

## ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ГАЗОТУРБИННЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ НА ИХ ОСНОВЕ ТЕПЛОВЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВКАХ

### Введение

Заметное отставание темпов роста энергетической эффективности газотурбинных установок (ГТУ) в сравнении с паротурбинными обуславливает поиск методов и средств энергетического форсирования ГТУ в направлении повышения их коэффициента полезного действия и единичной мощности [1-4].

Среди перспективных направлений энергетического форсирования ГТУ можно выделить следующие:

- повышение начальной температуры ГТУ до уровня  $T_3 = 1683K$  ( $1410^{\circ}C$ ) при существующих планах достижения уровня  $T_3 = 1873K$  ( $1600^{\circ}C$ ) [1];
- применение газотурбинных технологий, основанных на внутрицикловой утилизации остаточного теплового потенциала выхлопных газов газотурбинных установок, в том числе с использованием циклов: с регенератором, с промежуточным охлаждением компрессорного воздуха и промежуточным подогревом рабочего тела и др. [5 -7];
- использование технологий внецикловой утилизации остаточного теплового потенциала выхлопных газов, на основе создания на базе ГТУ комбинированных бинарных газотурбинных [8, 9], бинарных парогазовых [2,3], монарных газопаровых [10-13] и утилизационных газотурбинных энергоустановок [7, 9, 14].

При реализации перечисленных выше технологий возможны разнообразные технические решения.

Применение бинарных газотурбинных установок возможно в режиме их работы с предвключенным воздушным или газовым котлом, в котором используются низкосортные топлива (твердые, жидкие или газообразные), или в режиме работы базовой ГТУ с дополнительной замкнутой (при использовании в качестве рабочего тела воздуха, водяного пара, углекислого газа или гелия) или разомкнутой воздушной газотурбинной установки [8].

В случае использования утилизационных ГТУ на их выхлопе устанавливаются теплофикационные теплообменники, подогреватели сетевой воды, водяные или паровые котлы-утилизаторы [7, 14].

Особенностью технической реализации бинарных парогазовых установок является комбинирование базовой ГТУ с котлом-утилизатором (КУ) на выхлопе и последовательно включенной с КУ паротурбинной установкой, что позволяет повысить коэффициент полезного действия (КПД) БПГУ по сравнению с базовой ГТУ на  $\sim 17...19\%$  и увеличить единичную мощность в  $1,4...1,55$  раза [2, 3].

Достаточно перспективным является дальнейшее совершенствование монарных газопаровых установок (МГПУ) [2, 3], особенностью технической реализации которых является: объединение газовой и паровой турбины в общее устройство преобразования теплового потенциала смеси продуктов сгорания и перегретого пара в механическую или электрическую энергию; генерирование перегретого пара в теплоутилизационном контуре (ТУК), установленном на выхлопе МГПУ; реализация вторичного перегрева водяного пара в камере сгорания базовой ГТУ. Известны различные варианты МГПУ, в том числе: технология «STIG», «ISTIG», цикл Ченга и технология «ВОДОЛЕЙ» [2, 3, 15, 16].

Многовариантность решения проблемы повышения энергетической эффективности и единичной мощности газотурбинных и комбинированных на их основе энергоустановок, а также отсутствие научно-обоснованных методов термодинамического анализа процессов, протекающих в таких установках, не позволяют получить достоверную оценку их конкурентоспособности, а также выработать рекомендации, касающиеся дальнейшего совершенствования их рабочего процесса.

В связи с тем, что неотъемлемой частью всех комбинированных энергетических установок является газотурбинный двигатель, разработанная в НТУУ «КПИ» методика состоит из двух взаимосвязанных частей: методики термодинамического моделирования базовой ГТУ и методики моделирования комбинированной на ее основе установки.

### Особенности методики моделирования термодинамических процессов в элементах и трактах ГТУ простой схемы

На рис. 1 показана структурная схема ГТУ простой схемы и соответствующая ей конфигурация цикла Брайтона в термично-энтропийных координатах (рис. 1-б).

Как видно, ГТУ простой схемы состоит из трех основных элементов: компрессора (К), камеры сгорания (к.с.) и турбины (Т), а соответствующий такой установке цикл, определяющий термодинамические процессы в трактах ГТУ, описывается последовательностью узловых точек 1-2-2<sub>к</sub>-2-3'-3-4'-4-4\*-1<sub>ВГ</sub> и отрезков между ними. Координаты узловых точек отображают температуру рабочего тела (Т, К) и разницу удельных энтропий  $\Delta S_{(i-j)} = s_j - s_i$  между начальными и последующими узловыми точками.

Конфигурация цикла (рис. 1-б) отображает локальные процессы, которые описываются отрезками между смежными узловыми точками цикла, в том числе: отрезки (1 - 2') и (1 - 2<sub>к</sub>) характеризуют адиабатный и политропный процессы сжатия воздуха в компрессоре; отрезок (2<sub>к</sub> - 2) характеризует протекания процесса смешивания воздуха с топливом; отрезки (2 - 3') и (2 - 3) характеризуют процесс изобарного и политропного тепловыделения в камере сгорания; отрезки (3 - 4') и (3 - 4) характеризуют адиабатный и политропный процессы расширения продуктов сгорания в турбине с учетом потерь давления в трактах ГТУ; отрезок (3 - 4\*) характеризует политропный процесс расширения в турбине без учета потерь давления в трактах ГТУ; отрезки (4 - 4\*) и (4\* - 1<sub>ВГ</sub>) характеризуют политропный и изобарный процессы на выхлопе ГТУ.

