

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМФОРТНОГО И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ ВЫПУСКНЫХ ГАЗОВ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Н. И. Радченко, д-р техн. наук, проф.;
Рамзи Эл Герби, асп.;
А. В. Дубачинский, магистр

Национальный университет кораблестроения, г. Николаев

Аннотация. Показано, что все известные тригенерационные установки не способны обеспечить интегрированное энергетическое (охлаждение воздуха на входе ГТД) и комфортное холодоснабжение в жарких климатических условиях из-за сравнительно невысокого теплового потенциала выпускных газов рекуперативных ГТД с нагревом сжатого воздуха перед камерой сгорания выпускными газами (температура газов около 250 °С). Обосновано применение комбинированных абсорбционных бромистолитиевых теплоиспользующих холодильных машин и хладоновых эжекторных холодильных машин для интегрированного энергетического и комфортного холодоснабжения.

Ключевые слова: рекуперативный газотурбинный двигатель, топливная эффективность, удельный расход топлива, кондиционирование воздуха, температура воздуха на входе, теплоиспользующая холодильная машина.

Анотація. Показано, що всі відомі тригенераційні установки не здатні забезпечити інтегроване енергетичне (охолодження повітря на вході ГТД) та комфортне холодостачання в жарких кліматичних умовах через порівняно невисокий тепловий потенціал відхідних газів рекуперативних ГТД з нагрівом стисненого повітря перед камерою згоряння відхідними газами (температура газів близько 250 °С). Обґрунтовано застосування комбінованих абсорбційних бромистолітійєвих тепловикористовуючих холодильних машин і хладонових ежек-торних холодильних машин для інтегрованого енергетичного та комфортного холодостачання.

Ключові слова: рекуперативний газотурбінний двигун, паливна ефективність, питома витрата палива, кондиціювання повітря, температура повітря на вході, тепловикористовуюча холодильна машина.

Abstract. It is shown that all the existing trigeneration plants are not able to provide the integrated energetic (GTE intake air cooling) and comfort cooling in hot climate conditions because of the comparable low heat potential of the recuperative GTE exhaust gas with the compressed air before combustion chamber heating by exhaust gas (gas temperature of about 250 °С). The use of combined absorption bromide-lithium waste heat recovery cooling machines and refrigerant ejector cooling machines for integrated energetic and comfort cooling has been proved.

Keywords: recuperative gas turbine engine, fuel efficiency, specific fuel consumption, air conditioning, intake air temperature, exhaust gas, waste heat recovery cooling machine.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В малой энергетике, прежде всего муниципальной, широкое применение находят установки автономного (интегрированного) электро-, тепло- и хладоснабжения [3–5]. Холод, получаемый за счет утилизации теплоты выпускных газов теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), используется для комфортного кондиционирования воздуха различных комплексов (торгово-развлекательных, гостиничных, офисных и т. д.).

В таких тригенерационных энергоустановках для привода электрогенераторов применяются, как правило, ГТД рекуперативного типа, в которых сжатый воздух перед камерой сгорания нагревают выпускными газами. Поскольку с повышением температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе топливная эффектив-

ность ГТД снижается (возрастает удельный расход топлива b_e), то его охлаждение позволяло бы поддерживать высокую топливную экономичность ГТД и при повышенных температурах воздуха $t_{\text{вх}}$.

Из-за сравнительно невысокого теплового потенциала выпускных газов рекуперативных ГТД (их температура примерно 250 °С) одновременное покрытие потребностей холода на комфортное и энергетическое (охлаждение воздуха на входе ГТД) кондиционирование воздуха весьма проблематично. Так, наибольшее распространение получили абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины (АБХМ) [1, 2], отличающиеся высокой эффективностью преобразования сбросной теплоты в холод. В качестве хладагента в них используется вода, что исключает возможность охлаждения воздуха на входе ГТД до низких температур и, следовательно, ограничивает

получение эффекта в виде экономии топлива. Глубокое охлаждение воздуха на входе ГТД было бы возможно, если в качестве ТХМ применять хладонные эжекторные холодильные машины (ЭХМ), в которых хладоны кипят при низких температурах. Однако им свойственна невысокая эффективность трансформации теплоты в холод, из-за чего теплоты выпускных газов рекуперативных ГТД может оказаться недостаточно для удовлетворения потребностей холода для комфортного и энергетического кондиционирования.

