

Двтор еер,  
К 43

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

---

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
ИМ. М. В. ЛОМОНОСОВА

---

В. С. КИРОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ  
СТАЦИОНАРНОЙ УГЛЕКИСЛОТНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ  
УСТАНОВКИ

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научные руководители —  
доктор технических наук,  
профессор Д. П. ГОХШТЕЙН,  
кандидат технических наук,  
доцент Г. П. ВЕРХИВКЕР

Одесса

1967 г.

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
ИМ. М. В. ЛОМОНОСОВА

В. С. КИРОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ  
СТАЦИОНАРНОЙ УГЛЕКИСЛОТНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ  
УСТАНОВКИ

Перечислет 1984 г.  
А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

✓ 001310



Научные руководители —  
доктор технических наук,  
профессор Д. П. ГОХШТЕЙН,  
кандидат технических наук,  
доцент Г. П. ВЕРХИВКЕР

Одесса  
1967 г.

Работа выполнена на кафедре инженерной теплофизики  
Одесского технологического института  
им. М.В. ЛОМОНОСОВА

---

---

Технологический институт им. М.В. Ломоносова направляет Вам для ознакомления автореферат диссертационной работы КИРОВА В.С., представляемой на соискание ученой степени кандидата технических наук.

Публичная защита диссертации состоится  
" \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 1967 г. на заседании Совета факультетов автоматизации и приборостроения и теплофизического.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения принять участие в заседании Совета или прислать свои отзывы в 2-х экземплярах Ученому секретарю Совета института.

Наш адрес: Одесса, ГСП-7, ул. Свердлова, 112,

Технологический институт

им. М.В. Ломоносова

Ученый секретарь Совета

(Запорожец Л.А.)

Для обеспечения намеченного XXIII съездом КПСС опережающего развития электроэнергетики в текущем пятилетии предстоит ввести в эксплуатацию 64—66 млн. квт новых энергетических мощностей. До 1970 г. намечено освоить экономичные энергетические блоки 500 и 800 Мвт, а также создать конденсационные турбины мощностью 1000 + 1600 Мвт.

Наряду с работами по усовершенствованию паротурбинных установок будут продолжены проектные проработки и научные исследования по созданию газотурбинных установок большой мощности, парогазовых и других комбинированных установок с целью определения наиболее рациональных путей развития крупной теплоэнергетики.

Одним из путей повышения экономичности энергетических установок является создание мощных ГТУ, в том числе замкнутых, в которых в качестве рабочего тела используются низкокипящие вещества. Применение низкокипящих веществ (например, углекислоты) в энергетике одновременно с повышением экономичности дает возможность создать компактные установки большой единичной мощности.

Высокая термодинамическая эффективность углекислотных циклов объясняется тем, что в них объединяются высокая средняя абсолютная температура подвода тепла с низкой средней абсолютной температурой его отвода, то есть преимущества, присущие циклам газотурбинных и паротурбинных установок. В то же время свойства углекислоты (малые теплоперепады в турбомашинах, высокое противодавление в цикле и большая плотность углекислоты) делают возможным создание мощных энергетических установок, отвечающих современным техническим требованиям.

Известные в настоящее время углекислотные циклы, устраняя недостатки, присущие пароводяным и газотурбинным циклам, в свою очередь обладают некоторым резервом повышения экономичности. Это повышение может быть осуществлено, например, за счет снижения степени перегрева углекислоты, поступающей в конденсатор, снижения необратимости в процессе регенеративного теплообмена, а также путем выбора оптимальной степени повышения давления в цикле.

Большие возможности по экономии топлива, созданию мощных и малогабаритных установок открывает использование низкокипящих веществ в парогазовых установках и в комбинированных установках с водяным паром.

Практическим шагом к созданию мощных энергетических установок на низкокипящих веществах является разработка и намечаемое строительство опытно-промышленной углекислотной установки мощностью 50 Мвт. Наиболее полно раскроются возможности таких установок, если они будут работать при экономически наивыгоднейших параметрах по оптимальной схеме. Для определения оптимальных показателей углекислотных установок необходимо сопоставить различные варианты при оптимальных для каждого варианта параметрах рабочего тела.

В соответствии с вышеизложенным в задачи данной работы входит:

1. Термодинамический анализ и выбор оптимальной степени повышения давления в известных углекислотных циклах и предложенных в работе, выбор наиболее перспективных для дальнейших детальных исследований.

2. Термодинамический анализ и оценка перспектив применения углекислоты в парогазовых установках и в комбинированных установках с водяным паром.

3. Разработка методики выбора параметров и характеристик стационарных углекислотных энергоустановок по минимуму расчетных затрат.

4. Выбор оптимальных параметров и технико-экономическое сопоставление наиболее перспективных схем для условий опытно-промышленной энергетической установки.

Ряд вопросов разрабатывался в связи с заданием Госкомитета Совета Министров СССР по науке и технике, Киевского отделения "Теплоэлектропроект" и других организаций.

Диссертационная работа является результатом исследований, выполненных автором, либо при его участии, в Одесском Технологическом институте им. М.В. Ломоносова.

Основное содержание диссертации, которая состоит из четырех глав и выводов, обобщающих результаты работы в целом, приводится ниже.

В первой главе выполнен термодинамический анализ углекислотных циклов, представленных на рис. 1. Поскольку для стационарной энергетической установки экономичность играет определяющую роль, то, как видно из рис. 1, анализируются только циклы с конденсацией и жидкостным сжатием рабочего тела, которые при одинаковых граничных температурах обеспечивают более высокую экономичность, чем чисто газовые циклы.

