \quad (3)$$

где  $t$  – шаг решетки,  $az$  – ширина выходного сечения.

При оптимизации базового профиля накладываются ограничения на коэффициент конфузности, углы заострения  $\omega_2, \omega_1$ , углы входа и выхода потока  $B_1$  и  $B_2$ .

В качестве оптимизируемых параметров при оптимизации принимались радиусы лемнискат, координаты точек 1 – 6 по оси  $x$ , конструктивные углы входа и выхода  $B_{1k}$  и  $B_{2k}$ , углы заострения  $\omega_2, \omega_1$ , а также шаг профиля.

В качестве целевой функции при решении оптимизационных задач принимались: коэффициент конфузности ( $konf$ ), чтобы наработать базу профилей с различной степенью расширения рабочего тела; угол входа, или угол выхода потока,  $B_1$  или  $B_2$ . Причем решались задачи, как на максимум, так и на минимум указанных величин, что обеспечивало охват области возможных параметров профиля. При решении этих оптимизационных задач газодинамические расчеты не проводятся, а лишь осуществляется формирование профилей с предельными характеристиками, отвечающими заданным ограничениям. Следует отметить, что в качестве базовых могут быть взяты не только профили, полученные указанным способом, но и профили с сильно различающимися характеристиками из некоторого каталога.

На втором этапе 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 (рис.1). 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 профиля с номером  $i$ , лежащих на верхней и нижней образующей оптимизируемого профиля, определяются из выражений

$$y_i^{onm} = \sum_{j=1}^M r_j y_{ji}^{e\bar{b}}, \quad (4)$$



$$y_i^{n\text{opt}} = \sum_{j=1}^M r_j y_{ji}^{n\bar{b}}, \quad (5)$$

где  $y_{ji}^{в\bar{b}}$ ,  $y_{ji}^{н\bar{b}}$  - 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

$$0 \leq r_j \leq 1, j = 1, M, \quad (6)$$

$$\sum_{j=1}^M r_j = 1. \quad (7)$$

Коэффициенты  $r_j$  при этом выступают в качестве оптимизируемых параметров.

Очевидно, что  $r_1, \dots, r_{M-1}$  - можно задать независимо, с учетом условий (6), а коэффициент  $r_M$  определить из условия (7) как

$$r_M = 1 - \sum_{j=1}^{M-1} r_j. \quad (8)$$

При этом должно соблюдаться условие

$$r_M \geq 0. \quad (9)$$

Знания координат точек  $x_i$  и  $y_i$ , лежащих на кривых, образующих оптимизируемый профиль, позволяют определить все его характеристики, необходимые для проведения газодинамических и прочностных расчетов, а также расчетов процессов теплообмена в охлаждаемых сопловых и рабочих лопатках.

Помимо коэффициентов  $r_1, \dots, r_{M-1}$  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 и высоты лопаток.

Кроме того, в состав оптимизируемых параметров входят толщины стенок лопаток и расходы воздуха в охлаждаемые ступени. Эти параметры, наряду с параметрами цикла газотурбинной и паротурбинной установок, образуют вектор оптимизируемых параметров. С использованием определенных таким образом профилей сопловых и рабочих лопаток проводится газодинамический расчет ступеней турбины, расчет теплообмена в лопатках и прочностной расчет лопаток. Для этого, помимо профилей лопаток, задаются средние диаметры ступеней, материал лопаток, расходы охлаждающего теплоносителя и другие параметры.

**Вторая глава** посвящена выполненным автором анализу и выбору наиболее подходящих методик различных расчетов, необходимых для построения на их основе математической модели ступени газовой турбины.

Газодинамический расчет сводится к определению параметров рабочего тела на входе и выходе решетки турбинной ступени (при средних диаметрах). Из расчета определяются высоты лопаток с учетом построенного профиля. Для охлаждаемых решеток расчет проходит с учетом отвода тепла от основного потока рабочего тела.

Рассматриваются работы различных авторов, посвященные определению потерь энергии в сопловых и рабочих решетках. К использованию в данной работе принята методика Алексеевой Р.Н. и Бойцовой Э.А., как имеющая наибольшую универсальность.

На основании анализа методик теплового расчета турбинных ступеней обосновывается использование методики Казанского авиационного института (КАИ), как обеспечивающей приемлемую точность.

В тепловом расчете определяются локальные коэффициенты теплоотдачи, как со стороны продуктов сгорания к наружной стенке лопатки, так и от внутренней стенки лопатки к охлаждающему воздуху.

При этом учитываются коэффициенты теплопроводности материала лопаток и их теплозащитного покрытия.