ЦЕЛЮЮ СТАТЬИ является анализ эффективности комфортного и энергетического (охлаждение

воздуха на входе ГТД) кондиционирования воздуха за счет утилизации теплоты выпускных газов рекуперативных ГТД теплоиспользующими холодильными машинами.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Эффективность ГТД и энергоустановок в целом существенно зависит от температуры наружного воздуха $t_{нв}$ на входе. На рис. 1 показано изменение мощности N_e , на рис. 2 – изменение удельного расхода топлива b_e в зависимости от температуры наружного воздуха $t_{нв}$ на входе ГТД: *a* – Capstone C200; *б* – Toyota 300A.*

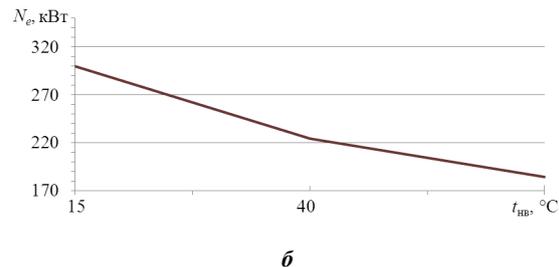
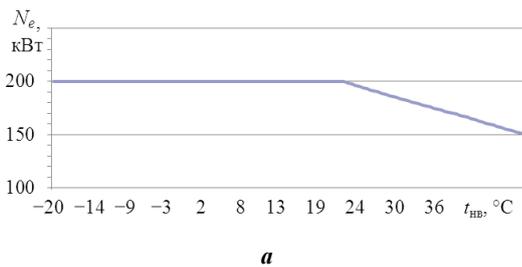


Рис. 1

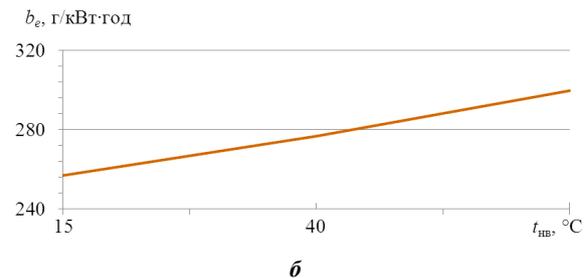
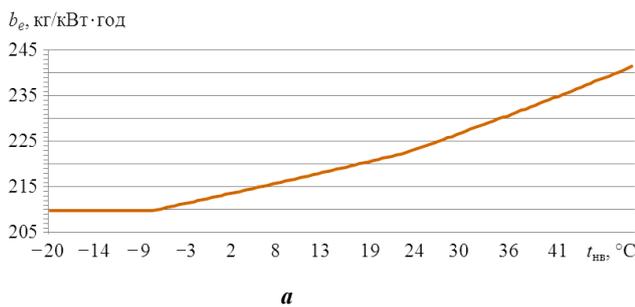


Рис. 2

Как видно, с повышением температуры наружного воздуха $t_{нв}$ на входе компрессора ГТУ мощность N_e уменьшается, а удельный расход топлива b_e увеличивается. Таким образом, резервы совершенствования ГТУ автономного энергоснабжения связаны с охлаждением воздуха на входе путем трансформации сбросной теплоты выпускных газов в холод.

Рассмотрена тригенерационная установка автономного энергообеспечения на базе ГТУ Capstone C1000, состоящая из 5 одинаковых блоков рекуперативных микротурбин C200 мощностью по 200 кВт.