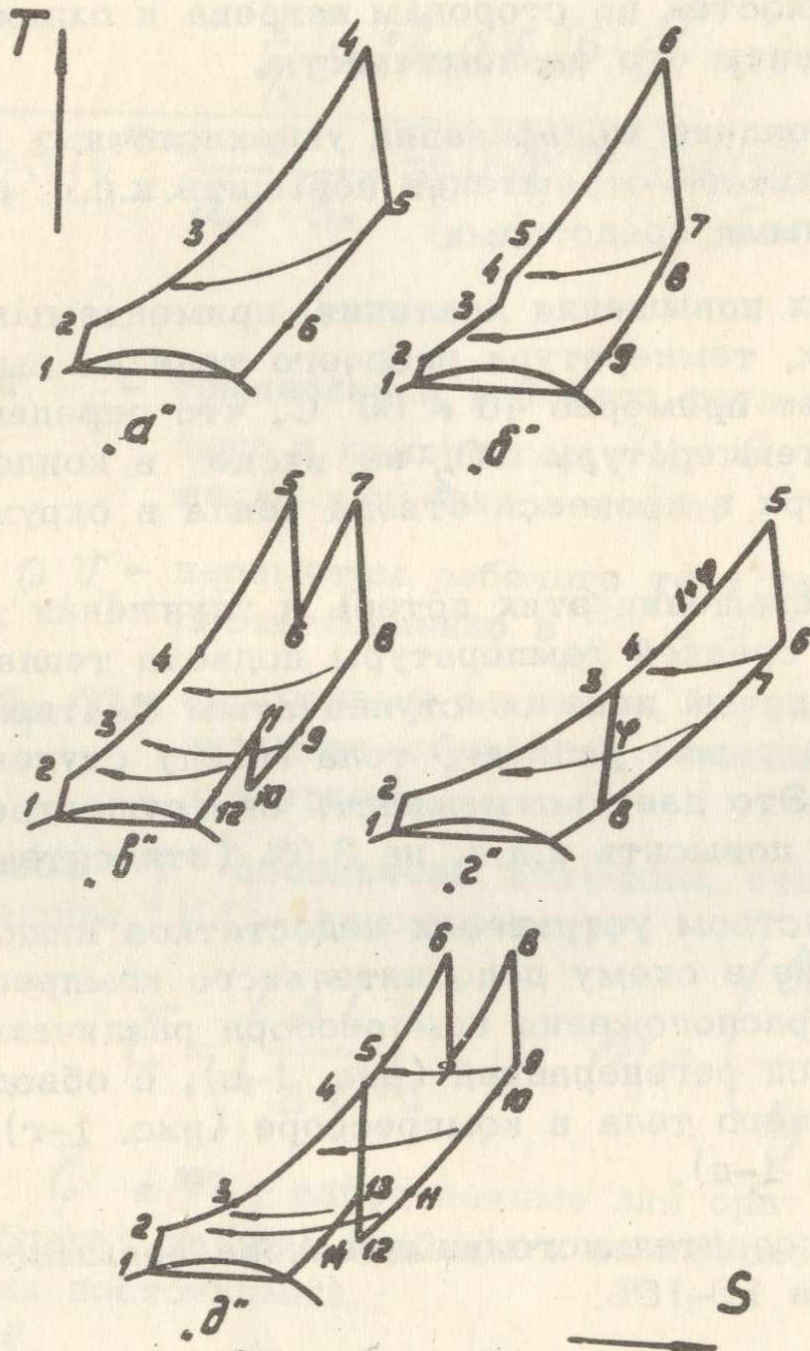


Рис 1

Главные термодинамические достоинства первого, предложенного еще в 1941 году Д.П. Гохштейном, цикла низкокипящих веществ (рис. 1-а) определяются сочетанием преимуществ газотурбинного цикла по процессу подвода тепла и пароводяного цикла по процессу отвода тепла. Верхняя часть его имеет конфигурацию регенеративного газотурбинного цикла, а нижняя часть — конденсационного пароводяного.

Недостаток цикла рис. 1-а состоит в том, что в нем невозможно осуществить полную регенерацию из-за неравенства средних теплоемкостей по сторонам нагрева и охлаждения, что приводит к снижению его экономичности.

Все более поздние модификации углекислотных циклов возникли в результате стремления повысить к.п.д. цикла рис. 1-а различными средствами.

При степенях повышения давления, применяемых в углекислотных циклах, температура рабочего тела на выходе из насоса составляет примерно  $40 + 50^{\circ}\text{C}$ , что определяет высокие значения температуры  $\text{CO}_2$  на входе в конденсатор и повышенные потери в процессе отвода тепла в окружающую среду.

С целью уменьшения этих потерь и улучшения регенерации (повышения средней температуры подвода тепла) в работе предлагается новый цикл со ступенчатым сжатием и регенеративным подогревом рабочего тела между ступенями сжатия (рис. 1-б). Это дает возможность без существенного усложнения схемы повысить к.п.д. на 3,5% (относительных).

Другим средством устранения недостатков цикла рис. 1-а является введение в схему дополнительного компрессора. В зависимости от расположения компрессора различают циклы с комбинированной регенерацией (рис. 1-в), с обводным сжатием части рабочего тела в компрессоре (рис. 1-г) и комбинированный (рис. 1-д).

Введение дополнительного компрессора повышает к.п.д. цикла рис. 1-а на 10-15%.

Г.П. Верхивкер, Г.Ф. Смирнов и О.Д. Лагуткин, анализируя циклы рис. 1-а и 1-в, предложили метод расчета термодинамически оптимальных характеристик этих циклов, осно —

ванный на соотношениях теории газовых турбин. В развитие этого метода в диссертационной работе проводится термодинамическая оптимизация цикла рис. 1-г с обоснованием того, что наиболее выгодная температура начала сжатия в компрессоре ( $T_8$ ) равна температуре конца регенерации (на входе в конденсатор).

Выражение для внутреннего к.п.д. цикла рис. 1-г может быть записано в виде:

$$\eta_i = 1 - \frac{\frac{1}{\eta_n} [a_n + b_n p_n v_n (\delta - 1)] + \Delta i}{\bar{c}_T T_T \eta_T (1 - \delta^{-m_T}) \frac{\delta}{a_0 \delta - b_0} - \frac{\bar{c}_K T_K (\delta^{m_K} - 1)}{\eta_K} \frac{\delta (1 - a_0) + b_0}{a_0 \delta - b_0} + \Delta i} \quad (1)$$

где  $T_T$  и  $T_K$  — температура рабочего тела на входе в турбину и компрессор, °K;  $\delta$  — степень повышения давления в цикле;

$p_n, v_n$  — параметры рабочего тела на входе в насос соответственно в  $\frac{H}{M^2}$  и  $M^3/KG$ ;

$\bar{c}_T, \bar{c}_K, m_T, m_K$  — постоянные величины, определяемые в результате обработки энтропийной диаграммы для углекислоты.