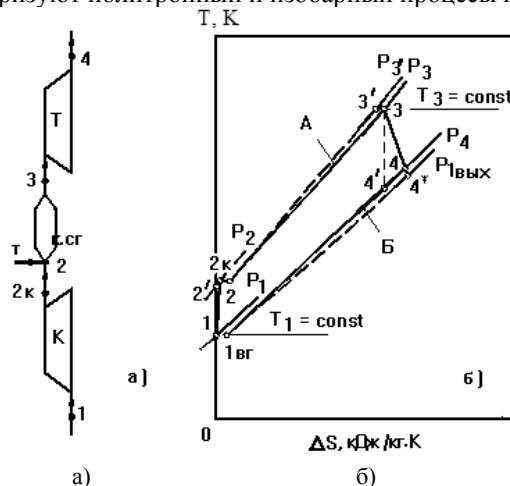


Рис. 1. Структурная схема (а) и конфигурация цикла (б) газотурбинного двигателя (цикл Брайтона):

- 1 – атмосферный воздух перед компрессором;
- 2<sub>к</sub> – компрессорный воздух перед камерой сгорания;
- 2 – смесь компрессорного воздуха и топлива;
- 3' и 3 – продукты сгорания перед турбиной при изобарном и политропном процессе подведения теплоты в камере сгорания;
- 4' и 4 – состояние рабочего тела в конце адиабатного и политропного процессов расширения за турбиной с учетом потерь давления в трактах ГТУ; 4\* и 1<sub>ВГ</sub> – состояние газов при изобарном процессе выхлопа

Зоны цикла А и Б на рис. 1-б отображают область потерь работоспособности ГТУ в результате снижения давления в камере сгорания и область потерь работоспособности в результате аэродинамического сопротивления в выхлопном патрубке ГТУ.

Отрезок (1<sub>ВГ</sub> – 1) характеризует термодинамический эффект «размыкания» цикла в результате учета подачи топлива при построении реального цикла газотурбинной установки.

Разработанная методика термодинамического моделирования ГТУ основана на соблюдении следующих требований и условий:

- 1) рассмотрение рабочего тела как однокомпонентного газа (воздух) в компрессоре и

- двухкомпонентного газа (воздух+топливо) в трактах камеры сгорания, турбины и на выхлопе установки;
- 2) использование табличных данных [17, 18] при определении значений термодинамических параметров компонент в узловых точках цикла;
  - 3) учет потерь давления в трактах ГТУ (камера сгорания и выхлопной патрубков) при оценке технико-экономических показателей установки и термодинамических параметров в реальных узловых точках цикла;
  - 4) построение последовательного (без итераций) алгоритма расчетной диагностики термодинамических параметров цикла ГТУ, включая блоки расчета компрессора, камеры сгорания, турбины и выхлопного патрубка ГТУ;
  - 5) обеспечение возможности реализации термично-энтропийного и энтальпийно-энтропийного вариантов термодинамического анализа ГТУ и возможности построения циклов в  $[T - \Delta s]$  и  $[h - \Delta s]$  координатах;
  - 6) упрощение процедуры оценки термодинамических параметров компонент в узловых точках цикла на основе построения и использования соответствующих уравнений регрессий, которые приведены в табл. 1 и 2 и определены по результатам статистической обработки табличных данных для двух диапазонов изменения определяющих параметров (зона I и II), что обеспечивает достижение минимальной погрешности вычислений искомых параметров;

В табл. 1 и 2 уравнения регрессии представлены в полиномиальной и линеаризованной форме. Выбор формы данных уравнений определялся из условия достижения минимальной дисперсии  $2 \cdot \sigma \rightarrow \min$ , где  $\sigma$  – среднеквадратичное отклонение расчетных значений искомых термодинамических параметров от табличных данных в рассматриваемом диапазоне их изменения. Величина дисперсии  $2 \cdot \sigma$  соответствует уровню доверительной вероятности  $P = 0,96$  при степени корреляции  $R$ , близкой к 1,0.

Каждое из представленных в табл. 1 и 2 уравнений регрессии имеет конкретное функциональное назначение.

