

УДК 621.515.003

**Ф. Г. СОРОГИН¹, П. Д. ЖЕМАНЮК¹, В. П. ТРОФИМОВ¹,
Ю. В. ШАХОВ², И. И. ПЕТУХОВ²**¹ АО "Мотор Сич", Украина² Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", Украина

К ВОПРОСУ КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГТП С ОХЛАЖДЕНИЕМ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА

Повышение эффективности газотурбинного привода (ГТП) при высоких температурах окружающего воздуха может достигаться за счёт его охлаждения. Многообразие способов и устройств, предложенных для этого, делает актуальной задачу формирования критериев и подходов для обоснованного выбора системы охлаждения. Задача эта осложняется необходимостью учета типа и цены элементов установки, климатических и технических условий эксплуатации ГТП, стоимости энергоресурсов и расходных материалов. Чисто энергетические или экономические критерии эффективности не учитывают совокупное влияние всех этих факторов. Более предпочтительным является применение комплексного термоэкономического подхода, который достаточно интенсивно развивается в последнее время. В работе на его основе с использованием типового комплекса характеристик наземного ГТП и элементов систем охлаждения воздуха сформирована методика расчета энергетических и экономических показателей, характеризующих эффективность как всего комплекса, так и системы охлаждения в его составе. На примере газотурбинной электростанции проанализирована термоэкономическая эффективность ГТП с распылительной и на базе парокompрессионной холодильной машины системой охлаждения циклового воздуха.

Ключевые слова: газотурбинный привод, цикловой воздух, эффективность охлаждения, приведенные затраты.

Введение

Одним из основных недостатков газотурбинного привода (ГТП) является снижение мощности с ростом температуры атмосферного воздуха, которое, в зависимости от типа ГТП, составляет 0,5...1,2% номинальной на каждый градус повышения температуры [1 – 3]. Увеличить мощность можно за счет охлаждения циклового воздуха. Многообразие способов и устройств, предложенных для этого, делает актуальной задачу формирования методов для их обоснованного выбора.

Термодинамические методы позволяют выявить вклад отдельных элементов в энергетическую эффективность установки в целом, определить способы и пределы ее повышения, в том числе за счет модернизации или замены соответствующих элементов. Однако при этом остается открытым вопрос о цене такого повышения и экономической эффективности модернизации.

Чисто экономические методы оперируют с финансовыми показателями и об энергетической эффективности, причем только установки в целом, можно судить по эксплуатационным затратам на

единицу полезного продукта. Но при этом можно учесть стоимость оборудования и его ремонта, затраты на монтаж и строительство, на оплату персонала и экологических начислений, определить стоимость жизненного цикла установки.

Развиваемое в последние годы направление термоэкономического анализа имеет целью объединить положительные стороны обоих упомянутых методов и указать пути сокращения стоимости системы при ее создании, эксплуатации и модернизации [4, 5]. Термоэкономический метод наиболее полно подходит для анализа вариантов охлаждения циклового воздуха ГТП.

Наряду с параметрами элементов собственно систем в этом случае необходимо рассматривать параметры окружающей среды (ОС), которые влияют на характеристики не только ГТП, но и системы охлаждения [1, 3]. Это является дополнительным аргументом для использования при термодинамическом анализе эксергетического подхода. Основными же аргументами являются универсальность эксергии с точки зрения количественного определения ценности различных видов энергии, уровня необратимых потерь при их преобразовании и взаимодействии

системы с ОС, разработанность подходов для эксергоэкономического анализа систем [4, 5 и др.]. В большинстве задач для характеристики окружающей среды достаточно знать три ее параметра: температуру T_0 , давление p_0 и влагосодержание d_0 или относительную влажность ϕ_0 .

Важным показателем системы охлаждения является снижение температуры воздуха Δt_v , определяемое как разность температур атмосферного и охлажденного воздуха. При прочих равных условиях с увеличением указанной разности увеличивается и прирост мощности ГТП. Этот прирост часто именуется восстановленной мощностью.

Для интегральной оценки эффективности любой теплоэнергетической установки необходимо рассматривать выработку полезных продуктов за характерный период эксплуатации [4, 5 и др.]. В ГТП основным полезным продуктом является механическая работа. Поэтому оценивать эффективность ГТП с различными системами охлаждения (СО) циклового воздуха необходимо с учетом прироста ее выработки.

Наиболее просто выполнить такую оценку, используя предложенное авторами [1] понятие термочасового потенциала охлаждения, который равен произведению снижения температуры циклового воздуха Δt_v на время работы ГТП при пониженной температуре. Если рассчитать такой потенциал за период эксплуатации СО, и умножить на показатель, определяющий снижение мощности ГТП на 1 градус роста температуры циклового воздуха, то получим прирост выработки механической работы.

Такой подход использован в работе [2] для оценки термозкономической эффективности систем охлаждения ГТП на базе теплоиспользующих холодильных машин. Более высокую эффективность имели системы на базе водоаммиачной холодильной машины, где температура охлаждения воздуха ниже. Распылительная система охлаждения (PCO) показала самую низкую эффективность.

Такие результаты вполне ожидаемы, так как в работе [2] не учитываются энергетические затраты при реализации цикла холодильной машины. Температура ОС используется только при определении снижения температуры циклового воздуха Δt_v . Поэтому повышение температуры ОС влияет только положительно, так как увеличивает термочасовой потенциал.

Таким образом, влияние ОС в [1, 2] учитывается только для PCO, где воздух охлаждается до температуры адиабатного увлажнения (мокрого термометра). Экономические затраты на реализацию охлаждения обсуждаются в [2] лишь с точки зрения возможной стоимости холодильных машин.

Постановка задачи

Суммарный термочасовой потенциал позволяет оценить возможное приращение выработки механической работы ГТП. Однако энергетические и другие затраты на реализацию охлаждения при таком подходе рассчитаны быть не могут, так как осредненные параметры ОС в этом случае не годятся. Соответственно, нельзя оценить энергетическую и экономическую эффективность различных систем охлаждения циклового воздуха ГТП.

Целью данного исследования является разработка метода термозкономического анализа эффективности ГТП с охлаждением циклового воздуха на входе с учетом почасового изменения климатических условий эксплуатации и влияния элементов системы охлаждения.

Основная часть

Детальный анализ выполнен на примере газотурбинной электростанции с ГТП АИ-336-2-8 для наиболее характерных систем охлаждения: на базе парокомпрессионной холодильной машины (ПКХМ) и PCO. Для охлаждения конденсатора ПКХМ может использоваться либо оборотная вода, охлаждаемая в градирне, либо атмосферный воздух, нагнетаемый вентилятором. Поскольку, в конечном счете, теплота конденсации отводится воздухом, далее рассматривается ПКХМ с конденсатором воздушного охлаждения.

При высоких атмосферных температурах отвод теплоты конденсации представляет наиболее сложную задачу, особенно в условиях дефицита воды. Поэтому применение абсорбционных ХМ весьма проблематично и в данной работе не рассматривается. Для них ввиду низкого значения холодильного коэффициента отводимая в окружающую среду теплота в разы больше, чем у ПКХМ.

Базовыми элементами газотурбинной электростанции (ГТЭ) являются комплексное воздухоочистительное устройство (КБОУ), ГТП, система выхлопа продуктов сгорания и электрогенератор. В отдельных конструкциях КБОУ предусматривается отсос части запыленного потока из фильтров. Тогда для электрического привода соответствующих вентиляторов используется производительный ресурс в виде эксергии $E_{\text{Э}}^{\text{КБОУ}}$.

В ГТЭ с системой охлаждения циклового воздуха необходима дополнительная секция КБОУ, устанавливаемая после участка шумоглушения. Для PCO это канал базового сечения, длина которого достаточна для испарения капель. В случае СО на базе ПКХМ в дополнительной секции устанавливается теплообменник, а при охлаждении ниже точки

росы еще и сепаратор конденсата.

В данной работе в качестве минимальной принята температура охлажденного воздуха 15°C, когда мощность для ГТП АИ-336-2-8 соответствует номинальной. В этом случае сепаратор не используется, максимальный тепловой поток при охлаждении воздуха от 35°C составляет около 750 кВт, расчетное сопротивление воздушного тракта теплообменника около 150 Па.

В качестве типовой при термoeкономическом анализе выбрана холодильная машина (чиллер) УАЕР типа 99WD9В с воздушным охлаждением конденсатора, предназначенная для производства охлажденной воды [6]. Ее холодопроизводительность 748 кВт при температуре охлажденной воды 7°C и атмосферного воздуха 35°C. Она непосредственно потребляет электроэнергию $E_{Э}^{CO}$ на привод компрессора, вентиляторов конденсатора и циркуляционного насоса холодного теплоносителя. Общая установленная мощность около 350 кВт. Холодильный коэффициент при этих условиях составляет около 2,75 [6].

При более низкой температуре ОС ПКХМ включается циклически. Доля рабочего цикла ПКХМ определяется путем деления теплового потока, необходимого для охлаждения циклового воздуха, на холодопроизводительность. Последняя, как и потребляемая мощность компрессора, описывались двухпараметрическими полиномами, аппроксимирующими характеристики чиллера УАЕР типа 99WD9В [6].

В случае использования РСО энергетические затраты на подготовку и подачу воды представлены эксергией $E_{ВД}^{CO}$ и электроэнергией $E_{Э}^{CO}$. Эксергия $E_{ВД}^{CO}$ определяется для технической воды и мала по сравнению с эксергией топлива или $E_{Э}^{CO}$. При анализе ГТЭ в целом этой эксергией можно пренебречь. Влияние ОС на параметры РСО определяется температурой адиабатного увлажнения.

Для распыла воды могут использоваться либо жидкостные, либо пневматические форсунки. В первом случае в воздухозаборном тракте располагается водяной коллектор, на котором устанавливаются форсунки. Он является дополнительным сопротивлением, снижающим мощность ГТП и в период выключенной системы охлаждения. Давление подаваемой в форсунки воды составляет до 25 МПа [3].

В РСО с пневматическими форсунками подводящие коллекторы могут находиться вне проточной части. Канал ВЗГ не загромождается элементами системы охлаждения циклового воздуха, и гидравлическое сопротивление дополнительной секции КВОУ для рассматриваемой ГТЭ не превышает

1 Па. Это важно ввиду ярко выраженной сезонности и периодичности использования РСО. Давление подводимой к пневматическим форсункам воды мало, но дополнительно необходим сжатый воздух, который наиболее просто отбирать от компрессора ГТП.

После системы охлаждения воздух направляется в ГТП. Туда же подается и топливо, представленное в эксергетическом балансе как $E_{ТП}$. Удельная эксергия топлива принималась равной его низшей теплотворной способности [4]. Преобразование механической энергии в электрическую реализуется в электрогенераторе.

В ГТЭ в качестве полезного внешнего продукта могут выступать выработанная электроэнергия $E_{Э}$ и утилизированная теплота, а также сжатый воздух, отбираемый от компрессора ГТП. Потребными ресурсами для ГТЭ в целом являются эксергия топлива, электрическая энергия, потребляемая функциональными элементами, техническая и охлаждающая вода, а также атмосферный воздух. В самом простом случае, который рассматривается далее, вырабатывается только электроэнергия.

В качестве критерия энергетической эффективности ГТЭ используется эксергетический КПД, представляющий для установки в целом отношение суммы эксергий или приращений эксергии полезных используемых потоков (полезных внешних продуктов) к сумме эксергий соответствующих внешних производственных ресурсов. Если следовать концепции применения транзитной эксергии [4], то при расчете энергетической эффективности газотурбинной электростанции из этой эксергии должны быть вычтены потоки электроэнергии, потребляемой на собственные нужды. В этом случае эксергетический КПД ГТЭ имеет вид

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{ГТЭ}} = \frac{E_{Э}'' - (E_{Э}^{\text{CO}} + E_{Э}^{\text{КВОУ}})}{E_{\text{ТП}}} \quad (1)$$

Выражение (1) может использоваться для обоих вариантов системы охлаждения. Если исключить внутренние затраты электроэнергии в элементах ГТЭ, то с учетом коэффициента преобразования механической энергии в электрическую соотношение (1) есть эффективный КПД ГТП.

Для определения выработанной электроэнергии и потребленных ресурсов необходимо последовательно рассчитать параметры в соответствующих функциональных элементах установки. О подходе к описанию характеристик систем охлаждения сказано выше. В ГТП параметрами, определяющими его мощность и эффективный КПД при фиксированных оборотах свободной турбины и ТВД газогенератора, являются температура и давление воздуха на входе,

противодавление на выходе со стороны газоотводящего тракта, а также расход и параметры отбираемого от компрессора воздуха. Анализ характеристик, предоставляемых производителем ГТП при его поставке, позволяет использовать в качестве базовой климатическую характеристику, полученную для стандартного атмосферного давления при отсутствии внешних отборов воздуха и гидropотерь в ГВТ на входе и выхлопе.

Например, для ГТП АИ-336-2-8 мощность при 15°C и ниже составляет 8000 кВт, а при 50°C падает до 5500 кВт. Эффективный КПД также уменьшается с ростом температуры, и при стандартных условиях составляет 31%. Эти характеристики, а также зависящий от мощности ГТП расход продуктов сгорания, снижение мощности и эффективного КПД вследствие гидropотерь в ГВТ и отбора воздуха от компрессора аппроксимировались соответствующими полиномами. При наличии этих данных и известной теплотворной способности топлива определяется расход циклового воздуха на входе.

Эффективный КПД зависит не только от степени совершенства конкретного ГТП, но также от температуры ОС и графика нагрузки. Поэтому при анализе даже чисто энергетической эффективности ГТЭ следует применять интегральные показатели, например, средний удельный расход топлива

$$C_{уд} = G_{ТПΣ} / E_{ЭΣ} \quad (2)$$

Здесь $E_{ЭΣ}$ - выработка электроэнергии за выбранный период эксплуатации; $G_{ТПΣ}$ - затраты топлива за тот же период.

Постоянное наличие в ГВТ элементов СО дает дополнительные гидравлические потери и в период, когда СО не включается. Это приводит к недобору электроэнергии ΔE_{J0} , который следует вычесть из общей выработки электроэнергии за период эксплуатации системы охлаждения, где есть такие элементы. При сопоставлении собственно систем охлаждения вместо (2) можно рассматривать прирост выработки электроэнергии, отнесенный к дополнительным затратам топлива.

Термоэкономический анализ предполагает учет не только потерь эксергии в элементах установки, но и экономических затрат, связанных с созданием и эксплуатацией этих элементов. В их числе стоимость (капитальные затраты) C_j и нормативные амортизационные отчисления от нее, отчисления на реновацию и ремонт каждого j -го элемента. В расчете на час эксплуатации эти затраты

$$z_j = \frac{(k_{нj} + k_{рj}) \cdot C_j}{\Delta \tau} \quad (3)$$

где $k_{нj}$ и $k_{рj}$ – соответственно, нормативный коэффи-

циент амортизационных отчислений и коэффициент отчислений на реновацию и ремонт от стоимости j -го элемента; $\Delta \tau$ – продолжительность работы системы за год в часах. Далее к ним добавляются эксплуатационные затраты.

При экономическом анализе стоимость базовой ГТЭ с ГТП АИ-336-2-8 принималась 2,6 млн. USD. Стоимость теплообменника и чиллера на базе ПКХМ составляла около 8% этой стоимости, а элементов РСО около 5% стоимости СО на базе ПКХМ. Амортизационные отчисления определялись из условия, что срок эксплуатации элементов ГТЭ составляет 12 лет. Нормативный коэффициент отчислений на реновацию и ремонт в расчете на год составляет 5%. Таким образом, годовые отчисления от стоимости оборудования составляют 13,33%.

Стоимость топливного газа составляет 6,88 грн/м³ при плотности 0,732 кг/м³ и низшей теплотворной способности 47,79 МДж/кг. Стоимость воды, используемой в дистилляционной установке, составляет 6,3 грн/м³.

Необратимые потери в элементах установки, так же как и экономические затраты, приводят к повышению стоимости единицы эксергии полезного продукта, т.е. единицы выработанной электроэнергии для рассматриваемой ГТЭ. Этот показатель используется как базовый при термоэкономическом анализе ГТЭ. Полный ее цикл до выработки ресурса учитывается при расчете коэффициента амортизационных отчислений, а более детальные расчеты выполняются для календарного года эксплуатации с учетом изменения параметров окружающей среды в регионе расположения ГТЭ и периода работы СО.

Параметры ОС влияют и на режим работы ГТП, и на характеристики любого типа системы охлаждения циклового воздуха. В связи с этим они должны быть заданы достаточно детально. В качестве базы для почасового описания атмосферных условий использовались метеоданные [7], представленные для различных климатических зон. В данной работе анализ выполнен для запорожского региона.

Для каждого часового интервала температура и влагосодержание считались неизменными и равными полусумме соответствующих значений на границе интервала. Они использовались при расчете процесса охлаждения циклового воздуха и рабочего процесса в элементах ГТЭ на этом часовом интервале. Для расчета интегральных характеристик ГТЭ и системы охлаждения соответствующие почасовые параметры суммировались за период работы СО.

Температура включения системы охлаждения может отвечать срезу мощности ГТП или быть выше 15°C. При обработке метеоданных отбрасывались те часовые интервалы, когда температура была ниже заданной. Сумма оставшихся интервалов и со-

ставляет время работы системы охлаждения (рис. 1). На рисунке это время отнесено к общей продолжительности года в 8760 часов и определено для метеоданных за 2015 год. Снижение до нуля отвечает максимальной температуре в регионе.

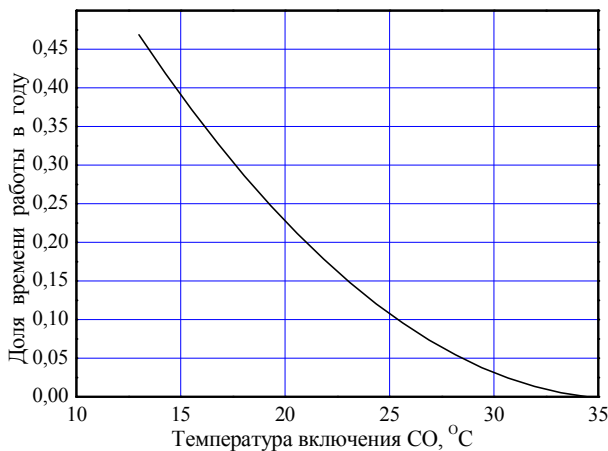


Рис. 1. Доля времени работы системы охлаждения. Запорожье, 2015 г

Термочасовой потенциал системы охлаждения на базе выбранной ПКХМ выше, чем для распылительной системы охлаждения (рис. 2). Но с ростом температуры включения СО, когда условия для испарительного охлаждения улучшаются, различие уменьшается. В таком же направлении влияет повышение нижней температуры охлаждения.

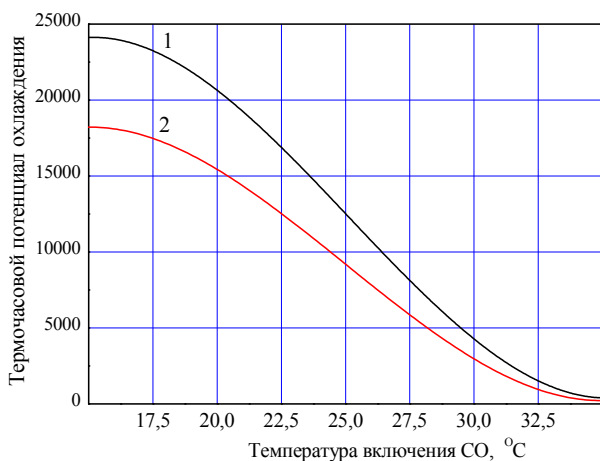


Рис. 2. Термочасовой потенциал при нижней температуре охлаждения 15°C:

1 – система охлаждения на базе ПКХМ; 2 – PCO

Сопоставление различных систем охлаждения выполнено за период их работы, который для запорожского региона при температуре включения системы 15°C составляет 3356 часов для метеоусловий 2015 года. Требуемая температура охлаждения циклового воздуха принималась равной температуре "срезки" мощности ГТП и также равна 15°C. Приведенные затраты рассчитывались за период работы

СО. Поэтому отчисления от стоимости базового оборудования ГТЭ определялись с учетом доли времени работы СО в году, а от стоимости оборудования систем охлаждения - как годовые.

При расчете выработанной за период работы СО электроэнергии (табл. 1) учтены все затраты, связанные с прямым ее потреблением элементами СО, а также недобор выработки электроэнергии вследствие гидросопротивления ГВТ, в том числе с элементами СО, и из-за отбора воздуха для СО с пневматическими форсунками. Этот недобор связан со снижением мощности ГТП и определяется при соответствующем почасовом расчете. Для СО с жидкостными форсунками и на базе ПКХМ учтен недобор выработки электроэнергии в остальной период года за счет дополнительных гидросопротивлений элементов СО, установленных в ГВТ.

Использование СО увеличивает выработку электроэнергии (строка 2 табл. 1). Соответственно, возрастают и затраты природного газа (строка 3 табл. 1), так как за счет охлаждения повышение эффективного КПД ГТП невелико. Максимально возможный прирост выработки электроэнергии за время работы СО будет, если отсутствуют любые дополнительные затраты и потери при реализации охлаждения до температуры "срезки" мощности. Его значение с учетом только базовых гидротерь в КВОУ и выхлопном тракте составляет 1687 МВт·ч.

Фактический прирост выработки электроэнергии (строка 4 табл. 1) зависит от типа СО. Лучшие показатели здесь у СО на базе ПКХМ, так как выбранная холодильная машина позволяет охладить цикловой воздух до 15°C при всех рассмотренных параметрах атмосферного воздуха. Однако отличия от системы охлаждения на базе PCO уже малы. Связано это с существенно большими энергозатратами для СО на базе ПКХМ (строка 5 табл. 1).

Потери выработки электроэнергии для базового ГТП (без СО) связаны с гидравлическими потерями на входе и выхлопе и за период работы СО составляют около 434 МВт·ч. Дополнительные потери выработки электроэнергии при использовании СО можно разделить на две части:

- недобор из-за снижения мощности ГТП вследствие гидравлического сопротивления элементов и отбора воздуха для СО;
- потребление электроэнергии элементами СО.

К числу элементов для первого вида потерь относятся дополнительная секция КВОУ с PCO, коллектор жидкостных форсунок и теплообменник для СО на базе парокompрессионной холодильной машины. Электроэнергию напрямую потребляют насосы для воды и промежуточного теплоносителя, установка деминерализации воды, вентиляторы и компрессоры холодильной машины.

Таблица 1

Технико-экономические показатели ГТП с охлаждением циклового воздуха

№	Показатель	Базовый ГТП	PCO-ПФ, отбор от КВД	PCO-ПФ, отбор от КНД	PCO с жидк. форс.	СО на базе ПКХМ
1	2	3	4	5	6	7
1	Термочасовой потенциал охлаждения, К·час	-	18200	18200	18200	24210
2	Выработанная электроэнергия, МВт·ч	24680	25810	25870	25870	25880
3	Затраты природного газа, тыс. нкбм	8377	8730	8734	8732	8841
4	Прирост выработки электроэнергии для СО, МВт·ч	-	1125	1181	1183	1193
5	Общие энергозатраты для СО, МВт·ч	-	142,8	86,9	84,7	493,8
6	Средний удельный расход газа, нкбм/кВт·ч ^{*)}	0,339	0,314	0,302	0,300	0,389
7	Удельная стоимость выработанной электроэнергии, грн/кВт·ч	2,469	2,460	2,456	2,457	2,508
8	Удельная стоимость прироста электроэнергии, грн/кВт·ч	-	2,273	2,190	2,201	3,324
9	Удельные капитальные затраты для восстановленной мощности, грн/кВт	-	2676	2676	3437	16316

Примечания: ^{*)} для систем охлаждения расчеты выполнены для прироста электроэнергии.

Для PCO на базе пневматических форсунок достаточно заметное снижение выработки электроэнергии связано с отбором воздуха от компрессора ГТП. Причем, с ростом давления отбираемого воздуха отрицательный эффект нарастает [8]. В связи с этим в таблице 1 представлены результаты расчета для двух вариантов отбора воздуха. В первом (столбец 4 табл. 1), используется штатный отбор от КВД для антиобледенительной системы, когда давление значительно выше давления перед форсунками.

По второму варианту (столбец 5 табл. 1) давление воздуха отвечает давлению перед форсунками и потери мощности ГТП вследствие отбора воздуха примерно на 40% меньше. По первому варианту отбора воздуха от КВД недобор выработки электроэнергии на 70% выше, чем по второму.

В случае PCO на базе жидкостных форсунок потребление электроэнергии на собственные нужды значительно выше, чем для пневматических форсунок. Связано это с большей мощностью привода водяного насоса, который обеспечивает давление перед жидкостными форсунками до 25 МПа. В то же время недобор выработки электроэнергии здесь ниже и обусловлен, главным образом, гидросопротивлением форсуночного коллектора.

Потери из-за него включают и ту часть, которая связана с периодом работы ГТЭ без СО. Наличие жидкостного коллектора в этом случае дает только отрицательный результат. Причем вклад недобора выработки электроэнергии за период использования ГТЭ без СО составляет более 60% и определяется долей времени работы СО в течение года.

Для СО на базе ПКХМ как недобор выработки электроэнергии, так и ее затраты на собственные

нужды значительно выше. Первое связано с гидросопротивлением воздушного тракта теплообменника. Этот фактор для рассматриваемой СО действует в течение всего года, причем в период, когда СО не включается, доля недобора выработки электроэнергии составляет более 60%. Значительное потребление электроэнергии связано с рабочим процессом собственно ПКХМ.

Высокие энергозатраты на собственные нужды ставят СО с ПКХМ на последнее место по удельному расходу газа, определяемому по приросту выработки электроэнергии (строка 6 табл. 1). Его значение даже выше, чем у базового (без охлаждения циклового воздуха) ГТП за период работы СО. Все рассмотренные распылительные системы охлаждения дают более высокие показатели энергетической эффективности, чем базовая ГТЭ без охлаждения циклового воздуха.

Анализ термoeкономических показателей вариантов схемы ГТЭ с охлаждением циклового воздуха только укрепляет вывод о преимуществах PCO. Так удельная стоимость всей электроэнергии, выработанной за период включения системы охлаждения, для PCO ниже, чем для базового ГТП, а в схеме СО с ПКХМ выше (строка 7 табл. 1). Еще заметнее преимущества PCO при сопоставлении систем охлаждения по удельной стоимости прироста электроэнергии (строка 8 табл. 1).

Все три рассмотренные PCO имеют достаточно близкие показатели энергетической и термoeкономической эффективности. Более низкие показатели PCO с пневматическими форсунками и отбором воздуха от КВД (столбец 4 табл. 1) объясняются исключительно местом отбора воздуха.

Для РСО с жидкостными форсунками таких потерь нет, а более высокая мощность привода насоса и постоянные гидropотери из-за жидкостного коллектора в проточной части КВОУ снижают выработку электроэнергии не так значительно, как отбор воздуха от КВД. В результате РСО с жидкостными форсунками (столбец 6 табл. 1) дает наилучший удельный расход газа (строка 6 табл. 1).

В то же время при реализации отбора воздуха для пневматических форсунок от КНД (столбец 5 табл. 1) недобор мощности ГТП значительно меньше и удельный расход газа (строка 6 табл. 1) практически совпадает с таковым для РСО с жидкостными форсунками, а удельная стоимость прироста электроэнергии (строка 8 табл. 1) даже ниже. Последнее связано с более высокой стоимостью РСО с жидкостными форсунками из-за большего числа форсунок и стоимости насоса высокого давления.

РСО с пневматическими форсунками предпочтительнее с точки зрения капитальных затрат на единицу восстановленной мощности (строка 9 табл. 1). Удельные капитальные затраты для РСО с жидкостными форсунками на 30% выше. При этом для всех рассмотренных РСО удельные капитальные затраты в разы ниже, чем для базового ГТП (8272 грн/кВт). СО на базе ПКХМ и здесь проигрывает даже относительно базового ГТП.

В целом же стоимость элементов РСО не превышает 1,8% капитальных затрат на оборудование ГТЭ. Основные капитальные затраты связаны со стоимостью ГТП и электрогенератора. При этом доля капитальных затрат для ГТЭ в целом не превышает 5,5% в приведенных затратах за период работы СО. Остальное составляют затраты на топливный газ. Затраты на техническую воду, используемую в дистилляторе, пренебрежимо малы.

Заключение

Многообразие способов и устройств, предложенных для охлаждения циклового воздуха ГТП, делает актуальной задачу формирования критериев и подходов для их выбора с учетом стоимости оборудования, климатических и технических условий эксплуатации. Предложенный в работе метод позволяет на основе термoэкономического подхода выполнить комплексную оценку эффективности ГТП с системой охлаждения воздуха и обоснованно выбрать такую систему. Использование апробированных критериев эффективности, типовых характеристик ГТП и элементов систем охлаждения, почасовой учет параметров окружающей среды для конкретного региона позволяют применить этот метод для различных энерготехнологических комплексов с ГТП.

Выполненный на примере газотурбинной электростанции анализ эффективности ГТП с распылительной и на базе парокomпессионной холодильной машины системой охлаждения циклового воздуха подтвердил работоспособность метода. Для запорожского климатического региона существенные преимущества как по энергетическим, так и по термoэкономическим показателям имеют распылительные системы охлаждения (РСО). Их использование при температурах ОС выше 15°C позволяет увеличить выработку электроэнергии на 5%, что составляет около 70% максимально достижимого показателя по восстановленной мощности. При этом удельная стоимость прироста выработанной электроэнергии на 8...11%, а капитальные затраты на единицу восстановленной мощности в 3 раза ниже, чем соответствующие показатели базовой ГТЭ.

Показатели для РСО с жидкостными и пневматическими форсунками достаточно близки, особенно при рациональном выборе места отбора воздуха от компрессора ГТП. РСО на основе жидкостных форсунок дает меньшую удельную стоимость прироста выработанной электроэнергии, но большие удельные капитальные затраты, чем РСО с пневматическими форсунками. Для этих типов РСО важное значение имеет достоверность данных о стоимости комплектующих и гидросопротивлении жидкостного коллектора.

Более детального анализа требует и вопрос о стоимости системы деминерализации воды. Определяющее влияние здесь имеют показатели по допустимым концентрациям солей в очищенной воде.

Литература

1. Chaker, M. *Inlet fogging of gas turbine engines: climatic analysis of gas turbine evaporative cooling potential of international locations [Электронный ресурс] / M. Chaker, C. B. Meher-Homji // Proc. of ASME TURBO EXPO 2002. June 3-6, 2002. - Amsterdam, The Netherlands - Paper GT-2002-30559. - Режим доступа: <http://www.meefog.com/wp-content/uploads/wp-gt-30559-international-climatic-analysis-of.pdf>. - 23.06.2016 г.*
2. Радченко, А. Н. *Термoэкономический метод анализа эффективности охлаждения воздуха на входе двигателей теплоиспользующими холодильными машинами [Текст] / А. Н. Радченко // Холодильная техника та технологія. - 2014. - № 5(151). - С. 30-36.*
3. *Анализ эффективности ГТП Д-336-2 с распылительной системой охлаждения циклового воздуха [Текст] / Ф. Г. Сорогин, Ю. Ф. Басов, П. Д. Жеманюк [и др.]. // Газотурбинные технологии. - 2011. - № 9. - С. 24-27.*
4. Бродянский, В. М. *Эксергетический метод и его приложения [Текст] / В. М. Бродянский,*

В. Фратшер, К. Михалек ; под ред. В. М. Бродянского. – М. : Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.

5. Тсатсаронис, Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы [Текст] / Дж. Тсатсаронис ; под ред., пер. с англ. Т. В. Морозюк. – Одесса : Студия Негоциант, 2002. – 152 с.

6. YAEP Поршневые холодильные машины воздушного охлаждения [Электронный ресурс] – Режим доступа: [http://www.york.com.ru/assets/files/Chillers/YAEP\(422-1405кВт\).pdf](http://www.york.com.ru/assets/files/Chillers/YAEP(422-1405кВт).pdf). - 23.06.2016 г.

7. Weather for 243 countries of the world [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://rp5.ua/Weather_in_the_world. - 23.06.2016 г.

8. Анализ эффективности ГТП Д-336-2 с отбором воздуха для распылительной системы охлаждения [Текст] / Ф. Г. Сорогин, Ю. Ф. Басов, Ю. В. Шахов [и др.]. // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 8(95). – С. 47-51.

References

1. Chaker, M., Meher-Homji, C.B. Inlet fogging of gas turbine engines: climatic analysis of gas turbine evaporative cooling potential of international locations. *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. June 3-6, 2002*. Amsterdam, The Netherlands – Paper GT-2002-30559. Available at: <http://www.meefog.com/wp-content/uploads/wp-gt-30559-international-climatic-analysis-of.pdf> (accessed 23.06.2016).

2. Radchenko, A. N. Termojekonomicheskij metod analiza jeffektivnosti ohlazhdenija vozduha na vhode dvigatelej teploispol'zujushhimi holodil'nymi mashinami [Thermoeconomical method of analysis of effi-

ciency of air cooling at engine intake by waste heat recovery cooling machines]. *Refrigeration Engineering and Technology*, 2014, no. 5(151), pp. 30–36.

3. Sorogin, F. G., Basov, Y. F., Zhemanyuk, P. D., Trofimov, V. P., Minyachikhin, A. V., Petukhov, I. I., Shakhov, Y. V. Analiz jeffektivnosti GTP D-336-2 s raspylitel'noj sistemoj ohlazhdenija ciklovogo vozduha [Effectiveness Analysis of the D-336-2 GTU with cyclic air evaporative fog cooling system]. *Gazoturbinnye tehnologii - Gas Turbo Technology*, 2011, no. 9, pp. 24–27.

4. Brodjanskij, V. M., Fratsher V., Mihalek K. *Jeksergeticheskij metod i ego prilozhenija* [Exergic method and its application]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1988. 288 p.

5. Tsatsaronis, G. *Vzaimodejstvie termodinamiki i jekonomiki dlja minimizacii stoimosti jenergopreobrazujushhej sistemy* [Interaction of thermodynamics and economics in order to minimize the cost of the energy conversion system]. Odessa, Studija Negociant Publ., 2002. 152 p.

6. YAEP Porshnevye holodil'nye mashiny vozduhnogo ohlazhdenija [YAEP Piston air-cooled chillers]. Available at: [http://www.york.com.ru/assets/files/Chillers/YAEP\(422-1405кВт\).pdf](http://www.york.com.ru/assets/files/Chillers/YAEP(422-1405кВт).pdf) (accessed 23.06.2016).

7. Weather for 243 countries of the world. Available at: http://rp5.ua/Weather_in_the_world (accessed 23.06.2016).

8. Sorogin, F. G., Basov, Y. F., Shakhov, Y. V., Petukhov, I. I., Minyachikhin, A. V. Analiz jeffektivnosti GTP D-336-2 s otborom vozduha dlja raspylitel'noj sistemy ohlazhdenija [Effectiveness Analysis of the D-336-2 GTU with cyclic air recusation for spray cooling system]. *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija - Aerospace Technic and Technology*, 2012, no. 8/95, pp. 47-51.

Поступила в редакцию 12.05.2016, рассмотрена на редколлегии 14.06.2016

ДО ПИТАННЯ КОМПЛЕКСНОЇ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ГТП З ОХОЛОДЖЕННЯМ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ

Ф. Г. Сорогін, П. Д. Жеманюк, В. П. Трофімов, Ю. В. Шахов, І. І. Петухов

Підвищення ефективності газотурбінного приводу при високих температурах навколишнього повітря може досягатися за рахунок його охолодження. Різноманіття способів і пристроїв, запропонованих для цього, робить актуальним завдання формування критеріїв і підходів для обґрунтованого вибору системи охолодження. Завдання це ускладнюється необхідністю обліку типу і ціни елементів установки, кліматичних і технічних умов експлуатації ГТП, вартості енергоресурсів і витратних матеріалів. Чисто енергетичні або економічні критерії ефективності не враховують сукупний вплив усіх цих факторів. Більш кращим є застосування комплексного термoeкономічного підходу, який досить інтенсивно розвивається останнім часом. В роботі на його основі із використанням типового комплексу характеристик наземного ГТП та елементів систем охолодження повітря сформовано методу розрахунку енергетичних і економічних показників, що характеризують ефективність як всього комплексу, так і системи охолодження в його складі. На прикладі газотурбінної електростанції проаналізовано термoeкономічну ефективність ГТП з розпилювальною системою охолодження циклового повітря і системою на базі парокompресійної холодильної машини.

Ключові слова: газотурбінний привід, циклове повітря, ефективність охолодження, приведені витрати.

**THE GAS-TURBINE DRIVE WITH CYCLIC AIR COOLING EFFICIENCY
INTEGRATED EVALUATION PROBLEM*****F. G. Sorogin, P. D. Zhemanyuk, V. P. Trofimov, Y. V. Shakhov, I. I. Petukhov***

The gas turbine drive efficiency improvement at the high environment air temperatures can be achieved by the air cooling. A variety of the proposed for this purpose methods and devices make the actual problem of the criteria and approaches formation of the cooling system reasonable choice. The task is complicated by the necessity to consider the plant elements type and price, gas turbine drive climatic and technical service conditions, the cost of the energy and consumables. Purely energy or economic efficiency criteria don't take into account all these factors cumulative influence. Intensively developed in recent years integrated thermoeconomic approach is more preferred. Calculating method of the energy and economic indices which characterize both the whole plant effectiveness and plant cooling system was formed on its basis by using of the ground gas turbine drive characteristics model complex and air cooling systems elements. Gas turbine drive thermoeconomic efficiency with cyclic air spray cooling system and cooling system based on the vapor-compression refrigeration system was analyzed on the gas turbine power plant example.

Keywords: gas turbine drive; cycle air; cooling efficiency; normalized costs.

Сорогин Федор Геннадьевич – заместитель главного конструктора, АО "Мотор Сич", Запорожье, Украина, e-mail: sku@motorsich.com.

Жеманюк Павел Дмитриевич – канд. техн. наук, технический директор АО "Мотор Сич", Запорожье, Украина, e-mail: motor@motorsich.com.

Трофимов Владимир Петрович - заместитель технического директора по наземной технике АО "Мотор Сич", Запорожье, Украина, e-mail: trofymov@motorsich.com.

Шахов Юрий Васильевич – ст. научн. сотр. кафедры аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: k205@mail.ru.

Петухов Илья Иванович – канд. техн. наук, доцент кафедры аэрокосмической теплотехники, Харьков, Украина, e-mail: ilya2950@gmail.com.

Sorogin Fedor Gennadievich – Chief Designer Deputy, Motor Sich JSC, Zaporozhye, Ukraine, e-mail: sku@motorsich.com.

Zhemanyuk Pavel Dmitrievich – Candidate of Technical Science, Motor Sich JSC Technical Director, Zaporozhye, Ukraine, e-mail: motor@motorsich.com.

Trofimov Vladimir Petrovich - Motor Sich JSC Deputy Technical Director on ground equipment, Zaporozhye, Ukraine, e-mail: trofymov@motorsich.com.

Shakhov Yuriy Vasilyevich – Senior Researcher of AerospaceThermal Engineering Dept., National Aerospace University named after N. Ye. Zhukovsky “KhAI”, Kharkov, Ukraine, e-mail: k205@mail.ru.

Petukhov Ilya Ivanovich – Candidate of Technical Science, Assistant Professor of AerospaceThermal Engineering Dept., National Aerospace University named after N. Ye. Zhukovsky “KhAI”, Kharkov, Ukraine, e-mail: ilya2950@gmail.com.