Индексом "Т" обозначены величины, относящиеся к турбине, индексом "К" — к компрессору.

$$\bar{c} = \left( \frac{\Delta i}{\Delta t} \right)_s \quad \text{и} \quad m = \left( \frac{\lg \frac{T_1}{T_2}}{\lg \frac{P_1}{P_2}} \right)_s$$

Величины  $\bar{c}$  и  $m$ , определенные для ориентировочно известной области работы турбины и компрессора, остаются практически постоянными.

$a_n$  и  $b_n$  — постоянные коэффициенты в формуле для расчета работы насоса. В случаях, когда температура рабочего тела в процессе адиабатического сжатия в насосе не превышает критическую,  $a_n = 0$ ,  $b_n = 1,0$ . В остальных случаях для  $CO_2$   $a_n = 11,3 \frac{KДЖ}{КГ}$ ,  $b_n = 0,864$ .

$a_0, b_0$  — постоянные коэффициенты в формуле для определения доли рабочего тела, сжимаемого в компрессоре, от общего расхода, проходящего через насос. Численные значения этих коэффициентов также могут быть определены путем обработки энтропийных диаграмм. Для углекислотных циклов в диапазоне  $1,5 \leq b \leq 8,5$  —  $a_0 = 0,77$ ,  $b_0 = 0,7$ .

$\Delta i = i_3 - i_2$  при  $\Delta t_{2-3} \approx const$  практически не зависит от степени повышения давления в цикле и может быть принята постоянной величиной.

Оптимальная степень повышения давления в цикле определяется выражением, полученным из условия  $\frac{\partial \eta_i}{\partial b} = 0$ .

$$\left\{ v_H (a_0 b_{\text{опт}} - b_0) + a_0 [a_H + v_H (b_{\text{опт}} - 1) + a_0 \Delta i] \right\} \frac{1}{1 - \eta_{\text{макс}}} =$$

$$= \bar{c}_T T_T \eta_T [1 - (1 - m_T) b_{\text{опт}}^{-m_T}] - (1 - a_0) \frac{\bar{c}_K T_K}{\eta_K} (b_{\text{опт}}^{m_K} - 1) +$$

$$+ \frac{b_{\text{опт}} m (1 - a_0) + b_0}{a_0 b - b_0} \cdot \frac{\bar{c}_K T_K}{\eta_K} m_K b_{\text{опт}}^{m_K - 1} + a_0 \Delta i \quad (2)$$

При совместном решении уравнений (1) и (2) можно определить значения  $b_{\text{опт}}$  и  $\eta_i^{\text{макс}}$  для рассматриваемого углекислотного цикла рис. 1-г

На рис. 2 представлены зависимости  $\eta_i$  от  $b$  для цикла рис. 1-г (кривые 1 и 2) и цикла рис. 1-а (кривая 3). Кривая 1 получена вариантными расчетами цикла рис. 1-г на углекислоте при  $T_1 = 293^\circ \text{K}$ ,  $T_T = 813^\circ \text{K}$ ,  $\Delta t_{2-3} = 10^\circ$ ,  $\eta_T = 0,9$ ,  $\eta_K = 0,86$ ,  $\eta_H = 0,82$ . Кривая 2 — для тех же условий по формуле (1). Кривая 3 построена по данным исследований Г.П. Верхивкера, Г.Ф. Смирнова и О.Д. Лагуткина.

Из графика видно, что результаты вариантных расчетов и расчетов по формуле (1) дают хорошее совпадение, как по величине  $b_{\text{опт}}$ , так и абсолютному значению к.п.д. Это позволяет считать предлагаемые оптимизационные уравнения вполне надежными. Оптимальное значение степени повышения

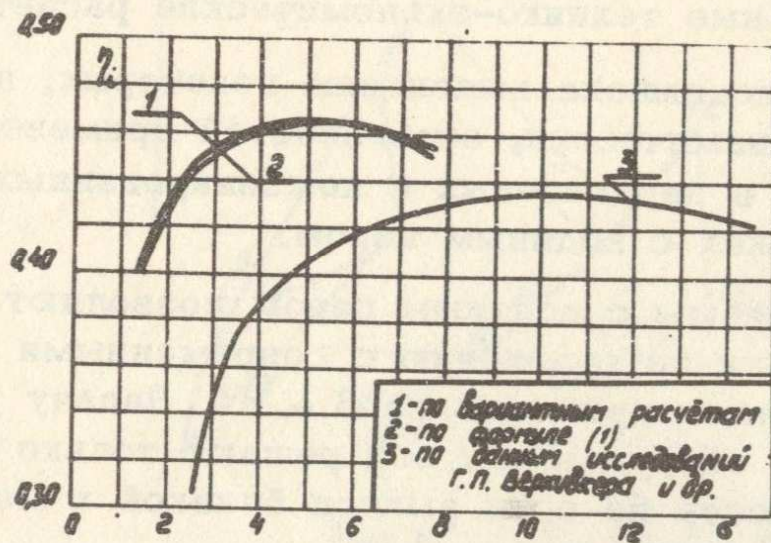


Рис. 2

давления в цикле рис. 1-г равно  $4,5 + 5,5$ , что соответствует максимальному давлению в цикле при  $T_1 = 293^\circ \text{K}$   $250 + 300$  бар, в то время как для цикла рис. 1-а оно составляет примерно 600 бар. Увеличение степени повышения давления в цикле (б) вначале приводит к интенсивному росту  $\eta_i$ , а затем при приближении к району оптимума ( $\beta \approx 3,5$ ) темп роста к.п.д. резко сокращается.

Учитывая слабый рост к.п.д. при повышении давления более 250 бар и утяжеление конструкций, снижение надежности установки при этом, представляется, что повышение давления сверх 250 бар нецелесообразно.