Таблица 1

**Форма уравнений регрессии для воздуха по табличным данным**  
С.Л. Ривкина [17]

Зона	Уравнения регрессии	Дисперсия, $\pm 2 \cdot \sigma$	Номер ур-ия	Диапазон изменения термодинамических параметров
I	$h = \exp[5,67 + 0,282 \cdot \ln(\pi_k)]$	2,56	(1)	$1,49 \leq \pi_k \leq 125,6$
	$s = 5,9 + 3,15 \cdot 10^{-3} \cdot h - 1,12 \cdot 10^{-6} \cdot h^2$	0,015	(2)	$h = 323 \dots 1130$ , кДж/кг
	$\theta = -0,039 + 3,69 \cdot 10^{-3} \cdot h - 3,2 \cdot 10^{-7} \cdot h^2$	$1,2 \cdot 10^{-3}$	(3)	$h = 323 \dots 1130$ , кДж/кг
	$h = 16,36 + 263,8 \cdot \theta + 9,58 \cdot \theta^2$	0,56	(4)	$\theta = 1,12 \dots 3,72$
	$h = \exp[-0,887 + 0,984 \cdot s]$	2,3	(5)	$s = 6,78 \dots 8,052$ , кДж/кг·К
II	$h = 5,5 + 276 \cdot \theta + 7,1 \cdot \theta^2$	2,63	(6)	$\theta = 3,72 \dots 6,15$
	$s = 6,78 + 1,36 \cdot 10^{-3} \cdot h - 2,1 \cdot 10^{-7} \cdot h^2$	0,001	(7)	$h = 1130 \dots 1970$ , кДж/кг
	$\theta = 0,0715 + 3,42 \cdot 10^{-3} \cdot h - 1,7 \cdot 10^{-7} \cdot h^2$	0,0083	(8)	$h = 1130 \dots 1970$ , кДж/кг
	$h = \exp[-9,08 + 7,724 \cdot \ln(s)]$	0,73	(9)	$s = 8,052 \dots 8,653$ , кДж/кг·К

Так, уравнение (1) является начальным соотношением при расчете компрессора и оно определяет связь между заданной степенью повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_k = p_2 / p_1$  (где  $p_2$  и  $p_1$  – давление компрессорного и атмосферного воздуха) и искомой энтальпией в конце адиабатного процесса сжатия ( $h_2$ ).

По величине  $h_2$ , с помощью уравнения (2) определяется удельная энтропия  $s_2$ , а уравнение (3) позволяет определить относительную температуру  $\theta_2 = T_2 / T_1$  в данной узловой точке.

Возможны обратные варианты пересчета, когда по величине  $\theta_i$  или  $s_i$  в фиксированной узловой точке определяется искомая энтальпия  $h_i$  (уравнения 4 и 5).

Уравнения (6) для воздуха и (6-а) для топлива являются начальными при оценке в зоне II искомых удельных энтальпий в узловой точке 3' по заданной относительной величине начальной температуры цикла  $\theta_3' = T_3' / T_1$ , где  $T_3', K$  – начальная абсолютная температура цикла (рис. 1).

На основании приведенного фрагмента алгоритма определения термодинамических параметров строится общий алгоритм по всем узловым точкам.

Таблица 2

**Форма уравнений регрессии для для расчетного топлива (метан) по табличным данным В.П. Глушко [18]**

Зона	Форма уравнений регрессии	Дисперсия, $\pm 2 \cdot \sigma$	Номер уравнения	Диапазон изменения термодинамических параметров
I	$s = \exp[1,29 + 0,18 \cdot \ln(h)]$	0,019	(2-а)	$h = 603 \dots 3006$ , кДж/кг
	$\theta = 0,123 + 1,57 \cdot 10^{-3} \cdot h - 1,5 \cdot 10^{-7} \cdot h^2$	0,018	(3-а)	$h = 603 \dots 3006$ , кДж/кг
	$h = 114,2 + 347,7 \cdot \theta + 140,3 \cdot \theta^2$	2,4	(4-а)	$\theta = 1,0 \dots 3,47$
	$h = \exp[-7,18 + 5,55 \cdot \ln(s)]$	16,6	(5-а)	$s = 11,54 \dots 15,436$ , Дж/кг·К
II	$h = -844,9 + 890,5 \cdot \theta + 62,9 \cdot \theta^2$	4,35	(6-а)	$\theta = 3,47 \dots 6,246$
	$s = 12,21 + 1,2 \cdot 10^{-3} \cdot h - 5,0 \cdot 10^{-8} \cdot h^2$	0,009	(7-а)	$h = 3006 \dots 7170$ , кДж/кг
	$\theta = 1,079 + 8,53 \cdot 10^{-4} \cdot h - 2,0 \cdot 10^{-8} \cdot h^2$	0,0043	(8-а)	$h = 3006 \dots 7170$ , кДж/кг
	$h = \exp[13,3 - 81,83 / s]$	16,0	(9-а)	$s = 15,436 \dots 18,46$ , Дж/кг·К

#### Моделирование термодинамических процессов и определение технико-экономических характеристик ГТУ простой схемы

При выполнении процедуры термодинамического моделирования в направлении определения технико-экономических характеристик газотурбинной установки, кроме уравнений регрессии, (табл. 1 и 2) необходимо применение дополнительных стыковочных уравнений, основанных на использовании второго закона термодинамики, а также уравнений теплового и энергетического баланса.

К уравнениям, основанным на использовании второго закона термодинамики, относятся:

- уравнение удельной энтропии воздуха в конце адиабатного процесса сжатия ( $s_{2'}$ )

$$s_{2'} = s_1 + R_B \cdot \ln(\pi_K),$$

где  $R_B$  – техническая газовая постоянная воздуха, кДж/кг;

- уравнение удельной энтропии воздуха в конце адиабатного процесса расширения ( $s_{4(B)}$ )

$$s_{4(B)} = s_{3(B)} - R_B \cdot \ln(\pi_T),$$

где  $\pi_T = \pi_K \cdot (1 - v_{к.сж}) / (1 + v_{вых})$  – степень снижения давления в турбине;

$v_{к.сж} = (p_2 - p_3) / p_2$  и  $v_{вых} = (p_4 - p_{1вых}) / p_{1вых}$  – коэффициенты потерь давления в камере сгорания и в выхлопном тракте ГТУ;

- уравнение удельной энтропии топлива в конце адиабатного процесса расширения ( $s_{4(T)}$ )

$$s_{4(T)} = s_{3(T)} - R_T \cdot \ln(\pi_T),$$

где  $R_T$  – техническая газовая постоянная топлива, кДж/кг;

К балансным уравнениям относятся:

- уравнение коэффициента избытка воздуха в камере сгорания

$$\alpha = L_0^{-1} \cdot [Q_H - (h_{3(T)} - h_{1(T)}) / (h_{3(B)} - h_2)],$$

где  $L_0$  и  $Q_H$  – стехиометрический коэффициент (кг/кг) и низшая теплота сгорания расчетного топлива (кДж/кг);

$h_{3(T)}$  и  $h_{1(T)}$  – удельные энтальпии топлива на выходе и на входе в камеру сгорания;

$h_{3(B)}$  и  $h_{2(K)}$  – удельные энтальпии воздуха на выходе и на входе в камеру сгорания, кДж/кг;

- уравнение удельной энтальпии смеси компрессорного воздуха и топлива на входе в камеру сгорания

$$h_2 = h_{2k} + d_T \cdot h_{1T},$$

где  $d_T = m_T / m_B$  и  $h_{1T}$  - удельная (отнесенная к 1 кг воздуха) подача топлива в камеру сгорания и удельная энтальпия топлива на входе в камеру сгорания;

- уравнение удельной энтальпии смеси воздуха и топлива в узловых точках (3), (4'), (4), (4\*) и (1<sub>вых</sub>)

$$h_i = h_{ik} + d_T \cdot h_{iT},$$

где  $i$  - индекс соответствующей узловой точки;

- уравнение осредненной температуры смеси компонент в узловой точке (2)

$$T_2 = h_2 / (h_{2k} / T_{2k} + d_T \cdot h_{1(T)} / T_{1T});$$

- уравнение осредненной температуры смеси компонент в узловых точках (4'), (4), (4\*)

$$T_i = h_i / (h_{i(B)} / T_{i(B)} + d_T \cdot h_{i(T)} / T_{iT}),$$

где  $i$  - индекс соответствующей узловой точки.

В качестве реального объекта тестирования разработанной энтальпийно-энтропийной методики термодинамического моделирования взят газотурбинный двигатель ДН70 производства Государственного предприятия Научно-производственный комплекс газотурбостроения (ГП НПКГ) «Зоря-Машпроект» [16]. Данный двигатель, работающий по простой схеме, спроектирован на начальную температуру  $T_3=1473$  К ( $t_3=1200^\circ\text{C}$ ) и степень повышения давления в компрессоре  $\pi_k=19,5$  и, кроме автономной выработки электрической мощности  $N_{эл}=10,5$  МВт при электрическом КПД  $\eta_{эл}=0,36$ , предназначен для других вариантов комбинированного применения, включая когенерационный с выработкой электрической  $N_{эл}=10,0$  МВт и тепловой  $N_{тепл}=15,04$  МВт энергии с коэффициентом использования топлива КИТ = 0,86, комбинированный в соответствии с монарными циклами “STIG” ( $N_{эл}=16,0$  МВ,  $\eta_{эл}=0,43$ ) и «Водолей» ( $N_{эл}=15,7$  МВ и  $\eta_{эл}=0,422$ ), бинарный парогазовый моноцикл (UGT 10000CC1) при  $N_{эл}=13,5$  МВ и  $\eta_{эл}=0,458$  и дубль-цикл (UGT 10000CC2) при  $N_{эл}=27,5$  МВ  $\eta_{эл}=0,463$  [16].

Конфигурация цикла двигателя ДН-70 производства ГП НПКГ в энтальпийно-энтропийных и термично-энтропийных координатах показана на рис. 2.

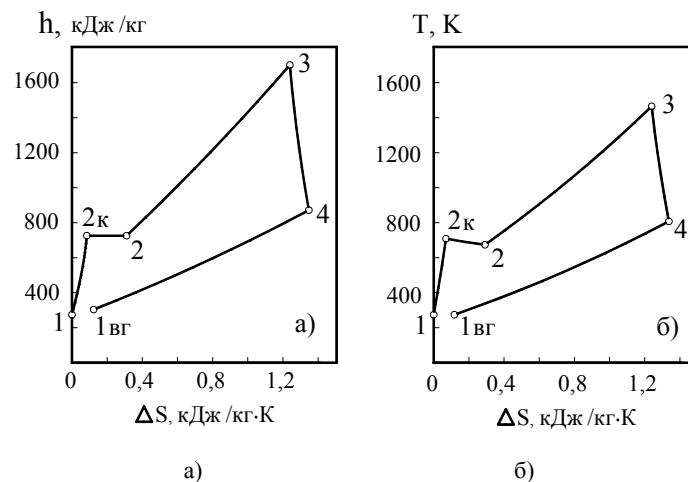


Рис. 2. Конфигурация цикла двигателя ДН-70 [16] в энтальпийно-энтропийной (а) и термично-энтропийной (б) диаграммах (обозначения узловых точек приведено на рис. 1)

Расчеты выполнены при КПД компрессора  $\eta_T = 0,87$ , турбины  $\eta_T = 0,89$ , коэффициенте потерь давления в камере сгорания  $\nu_{к.сг} = (p_2 - p_3) / p_2 = 0,93$  и на выхлопе ГТУ

$\nu_{вых} = (p_4' - p_{1вых}) / p_{1вых} = 0,97$ . Как видно, конфигурация цикла ГТУ существенно отличается от традиционных представлений наличием участка смесеобразования топлива и воздуха перед камерой сгорания (отрезок 2к-2) и зоны разрыва (1-1<sub>ВГ</sub>) контура цикла на выхлопе.

Разработанная [h-Δs] методика позволяет не только отобразить адекватную реальным условиям преобразования энергии в элементах и трактах ГТУ структуру цикла, но и по расчетным значениям удельных энтальпий в узловых точках цикла оценить ожидаемые технико-экономические характеристики установки, в том числе:

- удельную теоретическую

$$l_{K0} = (h_2' - h_1)$$

и реальную работу компрессора

$$l_K = l_{K0} / \eta_K;$$

- удельную подведенную в камере сгорания теплоту

$$q_1 = h_3' - h_2;$$

- удельную теоретическую

$$l_{T0} = h_3 - h_4'$$

и реальную работу турбины

$$l_T = \eta_T \cdot l_{T0};$$

- удельную внутреннюю работу турбины

$$l_B = h_T - h_K$$

и ее внутренний КПД

$$\eta_B = l_B / q_1.$$

### Особенности термодинамического моделирования процессов в комбинированных на базе ГТУ монарных газопаровых установках

Структурные схемы монарных газопаровых установок типа «STIG» и «ВОДОЛЕЙ» показаны на рис. 3.

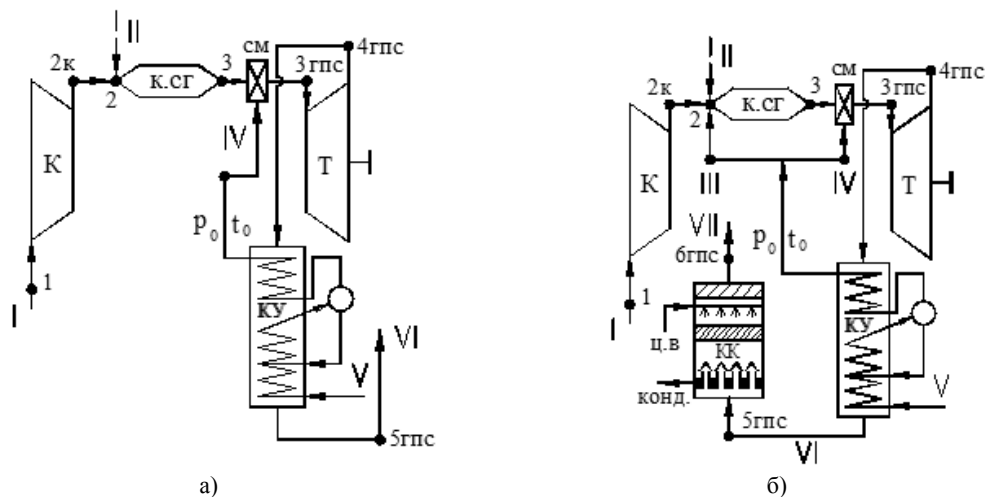


Рис. 3. Структурные схемы и основные узловые точки циклов МГПУ «STIG» (а) и «ВОДОЛЕЙ» (б):

1 и 2к – атмосферный и компрессорный воздух;

2 – смесь компрессорного воздуха и топлива перед камерой сгорания (для МГПУ «STIG») или смесь компрессорного воздуха, топлива и экологического пара перед камерой сгорания (для МГПУ «ВОДОЛЕЙ»);

3, 3гпс и 4гпс – газопаровая смесь перед смесителем (см), на входе и на выходе из турбины;

5гпс и 6гпс – газопаровая смесь на выходе из котла-утилизатора (КУ) и за контактном конденсатором (I – воздух, II – топливо, III и IV – экологический и энергетический пар, V – питательная вода, VI – газопаровая смесь, VII – «сухие» выхлопные газы)

Общей особенностью структурных схем рассматриваемых монарных установок является наличие компрессора (К), камеры сгорания (к.с.), в которой преобразуется химическая энергия топлива в тепловую энергию трехкомпонентного рабочего тела, турбины (Т), в которой преобразуется потенциальная энергия газопаровой смеси в механическую работу, и котла-утилизатора (КУ), в котором осуществляется подогрев питательной воды и первичный перегрев водяного пара за счет остаточного теплового потенциала газопаровой смеси с последующей подачей пара на вход газопаровой турбины.

Отличительной особенностью МГПУ «ВОДОЛЕЙ» является наличие контактного конденсатора (КК), в котором в процессе смешивания холодной циркуляционной воды (ц.в.) с газопаровой смесью осуществляется конденсация влаги газопаровой смеси и возврат конденсата в систему подготовки питательной воды, что позволяет существенно снизить эксплуатационные затраты на ее химическую подготовку. Кроме того, в цикле «ВОДОЛЕЙ» перегретый пар после котла-утилизатора разделяется на два потока: экологический (III) и энергетический (IV), что способствует снижению эмиссии токсичных оксидов азота, причем экологический пар подается в зону горения, а энергетический – смешивается в специальном смесителе (см.) со смесью продуктов сгорания и экологического пара. Отмеченные отличия рассматриваемых вариантов МГПУ не отражаются на методике их термодинамического анализа.