В теплых климатических условиях, когда потребление тепловой энергии резко сокращается, теплота горячей воды трансформируется в холод теплоиспользующей холодильной машиной. Как трансформаторы сбросного тепла в холод в таких тригенерационных установках производства трех видов энергии (электрической, тепловой энергии и холода) чаще

всего применяются абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины.

Температура хладонотителя – холодной воды, поступающей на охлаждение воздуха из АБХМ, $t_x = 7...10 °C$, что позволяет охлаждать воздух на входе ГТД не ниже $t_{в2} = 15 °C$ (с учетом разности температур охлаждаемого воздуха и хладонотителя около $8 °C$). Охлаждение воздуха до температуры $t_{в2} = 15 °C$ соответствует условиям комфортного кондиционирования воздуха помещений комплекса, однако в случае охлаждения воздуха на входе ГТД желательно иметь более низкую температуру, например $t_{в2} = 10 °C$, что обеспечивает большее сокращение удельного расхода топлива b_e (см. рис. 2).

Текущие затраты холода на охлаждение воздуха на входе ГТД C1000 в АБХМ (до $t_{в2} = 15 °C$) $Q_{0,15}$, на комфортное кондиционирование воздуха (КВ) помещений комплекса $Q_{0,КВ}$ и суммарные затраты холода

* По данным фирм-производителей микротурбин (<http://docs.capstoneturbine.com>, <http://www.kaceenergy.com>).

$Q_{0,сум.15} = Q_{0,15} + Q_{0,КВ}$, а также количество холода (холодопроизводительность АБХМ) $Q_{0,уг.15}$, которое может быть получено за счет использования располагаемой теплоты уходящих газов ГТД $Q_{уг}$ в АБХМ для охлаждения воздуха до 15 °С, приведены на рис. 3.

Как видно, имеющейся холодопроизводительности $Q_{0,уг.15} \approx 1270$ кВт, которую можно получить из располагаемой теплоты газов $Q_{уг}$ в АБХМ, намного больше, чем требуется для охлаждения до 15 °С воздуха на входе ГТД $Q_{0,15}$ и для комфортного кондиционирования воздуха помещений комплекса: $Q_{0,уг.15} > Q_{0,сум.15} = 700 \dots 800$ кВт. Однако температурный уровень этого избыточного холода $Q_{0,уг.15} - Q_{0,сум.15}$ достаточно высокий (температура хладоносителя – холодной воды от АБХМ $t_x = 7 \dots 10$ °С), что не позво-

ляет охлаждать воздух на входе ГТД ниже $t_{в2} = 15$ °С (при желательных $t_{в2} = 10$ °С).

На рис. 4 приведены текущие затраты холода на охлаждение воздуха на входе ГТД в ЭХМ (от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10$ °С) $Q_{0,10}$, комфортное кондиционирование воздуха $Q_{0,КВ}$ (до $t_{в2} = 15$ °С) и суммарные затраты холода $Q_{0,сум.10} = Q_{0,10} + Q_{0,КВ}$, а также холодопроизводительность $Q_{0,уг.10}$, получаемая за счет располагаемой теплоты газов ГТД $Q_{уг}$ в ЭХМ при охлаждении воздуха до 10 °С.

Как видно, имеющейся холодопроизводительности $Q_{0,уг.10}$, получаемой путем трансформации в холод располагаемой теплоты уходящих газов ГТД $Q_{уг}$ в ЭХМ $Q_{0,уг.10} \approx 480$ кВт, недостаточно для охлаждения воздуха на входе ГТД до 10 °С: $Q_{0,уг.10} < Q_{0,сум.10} =$