Так как на значение к.п.д. существенное влияние оказывают температура рабочего тела на входе в турбину ( $T_T$ ), температура конденсации ( $T_1$ ) температурный напор на холодном конце регенератора ( $\Delta t_{2-8}$ ) и гидравлические сопротивления теплообменников, которые не могут быть выбраны на стадии термодинамических исследований и поэтому принимаются одинаковыми для всех циклов, сопоставление схем и окончательный выбор наилучшего варианта может быть сделан на основании технико-экономических расчетов.

Как показал термодинамический анализ, наиболее совершенными углекислотными циклами из всех рассмотренных казались циклы рис. 1-в и 1-г, для которых целесообразно провести детальные технико-экономические расчеты.

Вторая глава посвящена выяснению некоторых, преимущественно термодинамических, особенностей применения низкипящих веществ в парогазовых и комбинированных энергетических установках с водяным паром.

Парогазовые схемы с водяным паром позволяют увеличить к.п.д. установки по сравнению с современными чистопароводяными схемами примерно на  $5 + 8\%$ . Задачу увеличения компактности оборудования они решают только частично, оставляя мощность на один выхлоп близкой к мощности чисто пароводяной установки.

Проведенный в работе термодинамический анализ одного из циклов ПГУ на водяном паре показал, что основные источники потерь связаны с недостатками водяного пара как рабочего тела: с низкой температурой подвода тепла из-за граничения температуры регенеративного подогрева питательной воды и с большими потерями от необратимого теплообмена в системе регенерации.

Замена водяного пара в паровом контуре ПГУ на низкокипящее вещество дает определенные термодинамические и конструктивные преимущества, объясняющиеся свойствами циклов низкокипящих веществ, выгодно отличающими их от пароводяного цикла.

Для сравнения с пароводяными ПГУ были проведены расчеты для ряда низкокипящих веществ ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{SF}_6$ ,  $\text{C}_4\text{F}_8$ ) с использованием газовой ступени, соответствующей схеме ПГУ ЦКТИ мощностью 200 Мвт. Цикл такой установки в диаграмме  $T-S$  изображен на рис. 3.

Результаты сравнительных расчетов показали, что к.п.д. лока (нетто) на  $\text{CO}_2$  равен 43,5% на  $\text{SF}_6$  - 45,4% и на  $\text{C}_4\text{F}_8$  - 47,3%, а экономия топлива в установках с этими веществами по сравнению с ПГУ на водяном паре составляет 0-12%.

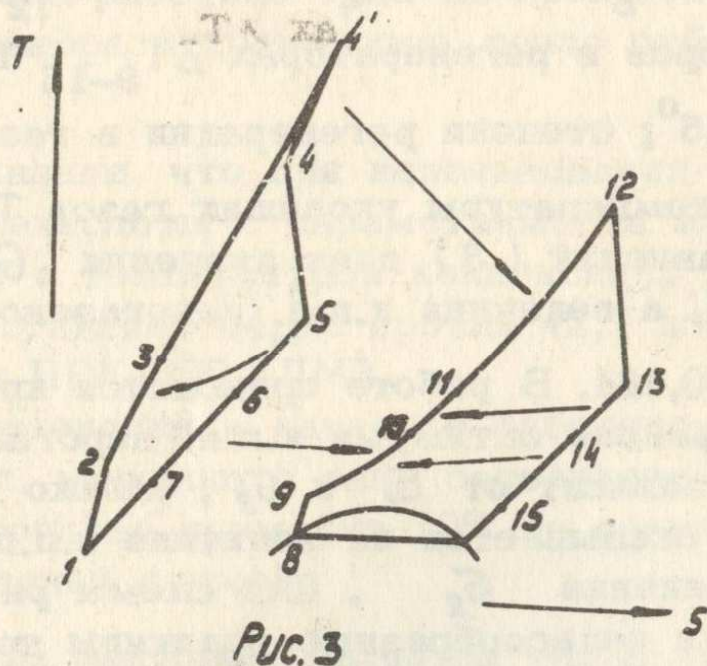


Рис. 3

Из рассмотренных низкокипящих веществ наибольшую эффективность дает применение октафторциклобутана ( $C_4F_8$ ). Это позволяет считать, что термодинамически наиболее выгодное рабочее тело следует искать в области критических температур  $100-150^\circ C$ .

Отсутствие достаточных данных по термодинамическим и теплофизическим свойствам шестифтористой серы ( $SF_6$ ) и октафторциклобутана ( $C_4F_8$ ) не позволяет еще сегодня выбрать лучшее из них. Ограниченные данные по этим веществам затрудняют предварительный выбор основных параметров схемы. Поэтому основные особенности применения низкокипящих веществ в парогазовых установках выяснялись на примере углекислоты.

В диссертации приводятся аналитические зависимости к.п.д. от степени повышения давления в обеих частях парогазового цикла рис. 3, которые составлены также как в главе 1 из соотношений теории газовых турбин с учетом зависимости теплоемкости углекислоты от давления и температуры.

Оптимальные степени повышения давления в газовой части цикла ( $\beta_1$ ) и в углекислотной части ( $\beta_2$ ) получаются при совместном решении системы уравнений.

$$\frac{\partial \eta_{пр}}{\partial \beta_1} = 0; \quad \frac{\partial \eta_{пр}}{\partial \beta_2} = 0 \quad (3)$$

При значениях граничных температур цикла рис. 3  $T_1 = 288^\circ \text{K}$ ,  $T_8 = 293^\circ \text{K}$ ,  $T_4 = 1023^\circ \text{K}$ ,  $T_{12} = 838^\circ \text{K}$  и температурных напоров в регенераторах  $\Delta T_{9-15} = 10^\circ$ ,  $\Delta T_{10-14} = 15^\circ$ ,  $\Delta T_{6-10} = 35^\circ$ ; степени регенерации в газовой части цикла  $\mu = 0,7$ ; температуры уходящих газов  $T_7 = 343^\circ \text{K}$ , — решение системы уравнений (3) дает значения  $b_7 = 3,7$ ,  $b_{2 \text{ опт}} = 6,5$ , а величина к.п.д. парогазового цикла при этом  $\eta_{\text{пр}}^{\text{макс}} = 0,484$ . В работе приводятся кривые, показывающие, что в районе оптимума к.п.д. парогазового цикла практически мало зависит от  $b_1$  и  $b_2$ , однако изменение величины  $b_1$  больше сказывается на величине к.п.д. парогазового цикла, чем изменение  $b_2$ . Для схемы рис. 3 определены экономически целесообразные величины температуры уходящих газов ( $T_7$ ), температуры конденсации ( $T_8$ ), а также температурный напор в газо-углекислотном регенераторе ( $\Delta T_{6-10}$ ).