В работе выбрана схема охлаждения сопловых и рабочих лопаток с продольным течением охлаждающего воздуха. Согласно выбранной схеме в результате аэродинамического расчета определяются потери давления воздуха в охлаждающих каналах сопловых и рабочих лопаток.

На основе данных теплового и газодинамического расчета проводится прочностной расчет с определением действующих и предельно-допустимых напряжений в лопатке от газодинамических и центробежных сил.

Дается обзор современных российских и зарубежных моделей и комплексов по расчету энергоустановок, включающих газовые турбины. Делается вывод о невозможности использования рассмотренных моделей и комплексов для согласованной оптимизации параметров цикла ГТУ и ПГУ, и параметров проточной части газовой турбины.

Автором предлагается методика определения стоимости ГТУ, необходимая для технико-экономических исследований. На основе анализа известных стоимостей и параметров пятнадцати ГТУ различной мощности (от 50 МВт до 240 МВт) построена зависимость вида:

$$K_{тек} = K_{баз} \left( \frac{\pi_{тек}}{\pi_{баз}} \right)^{\eta_{\pi}} \left( \frac{T_{тек}}{T_{баз}} \right)^{\eta_T} \left( \frac{G_{тек}}{G_{баз}} \right)^{\eta_G}, \quad (10)$$

где  $K_{баз}$ ,  $\pi_{баз}$ ,  $T_{баз}$ ,  $G_{баз}$  - капиталовложения (с учетом инфляции), степень сжатия, температура продуктов сгорания на входе в ГТ, расход воздуха на входе в компрессор,

для ГТУ, принятой за базовую,  $K_{тек}, \pi_{тек}, T_{тек}, G_{тек}$  - 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.

Возможность определять капиталовложения в ГТУ как функцию от ее основных параметров, позволяет дополнить задачи оптимизации энергетической эффективности ГТУ и ПГУ задачами оптимизации их экономической эффективности. В работе решаются три вида оптимизационных задач, которые 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 (капиталовложений на единицу полезной электрической мощности).

Математическая постановка задачи 1 имеет следующий вид.

Требуется найти минимум цены электроэнергии

$$\min C^e(B_\Sigma, K, E_\Sigma, C^T, \varepsilon, IRR_z), \quad (11)$$

при условиях:

$$H(y, x) = 0, \quad (12)$$

$$G(y, x) \geq 0, \quad (13)$$

$$B_\Sigma = x_\alpha \cdot T_{уcn}, \quad (14)$$

$$E_\Sigma = y_l \cdot T_{уcn}, \quad (15)$$

$$K = \psi(x, y, S), \quad (16)$$

$$x' \leq x \leq x'', \quad (17)$$

где  $C^e$  - цена электроэнергии, обеспечивающая заданный уровень внутренней нормы возврата капиталовложений  $IRR_z$ ;  $B_\Sigma$  - годовой расход топлива установкой;  $K$  - капиталовложения в установку;  $E_\Sigma$  - годовой отпуск электроэнергии;  $C^T$  - цена топлива;  $\varepsilon$  - вектор экономических условий (ставка налога на прибыль, ставка амортизационных отчислений, доля условно-постоянных издержек от капиталовложений

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 (расходы, давления, температуры или энтальпии рабочих тел и теплоносителей в различных точках технологической схемы и др.);  $x$  – вектор независимых оптимизируемых параметров (включает величины, определяющие конструктивные характеристики установки: параметры проточной части ГТ, расход топлива в камеру сгорания газовой турбины, давление воздуха на выходе из компрессора, температуру продуктов сгорания перед газовой турбиной, расходы воздуха на охлаждение ступеней ГТ, расход, давление и температуру острого пара на входе в паровую турбину ПГУ, энтальпию воды на выходе из экономайзера котла-утилизатора ПГУ и др.);  $G$  – векторная функция ограничений-неравенств (ограничения на максимальную высоту лопаток ГТ, на углы расширения проточной части ГТ, предельную температуру металла лопаток ступеней турбины, неотрицательность коэффициентов  $r_j$ , 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, включающий стоимость единицы мощности паровой турбины, стоимость теплообменников на единицу массы и др.

Задача 2 имеет вид: требуется найти минимум удельного расхода топлива (на единицу отпущенной электроэнергии)

$$\min \frac{x_a}{y_l}, \quad (18)$$

при условиях (12), (13), (17).

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

Задача 3 имеет вид: требуется найти минимум удельных капиталовложений

$$\min \left( K_{y\partial} = \frac{K}{y_l} \right), \quad (19)$$

при условиях (12), (13), (16), (17).

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.