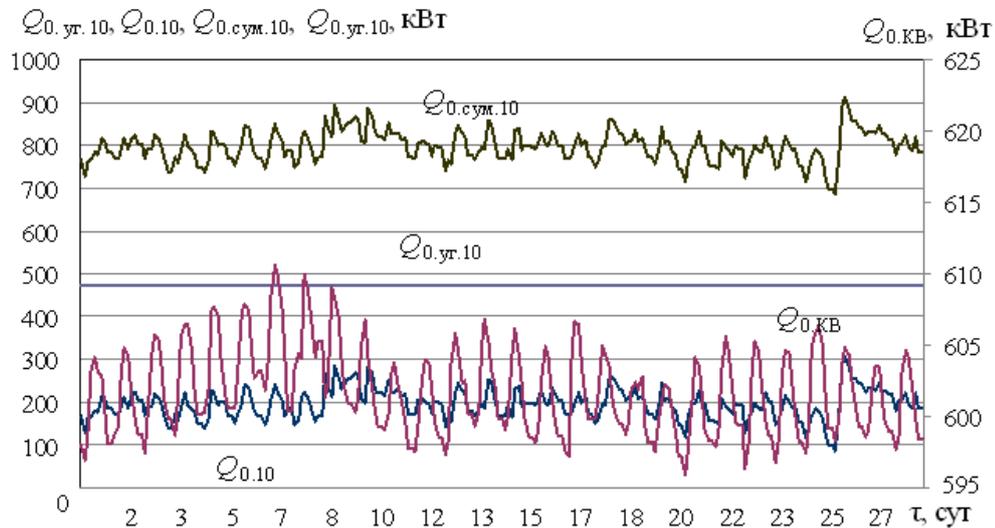


Рис. 3

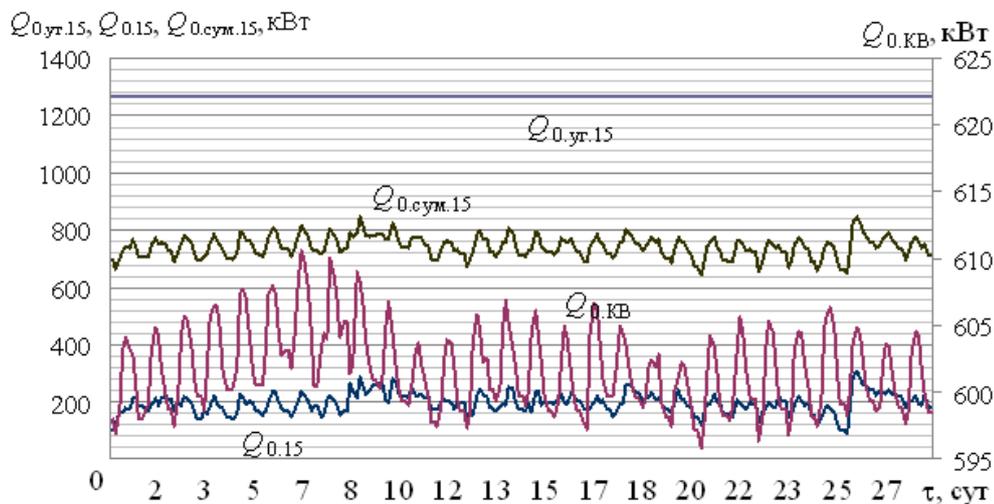


Рис. 4

= 750...850 кВт. Этот дефицит холода может быть устранен применением нового ступенчатого принципа трансформации тепла в холод.

При ступенчатом принципе трансформации тепла воздух на входе ГТД охлаждают хладоносителем, температура которого последовательно снижается в АБХМ (до $t_x = 7^\circ\text{C}$), а потом в ЭХМ (до $t_x = 3...5^\circ\text{C}$), причем конденсаторы обеих ТХМ охлаждаются независимо (в отличие от каскадного принципа).

На рис. 5 приведены текущие значения дефицита холода $Q_{0,сум.10} - Q_{0,сум.15}$ как разницы суммарных затрат холода на охлаждение воздуха на входе ГТД $Q_{0,сум.10}$ (от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$) и $Q_{0,сум.15}$ (от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$), включая комфортное кондиционирование воздуха $Q_{0,КВ}$, избытка холода $Q_{0,ур.15} - Q_{0,сум.15}$ как разницы имеющейся холодопродуктивности $Q_{0,ур.15}$, которую можно получить из теплоты газов $Q_{ур}$ в АБХМ, и суммарных затрат холода на охлаждение воздуха на

входе ГТД $Q_{0,сум.15}$ (от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$) в АБХМ, а также избыток располагаемого тепла выпускных газов сверх необходимого для АБХМ $\Delta Q_{ур.15} = Q_{ур} - Q_{ур.15}$.