В последнее время у нас в стране и за рубежом стали появляться предложения о комбинировании обычных паротурбинных установок с установками на неводяных парах. Основная цель такого комбинирования состоит в стремлении заменить громоздкий и дорогостоящий ЦНД паросиловой установки компактными турбинами на неводяных парах, имеющими более высокий внутренний к.п.д. В предлагаемых комбинированных установках в нижней части цикла используется фреон в области докритических параметров без внутренней регенерации. Такое комбинирование, как известно, не имеет термодинамических преимуществ перед пароводяными циклами. Получаемый выигрыш можно объяснить тем, что внутренний относительный к.п.д. пристраиваемых турбин выше внутренних относительных к.п.д. ЦНД паровых турбин.

Предлагаемая в диссертации пристройка низкокипящего вещества сверхкритических параметров по циклу рис. 1-а создает возможность для внутренней регенерации, что повышает среднюю температуру подвода тепла в пристраиваемый цикл и уменьшает внутреннюю необратимость комбинированного цикла в целом. Для компенсации различия в теплоемко-

стях низкокипящего рабочего тела на греющей и нагреваемой сторонах регенератора используется тепло отборов парового контура.

Расчеты показали, что при использовании в пристраиваемом контуре углекислоты с параметрами на входе в турбину 235 бар и 565°С и температурой конденсации 20°С, к.п.д. машинного зала составляет 44,5% против 42,7 для исходной пароводяной схемы ПВК-200-1ЛМЗ.

В случае применения в качестве рабочего тела октафторциклобутана к.п.д. машинного зала составляет 47,4%, что дает экономию топлива примерно 10% по сравнению с той же исходной пароводяной схемой.

Немаловажным фактором является также и то, что при комбинировании паросилового цикла с циклами низкокипящих веществ сверхкритических параметров используются главным образом нижние отборы, что увеличивает эффективность и выработку пароводяной части. Мощность пароводяной части возрастет ~ в 2,5 раза, а общая мощность блока становится равной ~ 1100 Мвт.

В третьей главе разработана методика выбора оптимальных параметров и характеристик стационарных углекислотных энергетических установок. В качестве критерия оптимизации выбраны приведенные (расчетные) затраты на установку.

Выбор оптимальных параметров установки можно проводить с помощью вариантных расчетов, с применением методов, предусматривающих использование ЭВМ, и по специально разработанным аналитическим методам.

Метод вариантных расчетов при большем числе независимых параметров оказывается чрезвычайно трудоемким и поэтому для современных энергетических установок практически не применим.

При других методах оптимизации, включая и те, которые предполагают применение ЭВМ, на первом этапе составляется аналитическая зависимость оптимизируемой величины от независимых параметров. Допущения, которые приходится делать при составлении этой зависимости, должны обеспечивать необходимую точность методики.

Во многих работах, посвященных аналитическому методу определения оптимума в ГТУ (работы Ю.М. Дедусенко, Я.Л. Полюновского, Л.Г. Гельфенбейна, М.Д. Новикова и др.), пренебрегают термическим сопротивлением поверхности теплообмена. Правомерность этих допущений обоснована. 1)

В ряде работ применяется постоянство расхода рабочего тела при переменных потерях давления, не учитывается взаимное влияние различных элементов тепловой схемы на изменение параметров в каждом из них. Тем самым не учитывается, что при увеличении скорости движения в регенераторе, например, уменьшается поверхность теплообмена, но с другой стороны, увеличиваются гидравлические сопротивления. При заданной мощности установки это приводит к увеличению расхода рабочего тела, растет поверхность теплообмена не только регенератора, но и других теплообменников, растет масса трубопроводов.

Анализ, выполненный для многоэлементной тепловой схемы стационарной замкнутой ГТУ, показал, что в зависимости от конкретных условий при постоянстве расхода ошибка в определении оптимальных параметров (скорости теплоносителя, температурного напора) может достигать до 30%, то есть пренебрежение изменением расхода рабочего тела недопустимо.

Аналитические методы оптимизации основаны на определении точки, соответствующей экстремальному значению целевой функции. При анализе установки представляют интерес не только оптимальные параметры, но и влияние отклонения некоторых параметров на величину целевой функции. Поэтому в настоящей работе предлагается зависимость целевой функции (расчетных затрат) от некоторых параметров, наиболее сильно влияющих на тепловую экономичность и капитальные затраты, выражать графически. Каждой точке графика соответствует совокупность параметров, оптимум по которым определяется аналитически.

---

1) Л.Г. Гельфенбейн, Регенераторы газотурбинных установок, Машгиз, 1963 г.

Для получения аналитических зависимостей в методике принято ряд допущений. Основные из этих допущений следующие:

1. Пренебрегается термическим сопротивлением стенки, неизотермичностью потока, гидравлическими сопротивлениями на входе и на выходе теплообменников.
2. Конструкция теплообменных аппаратов и эффективность оребрения принимаются постоянными.
3. Стоимость теплообменников пропорциональна величине трубной поверхности.
4. Стоимость системы циркуляционного водоснабжения пропорциональна расходу охлаждающей воды, то есть кратности циркуляции охлаждающей воды ( $m_{ок}$ ) и расходу рабочего тела ( $G$ ).
5. При определении стоимости трубопроводов пренебрегается изменением давления из-за гидравлических сопротивлений в различных элементах схемы. Стоимость трубопроводов принимается пропорциональной их массе.
6. Масса и стоимость турбомашин и насосов для заданной мощности установки начальных и конечных параметров принимается постоянными.

Возможность такого допущения была проверена рядом вариантов расчетов, которые показали, что колебания расхода рабочего тела до 30% и небольшие колебания давления из-за гидравлических сопротивлений теплообменников и трубопроводов не изменяют габариты турбомашин.