Суть этого подхода состоит в следующем:

1. Все логические условия вида (20) исключаются из системы уравнений (12).
2. В систему ограничений-неравенств (13) вводятся дополнительные неравенства.

При этом  $i$ -ому логическому условию в соответствии ставится  $m_i$  дополнительных неравенств вида

$$\begin{aligned} y_i &\geq f_{i1}(y_k), \\ y_i &\geq f_{i2}(y_k), \\ &\dots\dots\dots \\ &\dots\dots\dots \\ y_i &\geq f_{i3}(y_k). \end{aligned} \tag{21}$$

3. Все переменные, вычисляемые из логических условий, выводятся из состава вектора вычисляемых переменных и вводятся дополнительно в вектор независимых оптимизируемых параметров.

Как показал опыт использования рассмотренного подхода, в точке оптимума преобразованной задачи не менее, чем одно ограничение-неравенство, соответствующее каждому логическому условию, обращается в строгое равенство.

Это связано с тем, что оптимизация идет таким образом, чтобы максимально сократить потери энергии, а границу такого сокращения задают приведенные выше дополнительные ограничения.

При решении не преобразованных задач, из-за их невыпуклости, порожденной использованием логических условий, поиск глобального оптимума требует многократного запуска задач из различных начальных точек и при этом зачастую заканчивается неудачно. Преобразованная задача решается, как правило, за один запуск. Это обуславливает высокую эффективность рассмотренных преобразований, несмотря на некоторое увеличение размерности оптимизационных задач.

*В третьей главе* приводятся примеры выполненных автором оптимизационных расчетов ГТУ и ПГУ, проведенных в соответствии с изложенной в диссертации методикой. Все представленные оптимизационные расчеты выполнены с помощью разработанного в ИСЭМ СО РАН программно-вычислительного комплекса “Системы машинного построения программ”.

В качестве примера при оптимизации ГТУ заданной мощности по критерию энергетической эффективности рассматривается ГТУ технологическая схема которой представлена на рис. 2.

Первые две ступени ГТ охлаждаются воздухом. Следует отметить, что цель данного примера, в первую очередь, проиллюстрировать возможности предлагаемого подхода, а не получить решение, отвечающее последним достижениям турбостроения. Рассматривается два варианта технологической схемы ГТУ. В первом варианте теплообменники ТО1 и ТО2 включены, и в них происходит промежуточное охлаждение воздуха, отобранного из отсеков компрессора КВ1 и КВ2 соответственно и направляемого на охлаждение ступеней газовой турбины Т1 и Т2.

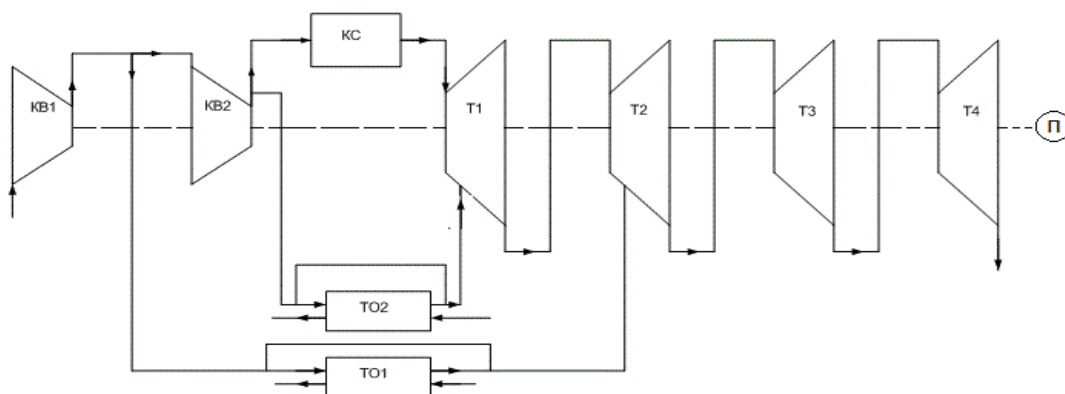


Рис. 2. Технологическая схема ГТУ. КВ1 – первый отсек воздушного компрессора; КВ2 – второй отсек воздушного компрессора; Т1 – первая охлаждаемая ступень газовой турбины; Т2 – вторая охлаждаемая ступень газовой турбины; Т3 – третья неохлаждаемая ступень газовой турбины; Т4 – четвертая неохлаждаемая ступень газовой турбины; ТО1, ТО2 – теплообменники охлаждения циклового воздуха; П- редуктор с генератором; КС- камера сгорания.

Во втором варианте теплообменники ТО1 и ТО2 отключены, воздух проходит через байпас и не охлаждается. Оптимизационная задача включала 69 оптимизируемых параметров, среди которых давление газа на входе в турбину, температура газа на входе в турбину, расход топлива в камеру сгорания, расходы воздуха на охлаждение первой и второй ступеней турбины, средние диаметры решеток, шаги решеток, толщины стенок лопаток, коэффициенты высот лопаток и коэффициенты разложения профилей рабочих и сопловых лопаток по базовым профилям, число оборотов вала турбины. В качестве базовых профилей рассматривалось 4 профиля для сопловых лопаток и 4 профиля для рабочих лопаток. Оптимизация проводилась при условии, что мощность ГТУ лежит в диапазоне 49,5–50,5 МВт. Всего при оптимизации учитывалось 70 ограничений-неравенств.

Основные параметры ГТУ в оптимальных точках двух вариантов представлены в табл. 1. Как видно из результатов расчетов, снижение температуры охлаждающего

воздуха на  $291^{\circ} \text{K}$  перед первой ступенью, в первом варианте, обеспечивает повышение КПД ГТУ на 1,17 %, а также сокращает общий расход воздуха на 20 %, по сравнению со вторым вариантом. Сокращение общего расхода воздуха, включая расход воздуха на охлаждение, уменьшает габариты проточной части (высоты лопаток), при этом увеличивается оптимальная частота вращения вала.

С использованием изложенного подхода проведены оптимизационные исследования ГТУ и ПГУ оптимальной мощности. Математическая модель рассматриваемой ПГУ, создана автором совместно с сотрудником отдела теплосиловых систем ИСЭМ СО РАН, к.т.н. Потаниной Ю.М., которая разработала математическую модель ее паровой части. Технологическая схема ПГУ представлена на рис. 3. Технологическая схема ГТУ соответствует технологической схеме газотурбинной части ПГУ. В качестве материала сопловых и рабочих лопаток охлаждаемых ступеней ГТ в расчетах приняты перспективные сплавы ВЖМ6 и ЖС26. При решении оптимизационной 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  $25^{\circ}$ , угол раскрытия для неохлаждаемых ступеней не более  $35^{\circ}$ , скорость газа на выходе из сопловых лопаток ГТ не более скорости звука, влажность пара на выходе из последней ступени паровой турбины не более 14 %, концевые температурные напоры в теплообменных поверхностях котла-утилизатора не менее чем 5 К.

Таблица 1. Оптимальные параметры ГТУ

Наименование	Значения	
	Вариант 1	Вариант 2
Температура газов на входе в турбину, К	1532	1447
Температура воздуха на охлаждение 1 ой ступени, К	450	741
Температура воздуха на охлаждение 2 ой ступени, К	450	595
Температура газов за 1-ой ступенью, К	1268	1231
Температура газов за 2-ой ступенью, К	1075	1071
Температура газов за 3-ой ступенью, К	935	950
Температура газов на выходе, К	753	768
Давление газов на входе в турбину, МПа	2,33	1,84
Давление газов за 1-ой ступенью, МПа	1,25	1,03
Давление газов за 2-ой ступенью, МПа	0,6	0,54
Давление газов за 3-ей ступенью, МПа	0,308	0,305
Давление газов на выхлопе, МПа	0,105	0,105
Расход топлива (природный газ), кг/с	3,004	3,058
Расход продуктов сгорания, кг/с	140	175,6
Расход охлаждающего воздуха на 1-ую ступень, кг/с	20,5	24,1
Расход охлаждающего воздуха на 2-ую ступень, кг/с	5,8	5,6
Выходная высота сопловой лопатки 1-ой ступени, м	0,075	0,122
Выходная высота сопловой лопатки 2ой ступени, м	0,135	0,219



Выходная высота сопловой лопатки 3-ий ступени, м	0,278	0,419
Выходная высота сопловой лопатки 4-ой ступени, м	0,567	0,644
Выходная высота раб. лопатки 1-ой ступени, м	0,086	0,127
Выходная высота рабочей лопатки 2-ой ступени, м	0,171	0,246
Выходная высота раб. лопатки 3-ей ступени, м	0,425	0,526
Выходная высота раб. лопатки 4-ой ступени, м	0,572	0,649
Максимальная температура сопловой лопатки 1 ст., К	1098,4	1099,01
Предельно-допустимое напряжение в сопловой лопатке 1 ст., МПа	230	229
Действующее напряжение в сопловой лопатке 1 ст., МПа	158,4	139,1
Максимальная температура рабочей лопатки 1 ст К	1099,68	1199,4
Предельно-допустимое напряжение в рабочей лопатке 1 ст., МПа	226	227
Действующее напряжение в рабочей лопатке 1 ст., МПа	137,54	135,6
Максимальная температура сопловой лопатки 2 ст., К	1097,89	1099,96
Предельно-допустимое напряжение в сопловой лопатке 2 ст., МПа	231	225
Действующее напряжение в сопловой лопатке 2 ст., МПа	180,5	169,1
Максимальная температура рабочей лопатки 2 ст., К	1070	1089,5
Предельно-допустимое напряжение в рабочей лопатке 2 ст., МПа	297	253
Действующее напряжение в рабочей лопатке 2 ст., МПа	161,7	204,4
Число оборотов ротора, об/мин	5398	4596
Мощность установки, МВт	50,47	49,66
Кпд нетто ГТУ, %	34,49	33,33

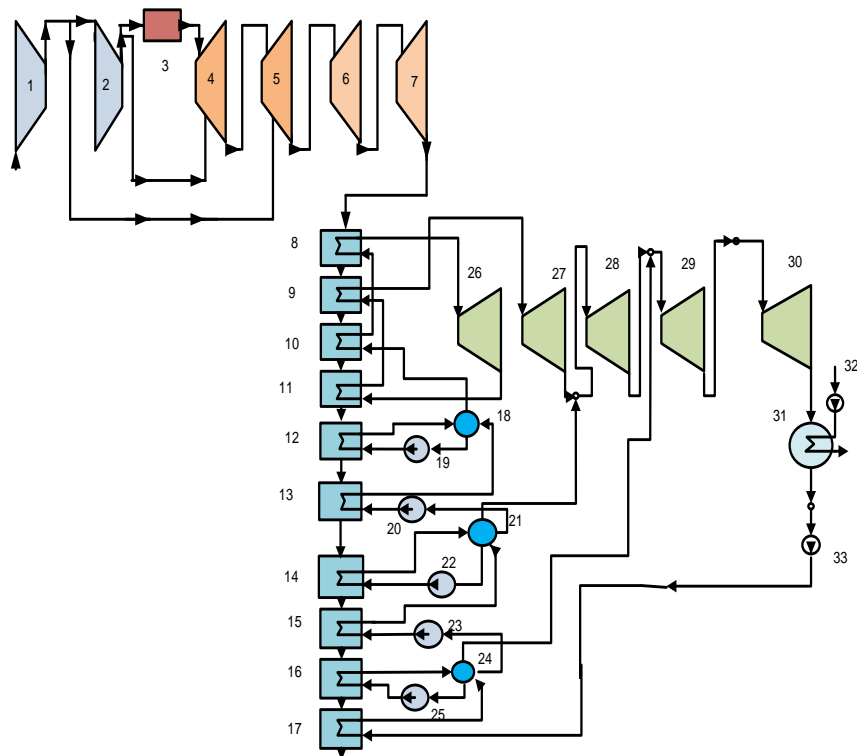


Рис. 3. Технологическая схема ПГУ

1 – 2 - отсеки компрессора 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.

При оптимизации для каждой сопловой и рабочей решетки ГТ принималось по 4 базовых профиля. Состав оптимизируемых параметров при оптимизации ГТУ был представлен выше. Всего учитывалось 130 оптимизированных параметров, из них 40 дополнительных параметров появилось в результате применения рассмотренного подхода к преобразованию логических условий. 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./ту.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 строительно-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. Каждая серия состоит из 5 расчетов: три расчета по критерию минимума цены электроэнергии при цене топлива 100 дол./ту.т., 200 дол./ту.т и 300 дол./ту.т; один расчет по критерию максимума КПД и один расчет по критерию минимума удельных капиталовложений.

Первая серия оптимизационных расчетов проводилась для ГТУ. Вторая серия для ПГУ, причем три параметра (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 1-ой серии. Третья серия расчетов проводилась для ПГУ и отличалась от второй тем, что в состав оптимизируемых параметров были включены и три указанных выше параметра. Сопоставление результатов второй и третьей серий 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.

В табл. 2, в качестве примера, представлены параметры проточной части ГТ полученные в результате одного из оптимизационных расчетов (сплав ВЖМ6, серия три, минимум цены электроэнергии при цене топлива 100 дол./ту.т.). Как видно, действующие механические напряжения в металле сопловых и рабочих лопаток первой ступени и сопловых лопаток второй ступени, близки к предельно-допустимым. В табл. 3 и 4 даны результаты оптимизационных расчетов по трем сериям для двух указанных сплавов.

Как видно из табл. 3 и 4 переход при изготовлении сопловых и рабочих лопаток газовой турбины со сплава ЖС26 на сплав ВЖМ6 обеспечивает увеличение КПД с 61,4 до 63,02 % уменьшение удельных капиталовложений с 810,5 до 774,7 дол./кВт уменьшение цены электроэнергии: с 6,784 цент/кВтч до 6,530 цент/кВтч (при цене топлива 100 дол./ту.т.); с 9,01 до 8,786 цент/кВтч при (цене топлива 200 дол./ту.т.); с 11,19 до 10,91 цент/кВтч при (цене топлива 300 дол./ту.т.), при оптимизации по соответствующим критериям. Переход от последовательной оптимизации ГТУ и паровой части ПГУ к совместной оптимизации всех параметров ПГУ обеспечивает увеличение КПД нетто примерно на 2% и снижение цены электроэнергии в диапазоне 0,12-0,4 цент/кВтч

Таблица 2. Характеристики проточной части ГТ варианта третьей серии при цене топлива 100 дол/ту.т. (сплав ВЖМ6)

Наименование	1-ая ступень		2-ая ступень		3-ая ступень		4-ая ступень	
	Сопловая решетка	Рабочая решетка	Сопловая решетка	Рабочая решетка	Сопловая решетка	Рабочая решетка	Сопловая решетка	Рабочая решетка
Давление газа на входе в $P_0$ , МПа	1,23	0,91	0,66	0,47	0,31	0,243	0,197	0,156
Абсолютная скорость на входе в решетку $c_0$ , м/с	100	-	270,8	-	330	-	184	-
Абсолютная скорость на выходе из решетки, $c_1$ , м/с	548	-	579,8	-	520,7	-	414	-
Относительная скорость на входе в решетку $w_0$ , м/с	-	246	-	483,3	-	266,6	-	482
Относительная скорость на выходе из решетки, $w_1$ , м/с	-	596	-	287	-	437	-	505,8
Конструктивный угол входа, град $^{\circ}$	94,1	93,9	89,5	92,8	88,7	90,9	93,8	93,6
Конструктивный угол выхода, град $^{\circ}$	26,6	26,5	29,6	32	30,6	23,8	24,4	30,3
Средний диаметр на выходе из ступени, м	3	3	3	3	2,94	2,81	2,74	2,98
Высота лопатки на выходе, м	0,151	0,182	0,231	0,281	0,444	0,834	1,05	0,897
Шаг решетки, м	0,071	0,112	0,064	0,07	0,245	0,260	0,161	0,161
Ширина решетки, м	0,176	0,111	0,110	0,103	0,419	0,379	0,251	0,256
Толщина стенки лопатки, м	0,0038	0,004	0,0034	0,0042	0,0026	0,0092	0,0045	0,0075
Максимальная температура лопатки, К	1330	1310,7	1304,4	1258,4	1342	1288	1238	1169
Действующее напряжение в лопатке, МПа	41,9	82,4	95,18	77,16	19,8	17,1	150	95,5
Предельно-допустимое напряжение в лопатке, МПа	46,15	85,58	95,59	149,57	22,23	118	166	243,2
Температура воздуха на входе в лопатку, К	662	700,7	516	627	-	-	-	-
Температура воздуха на выходе из лопатки, К	700,7	756,3	627	742,3	-	-	-	-
Давление воздуха на входе в лопатку, МПа	1,1	0,913	0,581	0,419	-	-	-	-
Давление воздуха на выходе из лопатки, МПа	0,913	0,785	0,419	0,39	-	-	-	-
Расход воздуха на входе в каждую лопатку, кг/с	0,43	0,68	0,129	0,142	-	-	-	-
Мощность ступени, МВт	155,11		172,12		119,61		109,4	

Таблица 3. Основные результаты оптимизации по трем сериям для сплава ВЖМ6

Показатель	Сплав ВЖМ6														
	Критерий эффективности														
	max КПД			min $C^e$ $C^T = 300$ дол./ту.т.			min $C^e$ $C^T = 200$ дол./ту.т.			min $C^e$ $C^T = 100$ дол./ту.т.			min Куд		
	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./ту.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./ту.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./ту.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	3114
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 газов 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
Суммарная площадь нагревательных поверхностей, $M^2$	-	275822	384794	-	49460	55164	-	49240	52584	-	37182	34218	-	16839	15951
Полезная мощность паротурбинной части, МВт	-	87,37	127,7	-	158,93	206,2	-	165,83	201,4	-	163,2	201,5	-	164,8	169,3

Таблица 4 Основные результаты оптимизации по трем сериям для сплава ЖС26

Показатель	Сплав ЖС26														
	Критерий эффективности														
	max КПД			min $C^e$ $C^T = 300$ дол./ту.т.			min $C^e$ $C^T = 200$ дол./ту.т.			min $C^e$ $C^T = 100$ дол./ту.т.			min Куд		
	Номера серий расчетов														
	1*	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
КПД, %	41,37	59,56	61,4	39,37	58	56,35	39,08	57,49	55,5	37,19	54,66	52,97	31,58	47,94	47,3
Цена электроэнергии при различных ценах топлива, цент/кВт ч															
- 300 дол./ту.т.	16,3	17,1	14,6	14,42	11,42	11,19	14,44	11,31	11,22	14,744	11,44	11,41	16,25	11,94	12,02
- 200 дол./ту.т.	13,34	15,1	12,60	11,31	9,31	9,03	11,29	9,17	9,01	11,44	9,20	9,10	12,37	9,38	9,42
- 100 дол./т у.т.	10,38	13,01	10,61	8,18	7,19	6,84	8,16	7,04	6,80	8,14	6,95	6,78	8,49	6,82	6,82
Оптимальная полезная мощность ГТУ, МВт	159,1	155,2	301,1	309,1	296,5	281	306	299,6	284	309,7	302,6	274,17	289,6	291,4	244,9
Оптимальная полезная мощность ПГУ, МВт	-	229,1	409,25	-	455,3	504,1	-	450,1	517,6	-	455,14	509,72	-	439,7	460,38
Удельные капиталовложения, дол./кВт	1419	2104	1648	971	971	892	961	939,5	879,3	927,9	901,7	855,1	882	816,6	810,5
Давление газа на входе в ГТ, МПа	3,24	3,24	2,76	2,3	2,3	1,61	2,2	2,2	1,52	1,88	1,88	1,34	1,16	1,16	1,07
Температура газов на входе ГТ, К	1720	1720	1962	1875,8	1875,8	1916	1875,1	1875,1	1907	1866	1866	1865	1785	1785	1801
Расход топлива в камеру сгорания ГТ, кг/с	7,67	7,67	13,28	15,66	15,66	17,85	15,62	15,62	18,6	16,61	16,61	19,2	18,3	18,3	19,42
Давление острого пара, МПа	-	11,93	19,59	-	17,2	17,02	-	16,4	18,1	-	14,89	16,31	-	12,96	12,4
Температура острого пара, К	-	784,5	803,9	-	789	796,8	-	778,4	783,1	-	748,2	782,2	-	779	781
Расход пара на паровую турбину, кг/с	-	52,7	89,25	-	96,34	124,37	-	92,04	127,3	-	93,4	127,4	-	95,11	108,7
Расход охлаждающего воздуха на 1-ую ступень ГТ, кг/с	45,24	44,7	81,11	64,4	65,37	74,2	63,4	63,2	75,54	62,81	63,31	67,6	53,5	51,91	55,94
Расход охлаждающего воздуха на 2-ую ступень ГТ, кг/с	9,07	7,39	24,86	20,76	18,76	27,59	21,03	18,1	27,16	22,3	19,66	25,48	16,5	16,38	17,76
Суммарная площадь нагревательных поверхностей, $M^2$	-	527881	254630	-	63504	55573	-	47654	42426	-	36823	35161	-	17427	16128
Полезная мощность паротурбинной части, МВт	-	73,9	146,2	-	158,8	198,2	-	150,5	204,8	-	152,5	201,8	-	148	168,2

\* 1 – оптимизация ГТУ, 2 – оптимизация ПГУ с фиксированными параметрами ГТУ, оптимальными для серии 1, 3 – оптимизация ПГУ с оптимизацией всех параметров

## **Заключение:**

1. Предложен подход к "плавной" оптимизации профилей сопловых и рабочих лопаток газовых турбин, основанный на представлении текущего (искомого) профиля в виде линейной комбинации базовых профилей.

2. Разработана система математических моделей, описывающих охлаждаемую проточную часть газовой турбины, пригодная для решения задач оптимизации параметров проточной части, совместно с оптимизацией параметров цикла ГТУ или ПГУ.

3. Разработан метод замены логических условий, используемых в математической модели расчета проточной части газовой турбины, на дополнительные ограничения-неравенства и дополнительные оптимизируемые параметры в задаче оптимизации газотурбинной или парогазовой установки, позволяющий обеспечить выпуклость решаемой задачи математического программирования

4. Предложен подход к оценке капиталовложений в газотурбинную установку; с его использованием построена зависимость, связывающая капиталовложения в ГТУ с термодинамическими параметрами рабочего тела на входе в газовую турбину и расходом воздуха через компрессор (на основе обработки данных о стоимостях и параметрах 15-и ГТУ).

5. Представлены постановки задач согласованной оптимизации параметров цикла и параметров проточной части ГТУ и ПГУ по критериям энергетической и экономической эффективности, дано определение ГТУ и ПГУ оптимальной мощности.

6. Приведены результаты решения задач оптимизации ГТУ мощностью 50 МВт по критерию максимума КПД с использованием для изготовления охлаждаемых сопловых и рабочих лопаток газовой турбины сплава ЖС6-К. Расчеты проводились для схем ГТУ с предварительным отбором тепла от охлаждающего проточную часть газовой турбины воздуха, и без такого отбора.

7. Проведены оптимизационные расчеты ПГУ и ГТУ оптимальной мощности по критериям максимума КПД, минимума удельных капиталовложений и минимума цены электроэнергии при различной стоимости топлива. Расчеты проводились для перспективных лопаточных сплавов ЖС26 и ВЖМ6. Дана оценка увеличения энергетической и экономической эффективности ГТУ и ПГУ при переходе от сплава ЖС26 к сплаву ВЖМ6, а также при переходе от отдельной оптимизации ГТУ и паровой части ПГУ к их совместной оптимизации.

**Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:**

**Научные статьи, опубликованные в изданиях, рекомендованном в перечне ВАК**

**РФ.**

1. 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. Вып. 4, Т. 19. – Новосибирск, 2012. – С. 449-459.

2. Клер А.М. Захаров Ю.Б. Оптимизация параметров газотурбинной установки с охлаждаемой проточной частью. // Вестник ИрГТУ. Вып. 12(59). – Иркутск, 2011. – С. 227-234.

**Публикации в других изданиях:**

1. Захаров Ю.Б. Расчет ступени газовой турбины с продольным течением охлаждающего воздуха // Системные исследования в энергетике. Труды молодых ученых ИСЭМ СО РАН. Вып. 39. – Иркутск: ИСЭМ СО РАН, 2009. – С. 102-112.
2. Клер А.М. Захаров Ю.Б. Разработка математической модели конструкторского расчета газовой турбины с охлаждением. // Материалы Всероссийской научно-практической конференции с международным участием Повышение эффективности производства и использования энергии в условиях Сибири. – Иркутск: ИрГТУ, 2010. – С. 228-234.
3. Захаров Ю.Б. Расчет конструкторских параметров газовой турбины с охлаждением. // Системные исследования в энергетике: Труды молодых ученых ИСЭМ СО РАН. Вып. 40. – Иркутск: ИСЭМ СО РАН, 2010. – С. 165-174.
4. Клер А.М. Захаров Ю.Б. Оптимизация параметров конструкторской модели ГТУ, применимой для режимных расчетов // Энергетика и теплотехника: сборник научных трудов. Вып. 16. – Новосибирск: Издательство НГТУ, 2011. – С. 7-28.
5. Захаров Ю.Б. Оптимизационный конструкторский расчет модели газотурбинной установки с охлаждением. // Современные техника и технологии: сборник трудов. Вып. 17 Т.3. – Томск: Издательство ТПУ., 2011. – С. 201-202.
6. Захаров Ю.Б. Оптимизация параметров конструкторской модели газотурбинной установки с охлаждением // Системные исследования в энергетике: Труды молодых ученых ИСЭМ СО РАН. Вып. 41. – Иркутск: ИСЭМ СО РАН, 2011. – С. 111-125.
7. Захаров Ю.Б. Совместная оптимизация параметров цикла ГТУ и конструктивных параметров проточной части газовой турбины с охлаждением сопловых и рабочих лопаток // Системные исследования в энергетике: Труды молодых ученых ИСЭМ СО РАН. Вып. 42. – Иркутск: ИСЭМ СО РАН, 2012. – С. 126-137.
8. Захаров Ю.Б., Потанина Ю.М. Совместная оптимизация параметров цикла и проточной части газовой турбины для ГТУ и ПГУ большой мощности // Современные технологии в энергетике - основа повышения надежности, эффективности и безопасности оборудования ТЭС. Москва: ВТИ, 2012. – С. 175-184

**Захаров Ю.Б.**



---

Лицензия ИД No 00639 от 05.01.2000. Лицензия ПЛД No 40-61 от 31,05,1999

Бумага писчая формат 60x84 1/16

Офсетная печать Печ. л.1,33

Тираж 100экз.Заказ No 179.

---

Отпечатано полиграфическим участком ИСЭМ СО РАН

**664033, г. Иркутск, ул.Лермонтова, 130.**