Разница (дефицит холода) $Q_{0,сум.10} - Q_{0,сум.15}$ представляет собой дополнительные затраты холода, необходимого для доохлаждения воздуха на входе ГТД от температуры воздуха $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, охлажденного в АБХМ, до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$, т. е. в ЭХМ как второй ступени более глубокого охлаждения. Тогда отношение количества холода, требуемого для доохлаждения воздуха от $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$, к располагаемому количеству тепла выпускных газов (сверх необходимого для АБХМ) $\Delta Q_{ур.15} = Q_{ур} - Q_{ур.15}$ представляет собой значение требуемого коэффициента трансформации тепла в ТХМ для получения дополнительного количества холода: $\zeta_d = (Q_{0,сум.10} - Q_{0,сум.15}) / (Q_{ур} - Q_{ур.15})$. На рис. 6 приведены значения тепловых коэффициентов ζ_{10} и ζ_{15} трансформации располагаемого тепла

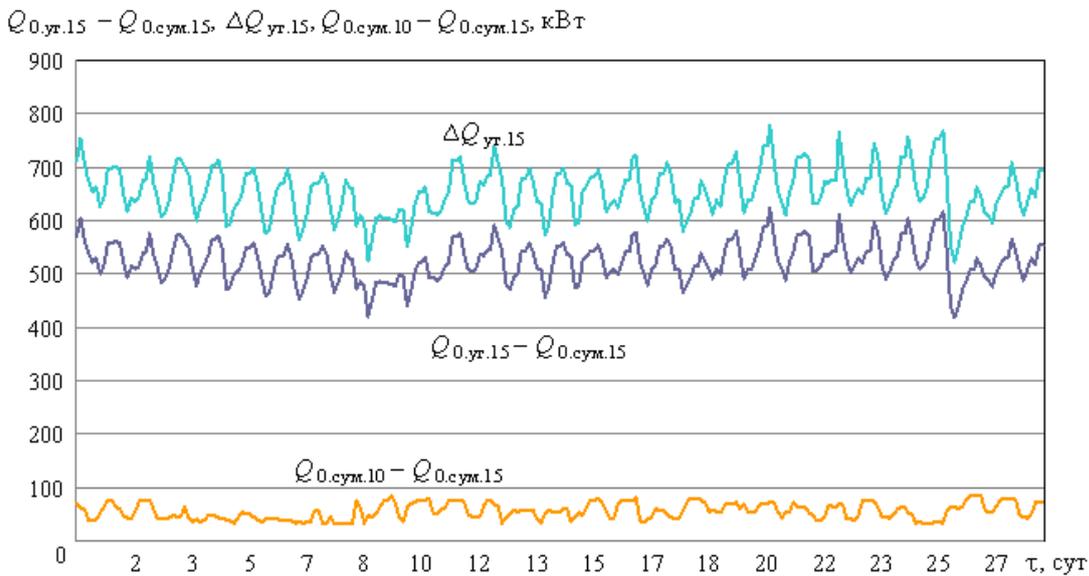


Рис. 5

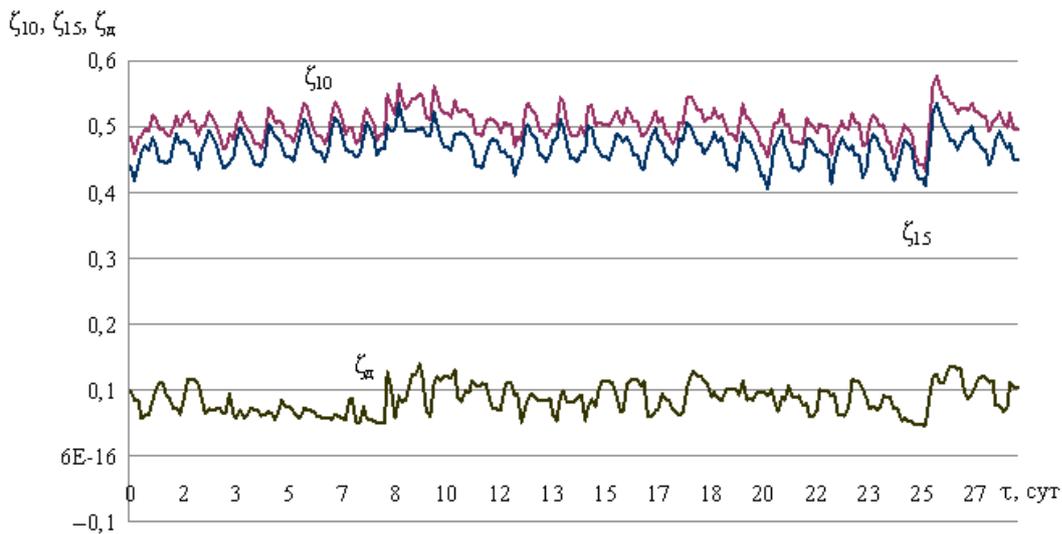


Рис. 6

выпускных газов $Q_{\text{уг}}$ в холод при охлаждении воздуха на входе ГТД от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ и до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ соответственно и теплового коэффициента дополнительной эжекторной ступени $\zeta_{\text{д}}$ для доохлаждения воздуха от $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$.

Как видно, значение требуемого коэффициента трансформации тепла для получения дополнительного количества холода для доохлаждения воздуха от $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$: $\zeta_{\text{д}} = (Q_{0,\text{сум.10}} - Q_{0,\text{сум.15}}) / (Q_{\text{уг}} - Q_{\text{уг.15}}) = 0,10 \dots 0,15$, что соответствует тепловым коэффициентам трансформации тепла в ЭХМ при $t_0 = 0 \dots 2^\circ\text{C}$.