Анализ статистических данных по питательным насосам, выпускаемым отечественными заводами, показали, что зависимость между массой насоса и объемным расходом воды удовлетворительно описывается линейным уравнением. Полагая, что для углекислотных насосов характер зависимости будет таким же, с достаточной точностью можно считать, что при вышеуказанных колебаниях расхода масса насоса также остается неизменной.

Выбору оптимальных параметров установки предшествует термодинамический анализ, позволяющий ориентировочно опре-

делить область начальных параметров схемы, расход рабочего тела, предельные значения тепловых нагрузок и температурных напоров в отдельных элементах.

Так как расчет котла весьма сложен и зачастую осуществляется путем последовательных приближений, строгое аналитическое описание зависимости капиталозатрат на котел от теплотехнических параметров отсутствует, оказалось целесообразным на основе серии вариантных расчетов составить такую зависимость в виде полинома. Учитывая, что капиталозатраты на котел изменяются сравнительно слабо, то удовлетворительную точность аппроксимации ( $\sim 8 + 10\%$ ) можно получить уже при линейной форме записи.

Выражение для переменной составляющей расчетных затрат имеет вид:

$$Z' = G \left[ \frac{3600 C_{\text{топ}} n \Delta i_{\text{кот}}}{Q_n^p \eta_{\text{кот}}} + \tau \left( \sum z_{\text{т.а.}} + \sum z_{\text{тр}} + C_{\text{со}} m_{\text{ох}} + B_1 \right) - B_3 \Delta p_{\text{кот}} \right], \quad (4)$$

где  $C_{\text{топ}}$ ,  $C_{\text{со}}$  - удельные стоимости топлива и системы циркуляционного водоснабжения;  $n$  - число часов использования установленной мощности;  $\sum z_{\text{т.а.}}$ ,  $\sum z_{\text{тр}}$  - удельные затраты на теплообменники и трубопроводы;  $B_1$  и  $B_3$  - коэффициенты полинома, выражающего удельные затраты на котел.

На значения оптимальных параметров и характеристики установки оказывают влияние удельные стоимостные показатели, которые подвержены постоянным изменениям. Прогнозирование их значений на длительный период времени затруднительно. В связи с этим представляется целесообразным ввести в формулу (4) некоторый комплекс

$R = \frac{3600 n C_{\text{топ}}}{\tau Q_n^p \eta_{\text{кот}} C_{\text{ср}}}$ . В результате этого оно примет вид:

$$\bar{Z}' = G \left( R \Delta i_{\text{кот}} + \sum f_{\text{ир}} + \Omega_{\text{к}} f_{\text{к}} + \Omega_{\text{тр}} \sum m_{\text{тр}} + \Omega_{\text{со}} m_{\text{ох}} + \Omega_{\text{кот}} \right) - \Omega'_{\text{кот}} \Delta p_{\text{кот}}, \quad (5)$$

где  $\bar{z}' = \frac{z'}{\tau C_{\text{рег}}}$  — относительная величина переменной составляющей расчетных затрат;  $\Omega_i$  — безразмерные стоимостные коэффициенты элементов схемы, представляющие отношение удельных стоимостных показателей этих элементов к удельной стоимости регенератора.

Общая система оптимизационных уравнений, определяющих минимум целевой функции ( $\bar{z}'$ ), составляется из известного математического условия

$$\frac{\partial \bar{z}'}{\partial x_i} = 0 \quad (6)$$

С учетом указанных ранее допущений в каждом теплообменном аппарате существует 2 параметра, определяемых аналитически: для регенератора — отношение скоростей  $\psi$  и скорость по стороне высокого давления  $w_1$ , для конденсатора — кратность охлаждения  $m_{\text{ок}}$  и скорость рабочего тела.

Таким образом, для теплообменных аппаратов из условия (6) после некоторых преобразований получим систему двух уравнений вида:

$$\begin{cases} f_i \frac{\partial \Delta H_i}{\partial x_{1i}} + \theta_i H_n \cdot \frac{\partial f_i}{\partial x_{1i}} = 0 \\ f_i \frac{\partial \Delta H_i}{\partial x_{2i}} + \theta_i H_n \cdot \frac{\partial f_i}{\partial x_{2i}} = 0 \end{cases} \quad (7)$$

Здесь  $\theta_i$  — доля  $i$ -го элемента в переменной составляющей расчетных затрат;  $\Delta H_i$  — суммарная потеря полезного теплоперепада ( $H_n$ ), обусловленная гидравлическими сопротивлениями  $i$ -го теплообменника.

Почленное деление одного из уравнений (7) на другое позволяет исключить величины  $\theta_i, f_i$  и  $H_n$ .

Так как  $\Delta H_i$  и удельные поверхности  $f_i$  суть простые степенные функции скорости вида  $v w^c$ , то после почленного деления исключается величина скорости теплоносителя по одной из сторон теплообменника, то есть будет получено урав-

нение с одним неизвестным ( $\psi$  или  $m_{ox}$ ).

$$\psi^4 + 0,1273 \frac{A_4^P}{A_3^P} \psi - \frac{0,872 A_4^P}{A_2^P A_3^P} = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\Delta t_0}{\left( \frac{C_B m_{ox} \Delta t_0}{z} - 1 \right) \left[ -\ln \left( 1 - \frac{z}{C_B m_{ox} \Delta t_0} \right) \right]} + \frac{0,8 A_2^K}{A_1^K m_{ox}^{0,8} + A_2^K} - \frac{\Omega_{co} \omega_K^{0,8}}{\Omega_K y_K C_B} = 0 \quad (9)$$

Величины  $A_1^i$ ,  $A_2^i$ ,  $A_3^i$ ,  $A_4^i$  — комплексы, включающие физические константы теплоносителей и конструктивные характеристики элементов;  $\Delta t_0$  — температурный напор на входе охлаждающей воды в конденсатор;

$$y_K = - \left( A_1^K + \frac{A_2^K}{m_{ox}^{0,8}} \right) \cdot \ln \left( 1 - \frac{z}{C_B m_{ox} \Delta t_0} \right) \quad (10)$$

