

На правах рукописи



Хасанов Нариман Гаязович

**ВЛИЯНИЕ НЕИДЕАЛЬНОСТИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ
РАБОЧИХ ТЕЛ НА ПРОЦЕССЫ В ГТУ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ
ОХЛАЖДЕНИЕМ ВОЗДУХА**

01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Казань – 2018

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Казанский государственный энергетический университет», на кафедре «Энергетическое машиностроение»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Шигапов Айрат Багаутдинович

Официальные оппоненты: Григорьев Владимир Алексеевич, доктор технических наук, профессор, федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева", профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов

Бурцев Сергей Алексеевич, кандидат технических наук, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», доцент кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»

Ведущая организация: федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н.Туполева-КАИ», г. Казань

Защита состоится «28» июня 2018 г. в 14.00 на заседании диссертационного совета Д 12.082.02 при ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет» (420066, г. Казань, ул. Красносельская, д.51, ауд. Д-225).

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью учреждения, просим направлять по адресу: 420066, г. Казань, ул. Красносельская, 51, КГЭУ, Ученому секретарю диссертационного совета Д 212.082.02.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет» и на сайте [http:// www.kgeu.ru/](http://www.kgeu.ru/).

Автореферат диссертации разослан «21» мая 2018 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета Д 212.082.02
доктор технических наук, доцент

 Зверева Эльвира Рафиковна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Определение параметров тепловых процессов в энергетической технике – тепловой расчёт – базовый и важнейший этап проектирования. Определение температур в характерных сечениях цикла, работ сжатия и расширения газа, основано на уравнениях процесса (связывающих параметры состояния в начале и конце процесса). Точность уравнения процесса определяется степенью учёта неидеальных свойств газа: переменности и непрерывности зависимости от температуры и давления теплоёмкости и коэффициента сжимаемости, влияния давления на энтальпию и удельного объёма на внутреннюю энергию рабочего тела.

Неидеальность газа усиливается с падением температур и ростом давлений. Но в процессах энергетических машин рост температуры сопровождается ростом давления. Исключение – газотурбинная установка (ГТУ) с промежуточным охлаждением (ПО) сжимаемого воздуха, рисунок 1. Также в ГТУ с ПО расширяются продукты сгорания с низким коэффициентом избытка воздуха - неидеальный газ. Неполно изучены аспекты теплового расчёта ГТУ с ПО:

- 1) Влияние неидеальных свойств газа на термический КПД η_t и полезную мощность L_{Π} , на оптимизируемые степени повышения давления: общую $\pi_{к\text{ опт}}$ и каскадную $\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$, рис. 1;
- 2) Модели ГТУ с ПО не учитывают зависимость изоэнтропных КПД каскадов компрессора $\eta_{\text{из}}^{(1)}$, $\eta_{\text{из}}^{(2)}$ от их степеней повышения давления $\pi_{к}^{(1)}$, $\pi_{к}^{(2)}$, что не позволяет оценить $\pi_{к\text{ опт}}$ при постоянном, определённом техническом заданием, общем изоэнтропном КПД процесса сжатия.

ГТУ с ПО – перспективный тепловой цикл, уточнение теплового расчёта снижает количество итераций последующих этапов проектирования (формирования облика двигателя).

Степень научной разработанности проблемы. Приближение к модели реального газа при расчёте адиабатных процессов сжатия и расширения газа рассмотрено:

- на основе идеального уравнения адиабаты при переменной теплоёмкости: Михеенков Е.Л., Зубарев В. Н., Ривкин С.Л., Chu С.Н и др;
- на основе реального уравнения адиабаты при постоянной теплоёмкости (обратный подход): Schultz J, Розен А.М, Истомина В.А., Thomas P.J, Траупель В. и др.

Термодинамические процессы цикла ГТУ с ПО в рамках модели идеального газа изучали: Грязнов Н.Д, Иванов В.А., Yang B, Sarath R. и др. В полу-идеальной модели (T - J - $\bar{p}(T)$ - диаграмма) цикл ГТУ с ПО рассмотрен в работе Гулиной А.С. Ни один из авторов не уточняет расчёт цикла учётом зависимости изоэнтропических КПД каскадов компрессора от давления.

Объект исследования: термодинамические процессы в газотурбинной установке с промежуточным охлаждением воздуха.

Предмет исследования: влияние реальных свойств рабочих тел на термодинамические процессы в газотурбинной установке с промежуточным охлаждением воздуха.

Цель работы – повышение термического КПД и полезной мощности, уточнение оптимальной степени повышения давления за счёт учёта реальных свойств рабочего тела ГТУ с ПО.

- Задачи исследования:**
- 1) Выбор метода расчёта процессов сжатия и расширения газа, не подчиняющегося идеальным законам и учитывающий необратимость процесса;
 - 2) Решение проблемы выбора изоэнтропных КПД каскадов компрессора при тепловом расчёте, если заданы их степени повышения давления, начальные условия сжатия, а также общая сте-

пень повышения давления и общий изоэнтропный КПД компрессора;

3) Внедрение в целевую функцию оптимизации $L_{\Pi} = L_{\Pi}(\pi_{\kappa}; \pi_{\kappa}^{(1)})$, $\eta_t = \eta_t(\pi_{\kappa}; \pi_{\kappa}^{(1)})$ членов, учитывающих неидеальность газа и зависимость изоэнтропных КПД каскадов компрессора от их степеней повышения давления;

4) Расчёт оптимальной степени повышения давления в ГТУ с ПО по критериям максимальных η_t и L_{Π} в зависимости от T_3 и других параметров ГТУ; сравнение эффективности ГТУ простого цикла и ГТУ с ПО при одинаковых T_3 и оптимально рассчитанных π_{κ} ; анализ распределения $\pi_{\kappa}^{(1)}$ и $\pi_{\kappa}^{(2)}$ при оптимальной π_{κ} ; объяснение наблюдаемых тенденций, сравнение расчёта в идеально-газовом приближении с расчётом при учёте неидеальных свойств газа.

Соответствие диссертации паспорту специальности 01.04.14. «Теплофизика и теоретическая теплотехника» по формуле специальности:

- исследования по термодинамическим процессам;
- обоснование методов расчёта термодинамических свойств.

По областям исследования: п.3. Исследования термодинамических процессов и циклов применительно к установкам производства и преобразования энергии.

Научная новизна работы состоит в следующем:

1) Установлена связь между изоэнтропными КПД компрессора и его каскадов, впервые с учётом изменения термодинамических свойств рабочего тела в промежуточном охладителе на основании постоянства политропного КПД процесса;

2) Разработана программа оптимизации общей и каскадной степени повышения давления в ГТУ с ПО по критериям максимума термического КПД и полезной мощности, в отличие от ранее предложенных, учитывающая все проявления неидеальности газа и зависимость изоэнтропных КПД каскадов компрессора от их степеней повышения давления;

3) Доказано, что модель идеального газа, в первую очередь, за счёт неучёта влияния давления на теплоёмкость воздуха, даёт завышенные оптимальные степени повышения давления по критериям максимальной полезной мощности и термического КПД. Разница существенно влияет на технико-экономические и эксплуатационные показатели проектируемого компрессора ГТУ.

