

УДК 621.438

АНАЛИЗ ЦИКЛА ПАРОГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ С СИСТЕМОЙ ВВОДА И РЕГЕНЕРАЦИИ ВОДЫ (ПГУ-СВРВ) НА БАЗЕ ГТУ АИ-9-ЗБ.

С. Д. ФРОЛОВ, П. П. КОСТЕНКО, И. В. СТЕПАНОВ, А. И. ПОПУГА

Для экспериментальной верификации комплекса расчетных программ и отработки основных элементов СВРВ создается стендовый образец установки (СОУ). Численный анализ ее цикла выполнен с использованием программы рационального выбора режимных параметров основных элементов СВРВ на фоне показателей эффективности энергоустановки. Результаты анализа представлены на рис. 1 в виде номограммы достижимых значений режимных параметров и критериев эффективности: удельной полезной мощности $l_{уд}$, кВт/(кг/с), и удельного расхода топлива $C_{уд}$, кг/(кВт.ч). Жирной точкой обозначены параметры исходной ГТУ АИ-9-ЗБ (расход воздуха 2,02 кг/с, степень сжатия компрессора $\pi_k^* = 4,06$, температура газов перед турбиной $T_3^* = 1024$ К).

Сплошные линии характеризуют изменение параметров установки с ростом $g_{кв}$ - относительного (на 1 кг смеси пара и вторичного воздуха) расхода пара из котла-утилизатора, подаваемого в камеру сгорания с различными температурами $t_{п}$ - от 159°C (температура насыщения при давлении пара $P_{п} = 6$ бар) до 510°C , что на 50° ниже температуры газов за силовой турбиной и принято в качестве максимального перегрева пара. Пунктиром нанесены линии $g_{кв} = \text{const}$. Линия а - б является границей возможных режимов, определяемой условием сохранения с увеличением $g_{кв}$ принятого минимального запаса (30°) по разности температур пара-газа и пара в пинч-точке котла-утилизатора. С ростом температуры пара $t_{п}$ это условие соблюдается при меньших его расходах,

при меньших значениях $g_{кy}$, определяемых также условием сохранения температуры T_z^* перед турбиной неизменной - 1024 К.

На рис. 2 показаны достижимые на линии $a - b$ в зависимости от температуры пара $t_{п}$ увеличение удельной мощности установки $\Delta l_{уд}$ и уменьшение удельного расхода топлива $\Delta C_{уд}$ (% отн.). Этот выигрыш получают путем соответствующего значения $g_{кy}$ ввода в камеру сгорания $g_{к.сг}$ килограммов пара на 1 кг полного расхода воздуха. На рисунке нанесена также типичная кривая относительного (на 1 кг воздуха) расхода охлаждающей воды $g_{вкс}$, которую необходимо вводить в вихревой конденсатор-сепаратор (ВКС) для регенерации воды, подаваемой в камеру сгорания.

Анализ результатов показывает, что:

- по сравнению с исходной ГТУ удельная мощность СОУ может быть увеличена более чем вдвое, а удельный расход топлива снижен примерно на 20 %;

- однако, выбор номинального режима работы СОУ неоднозначен и обусловлен противоречивым характером воздействующих на ее показатели факторов. Например, чем больше расход вводимого в цикл пара, тем лучше могут быть критерии эффективности ($l_{уд}$ и $C_{уд}$, или КПД η_t). Но при этом возрастает расход охлаждающей воды (а $g_{вкс}$ на порядок больше $g_{к.сг}$) и ее унос из ВКС, а также затраты мощности на циркуляцию обоих теплоносителей в ВКС;

- чем выше температура (перегрев) вводимого в цикл пара, тем меньше его расход и, следовательно, меньше расход охлаждающей жидкости для его конденсации в ВКС. Однако, тогда сильно снижается прирост удельной мощности $\Delta l_{уд}$ при незначительном улучшении экономичности ($\Delta C_{уд}$);

- целесообразно назначать максимально возможный для заданных параметров цикла исходной ГТУ расход вводимого сухого