Как и в случае моделирования базовой ГТУ, алгоритм термодинамического анализа монарной газопаровой турбины состоит из трех блоков: блока компрессора, блока камеры сгорания, блока турбины, а также дополнительного блока – котла-утилизатора.

Рабочим телом блока компрессора является воздух, а в остальных блоках – трехкомпонентная смесь, состоящая из воздуха, топлива и водяного пара. Наличие дополнительной рабочей компоненты – водяного пара определяет необходимость использования соответствующих уравнений регрессии, которые приведены в табл. 3.

При выполнении процедуры термодинамического моделирования МГПУ параметры водяного пара в узловых точках цикла определяются в соответствии с алгоритмом, изложенным для ГТУ простой схемы.

Это же относится к определению величины удельной теоретической и реальной работы водяного пара, энтальпии, а также осредненной температуры в узловых точках смешивания трех рабочих компонент (воздуха, топлива и пара), которая оценивается в соответствии с уравнением тождественности для узловых точек (4<sub>ГПС</sub>) и (5<sub>ГПС</sub>):

$$T_i = h_{i(ГПС)} / (h_{i(B)} / T_{i(B)} + d_T \cdot h_{i(T)} / T_{iT} + d_{i(э.п)} \cdot h_{i(э.п)} / T_{i(э.п)}),$$

где  $i$  – индекс соответствующей узловой точки.

Таблица 3

Форма уравнений регрессии для водяного пара по данным С.Л. Ривкина [17]

Зона	Форма уравнений регрессии	Дисперсия, $\pm 2\sigma$	Номер уравнения	Диапазон изменения термодинамических параметров
I	$s = 8,976 + 3,08 \cdot 10^{-3} \cdot h - 5,4 \cdot 10^{-7} \cdot h^2$	0,005	(2-б)	$h = 532 \dots 2466$ , кДж/кг
	$\theta = -0,0246 + 1,99 \cdot 10^{-3} \cdot h - 1,2 \cdot 10^{-7} \cdot h^2$	0,0017	(3-б)	$h = 532 \dots 2466$ , кДж/кг
	$h = 34,4 + 470 \cdot \theta + 27,19 \cdot \theta^2$	1,31	(4-б)	$\theta = 1,0 \dots 4,17$
	$h = \exp[0,79 + 0,527 \cdot s]$	12,6	(5-б)	$s = 10,41 \dots 13,34$ , кДж/кг·К
II	$h = -73,24 + 515 \cdot \theta + 22,74 \cdot \theta^2$	0,45	(6-б)	$\theta = 3,125 \dots 5,2$
	$s = 10,77 + 1,268 \cdot 10^{-3} \cdot h - 9 \cdot 10^{-8} \cdot h^2$	0,002	(7-б)	$h = 2400 \dots 3957$ , кДж/кг
	$\theta = 0,336 + 1,69 \cdot 10^{-3} \cdot h - 6,0 \cdot 10^{-8} \cdot h^2$	0,001	(8-б)	$h = 2400 \dots 3957$ , кДж/кг
	$h = \exp[-8,94 + 6,46 \cdot \ln(s)]$	0,85	(9-б)	$s = 13,288 \dots 14,35$ , Дж/кг·К

При определении коэффициента избытка воздуха в камере сгорания МГПУ используется балансное уравнение в виде соотношения

$$\alpha_{МГПУ} = L_0^{-1} \cdot [Q_n - (h_{3(T)} - h_{1(T)}) / (h_{3(B)} - h_2) + d_{э.п} (h_{3(э.п)} - h_{0(э.п)})],$$

где  $d_{э.п} = m_{э.п} / m_B$  – относительная подача водяного пара в камеру сгорания МГПУ (на 1 кг

компрессорного воздуха);

$h_{3(e,n)}$  – удельная энтальпия перегретого водяного пара (кДж/кг·К) при  $T_{3(e,n)} = T_3$ ;

$h_{0(e,n)}$  – удельная энтальпия свежего водяного пара (кДж/кг·К) после теплоутилизационного контура при фиксированной температуре ( $T_{0(e,n)}$ ) и давлении ( $p_0$ ).

### Результаты моделирования термодинамических процессов в монарной газопаровой установке

В качестве объекта тестирования рассмотрены два варианта монарных газопаровых установок: «STIG» и «ВОДОЛЕЙ» [17] при однозначных условиях эксплуатации, когда в качестве базовой ГТУ использован модернизированный вариант двигателя ДН70 производства ГП НПКГ «Зоря-Машпроект», который в составе МГПУ «ВОДОЛЕЙ» работает при степени повышения давления компрессорного воздуха  $\pi_k = 20$ , обеспечивает поддержание начальной температуры монарного цикла на уровне  $T_3 = 1358 \text{ K}$  (или  $t_3 = 1085 \text{ }^\circ\text{C}$ ) вместо  $T_3 = 1473 \text{ K}$  (или  $t_3 = 1200 \text{ }^\circ\text{C}$ ) для автономных условий эксплуатации. Перегретый водяной пар после котла-утилизатора (рис. 3-б) подводится в газопаровой контур при давлении  $p_0 = 21$  атмосфер, температуре  $t_0 = 305 \text{ }^\circ\text{C}$  и относительном расходе водяного пара  $d_{e,n} = m_{e,n} / m_g \approx 0,141$  кг/кг [3].

На рис. 4 в координатах  $[h - \Delta s]$  и  $[T - \Delta s]$  показаны совмещенные термодинамические циклы газотурбинного контура (1-2<sub>к</sub>-2-3-4-1<sub>вг</sub>-1) и комбинированного газопарового контура (1-2<sub>к</sub>-2-3-3<sub>гпс</sub>-4<sub>гпс</sub>-1<sub>гпс</sub>-1) МГПУ «STIG» (т.е. без подачи экологического пара в зону горения). Как видно, конфигурации циклов базовой ГТУ и комбинированной на ее основе МГПУ существенно отличаются, но структуры циклов в обеих координатах подобны. Цикл, представленный в  $[T - \Delta s]$  координатах, отображает термодинамические особенности реализации отдельных составляющих общего процесса, в том числе политропного процесса сжатия воздуха в компрессоре (1-2<sub>к</sub>), политропного (близкого к изотермическому) процесса смешивания воздуха и топлива перед камерой сгорания (2<sub>к</sub>-2), политропного (близкого к изобарному) процесса подведения теплоты к воздуху и топливу в камере сгорания (2-3), политропного процесса вторичного перегрева водяного пара (3-3<sub>гпс</sub>), политропного процесса расширения газопаровой смеси в турбине (3<sub>гпс</sub>-4<sub>гпс</sub>), политропного (близкого к изобарному) процесса (4<sub>гпс</sub>-5<sub>гпс</sub>) передачи теплоты от ГПС к вторичному теплоносителю в котле-утилизаторе.

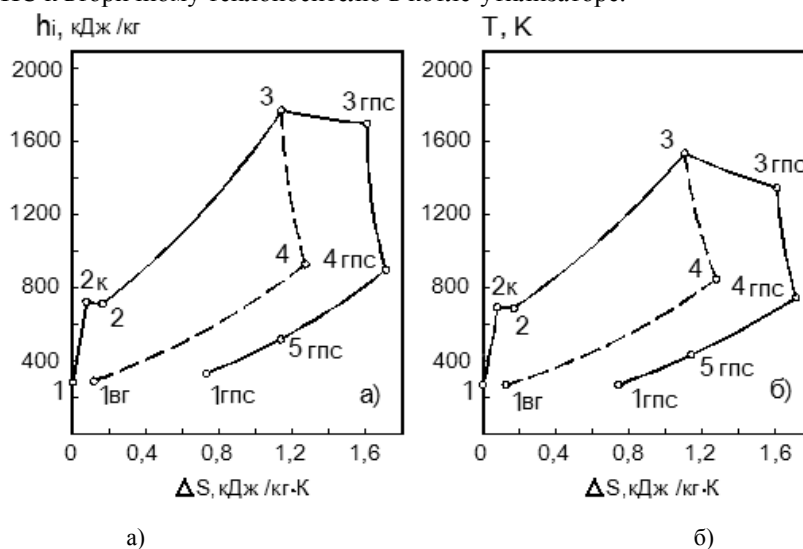


Рис. 4. Конфигурация совмещенных циклов в энтальпийно-энтропийной (а) и термично-энтропийной (б) диаграмме газотурбинного двигателя ДН70 (контур 1-2<sub>к</sub>-2-3-4-1<sub>вг</sub>-1) и созданной на его базе МГПУ «ВОДОЛЕЙ» (контур 1-2<sub>к</sub>-2-3-3<sub>гпс</sub>-4<sub>гпс</sub>-5<sub>гпс</sub>-1<sub>гпс</sub>-1)

В энтальпийно-энтропийных координатах (рис. 4-а) площадь цикла, описываемая контуром (1-2<sub>к</sub>-2-3-4-1<sub>вг</sub>-1), пропорциональна работе базовой ГТУ, а площадь, описываемая контуром (1<sub>вг</sub>-4-3-3<sub>гпс</sub>-4<sub>гпс</sub>-5<sub>гпс</sub>-1<sub>гпс</sub>-1), пропорциональна дополнительной работе, совершаемой водяным паром, причем узловая точка 5<sub>гпс</sub> характеризует состояние газопаровой смеси на входе в котел-



утилизатор и разница энтальпий между узловыми точками (4<sub>ГПС</sub>) и (5<sub>ГПС</sub>)  $\Delta h_{(вых)} = h_{4_{ГПС}} - h_{5_{ГПС}}$  определяет уровень теплового утилизационного потенциала газопаровой смеси на выхлопе МПГУ, где величина удельной энтальпии  $h_{5_{ГПС}}$  определяется уровнем температуры ГПС на выхлопе  $T_{5_{ГПС}} = t_{5_{ГПС}} + 273,15, K$ .

По величине  $\Delta h_{(вых)}$  можно оценить предельно достижимый уровень использования теплового потенциала ГПС в теплоутилизационном контуре, уровень которого определяется величиной относительного расхода пара ( $d_{e,n}$ ) в соответствии с условием однозначности

$$d_{e,n} \cdot (h_0 - h_{ne}) = \eta_T \cdot \Delta h_{(вых)},$$

где  $h_0 = f(p_0, t_0)$  и  $h_{ne} = f(t_{ne})$  – удельные энтальпии свежего пара и питательной воды ( $t_{ne}$ );  $\eta_T$  – коэффициент тепловых потерь в теплоутилизационном контуре.

### Выводы

Разработанная энтальпийно-энтропийная методика термодинамического моделирования процессов в газотурбинных и комбинированных на их основе энергоустановках позволяет:

1. Отобразить в координатах  $[h - \Delta s]$  и  $[T - \Delta s]$  конфигурацию цикла, адекватную реальным условиям преобразования энергии и работы в элементах и трактах этих установок с учетом термодинамической необратимости процессов сжатия и расширения, а также потерь давления во всех трактах.
2. Определить термодинамические параметры: энтальпию, энтропию и температуру в узловых точках цикла.
3. Оценить технико-экономические характеристики установок: удельную работу компрессора и турбины, подведенную теплоту в камере сгорания, внутренний КПД цикла и др. показатели при различных начальных условиях, включающих степень повышения давления в компрессоре ( $\pi_K$ ), степень расширения в турбине ( $\pi_T$ ), характеристики необратимости преобразования энергии в компрессоре и турбине, а также потери давления в трактах установок.

Данная методика может быть положена в основу энергетического аудита не только монарных установок, но и других комбинированных на базе ГТУ энергоустановок.

### Литература

1. Бойс М. Турбомашиностроение в следующем тысячелетии// Газотурбинные технологии, сентябрь-октябрь.- 2000, № 5.- С. 2-8.
2. Степанов А.В., Кухарь В.П. Достижения энергетики и защита окружающей среды. – К.: Наукова думка.- 2004.- 203 с.
3. Воробьев И.В., Тодорович Е.Г. Реабилитация ТЭС и ТЭЦ: пути, эффективность.-К.: Энергетика и электрификация, 2000.- 243 с.
4. Христин В.А., Варламов Г.Б. Газотурбинные установки: история и перспективы.- К.: НТУУ «КПИ».- 2006.- 384 с.
5. Шнеэ Я.И., Хайновский Я.С. Газовые турбины. Часть вторая.- К.: Вища школа,- 1977.- 279 с.
6. Христин В.А., Лабинов С.Д. Эффективность применения цикла с промежуточной регенерацией для энергетических и транспортных газотурбинных установок// Изв. Вузов. Сер. Энергетика, 1964, № 8.- С. 46-52.
7. Г.Н. Любчик и др. Когенерационно-утилизационные технологии на базе газотурбинных установок/Под. ред. Любчика Г.Н. и Чабановича Л.Б.- К.: Варта.- 2008.- 185 с.
8. Л.Б. Чабанович и др. Генерування електричної енергії шляхом утилізації залишкового теплового потенціалу викидних газів газоперекачувальних агрегатів у замкнених ГТУ//Нафтогазова енергетика.- № 2(11).- 2009.- С. 29-34.
9. Матвеев В.Т. Глубокая утилизация теплоты в газотурбинных двигателях с турбиной перерасширения// Пром. теплотехника, 1997, т. 19, № 4-5.- С. 81-85.
10. Moeller D.J., Burnham J., Oganovski G. Steam - injected gas turbines enhance cogeneration plant performance //Pulp and Paper. September 1987. p. 125 - 129.
11. Романов В.И., Кривуца В.А./ Комбинированная ГТУ мощностью 16 - 25 МВт с утилизацией теплоты отходящих газов и регенерацией воды из парогазового потока// Пром. теплотехника. 1995, т. 17, № 6.

12. В.А. Іщенко та ін. Газоперекачувальний агрегат ГПУ-16К з приводом від комбінованої газотурбінної установки// Нафтова і газова промисловість, 1997, №2.- С. 42-50.
  13. Прудкий С.А., Костенко Д.А. Энергосберегающая комбинированная установка с регенерацией воды в цикле.- Газовая промышленность.- 2004, №8.- С. 64-65.
  14. Любчик Г.Н., Варламов Г.Б., Говдяк Р.М., Чабанович Л.Б., Шелковский Б.И. Системы утилизации энергии на выхлопе газотурбинных установок с дожиганием//Праці Інституту електродинаміки Національної академії наук України. Спеціальний випуск, 2005.- С. 44 – 47.
  15. Газотурбинные двигатели для энергетики и газотурбинные электростанции.- Николаев:»Зоря-Машпроект».-2004.- 19 с.
  16. Христин В.А. Варламов Г.Б. Газотурбинные установки. История и перспективы.- К.: НТУУ «КПИ».- 2006.- 383 с.
  17. Ривкина С.Л. . Термодинамические свойства газов.-М.: Энергоатомиздат.-1987.- 286 с.
  18. Гурвич Л.В., Хачкурузов Г.А., Медведев В.А. Термодинамические свойства индивидуальных веществ. Справочник/ Под ред. В.П. Глушко.-М.: АН СССР.- 1962.- 916 с.
- 
-