ВЫВОДЫ

1. Из-за сравнительно невысокого теплового потенциала выпускных газов рекуперативных ГТД существующие тригенерационные установки не способны обеспечить одновременно охлаждение воздуха на входе ГТД и воздуха для систем комфортного кондиционирования.

2. Расчетным путем показана целесообразность применения теплоиспользующих холодильных машин комбинированного типа.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Радченко, Н. И. Анализ эффективности охлаждения воздуха на входе газотурбинных двигателей в жарких климатических условиях [Текст] / Н. И. Радченко, Рамзи Эльгерби // Газотурбинные технологии. – 2013. – № 4 (115). – С. 34–39.
- [2] Радченко, Н. И. Повышение эффективности охлаждения воздуха на входе рекуперативной микротурбины в условиях эксплуатации Ливии [Текст] / Н. И. Радченко, Рамзи Эльгерби // Холодильная техника та технологія : додаток. – 2012. – Вип. 4 (138). – С. 263–269.
- [3] Рыжков, С. С. Направления повышения эффективности тригенерационных установок автономного энергообеспечения технологических процессов [Текст] / С. С. Рыжков, А. Н. Радченко, С. Г. Фордуй // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 9(106). – С. 80–85.
- [4] Рыжков, С. С. Тригенерационная установка автономного энергообеспечения [Текст] / С. С. Рыжков, Н. И. Радченко, С. Г. Фордуй // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 10(97). – С. 55–60.
- [5] Campanary, S. Technical and tariff scenarios effect on microturbine trigenerative applications [Text] / S. Campanary, E. Macchi // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2003. – Paper GT-2003-38275. – 10 p.

© М. І. Радченко, Рамзі Ел Гербі, О. В. Дубачинський
Надійшла до редколегії 11.09.13
Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф.