

УДК 621.57:621.4
О-92

ОСОБЕННОСТИ ГЛУБОКОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРАМИ

С. А. Охотин, асп.

Национальный университет кораблестроения, г. Николаев

Аннотация. Показано значительное влияние климатических условий на топливную эффективность тепловых двигателей и, в частности, газотурбинных. Рассмотрено применение теплоиспользующих холодильных машин как термотрансформаторов, которые утилизируют теплоту выпускных газов для охлаждения циклового воздуха на входе двигателей. Показана, целесообразность глубокого охлаждения циклового воздуха на входе двигателей холодной водой в качестве хладоносителя.

Ключевые слова: утилизация сбросного тепла, термотрансформатор, топливная эффективность, выпускной газ, холодная вода, глубокое охлаждение.

Анотація. Показано значний вплив кліматичних умов на паливну ефективність теплових двигунів і, зокрема, газотурбінних. Розглянуто застосування тепловикористовуючих холодильних машин як термотрансформаторів, що утилізують теплоту випускних газів для охолодження циклового повітря на вході двигунів. Показано доцільність глибокого охолодження циклового повітря на вході двигунів холодною водою як холодоносія.

Ключові слова: утилізація скидного тепла, термотрансформатор, паливна ефективність, випускний газ, холодна вода, глибоке охолодження.

Abstract. A significant influence of climate conditions on the fuel efficiency of heat engines and gas turbine engines as an example of them is shown. The application of waste heat recovery cooling machines as thermotransformers utilizing the heat of exhaust gases for cooling of the cyclic air at the inlet of engines is discussed. It is shown that deep cooling of the intake cyclic air by a cold water of low temperature of about 2...3 °C to provides a significant decrease in specific fuel consumption.

Keywords: waste heat recovery, thermotransformer, fuel efficiency, heat engine, intake air, exhaust gas, cold water, deep cooling.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Эффективность тепловых и, в частности, газотурбинных двигателей (ГТД) зависит от параметров наружного воздуха на их входе (циклового воздуха). Установлено, что температура наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ оказывает существенное влияние на эффективность ГТД. Так, повышение температуры воздуха $t_{\text{нв}}$ на 10 °C вызывает для ГТД типа ЛМ возрастание удельного расхода топлива b_e примерно на 2 % [7]. Существенное влияние температуры воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе на эффективность ГТД трех категорий: тяжелых промышленных ГТД с температурой газов на входе в турбину $T_{\text{ГТ}} < 1200$ °C, усовершенствованных высокотемпературных промышленных ГТД ($T_{\text{ГТ}} > 1200$ °C), ГТД авиационного исполнения – подтверждено также результатами обширных исследований [5].

С другой стороны, высокая температура уходящих газов, которая для ГТД простого цикла составляет $t_{\text{г}} = 450...600$ °C, свидетельствует о значительном тепловом потенциале газов, который целесообразно трансформировать в холод с последующим его использованием для снижения температуры циклового воздуха на входе ГТД и, как следствие, сокращения удельного расхода топлива b_e .

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Использованию теплового потенциала уходящих газов для снижения температуры воздуха на входе ГТД посвящен ряд публикаций [2–4, 6–11], в которых авторы рассматривали разные способы охлаждения. Однако в аспекте использования воды с температурой $t_x = 2...3$ °C и особенностей ее применения в качестве хладоносителя задача глубокого охлаждения воздуха на входе ГТД не исследовалась. Применение же в качестве хладоносителя холодной воды с температурой $t_x = 2...3$ °C (так называемой ледяной воды) весьма целесообразно, поскольку чем глубже охлаждение воздуха на входе ГТД (чем ниже температура воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе), тем больше экономия топлива. Получение холодной воды и поддержание ее температуры t_x на уровне 2...3 °C невозможно в традиционных термотрансформаторах (ТТ), в частности наиболее широко применяемых теплоиспользующих абсорбционных бромистолитиевых холодильных машинах (АБХМ), которые в состоянии обеспечить температуру холодной воды не ниже $t_x = 7...10$ °C.

ЦЕЛЬЮ РАБОТЫ является оценка потенциала глубокого охлаждения воздуха на входе тепловых двигателей на примере ГТД с учетом особенностей

его реализации в конкретных климатических условиях.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Эффективность охлаждения воздуха на входе тепловых двигателей, в частности ГТД, определяется получаемым при этом эффектом в виде сокращения удельного расхода топлива Δb_e , в свою очередь зависящего от глубины снижения температуры циклового воздуха на входе ГТД $\Delta t_{\text{HB}} = t_{\text{HB}} - t_{\text{B2}}$, т. е. от климатических условий эксплуатации и температуры охлажденного термотрансформаторами воздуха t_{B2} .

Изменение тепловлажностных параметров наружного воздуха в течение июля 2011 г. (г. Вознесенск, Николаевская обл.) представлено на рис. 1.

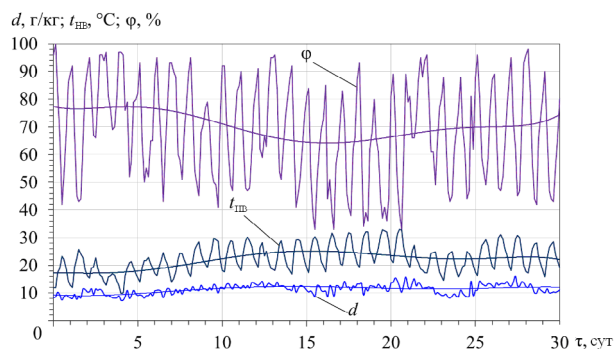


Рис. 1. Изменение температуры t_{HB} , относительной влажности ϕ и влагосодержания d наружного воздуха

Как видно, в течение суток наблюдаются весьма существенные колебания температуры t_{HB} и относительной влажности ϕ_{HB} наружного воздуха, причем максимумам температур соответствуют минимумы влажности. Поскольку охлаждение влажного воздуха сопровождается конденсацией присутствующих в нем водяных паров, то отвод теплоты конденсации связан с дополнительными затратами холодопроизводительности. Наличие дневных и ночных противоположно направленных экстремумов t_{HB} и ϕ_{HB} , существование которых проявляется только при локальных во времени измерениях t_{HB} и ϕ_{HB} , создает благоприятные условия для большего снижения температуры воздуха на входе ГТД днем (благодаря меньшей относительной влажности ϕ), когда имеет место значительное ухудшение топливной эффективности ГТД из-за повышенных температур t_{HB} .

Поскольку тепловой потенциал отработавших газов ГТД высокий (температура газов для ГТД простого цикла $t_{\text{yr}} = 450 \dots 600$ °C), то глубина охлаждения воздуха ТТ, утилизирующими теплоту газов, ограничивается температурой t_x хладоносителя, подаваемого в воздухоохладитель на входе ГТД. Так, при использовании озонобезопасных хладонов R142B и R600 (эжекторных холодильных машин) или аммиака (ВАХМ) воздух может быть охлажден до температуры $t_{\text{B2}} = 10$ °C и даже 7 °C (температура охла-

жденной в них воды $t_x = 2 \dots 3$ °C), а в случае АБХМ температура охлажденного воздуха $t_{\text{B2}} = 15$ °C и выше ($t_x = 7 \dots 10$ °C).

Значения снижения температуры воздуха от текущей наружной температуры до конечных температур для ВАХМ и ЭХМ, для АБХМ, а также при увлажнении воздуха до состояния насыщения путем распыления воды в воздушном потоке на входе ГТД (безмашинный контактный способ охлаждения) в течение июля 2011 г. (г. Вознесенск, Николаевская обл.) приведены на рис. 2, а соответствующие величины сокращения удельного расхода топлива Δb_e – на рис. 3.

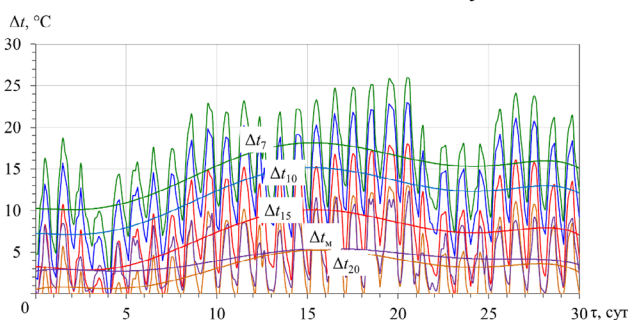


Рис. 2. Значения снижения температуры воздуха Δt от текущей наружной температуры t_{HB} до конечной t_{B2} : Δt_7 и Δt_{10} – при $t_{\text{B2}} = 7$ и 10 °C (ВАХМ или ЭХМ); Δt_{15} и Δt_{20} – при $t_{\text{B2}} = 15$ и 20 °C (АБХМ); Δt_m – при $t_{\text{B2}} = t_m$

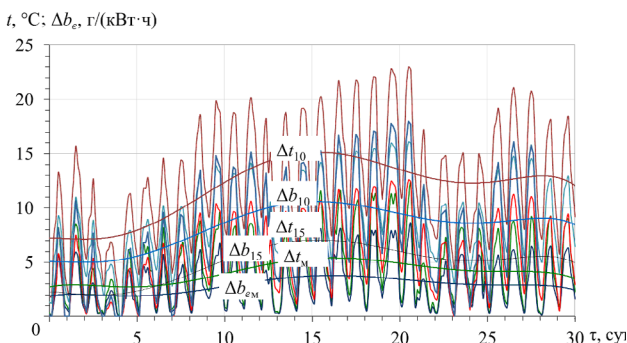


Рис. 3. Значения снижения температуры воздуха Δt от текущей наружной температуры t_{HB} до конечной t_{B2} и соответствующие величины уменьшения удельного расхода топлива Δb_e : Δt_{10} и Δb_{e10} – при $t_{\text{B2}} = 10$ °C (ВАХМ или ЭХМ); Δt_{15} и Δb_{e15} – при $t_{\text{B2}} = 15$ °C (АБХМ); Δt_m и Δb_{em} – при $t_{\text{B2}} = t_m$ (увлажнение воздуха до состояния насыщения)

При этом принимали, что при снижении температуры воздуха на входе на 1 °C удельный расход топлива уменьшается на величину $\Delta b_e = 0,7$ г/(кВт·ч), что характерно для ГТД отечественного производителя ГП НПКГ «Зоря–«Машпроект» [1].

Как видно, охлаждение воздуха на входе ГТД на величину $\Delta t_{10} = 10 \dots 15$ °C, т. е. от текущей наружной температуры t_{HB} до конечной температуры $t_{\text{B2}} = 10$ °C, обеспечивает весьма существенное сокращение удельного расхода топлива $\Delta b_e = 5 \dots 7$ г/(кВт·ч). В свою очередь, такое глубокое охлаждение воздуха на входе ГТД до температуры $t_{\text{B2}} = 10$ °C возможно

в случае подачи в охладитель воздуха холодной воды с температурой, близкой к температуре кристаллизации воды $t_x = 2...3\text{ }^{\circ}\text{C}$, так называемой ледяной воды.

Наиболее распространенным теплообменным оборудованием для получения «ледяной воды» являются одно- и двухконтурные испарители – охладители жидкости (чиллеры) с закрытыми теплообменниками, охладители жидкости с пленочными испарителями, а также аккумуляторы холода. При этом, как правило, рассматриваются ТТ парокомпрессорного типа.

Практика эксплуатации показывает, что испарители предпочтительнее использовать при относительно равномерных тепловых нагрузках, тогда как для пиковых нагрузок подходят аккумуляторы холода. Поэтому выбор оборудования надо начинать с анализа графика потребления холода и соотношения пиковой нагрузки и среднего потребления холода. Например, если пиковая нагрузка в 2–3 раза превышает среднюю, то, как правило, преимущество имеет аккумулятор холода. При соотношении тепловых нагрузок до 1,5 обычно более выгоден чиллер, а если это соотношение находится в диапазоне 1,5...2,0, то могут применяться комбинированные схемы – аккумулятор холода и чиллер, используемый для предварительного охлаждения.

О соотношении пиковой и средней тепловых нагрузок можно судить по текущему (в течение суток) снижению температуры воздуха $\Delta t_b = t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}}$ на входе теплового двигателя в теплоиспользующую холодильную машину для конкретных климатических условий эксплуатации, как показано на рис. 4 для 7 июля 2011 г. (г. Вознесенск, Николаевская обл.).

Большое значение при выборе схемы холодообеспечения имеет требуемая температура хладоносителя t_x . Например, если теплообменники-испарители предназначены для получения холодной воды с температурой $t_x = 2...3\text{ }^{\circ}\text{C}$, то вариантов оборудования

может быть множество. При более жестких требованиях к температуре воды ($t_x = 0,8...1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$) это могут быть аккумуляторы холода, двухконтурные чиллеры и чиллеры с пленочными испарителями. Если в качестве хладоносителя вместо рассола предполагается использовать «ледяную» воду с температурой 0,1...0,2 $^{\circ}\text{C}$ (для уменьшения количества пластин в пластинчатом теплообменнике), то такую температуру могут обеспечить только аккумуляторы холода.

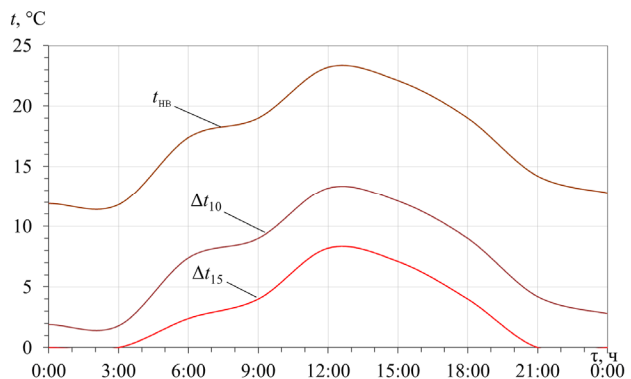


Рис. 4. Значения снижения температуры воздуха Δt_b от текущей наружной температуры $t_{\text{нв}}$ до конечной $t_{\text{в2}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (в ВАХМ или ЭХМ) и $t_{\text{в2}} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (в АБХМ) в течение суток: Δt_{10} – при $t_{\text{в2}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$; Δt_{15} – при $t_{\text{в2}} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$

ВЫВОДЫ

В результате анализа потенциала охлаждения воздуха на входе тепловых двигателей на примере ГТД в конкретных климатических условиях выявлены особенности его реализации теплоиспользующими холодильными машинами, которые утилизируют теплоту выпускных газов. Показано, что глубокое охлаждение воздуха на входе ГТД холодной водой с температурой около 2...3 $^{\circ}\text{C}$ с соответствующим понижением температуры воздуха до $t_{\text{в2}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на 5...7 г/(кВт·ч).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Николаевские газовые турбины промышленного применения [Текст]. – Николаев : ГП НПКГ «Зоря»–«Машпроект», 2004. – 20 с.
- [2] Радченко, А. Н. Методология технико-экономического обоснования эффективности применения тригенерации в газотурбинных установках [Текст] / А. Н. Радченко, А. С. Морозова // Газотурбинные технологии. – 2013. – № 3 (114). – С. 42–45.
- [3] Радченко, Н. И. Анализ эффективности охлаждения воздуха на входе газотурбинных двигателей в жарких климатических условиях [Текст] / Н. И. Радченко, Р. Ельгерби // Газотурбинные технологии. – 2013. – № 4 (115). – С. 34–39.
- [4] Ameri, M. The study of capacity enhancement of the Chabahar gas turbine installation using an absorption chiller [Text] / M. Ameri, S. H. Hejazi // Applied Thermal Engineering. – 2004. – nr 24. – P. 59–68.
- [5] Bhargava, R. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging [Text] / R. Bhargava, C. B. Meher-Homji // Proc. of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.
- [6] Boonnasa, S. Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using an absorption chiller [Text] / S. Boonnasa, P. Namprakai, T. Muangnapoh // Energy. – 2006. – nr 31. – P. 2036–2046.

- [7] **Bortmany, J. N.** Assessment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air [Text] / J. N. Bortmany // Proc. of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30657. – 12 p.
- [8] **Farzaneh-Gord, M.** Effect of various inlet air cooling methods on gas turbine performance [Text] / M. Farzaneh-Gord, M. Deymi-Dashtebayaz // Energy. – 2011. – nr 36. – P. 1196–1205.
- [9] **Mohant, B.** Enhancing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller [Text] / B. Mohanty, G. jr Paloso // Heat Recovery Systems & CHP. – 1995. – nr 15. – P. 41–50.
- [10] **Nixdorf, M.** Thermo-economic analysis of inlet air conditioning methods of a cogeneration gas turbine plant [Text] / M. Nixdorf, A. Prelipceanu, D. Hein // Proc. of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30561. – 10 p.
- [11] **Popli, S.** Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry [Text] / S. Popli, P. Rodgers, V. Eveloy // Applied Thermal Engineering. – 2013. – nr 50. – P. 918–931.

© С. О. Охотін

Надійшла до редколегії 24.09.13

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК

д-р техн. наук, проф. Г. Ф. Романовський