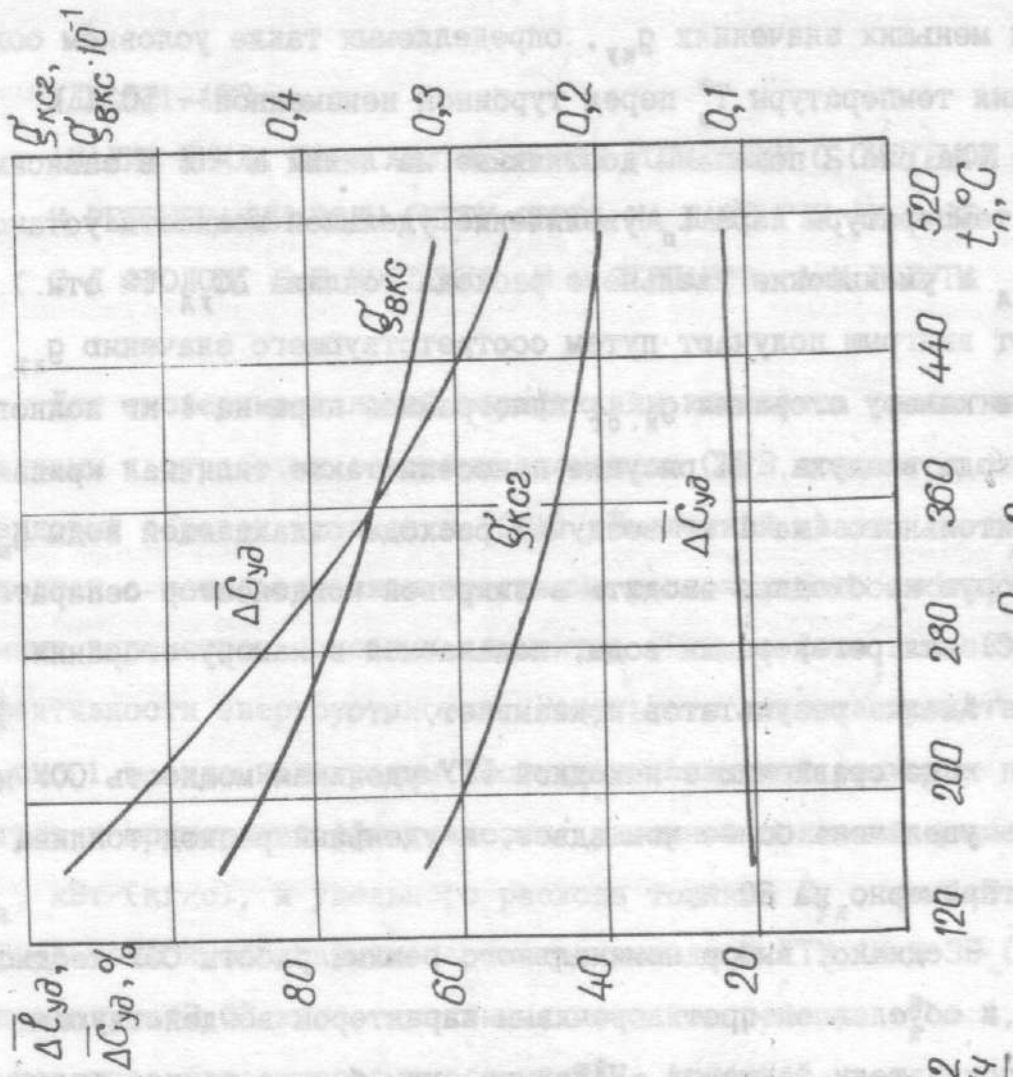


Рис. 2

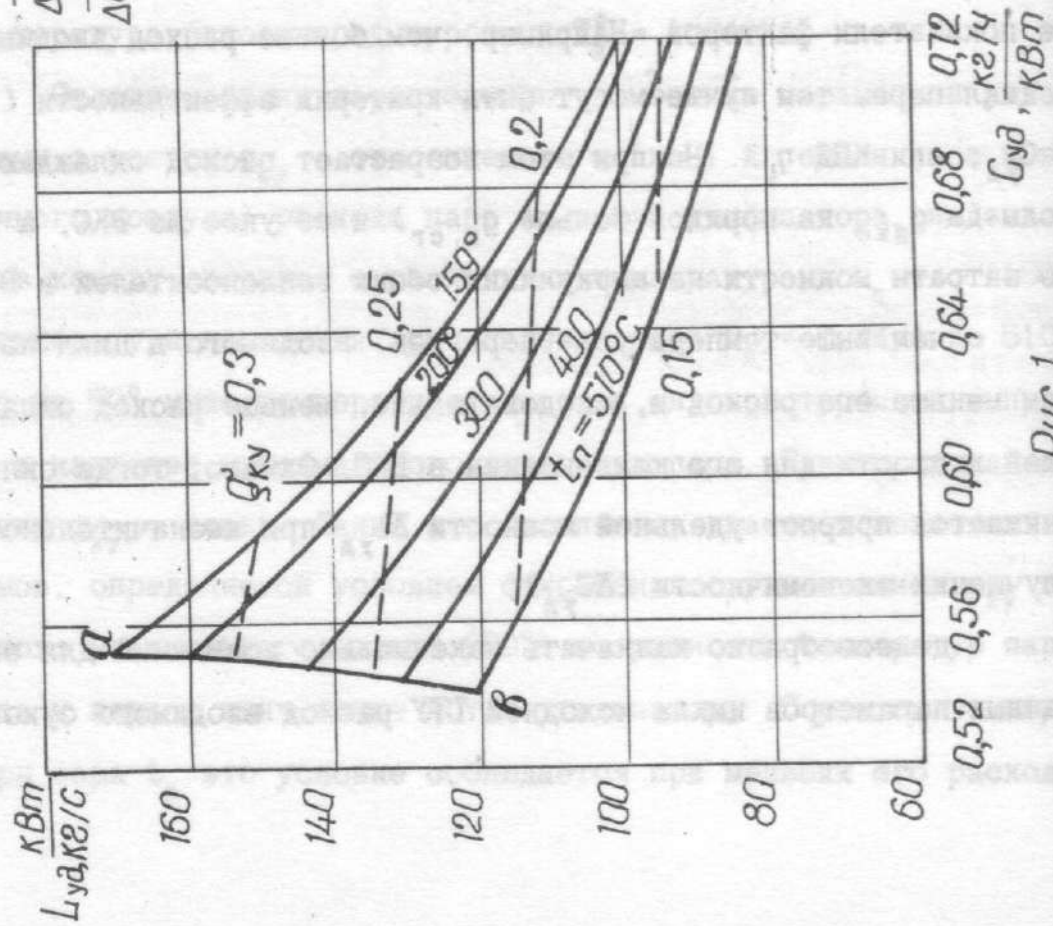


Рис. 1

насыщенного пара (точка *a* на рис. 1);

- если расход пара predetermined по каким-нибудь другим соображениям и меньше максимально возможного по параметрам цикла исходной ГТУ, следует осуществлять максимально возможный его перегрев с тем, чтобы как можно больше выиграть в экономичности;

- конвертирование ГТУ путем перевода ее на парогаз приводит к улучшению критериев термодинамической эффективности в принципе при любых параметрах цикла π_k^* и T_3^* . Более того - чем ниже эти параметры исходной ГТУ, тем относительно больший выигрыш получается. Однако, если КПД исходной ГТУ АИ-9-3Б, равный 11,9%, и возрос за счет предлагаемой конверсии до 15,3%, т.е. в 1,3 раза, это не делает СОУ конкурентноспособной с другими тепловыми энергосиловыми установками, например поршневыми той же мощности ($N_e \approx 300$ кВт). Тем более, что по сложности схемы она приближается к паросиловой установке. Но если учесть, что СОУ, как всякая ПТУ-СВРВ, производит наряду с механической ($N_m = 340$ кВт) еще и тепловую мощность ($N_T = 780$ кВт), которую в виде технологической теплоты может поставлять широкому кругу потребителей, то даже СОУ становится вполне конкурентноспособной. Ее суммарный термический КПД становится равным $\eta_{\Sigma} = 49\%$, т.е. $C_{уд\Sigma} = 0,082$ кг/(кВт.ч) вместо $C_{уд} = 0,55$ кг/(кВт.ч).

Следовательно, энергоустановки типа ПТУ-СВРВ особенно целесообразно использовать как комбинированные, обеспечивающие и энерго- и теплоснабжение, так как они изначально содержат в своем составе все необходимые для этого основные элементы.