Теоретическая и практическая значимость полученных результатов. Сравнение расчётов работы газа разными методами с методом комплексного учёта неидеальности газа, позволяет выбрать подход с оптимальным соотношением точность - удобство применения.

Усовершенствованный метод теплового расчёта газа по конечным элементам применим для рабочих тел с выраженными неидеальными свойствами; для расчёта при переменных массе и составе рабочего тела (пример - впрыск воды в компрессор).

Алгоритм, устанавливающий связь между изоэнтропными КПД агрегата и его произвольного участка на основе постоянства политропного КПД, необходим при расчёте циклов ГТУ с промежуточным охлаждением в компрессоре и промежуточным подогревом в турбине.

Программа для определения оптимальной π_{κ} при неидеальных свойствах газа полезна на этапе теплового расчёта ГТУ с ПО. Повышение достоверности стадий проектирования снижает издержки пост-проектной модернизации и эксплуатации техники.

Определение $\pi_{k\text{ опт}}$ по полезной мощности и термическому КПД ГТУ с ПО показывает целесообразный с термодинамической точки зрения предел повышения давления в будущем, возможный с непрерывным развитием конструкционных материалов.

Достоверность и обоснованность результатов обеспечивают соблюдение положений математического анализа и технической термодинамики при выводе расчётных зависимостей, сравнение результатов расчёта с теоретическими и экспериментальными данными других авторов, использование известной библиотеки численных методов FORTRAN IMSL, качественное непротиворечие результатов с физическими представлениями о процессах в ГТУ с ПО.

Методология и методы исследования: моделирование, формализация, анализ, идеализация, сравнение, абстрагирование. Используются методы математического анализа и статистики, химической и технической термодинамики.

Личный вклад автора состоит в проведении литературного обзора, создании математических моделей, проведении расчётов, анализе полученных результатов.

Основные научные положения, выносимые на защиту:

- 1) Алгоритм определения изоэнтропного КПД каскада двухкаскадного компрессора в зависимости от степени повышения давления в каскаде, а так же суммарных - степени повышения давления и изоэнтропного КПД компрессора, на основании постоянства политропного КПД;
- 2) Алгоритм для оценки оптимальной степени повышения давления в компрессоре ГТУ с ПО по критериям максимальных η_t и $L_{тн}$, при учёте неидеальных свойств газа и зависимости изоэнтропных КПД каскадов компрессора от их степеней повышения давления;
- 3) Результаты расчётов по поиску оптимальной общей π_k , а так же оптимальных $\pi_k^{(1)}$ и $\pi_k^{(2)}$ в каскадах в зависимости от различных начальных условий и параметров ГТУ, выполненные в предположениях – реального и идеального газа; результаты сравнения циклов - простого и с ПО при оптимальных π_k и прочих равных; оценки разных сочетаний $\pi_k^{(1)}$ при постоянном π_k .

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы доложены и обсуждены на следующих конференциях: IX Семинар ВУЗов по теплофизике и энергетике (Казань, 2015), XXII Туполевские чтения (Казань, 2015), Энергия-2015. X международная научно-техническая конференция (Иваново, 2015), Международных молодежных научных конференциях «Гинчуринские чтения» (Казань 2013-2015), Аспирантско-магистерских научных семинарах, посвященных «Дню энергетика» (Казань 2012-2015).

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 12 печатных работ – 4 статьи в журналах из перечня ВАК, 2 материала докладов конференций, 6 тезисов докладов.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, трёх глав, списка литературы из 169 наименований. Общий объем диссертации – 179 страниц, включает 107 рисунков, 29 таблиц.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, поставлены цели и задачи исследования, сформулированы научная новизна и практическая значимость работы, определён объект исследования, тепловая схема которого на рисунке 1:

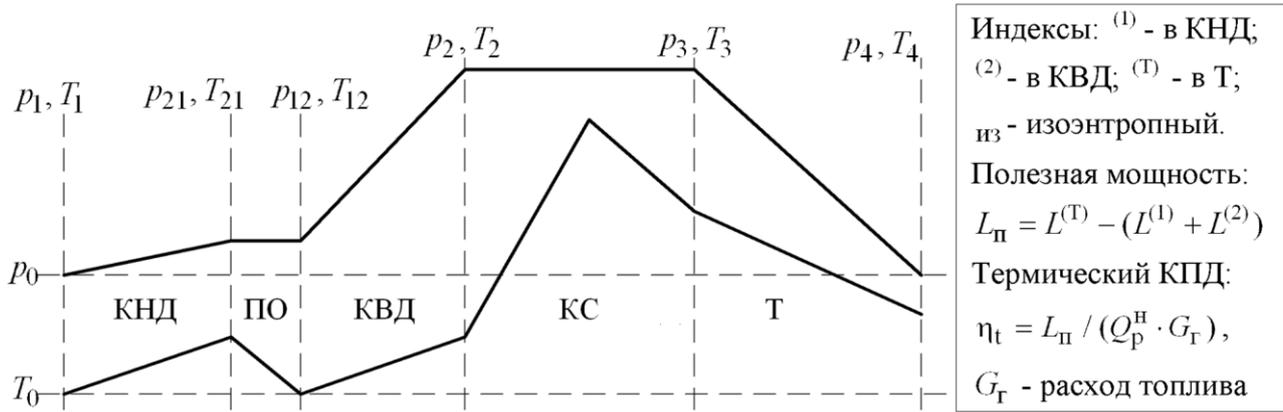


Рис.1. Пример процесса в ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха:

1-21, 12-2: первый (КНД) и второй (КВД) каскад адиабатного сжатия; 21-12: промежуточное охлаждение, 2-3: изобарный подвод тепла; 3-4: адиабатное расширение (Т)

$$\pi_{\text{к}} = p_2 / p_1; \pi_{\text{к}}^{(1)} = p_{21} / p_1, \pi_{\text{к}}^{(2)} = p_2 / p_{12}; \eta_{\text{из}} = l_{\text{к из}} / l_{\text{к}}; \eta_{\text{из}}^{(1)} = l_{\text{из}}^{(1)} / l^{(1)}; \eta_{\text{из}}^{(2)} = l_{\text{из}}^{(2)} / l^{(2)}$$

В первой главе диссертации проанализированы методы теплового расчёта процессов адиабатного сжатия и расширения газа. Раздел 1.1 посвящён сравнению реального и идеального газа, их уравнений состояния, зависимостей для определения работы, теплоёмкости, энтропии.

Раздел 1.2 посвящен приближённым методам расчёта – предполагающим подчинение газа идеальному закону $p\nu = RT$, и, как установлено, делящимся на две категории:

- а) Уравнение адиабаты идеального газа интегрируется в предположении постоянства теплоёмкости, откуда уравнение процесса есть адиабата Пуассона: $pT^{c_p/R} = \text{const}$. Постоянная теплоёмкость, зачастую, определяется при среднеарифметической температуре процесса \bar{T} , что даёт точную оценку конечной температуры процесса $T_{\text{к}}$ только при линейной зависимости $c_p = f(T)$, что характерно только для высокотемпературного диапазона. Не зная $T_{\text{к}}$, нельзя определить \bar{T} , зависимость $c_p = f(\bar{T})$ рекуррентна и решается последовательными приближениями. Точность расчёта повышается осреднением теплоёмкости в логарифмах температур;
- б) Без последовательных приближений. Уравнение адиабаты идеального газа интегрируется

при переменной теплоёмкости $c_p(T) = \sum_{i=1}^m a_i T^i$. К примеру, при $m = 1$: $\frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{н}}} = \left(\frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{н}}}\right)^{a_0} \cdot e^{a_1 T}$,

при произвольном m : $\frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{н}}} = \exp\left(\frac{1}{R} \int_{T_0}^{T_{\text{к}}} \frac{c_p(T) dT}{T}\right) / \exp\left(\frac{1}{R} \int_{T_0}^{T_{\text{н}}} \frac{c_p(T) dT}{T}\right)$, где T_0 - произвольная.

В диссертации приведено множество подобных уравнений с градацией по m . Энтальпия рабочего тела при известной конечной температуре: $J = \int_{T_{\text{н}}}^{T_{\text{к}}} c_p dT$.

Раздел 1.3 посвящён точным методам расчёта. Метод Розена позволяет для реального газа сохранить структуру уравнений идеального газа введением коэффициентов отклонения:

$$\mu_p = \left(\frac{\partial \nu}{\partial T}\right)_p / \frac{R}{p}; \mu_\nu = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_\nu / \frac{R}{\nu} \quad (1)$$

- отношения производных параметров состояния реального газа к соответствующим для идеаль-

ного. К примеру, уравнение адиабаты с учётом влияния давления на энтальпию:

$$c_p dT = \mu_p v dp = \mu_p (dp / p). \quad (2)$$

Интегрирование (2) при c_p и $\mu_p = \text{const}$ (1) определяет уравнение процесса:

$$(T_k / T_n) = (p_k / p_n)^{\mu_p R / c_p}, \quad (3)$$

то есть необходимо осреднить отношение μ_p / c_p , а не только теплоёмкость. Учитывая уравнение состояния $pv = zRT$: $\mu_p = z + (\partial z / \partial T)_p T$. Объёмный показатель изоэнтропы k_v реального газа не определяет зависимость температуры от давления, необходимо применять температурный показатель $pT^{k_t / (k_t - 1)} = \text{const}$. Связь между объёмным и температурным показателем $1 / k_v = 1 / k_t - (\partial \ln z / \partial \ln p)_s$. Методы в разделах 1.2 и 1.3 полярны – в первом случае учитывается переменность термодинамических свойств рабочего тела, но уравнение состояния принято для идеального газа, во втором – уравнение состояния принято для реального газа, но при c_p , $z = \text{const}$. Интегрирование уравнения адиабаты реального газа крайне затруднительно при учёте зависимости c_p , $z = f(T; p)$. Решено применить численный метод конечных элементов для расчёта работы газа.

Во **второй главе** диссертации усовершенствован одномерный расчёт работы газа по методу конечных элементов. В разделе 2.1 разработаны аппроксимационные уравнения зависимости показателя изоэнтропы k , изобарной теплоёмкости c_p , коэффициента сжимаемости z воздуха от температуры T ($\Delta T = 220 \dots 1190$ К) и давления p ($\Delta p = 0.1 \dots 20$ МПа). За основу приняты табулированные данные Национального института стандартов и технологий США. Максимальная относительная погрешность предсказания δ не превышает 2.2% (кроме погрешности исходных табулированных данных). Построены зависимости термодинамических свойств продуктов сгорания природного газа осреднённого состава от T ($\Delta T = 350 \dots 1850$ К) и коэффициента избытка воздуха α ($\Delta \alpha = 1 \dots 10$): $k = f(T, \alpha)$, $c_p = f(T, \alpha)$. Относительная погрешность $< 0.9\%$. Исходные данные получены в программном пакете TDSOFT. Для аппроксимации применялся численный способ, а так же метод множественной нелинейной регрессии с учётом взаимного влияния переменных. Используются комплексы Advanced Grapher и STATISTICA. Представленные в литературе уравнения построены для узкой области изменения параметров стационарной ГТУ простого цикла и неудобны для анализа процессов в ГТУ с ПО.

В разделе 2.2 усовершенствована математическая модель расширения и сжатия реального газа в изоэнтропном приближении. Интеграл левой части уравнения (2) в предположении $c_p = \text{const}$ с учётом (3) есть изоэнтропная работа газа (далее на примере для работы сжатия):

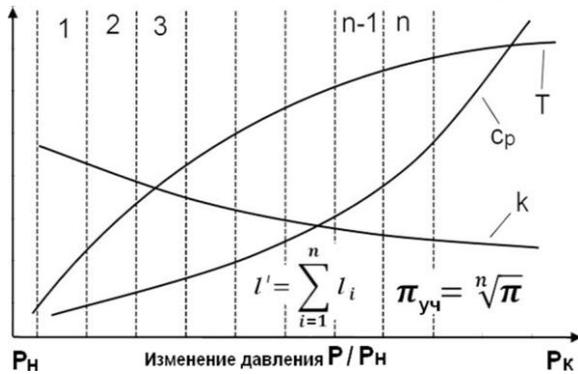
$$l_{\text{из}} = c_p T_n \left[p_k / p_n^{\mu_p R / c_p} - 1 \right]. \quad (4)$$

Расчёт работы газа по эмпирическому уравнению состояния требует минимум две зависимости из четырёх $k, c_p, c_v, z = f(T; p)$. Из закона Майера для идеального газа достаточно c_p или k .

При $c_p = \text{const}$, температуру T_k кроме как по (3) удобно определить исходя из работы газа (4):

$$T_{k \text{ из}} = T_{n \text{ из}} - l_{\text{из}} / c_p \quad (5)$$

Зависимости (3)-(5) не учитывают температурную зависимость c_p реального газа, но чем уже расчётный температурный интервал процесса, тем точнее уравнение процесса (3) связывает равновесные p и T ; текущая величина c_p сходится к её эффективному значению и может быть принята постоянной, и определяться, например, при заранее известных начальных параметрах процесса. Поэтому решено разбить рабочий процесс на n малых участков по давлению – представить его как цепочку элементарных процессов с



одинаковой степенью изменения давления $\pi_{уч} = \sqrt[n]{\pi}$ с совмещёнными граничными условиями – температура (5) и давление $p_{ki} = p_{ni} \cdot \pi_{уч}$ на выходе из предыдущего участка равны температуре T_{ni+1} и давлению p_{ni+1} на входе в последующий. В рамках элементарного i -го участка $i=1 \dots n$, c_{pi} и μ_{pi} постоянны и определяются при известных

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

T_{ni} и p_{ni} , однако для всего процесса они будут переменными, так как T_{ni} участков меняются в зависимости от p_{ni} по адиабатным формулам (4) и (5), рисунок 2. Изоэнтروпная работа при

переменной теплоёмкости: $l'_{из} = \sum_{i=1}^n l_{из i}$. Действительная конечная температура процесса – температура на выходе из последнего участка $T_k = T_{ki}$, $i = n$. Таким образом, комплексно учитывается

неидеальность уравнения адиабаты, уравнения процесса и переменность термодинамических свойств. Предпочтительное n зависит от π_k , оценивается опытно, рис. 3. В силу нетребовательных к ресурсам расчётных зависимостей, n целесообразно принять с запасом.

Авторы, применявшие подобный подход [пример Морозов, Вестник СибГУ 2010. №2;] использовали два упрощения: 1) применяли уравнение процесса идеального газа к малому участку для расчёта неидеального газа. При этом отпадает необходимость осреднять c_p в участке, но не учитывается влияние удельного объёма на внутреннюю энергию газа. 2) Действительную работу процесса (далее на примере сжатия) определяли через изоэнтропный КПД:

$$l = l_{из} / \eta_{из}, \quad (6)$$

$\eta_{из}$ - изоэнтропный КПД агрегата, в тепловом расчёте задан заранее. Допускается неточное предположение при расчёте по конечным элементам:

$$l = \left(\sum_{i=1}^n l_{из i} \right) / \eta_{из} \quad (7)$$

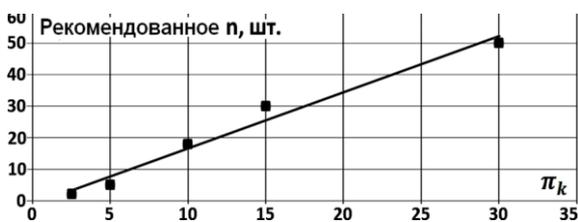


Рис. 3 Пример зависимости $n = f(\pi_k)$

так как сумма изоэнтропных работ отдельных элементарных участков рабочего процесса больше общей изоэнтропной работы сжатия. К примеру, на рис. 4 приведена $p-v$ диаграмма сжатия: $n-k$ – действительный политропный процесс, $n-k_{из}$ - изоэнтропный. При делении процесса на два участка $n-II$, $II-k$, соответственно, изоэнтропные процессы этих участков $n-II_{из}$,

П-к_{из}. Изоэнтروпная работа $\int_H^{K_{из}} v dp$ неразделённого процесса меньше работы двухступенчатого процесса $\int_H^{II} v dp + \int_{II}^{K'_{из}} v dp$ на заштрихованную площадь, определяющую работу на дожатие расширившегося от трения рабочего тела (коэфф-т дополнительной затраты работы).

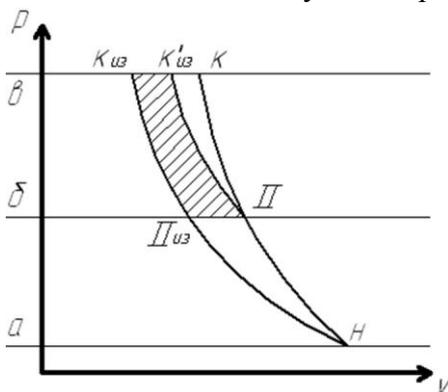
Раздел 2.3 изучает правильный учёт необратимости при расчёте по малым приращениям давления. С увеличением количества расчётных участков на рис. 4, изоэнтропа элементарных участков всё плотнее будет прижиматься к политропе н-к, в пределе, при $n = \infty$, $\sum l_{из i}$ будет

равна политропной работе l_n - откуда верное уравнение (7): $l = \left(\sum_{i=1}^{\infty} l_{из i} \right) / \eta_n$, η_n - политропный КПД;

если $n = 1$ то, естественно, изоэнтропная работа участка равна общей изоэнтропной работе (действительная работа определяется по формуле (6)). Очевидно, КПД разделённого на участки процесса η_{Σ} при промежуточном количестве ступеней $1 < n < \infty$ в математической модели, лежит в пределах $\eta_{из} < \eta_{\Sigma} < \eta_n$. При возможном в рамках теплового расчёта допущении о постоянстве изоэнтропных КПД элементарных участков $\eta_{уч} = \text{const}$, $\eta_{уч}$ выносится из под

знака суммы, и $\eta_{уч} = \eta_{\Sigma}$: $l = \left(\sum_{i=1}^n l_{из i} \right) / \eta_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n l_{из i} / \eta_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n l_{из i} / \eta_{уч}$.

То есть действительная работа определяется сразу в элементарном участке. Применена известная зависимость между изоэнтропными КПД элементарного участка и общим в компрессоре:



$$\eta_{уч} = \sqrt[n]{e_k - 1} / \sqrt[n]{e_k - 1 / \eta_{из}} + 1 - 1, \quad (8)$$

Для процессов расширения $\eta_{из} > \eta_{уч} > \eta_n$, формула:

$$\eta_{уч} = 1 - \left[1 - \eta_{из}^{(r)} \cdot 1 - 1 / e_T \right]^{1/n} / 1 - 1 / \sqrt[n]{e_T},$$

где $e_k = \pi_k^{cp/R}$, $e_T = \pi_T^{cp/R}$, c_p осредняется в интервале изоэнтропных температур компрессора (или турбины).

Модель проверена на экспериментальных данных

Рис. 4. $p - v$ диаграмма сжатия

Воронова В.А. (МГТУ им. Н. Э. Баумана) о расширении

в турбодетандере четырёх рабочих тел при разных степенях расширения π_T , таблица 1:

Таблица 1. Максимальная погрешность определения перепада температур расширения, % по моделям в сравнении с экспериментом: 1 - авторская; 2 - идеальный газ с определением c_p по средней T ; 3 - по средней T и p ; 4 - диаграмма

Вещество	π_T	1. Авт.	2. $c_p(T)$	3. $c_p(T;p)$	4. - -
Аргон	3-5,6	1,39	1,27	1,23	2,38
Воздух	2,1-4,4	1,69	2,34	1,85	2,76
CO2	2-4,5	2,69	8,31	5,24	10,25
R141b	2,5-4,3	1,67	13,24	6,22	22,68

Глава 3

посвящена проблеме оптимизации степени повышения давления в двухкаскадном компрессоре ГТУ с ПО.

В разделе 3.1 выбрана величина относительных потерь давления воздуха в ПО - $\sigma_{ПО}$, принятая в математической модели постоянной.

На основании анализа рекомендаций по тепловому расчёту ГТУ различных авторов, показателей действующих ГТУ в диапазоне мощностей 5-100 МВт, математического моделирования проохладителя ГТУ-100-750 на разных давлениях, принято $\sigma_{ПО}$ уравнивать 3%.

Известный метод оценки изоэнтروпного КПД каскада компрессора по постоянному показателю политропы γ , определённом по π_k , не учитывает изменение c_p и z воздуха во втором каскаде в результате охлаждения в ПО и отличие суммы $(l_{из}^{(1)} + l_{из}^{(2)})$ от общей $l_{из}$. Раздел 3.2 предлагает восстанавливать $\eta_{из}^{(1)}$ и $\eta_{из}^{(2)}$ компрессора по постоянному политропному КПД $\eta_{п}$ (в рамках метода конечных элементов $\eta_{уч}$ быстро сходится к $\eta_{п}$ с ростом n (8)). $\eta_{п}$ зависит только от π_k для компрессора и одинаков для обоих каскадов. Алгоритм расчёта следующий:

- 1) Задаётся количество элементарных ступеней n , и по формуле (8) вычисляется изоэнтропный КПД элементарного участка процесса $\eta_{уч}$ (постоянный для процесса) при общей π_k ;
- 2) Степень повышения давления элементарной ступени $\pi_{уч} = \sqrt[n]{\pi_k}$ - постоянная величина;
- 3) Оценивается число элементарных ступеней, укладываемых в первый каскад: $n1 = \log_{\pi_{уч}} \pi_k^{(1)}$
- 4) Решается обратная п.1 задача: по известному КПД элементарной ступени, степени повышения давления в первом каскаде $\pi_k^{(1)}$ и числу ступеней $n1$ первого каскада восстанавливается

$$\text{изоэнтропный КПД первого каскада: } \eta_{из}^{(1)} = \pi_k^{(1)cp(1)/R} - 1 / \left[\left(1 + \frac{n1 \sqrt[n1]{\pi_k^{(1)cp(1)/R} - 1}}{\eta_{уч}} \right)^{n1} - 1 \right];$$

- 5) Определяется число элементарных ступеней во втором каскаде $n2 = n - n1$;
- 6) Обратная п.1 задача решается повторно по $\pi_k^{(2)}$, $n2$, для определения $\eta_{из}^{(2)}$. В диссертационной работе показаны критерии достоверности решения этой задачи, алгоритм их выдерживает.

В разделе 3.3 разработана математическая модель поиска оптимальной π_k в ГТУ с ПО численным методом по критериям максимальных η_t и $L_{п}$, рис. 1, учитывающая неидельность газа и зависимости $\eta_{из}^{(1)} = f(\pi_k^{(1)}; \pi_k)$ и $\eta_{из}^{(2)} = f(\pi_k^{(2)}; \pi_k)$. $L_{п} = l^{(T)} \cdot G_T - (l^{(1)} + l^{(2)}) \cdot G_B$, где $l^{(T)}$, G_T - расход и работа газа в турбине, $(l^{(1)} + l^{(2)})$, G_B - расход и работа воздуха в компрессоре.

Оптимизация параметрическая, (схема задана на рис. 1). Критерий оптимизации: а) максимум $L_{п}$, б) максимум η_t . Параметры двумерной оптимизации (управляющие воздействия): $\pi_k^{(1)}$ и π_k . Входные (неуправляемые) переменные (рис. 1): расход воздуха в компрессоре G_B , температуры: T_1, T_{12}, T_3 , коэффициенты потерь давления σ : на входе в КВД, в КС, в ПО, на выходе из Т, изоэнтропные КПД – общий в компрессоре $\eta_{из}$ и в Т $\eta_{из}^{(T)}$, характеристики топлива – природного газа осреднённого состава. Допущения: отсутствие отвода воздуха на охлаждение Т. Ограничения на управляющие параметры: $\pi_{k \min}^{(1)} = 1,25$; $\pi_{k \max}^{(1)} = \pi_k - 1,25$ – минимальная степень повышения давления в ступени осевого компрессора; $\pi_{k \min} = 5.0$ – минимально используемое на практике значение в ГТУ, $\pi_{k \max} = 200$ (предел работы аппроксимационных уравнений c_p, z воздуха равен 20 МПа). Исходные данные расчёта: $G_B = 300$ кг/с; $\tau_k = T_1/T_{12} = 1 \div 1.2$; $T_3 = 1100 \div 1600$ К; $p_l = 0,1$ МПа; $\sigma_{КВД}, \sigma_{ПО}, \sigma_{КС}, \sigma_T = 0; 3; 1,5; 2\%$, $\eta_{из} = 0,87$, $\eta_{из}^{(T)} = 0,89$.

Поиск $\pi_{k \text{ опт}}$ известными аналитическими моделями (пример из Арсеньева Л.В.):

$$\pi_{k \text{ опт}} = [2(1 + G_{\Gamma}) \frac{c_p^{(\tau)}}{c_p} \frac{m^{(\tau)}}{m^{(k)}} \frac{\eta_{\text{из}} \eta_{\text{из}}^{(1)}}{\sqrt{m^{(\tau)}}} \frac{1}{\tau} (1 - \eta_t)^{-1.5}]^{1/(m^{(\tau)} + 0.5m^{(k)})},$$

ведётся последовательными приближениями, из-за значительного количества рекуррентно связанных переменных (в примере это $\pi_{k \text{ опт}}, G_{\Gamma}, \eta_t$). Учёт зависимостей $c_p, z = f(T; p)$ и $\eta_{\text{из}}^{(1)} = f(\pi_k^{(1)}; \pi_k)$ добавит ещё три цикла итерации, чрезвычайно усложнив расчёт. Использован более рациональный численный метод: задача двумерной оптимизации сводится к последовательному решению двух одномерных задач фиксированием одного из управляющих параметров, отнесением его к неуправляемым:



1) тепловым расчётом изучается зависимость η_t или $L_{\text{П}}$ от первого управляющего параметра $\pi_k^{(1)}$ – при различных фиксированных значениях π_k . Оптимум управляющего параметра определяется аппроксимацией полиномом расчётных точек и изучением многочлена на максимум.

2) исследуется зависимость уже определённых при оптимальном $\pi_k^{(1)}$: η_t или $L_{\text{П}}$ от общей степени повышения давления π_k , то есть фиксируется второй управляющий параметр $\pi_k^{(1)}$, так как он принят оптимальным. Оптимум π_k определяется перебором значений. Блок-схема, реализованная на FORTRAN 90 с применением библиотеки IMSL представлена на рис.5. Целевая функция – зависимость η_t или $L_{\text{П}} = f(\pi_k)$ при условии, что при каждом дискретном π_k ,

$\pi_k^{(1)}$ выбран оптимальным, пример рис.6.

Расчёт работы расширения и сжатия газа проводился одновременно:

а) по усовершенствованному методу конечных элементов с комплексным учётом неидеальности газа, описанному в главе 2;

б) По уравнениям идеального газа, учитывая различие теплоемкостей воздуха и продуктов сгорания, определяя работу газа и конеч-

Рис. 5. Блок-схема программы поиска оптимальной π_k по критерию максимума η_t

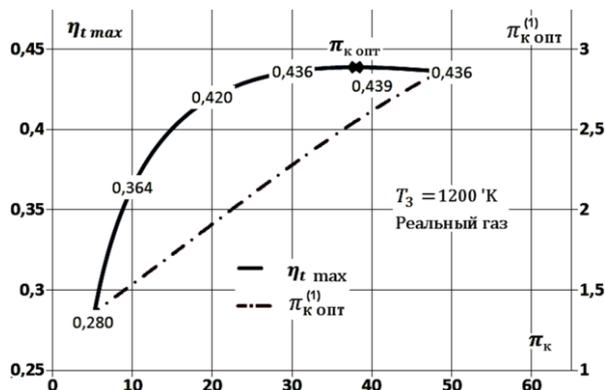


Рис.6. Зависимость $\eta_t^{\text{max}} = f(\pi_k)$, $T_3 = 1200 \text{ K}$

ную температуру процесса по среднеарифметической теплоёмкости. Учитывается методом последовательных приближений рекуррентная зависимость $\bar{c}_p = f(\bar{T})$. Это классический способ расчёта технико-экономических показателей ГТУ.

Таблица 2. Зависимость $\pi_{к\text{ опт}} = f(T_3)$

$T_3 / 1000$		1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
Реал. Модел	$\pi_{к\text{ опт}} (L_{\pi}^{\max})$	16	20	25	31	38	47
	$\pi_{к\text{ опт}} (\eta_t^{\max})$	31	38	50	68	87	120
Идеал. Модел	$\pi_{к\text{ опт}} (L_{\pi}^{\max})$	17	22	28	35	45	57
	$\pi_{к\text{ опт}} (\eta_t^{\max})$	35	45	60	81	111	159

В главе 3.4 приведены результаты оптимизации $\pi_{к}$ по критериям максимальных η_t и L_{π} .

Наблюдаются высокие $\pi_{к\text{ опт}}$, таблица 2, в связи с низкой потребной мощностью компрессора $L_{к}$, так

как момент, когда скорость роста $L_{к}$ с увеличением $\pi_{к}$ превысит скорость роста мощности турбины $L^{(T)}$ запаздывает по сравнению с установкой простого цикла. Высокие $\pi_{к}$ по η_t обеспечены эффективностью высокотемпературного сжатия по затратам топлива.

Зависимости $\eta_t^{\max} = f(\pi_{к})$, рис. 6, и $L_{\pi}^{\max} = f(\pi_{к})$ имеют плато (область, где значительное изменение $\pi_{к}$ незначительно меняет L_{π}^{\max} и η_t^{\max}). Несмотря на незначительное уточнение (в пределах 5% относительных) величин L_{π}^{\max} и η_t^{\max} за счёт учёта реальных свойств газа, $\pi_{к\text{ опт}}$ меняется существенно. Модель идеального газа даёт завышенные значения $\pi_{к\text{ опт}}$, табл. 3.

Таблица 3. Абсолютная ошибка определения $\pi_{к}$ / относительная погрешность по L_{π}^{\max} и η_t^{\max} при применении модели идеального газа в зависимости от характерных параметров ГТУ

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

Причиной разницы, в первую очередь, служит учёт влияния давления на c_p воздуха – с ростом $\pi_{к}$ в модели реального газа c_p растёт быстрее не только под влиянием растущей температуры, но и растущего давления, как следствие, растёт быстрее и мощность сжатия. Разница в рассчитанных $\pi_{к\text{ опт}}$ существенно влияет на эксплуатационные свойства спроектированного компрессора (металлоёмкость, потребное количество охлаждающего агента, надёжность и др.). Модель идеального газа также завышает значения L_{π}^{\max} и η_t^{\max} .

Наличие плато на графике ставит вопрос о возможности снижения $\pi_{к}$ без потери η_t и L_{π} и целесообразности применения бинарного ПГУ цикла или регенерации совместно с ПО.

Изучено влияние начальных условий расчёта на положение $\pi_{к\text{ опт}}$, таблица 4. На поло-

Таблица 4. Влияние факторов на $\pi_{к\text{ опт}}$ и $\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$

Измене ние Рост фактора	По критерию L_{Π}^{\max} :			По критерию η_t^{\max} :		
	$\pi_{к\text{ опт}}$	$\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	L_{Π}^{\max}	$\pi_{к\text{ опт}}$	$\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	η_t^{\max}
$\uparrow T_3$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\uparrow L_{\Pi}^{\max}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\uparrow \eta_t^{\max}$
$\uparrow T_1$	$\downarrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\downarrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\downarrow L_{\Pi}^{\max}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}$	-	$\downarrow \eta_t^{\max}$
$\uparrow T_{12} / T_1$	$\downarrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\downarrow L_{\Pi}^{\max}$	$\downarrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\downarrow \eta_t^{\max}$
$\uparrow \sigma_{\text{по}}$	$\downarrow \pi_{к\text{ опт}}$	-	$\downarrow L_{\Pi}^{\max}$	$\downarrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\downarrow \eta_t^{\max}$
$\uparrow \eta_{\text{из}}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\uparrow L_{\Pi}^{\max}$	$\uparrow \pi_{к\text{ опт}}$	$\downarrow \pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$	$\uparrow \eta_t^{\max}$

жение $\pi_{к\text{ опт}}$, и соответствующее $\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$, оказывают влияние разные факторы, в диссертации дан количественный и качественный анализ этого влияния, физическое объяснение тенденций. Качественная сторона схематично приведена в таблице 4. Положение $\pi_{к\text{ опт}}$ определяет баланс: по L_{Π}^{\max} : потребной работы сжатия и работы турбины; по критерию η_t^{\max} : L_{Π} и расхода топлива G_T опосредованно через конечную температуру сжатия. Разница в $\pi_{к\text{ опт}}$, определённых по моделям реального и идеального газа, табл. 3., также является переменной величиной таким образом, что увеличивается с падением температур сжатия и ростом давлений. Проведено сравнение $\pi_{к\text{ опт}}(\eta_t^{\max})$, рассчитанных по моделям различных авторов, рисунок 7. На данный момент совокупности T_3 и соответствующих $\pi_{к\text{ опт}}$ не могут быть достигнуты в реальных установках в связи с ограничением по прочности. Однако T_3 и $\pi_{к\text{ опт}}$ газотурбинной техники непрерывно растут.

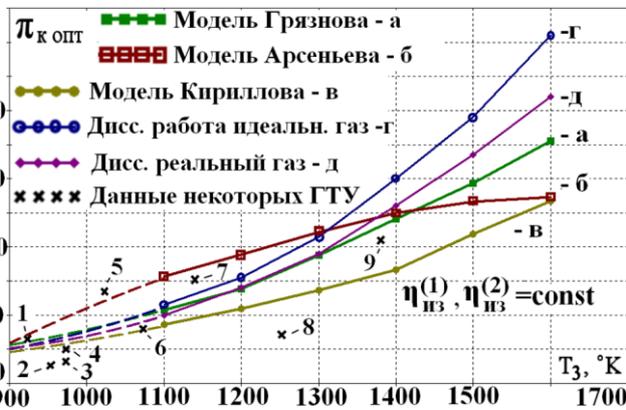


Рис. 7. Сравнение $\pi_{к\text{ опт}}(\eta_t^{\max})$ с номинальными параметрами действующих ГТУ:

- 1) ГТ-12-3; 2) Эшер-Висс АК-10/12 3) ГТ700-12М 4) ГТ-255) ГТ-100-750; 6) ГТУ-50-800;
- 7) GE LM6000 8) RR WR-12; 9) GE LMS100

рассчитанных $\pi_{к}$ и прочих равных условиях. Модель распределения изоэнтропных КПД каскадов компрессора по малым изменениям давления, оставляет $\eta_{\text{из}}$ постоянно равным для обеих схем ГТУ, не зависимо от соотношения $\pi_{к}^{(1)} / \pi_{к}^{(2)}$. Расчёт $\pi_{к\text{ опт}}$ установки простого цикла показал необходимость применения модели реального газа при оптимизации по η_t . В интервале температур $1200 \div 1600$ °K L_{Π} ГТУ с ПО выше L_{Π} ГТУ простой схемы в среднем на 22.9%. η_t ГТУ с ПО выше в среднем на 8% (относительных). При этом $\pi_{к\text{ опт}}$ ГТУ с ПО в обоих слу-

жении $\pi_{к\text{ опт}}$, и соответствующее $\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$, оказывают влияние разные факторы, в диссертации дан количественный и качественный анализ этого влияния, физическое объяснение тенденций. Качественная сторона схематично приведена в таблице 4. Положение $\pi_{к\text{ опт}}$ определяет баланс: по L_{Π}^{\max} : потребной работы сжатия и работы турбины; по критерию η_t^{\max} : L_{Π} и расхода топлива G_T опосредованно через конечную температуру сжатия. Разница в $\pi_{к\text{ опт}}$, определённых по моделям реального и идеального газа, табл. 3., также является переменной величиной таким образом, что увеличивается с падением температур сжатия и ростом давлений. Проведено сравнение $\pi_{к\text{ опт}}(\eta_t^{\max})$, рассчитанных по моделям различных авторов, рисунок 7. На данный момент совокупности T_3 и соответствующих $\pi_{к\text{ опт}}$ не могут быть достигнуты в реальных установках в связи с ограничением по прочности. Однако T_3 и $\pi_{к\text{ опт}}$ газотурбинной техники непрерывно растут.

Влияние конечной температуры сжатия на η_t , актуализирует задачу поиска оптимальной степени охлаждения воздуха в ПО. Анализ дал отрицательный результат, η_t , определённый при $\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$, непрерывно снижается при росте отношения T_{12} / T_1 .

В литературных источниках [Арсеньев, Манушин, Буров] встречается утверждение, что при одинаковых $\pi_{к}$ термический КПД ГТУ с ПО ниже, чем у установки простого цикла. Проведено сравнение величин L_{Π} и η_t для этих двух схем при оптимально

чаях значительно выше, разница растёт с ростом T_3 . Оценены $\pi_{к\text{ опт}}$ по критериям максимальных $L_{п\text{ пгу}}$ и $\eta_{т\text{ пгу}}$ для ГТУ с ПО в составе парогазовой установки (ПГУ). Постановка задачи и схема оптимизации та же, что и для ГТУ с ПО открытого цикла, но критерий оптимальности оценён с учётом мощности паротурбинной части: $L_{п\text{ пгу}} = L^{(т)} - (L^{(1)} + L^{(2)}) + L_{пт}$, $\eta_{т\text{ пгу}} = \eta_t + (1 - \eta_t)\eta_{т\text{ пт}}\eta_{ку}$, где мощность ПТ-части: $L_{пт} = G_t \cdot \eta_{т\text{ пт}} \cdot c_{p\text{ ку}} \cdot (T_4 - T_{4\text{ дг}})$, G_t - расход газов через турбину ГТУ, $c_{p\text{ ку}}$ - средняя теплоёмкость в котле-утилизаторе: $c_{p\text{ ку}} = f(\bar{T}_{ку}, \alpha)$, $\eta_{т\text{ пт}}$ - термический КПД цикла Ренкина, $\bar{T}_{ку} = (T_4 + T_{4\text{ дг}}) / 2$, температура дымовых газов $T_{4\text{ дг}} = 403$ К, топливо ГТ-части - природный газ. $\eta_{ку}$ - КПД котла-утилизатора: $\eta_{ку} = \frac{c_{p\text{ ку}} \cdot (T_4 - T_{4\text{ дг}})}{c_{p\text{ ку}}' \cdot (T_4 - T_1)}$, $c_{p\text{ ку}}' = \frac{T_4 + T_1}{2}$. Для оптимизации по максимальному $\eta_{т\text{ пгу}}$ при $T_3 > 1200$ К модель идеального газа даёт завышенные значения $\pi_{к\text{ опт}}$ за счёт неучёта влияния давления на c_p воздуха. Для анализа по максимуму $L_{п\text{ пгу}}$ влияние неидеальных свойств газа на $\pi_{к\text{ опт}}$ не существенно.

Раздел 3.4.4 посвящён анализу положения $\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$, соответствующей $\pi_{к\text{ опт}}$. Изучено влияние различных факторов на положение $\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$ в ГТУ с ПО, результаты в табл. 4. Дано подробное физическое объяснение тенденций. Для оптимизации по η_t характерно высокотемпературное сжатие с низким значением $\pi_k^{(1)}$ и изменением его в узком диапазоне (для снижения затрат на топливо в камере сгорания), при оптимизации по $L_{п}$, $\pi_k^{(1)}$ определяется так, чтобы обеспечить равенство потребных работ каскадов: $\pi_k^{(1)} \approx \pi_k^{(2)}$ при $T_{12} = T_1$, при отклонении от этого равенства $\pi_k^{(1)}$ и $\pi_k^{(2)}$ перераспределяются так, чтобы минимизировать добавку работы в высокотемпературной части зависимости $c_p = f(T; p)$. Рассмотрен характер зависимостей $L_{п} = f(\pi_k^{(1)})$ и $\eta_t = f(\pi_k^{(1)})$ при неоптимальных значениях π_k . $\pi_k^{(1)}$ всегда, при любом π_k , имеет оптимум по обоим критериям расчёта между двумя предельными неэффективными случаями: $\pi_k^{(1)} = 1$ и $\pi_k^{(1)} = \pi_k$. Это опровергает тезис о том, что при $\pi_k = \text{const}$ и прочих равных, эффективность цикла с ПО ниже, чем у установки простого цикла. На положение $\pi_{к\text{ опт}}^{(1)}$ оказывают противоположное влияние: величина мощности на привод компрессора и расход топлива в камере сгорания (определяемый конечной температурой сжатия).

Заключение

Основные результаты и выводы: 1) Расчёт адиабатного процесса сжатия и расширения рабочих тел методом конечных элементов усовершенствован комплексным учётом неидеальности газа и достоверной оценкой необратимости процесса. Это стало возможным благодаря применению уравнения процесса реального газа к элементарному участку и возможности расчёта действительной работы в нём по установленной связи $\eta_{уч} = f(\eta_{из})$;

2) На основании постоянства политропного КПД процесса установлена зависимость между изоэнтропными КПД каскадов компрессора и общим изоэнтропным КПД в зависимости от соотношения степеней повышения давления в каскадах. Это позволяет оптимизировать величину $\pi_k^{(1)}$ по критериям максимума $L_{п}$ и η_t при неизменном общем КПД компрессора;

3) В математической модели оптимизации $\pi_k^{(1)}$ и π_k ГТУ с ПО по критериям максимума L_{Π} и η_t удалось учесть неидеальные свойства воздуха и продуктов сгорания, а так же зависимость $\eta_{из}^{(1)} = f(\pi_k^{(1)}; \pi_k)$, благодаря сведению двухпараметрической оптимизационной задачи к последовательному решению двух одномерных задач фиксированием одного из управляющих параметров, что избавило от нескольких циклов последовательных приближений при расчёте.

4) Модель идеального газа даёт существенно завышенные $\pi_{k\text{ опт}}$ в ГТУ с ПО по критериям максимума L_{Π} и η_t , в первую очередь, за счёт неучёта влияния давления на теплоёмкость воздуха, что приведёт к ухудшению эксплуатационных характеристик спроектированного компрессора. Задача поиска $\pi_{k\text{ опт}}$ должна решаться только в модели реального газа: для ГТУ с ПО - по критериям максимума L_{Π} и η_t ; для ГТУ с ПО в составе ПГУ и для установки простого открытого цикла – по критерию максимума η_t .

Рекомендации, перспективы дальнейшей разработки темы исследования диссертационной работы.

1) Уточнить формулу связи изоэнтропного КПД элементарного участка и общего изоэнтропного КПД процесса сжатия (8), используя при выводе уравнение адиабаты реального газа;

2) Уточнить алгоритм оптимизации π_k ГТУ с ПО учётом отвода рабочего тела на охлаждение газовой турбины;

3) Представить модель оптимизации π_k ГТУ с ПО с учётом неидеальных свойств рабочих тел в аналитическом виде.

Список работ, опубликованных по теме диссертации.

В рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки России:

1. Хасанов Н.Г. Влияние неидеальности рабочих тел на оптимальную степень повышения давления в компрессоре ГТУ с промежуточным охлаждением циклового воздуха / Шигапов А.Б., Хасанов Н.Г. // **Тепловые процессы в технике.** – 2017. Т. 9. № 10. С. 472-479 (перечень рецензируемых научных журналов и изданий ВАК № 1253 на дату публикации 10.2017; общий объем – 0,625 п.л., личный вклад – 0,312 п.л.).

2. Хасанов Н.Г. Оптимальная степень сжатия воздуха в газотурбинной установке с промежуточным воздухоохладителем / Шигапов А.Б., Хасанов Н.Г. // **Известия вузов. Проблемы энергетики.** – 2017. - №1-2. С. 108-118 (перечень рецензируемых научных журналов и изданий ВАК № 1551 на дату публикации 02.2017; общий объем - 0,625 п.л., личный вклад - 0,312 п.л.).

3. Хасанов Н.Г. Влияние реальных свойств воздуха на показатели стационарных газотурбинных установок / Хасанов Н.Г., Шигапов А.Б. // **Известия вузов. Проблемы энергетики.** – 2014. - № 9-10. – С.11-19 (перечень рецензируемых научных журналов и изданий ВАК № 911 на дату публикации 09.2014; общий объем - 0,5 п.л., личный вклад - 0,25 п.л.).

4. Хасанов Н.Г. Влияние реальных свойств продуктов сгорания на параметры стационарных газотурбинных установок / Шигапов А.Б., Хасанов Н.Г. // **Известия вузов. Проблемы энергетики.** – 2014. - №11-12. – С.11-21 (перечень рецензируемых научных журналов и изданий ВАК № 911 на дату публикации 11.2014; общий объем - 0,625 п.л., личный вклад - 0,312 п.л.).

В других изданиях:

5. Хасанов Н.Г. Непрерывный учёт действительных термодинамических свойств рабочих тел при тепловом расчёте адиабатических процессов газотурбинной установки / Шигапов А.Б., Хасанов Н.Г. // «IX-й семинар ВУЗов по теплофизике и энергетике»: сб. мат. докл. – Казань, 2015. – Т.1. – С. 102-112 (общий объем - 0,625 пл., личный вклад - 0,312 пл.).
6. Хасанов Н.Г. Модель политропического процесса для непрерывного учёта реальных свойств рабочих тел стационарной газотурбинной установки / Шигапов А.Б., Хасанов Н.Г. // «XXII Ту-полевские чтения»»: сб. мат. докл. – Казань, 2015. – Т.2. – С. 516-523 (общий объем - 0,437 пл., личный вклад - 0,187 пл.).
7. Хасанов Н.Г. Способ учёта переменности свойств рабочего тела стационарной газотурбинной установки / Шигапов А.Б., Хасанов Н.Г. // «Энергия-2015. X международная научно-техническая конференция»»: сб. тез. докл. – Иваново, 2015. – Т.1. – С. 185-187 (общий объем - 0,075 пл., личный вклад - 0,0375 пл.).
8. Хасанов Н.Г. Оценка осредненной эффективной теплоемкости рабочих тел газотурбинной установки с промежуточным охлаждением воздуха в компрессоре / Шигапов А.Б., Хасанов Н.Г. // X Международная молодежная научная конференция «Гинчуринские чтения»»: сб. тез. докл. – Казань, 2015. – Т.2. – С. 98-99 (общий объем - 0,44 пл., личный вклад - 0,1875 пл.).
9. Хасанов Н.Г. Математическая модель стационарных газотурбинных установок с учётом реальных термодинамических свойств рабочего тела / Шигапов А.Б., Хасанов Н.Г. // IX Международная молодежная научная конференция «Гинчуринские чтения»»: сб. тез. докл. – Казань, 2014. – С. 187–188 (общий объем - 0,0625 пл., личный вклад - 0,0312 пл.).
10. Хасанов Н.Г. Оптимизация степени сжатия в двухкаскадном компрессоре с учётом реальных свойств рабочего тела / Шигапов А.Б., Хасанов Н.Г. Ахунов А.Г. // XVII аспирантско-магистерский научный семинар, посвященный «Дню энергетика»: сб. тез. докл. – Казань, 2014. – Т.2. – С.150 (общий объем - 0,0437 пл., личный вклад - 0,0187 пл.).
11. Хасанов Н.Г. Реальные термодинамические свойства рабочих тел стационарных газотурбинных установок / Шигапов А.Б., Хасанов Н.Г. // XVI аспирантско-магистерский научный семинар, посвященный «Дню энергетика»: сб. тез. докл. – Казань, 2013. – Т.2. – С. 118-119 (общий объем - 0,0375 пл., личный вклад - 0,00187 пл.).
12. Хасанов Н.Г. Математическая модель термодинамических свойств рабочих тел газовой турбины / Шигапов А.Б., Хасанов Н.Г. // XV аспирантско-магистерский научный семинар, посвященный «Дню энергетика»: сб. тез. докл. – Казань, 2012. – Т.1. – С. 154 (общий объем - 0,05 пл., личный вклад - 0,025 пл.).