Зависимость удельной стоимости теплообменников и трубопроводов имеет вид:

$$z_i = \varphi_i \left( \frac{1,95 + 0,8 \sum \theta_i}{0,8 \theta_i} \right)^{0,41} \quad (11)$$

$$z_{j,тр} = \varphi_{j,тр} \left( \frac{1,95 + 0,8 \sum \theta_i}{0,8 \sum \theta_i} \right)^{0,47}$$

где  $\sum_i \theta_i$  — суммарная доля затрат на теплообменники в переменной части расчетных затрат;

$$\varphi_P = \frac{\Omega_P \Delta i_P}{\Delta t_P} (1 + A_2^P \psi)^{1,41} \left( \frac{A_3^P + A_4^P \psi^{-3}}{H_{уд} - \Delta H_{кот}} \right)^{0,41} \quad (12)$$

$$\varphi_K = \Omega_K m_{ox}^{1,41} \gamma_K^{1,41} \left( \frac{A_3^K}{H_{ug} - \Delta H_{кот}} \right)^{0,41} \quad (13)$$

$$\varphi_{jTP} = (\Omega_{TP} A_2^{jTP})^{\frac{2}{3}} \left[ \frac{2 A_1^{jTP} \left( \sum_i \varphi_i^{0,71} \right)^{1,41}}{H_{ug} - \Delta H_{кот}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (14)$$

Выражение для суммы удельных затрат на теплообменники после ряда преобразований примет вид:

$$\sum z_{т.а.} = \left( \frac{1,95}{0,8 \sum_i \theta_i} + 1 \right)^{0,41} \left( \sum_i \varphi_i^{0,71} \right)^{1,41} \quad (15)$$

С другой стороны, по определению

$$\sum_i \theta_i = \frac{\sum z_{т.а.}}{\sum_i z_i}, \quad (16)$$

где  $\sum_i z_i$  — суммарная удельная стоимость всех элементов схемы и топлива

$$\sum_i z_i = R \Delta i_{кот} + \sum_i f_{ip} + \Omega_K f_K + \Omega_{TP} \sum_j m_{jTP} + \Omega_{co} m_{ox} + \Omega_{кот} \quad (17)$$

Тогда выражение (16) в развернутом виде запишется так

$$\left( \frac{1,95}{0,8 \sum_i \theta_i} + 1 \right)^{0,41} \left( \sum_i \varphi_i^{0,71} \right)^{1,41} \quad (18)$$

$$\sum_i \theta_i = \frac{\left( \frac{1,95}{0,8 \sum_i \theta_i} + 1 \right)^{0,41} \left( \sum_i \varphi_i^{0,71} \right)^{1,41}}{R \Delta i_{кот} + \Omega_{кот} + \Omega_{co} m_{ox} + \left( \frac{1,95}{0,8 \sum_i \theta_i} + 1 \right)^{0,41} \left( \sum_i \varphi_i^{0,71} \right)^{1,41} + \left( \frac{1,95}{0,8 \sum_i \theta_i} + 1 \right)^{0,41} \sum_j \varphi_{jTP}}$$

В соответствии с приведенными формулами разработан алгоритм решения задачи по выбору параметров и характеристик углекислотных энергоустановок, по которому состав-

лена программа решения указанной задачи на ЭВМ "Раздан-2".

В четвертой главе на основании разработанной методики проведен выбор оптимальных параметров и технико-экономическое сопоставление углекислотных энергетических установок с комбинированной регенерацией и с обводным сжатием.

Как показано в работе, наибольший внутренний к.п.д., из всех рассмотренных, имеют циклы рис. 1-в и 1-г. Сопоставление схем показывает, что по составу тепломеханического оборудования и по его размерам они не сильно отличаются друг от друга, а это дает основание рассчитывать на то, что и по капитальным затратам отличие будет не велико. Поэтому для детального технико-экономического анализа выбраны схемы, которые на первом термодинамическом этапе исследований показали наибольшее значение к.п.д.

Некоторые параметры сопоставляемых схем и конструкции тепломеханического оборудования были выбраны на основании разработок, проведенных Ленинградским филиалом института "Оргэнергострой" и Киевским отделением ВГПИ "Теплоэлектропроект".

Начальная температура и максимальное давление в схемах по соображениям надежности задавались в качестве исходных данных. При этом графической оптимизации подлежат: в схеме рис. 1-в - температура конденсации ( $t_k$ ), давление на входе в компрессор ( $P_{10}$ ) и температурный напор в регенераторе ( $\Delta t_{2-10}$ ); в схеме рис. 1-г - температура конденсации ( $t_k$ ), удельный теплосъем в котле ( $\Delta i_{кот}$ ) и температурный напор в регенераторе ( $\Delta t_{2-8}$ ).

К группе параметров, оптимум по которым определяется аналитически, относятся скорости по сторонам высокого и низкого давлений в теплообменниках и кратности циркуляции в различных ступенях теплоотвода.

Расчеты проводились при значениях комплекса  $R$  в диапазоне  $0,5 \cdot 10^{-3} \div 0,5 \cdot 10^{-2}$ , что соответствует стоимости топлива от 2 до 20 руб./т у.т. и числу часов использо-

вания установленной мощности от 4000 до 7000 час/год.

В работе приводятся зависимости переменной части расчетных затрат от всех параметров, оптимум по которым определяется графически. С помощью указанных графиков определяются оптимальные параметры для каждой из рассматриваемых схем.

Специально проведенные расчеты показали, что относительная погрешность метода не превышает 10%. Это хорошо согласуется с точностью исходной информации.

Показатели схем в оптимальном варианте при значении комплекса  $R = 0,1 \cdot 10^{-2}$  приведены в таблице 1.

Таблица 1

№ п/п	Наименование величин	Обозначение	Размерность	Значения величин	
1	2	3	4	схема рис. 1-в	схема рис. 1-г
1	Электрическая мощность	$N_3$	Мвт	50	50
2	Температура на входе в турбину . . . . .	$t$	$^{\circ}\text{C}$	540	540
3	Максимальное давление в схеме . . . . .	$P$	бар	250	250
4	Температура конденсации . . . . .	$t_k$	$^{\circ}\text{C}$	20	20
5	Средняя разность температур регенеративного теплообмена	$\overline{\Delta t_p}$	град	27,1	26,8
6	Степень перегрева $\text{CO}_2$ на входе в конденсатор	$\Delta t_{\text{пер}}$	"	25	27
7	Количество тепла, отдаваемое в конденсаторе (с учетом расхода)	$Q_k$	квт	62,1	66,2

1	2	3	4	5	6
8	Внутренний к.п.д. схемы	$\eta_i$	%	46,2	44,9
9	Электрический к.п.д. схемы . . . . .	$\eta_{\Sigma}$	%	41,2	39,7
10	Суммарная поверхность регенераторов, . . . . .	$\Sigma F_p$	$m^2$	7949	9158
	в том числе оребренная			4169	4500
11	Переменная часть капитальных затрат,	$K'$	$10^3$ руб.	921,8	937,3
	в том числе на:				
	а) теплообменники (с учетом монтажных работ);	"	"	232,5	265,1
	б) котел (расчет по аппроксимационным формулам);	"	"	275,0	247,0
	в) турбомашин и насос	"	"	242,0	231,7
	г) основные соединительные трубопроводы (без арматуры)	"	"	82,0	56,0
12	Затраты на топливо (при стоимости 10 руб/т у.т)	$Z_{топ}$	$10^3$ руб/год	996	1045
13	Переменная часть приведенных (расчетных) затрат . . . . .	$Z'$	"	1226	1280

Данные таблицы показывают, что схема с комбинированной регенерацией абсолютно экономичнее схемы с обводным сжатием. Расчетные затраты в ней получаются на 4,2% меньше.

При значении комплекса  $R = 0,5 \cdot 10^{-3}$  схема рис. 1-в получается экономичнее на 7,9%, а при  $R = 0,5 \cdot 10^{-2}$  - на 3,0%, то есть она оказывается предпочтительнее при лю-

бой стоимости топлива и любом числе часов использования установленной мощности.

Таким образом, проведенные расчеты подтверждают целесообразность создания опытно-промышленной углекислотной установки по схеме с комбинированной регенерацией.

## ВЫВОДЫ

1. Циклы (схемы) на низкокипящих веществах и, в частности, на углекислоте объединяют преимущества газотурбинного цикла по процессу подвода тепла и пароводяного цикла по процессу отвода тепла и являются перспективными для стационарных энергетических установок.
2. На основании анализа особенностей углекислотного цикла с конденсацией и жидкостным сжатием предложен новый углекислотный цикл с регенеративным подогревом рабочего тела между ступенями сжатия, дающий повышение экономичности по сравнению с простейшим 3,5% (относительных).
3. Применение компрессора в углекислотном цикле (цикле с комбинированной регенерацией или с обводным сжатием части рабочего тела в компрессоре) во многом устраняет недостатки простого цикла с жидкостным сжатием и повышает его экономичность на 10-15%.
4. Для определения оптимальной по к.п.д. степени повышения давления в цикле с обводным сжатием части рабочего тела в компрессоре предложена методика, позволяющая получить достаточно точные результаты без проведения вариантных расчетов. Оптимальное верхнее давление в цикле, полученное по указанной методике находится в диапазоне  $250 \div 300$  бар.
5. Применение низкокипящих веществ весьма перспективно в комбинированных установках. В парогазовых установках это приводит к уменьшению удельного расхода топлива на  $3 \div 10\%$  по сравнению с ПГУ на водяном паре и на  $12 \div 21\%$  по сравнению с паросиловыми установками на те же начальные температуры. Применение низкокипящих веществ в комбинации с водяным паром, благодаря лучшей организации

регенеративного теплообмена в обеих частях цикла, приводит к повышению к.п.д. примерно на 10% (относительных) по сравнению с исходным пароводяным циклом, при резком увеличении единичной мощности установки.

6. Для выбора основных параметров и характеристик стационарной энергетической установки разработан графоаналитический метод расчета, в котором каждой точке графической зависимости соответствует совокупность скоростей движения рабочего тела и охлаждающей воды, обеспечивающих минимум расчетных затрат.

7. Методика выбора основных параметров и характеристик стационарной энергоустановки пригодна для циклов с любым низкокипящим веществом и для замкнутого газотурбинного цикла.

8. На основе разработанной методики исследованы две наиболее перспективные схемы углекислотных установок: схема с комбинированной регенерацией и схема с обводнением части рабочего тела в компрессоре. Определены наилучшие параметры в этих схемах.

9. Схема углекислотной энергетической установки с комбинированной регенерацией является наиболее экономичной как по капитальным затратам, так и по к.п.д.

10. Проведенная работа позволила определить оптимальные значения параметров схемы при различных стоимостях топлива и числе часов использования установленной мощности. Эти параметры могут быть использованы при рабочем проектировании опытно-промышленной углекислотной установки.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Гохштейн Д.П., Смирнов Г.Ф., Киров В.С. Некоторые особенности парогазовых схем с неводяными парами. "Теплоэнергетика", № 1, 1966 г.
2. Смирнов Г.Ф., Киров В.С. Определение термодинамически оптимальных параметров в цикле низкокипящего вещества с обводным сжатием. Сб. Термодинамика тепловых двигателей. Киев, 1966 г.
3. Авторское свидетельство № 182179, "Способ работы замкнутой паротурбинной установки на низкокипящих веществах", 1966 г. (Бюллетень № 11).
4. Киров В.С. Термодинамический анализ циклов низкокипящих веществ с обводным сжатием. Тезисы доклада на Всесоюзной конференции "Теплофизические свойства веществ, новые схемы и циклы энергетических установок". Одесса, 1964 г.
5. Гохштейн Д.П., Смирнов Г.Ф., Киров В.С. Парогазовые схемы на неводяных парах. Тезисы доклада на Всесоюзной конференции "Теплофизические свойства веществ, новые схемы и циклы энергетических установок". Одесса 1964 г.
6. Верхивкер Г.П., Киров В.С. Выбор схемы и оптимизация параметров стационарной углекислотной установки. Тезисы доклада симпозиума "Применение методов математического моделирования в энергетике." Иркутск, 1966 г.