

УДК 621.438.13:621.57

А. Н. РАДЧЕНКО, РАМЗИ ЭЛ ГЕРБИ

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина

ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ГТД АБСОРБЦИОННОЙ И ЭЖЕКТОРНОЙ ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩИМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ

Выполнен анализ эффективности использования теплоты выпускных газов рекуперативных газотурбинных двигателей (ГТД) абсорбционной бромистолитиевой и хладоновой эжекторной холодильными машинами для охлаждения воздуха на входе ГТД и комфортного кондиционирования воздуха. Показано, что холодильные машины, каждая в отдельности, не в состоянии обеспечить охлаждение циклового воздуха ГТД и комфортное кондиционирование в жарких климатических условиях из-за сравнительно невысокого теплового потенциала выпускных газов рекуперативных ГТД. Обосновано применение абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины в качестве высокотемпературной ступени охлаждения воздуха на входе ГТД и хладоновой эжекторной холодильной машины как низкотемпературной ступени охлаждения.

Ключевые слова: рекуперативный газотурбинный двигатель, охлаждение воздуха, выпускной газ, абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, эжекторная холодильная машина.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

В качестве базовых двигателей установок автономного электро-, тепло- и хладоснабжения [1] применяются в большинстве случаев ГТД рекуперативного типа, в которых сжатый воздух перед камерой сгорания нагревается выпускными газами. Обычно в таких тригенерационных установках для получения холода применяют высокоэффективные абсорбционные бромисто-литиевые холодильные машины (АБХМ), утилизирующие сбросную теплоту двигателей [2, 3]. Поскольку с повышением температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе термодинамическая эффективность ГТД снижается [1], то предварительное охлаждение воздуха позволяло бы поддерживать высокую топливную экономичность ГТД и при повышенных температурах $t_{\text{нв}}$. Однако температура хладоносителя (холодной воды) после одноступенчатых АБХМ составляет $t_x = 7...10^\circ\text{C}$, что позволяет охлаждать воздух на входе ГТД не ниже температуры $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$. Для применения двухступенчатых АБХМ, в которых возможно было бы глубокое охлаждение воздуха на входе ГТД, требуются источники теплоты более высокого потенциала – горячая вода с температурой примерно 140°C или водяной пар. В случае применения хладоновых эжекторных холодильных машин (ЭХМ), которые в состоянии охлаждать воздух на входе ГТД до более низких температур $t_{\text{в2}} = 7...10^\circ\text{C}$, из-за сравнительно невысокого теплового потенциала выпускных газов рекуперативных ГТД (температура газов около

250°C) весьма проблематично охлаждение воздуха на входе ГТД и комфортное кондиционирование комплексов различного назначения (гостиничных, торгово-развлекательных и т.д.).

Цель исследования – анализ возможности охлаждения воздуха на входе рекуперативных ГТД и комфортного кондиционирования ступенчатой трансформацией тепла выпускных газов ГТД в АБХМ и ЭХМ.

2. Результаты исследования

Температура холодной воды (хладоносителя), поступающей из АБХМ, $t_x = 7...10^\circ\text{C}$, что позволяет охлаждать воздух не ниже $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ (с учетом разности температур $t_{\text{в2}} - t_x = 8...10^\circ\text{C}$). Охлаждение воздуха до температуры $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ соответствует условиям эксплуатации систем комфортного кондиционирования воздуха обитаемых комплексов. Однако для повышения топливной эффективности ГТД желательно охлаждать воздух на входе ГТД до более низкой температуры, например, $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$.

На рис. 1 приведены текущие затраты холода $Q_{0,15}$ на охлаждение воздуха на входе ГТД Capstone C1000 (мощность 1000 кВт) [4] в АБХМ (от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$), кондиционирование воздуха $Q_{0,КВ}$ и суммарные затраты холода $Q_{0,сум,15}$ на охлаждение воздуха на входе ГТД в АБХМ (от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$) и на комфортное кондиционирование воздуха (до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$), а также холодопроизводительность $Q_{0,уг,15}$, получаемая за счет располагаемой теплоты газов $Q_{\text{уг}}$ в АБХМ.

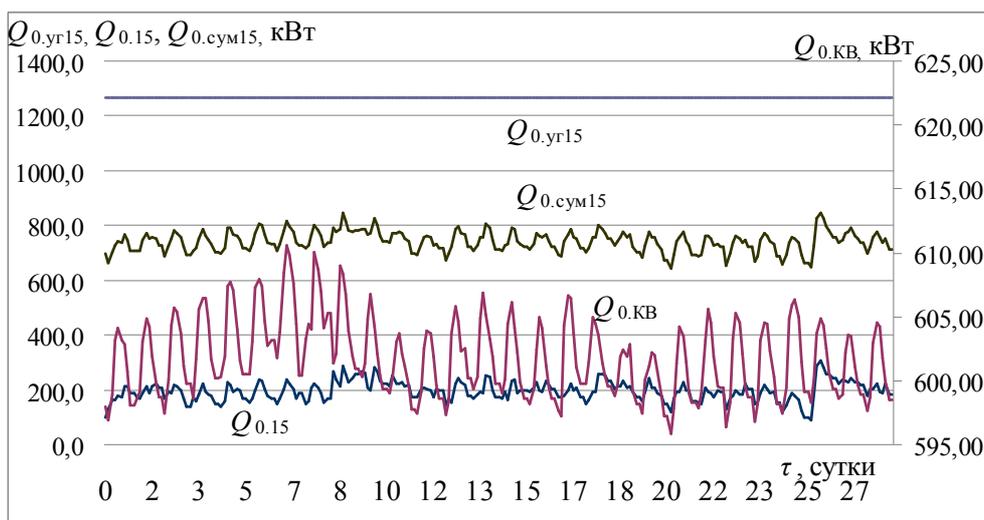


Рис. 1. Текущие затраты холода $Q_{0.15}$ на охлаждение воздуха на входе ГТД С1000 в АБХМ (от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$), кондиционирование воздуха $Q_{0.КВ}$ и суммарные затраты холода $Q_{0.сум15}$ на охлаждение воздуха на входе ГТД в АБХМ (от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$) и на комфортное кондиционирование воздуха (до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$), а также холодопроизводительность $Q_{0.уг15}$, получаемая за счет располагаемой теплоты газов $Q_{уг}$ в АБХМ

Как видно, располагаемой холодопроизводительности $Q_{0.уг15} \approx 1270$ кВт, которую можно получить из теплоты газов $Q_{уг}$ ГТД С1000 в АБХМ, больше, чем требуется для охлаждения воздуха до 15°C : $Q_{0.уг15} > Q_{0.сум15} = 700 \dots 800$ кВт. Однако температурный уровень этого холода не позволяет охлаждать воздух ниже 15°C (до 10°C и ниже), поскольку температура хладоносителя (холодной воды) от АБХМ $t_x = 7^\circ\text{C}$.

Аналогичные затраты холода $Q_{0.10}$ на охлаждение воздуха на входе ГТД С1000 в ЭХМ (от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$), кондиционирование воздуха $Q_{0.КВ}$ и суммарные затраты холода $Q_{0.сум10}$ на охлаждение воздуха на входе ГТД в ЭХМ (от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$) и на комфортное кондиционирование воздуха (до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$), а также холодопроизводительность $Q_{0.уг10}$, получаемая из располагаемой теплоты газов $Q_{уг}$ в ЭХМ приведены на рис. 2.

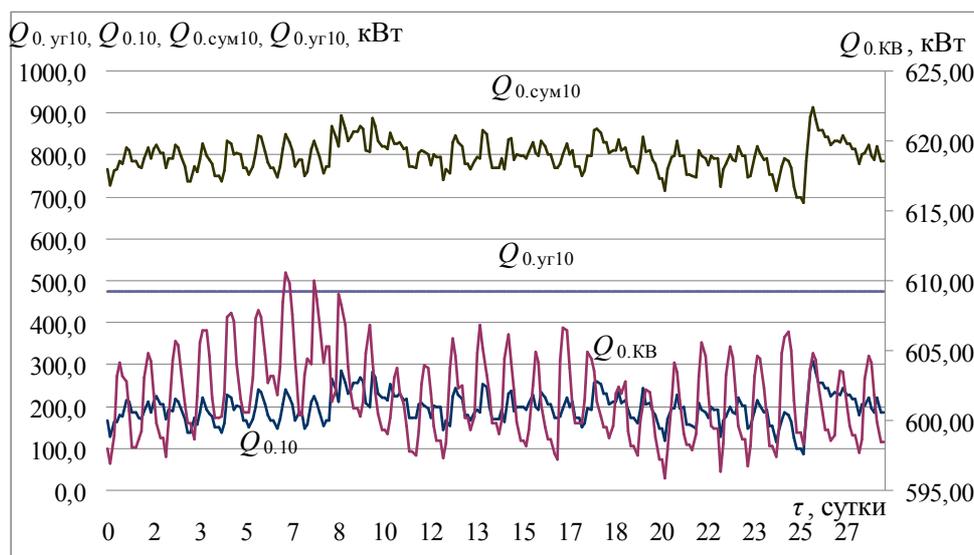


Рис. 2. Текущие затраты холода $Q_{0.10}$ на охлаждение воздуха на входе ГТД С1000 в ЭХМ (от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$), кондиционирование воздуха $Q_{0.КВ}$ и суммарные затраты холода $Q_{0.сум10}$ на охлаждение воздуха на входе ГТД в ЭХМ (от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$) и комфортное кондиционирование (до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$), холодопроизводительность $Q_{0.уг10}$, получаемая из располагаемой теплоты газов $Q_{уг}$ в ЭХМ

Как видно, холодопроизводительности $Q_{0.уг.10} \approx 480$ кВт, которую можно получить из располагаемой теплоты газов $Q_{уг}$ в ЭХМ, недостаточно для охлаждения воздуха до 10°C :

$$Q_{0.уг.10} < Q_{0.сум.10} = 750 \dots 850 \text{ кВт.}$$

Дефицит холода можно устранить, повышая эффективность трансформации сбросной теплоты (с высоким тепловым коэффициентом ζ) применением принципиально нового ступенчатого способа трансформации тепла в холод.

Из-за невысоких тепловых коэффициентов трансформации тепла в ЭХМ ($\zeta_{ЭХМ} = 0,2 \dots 0,3$) по сравнению с АБХМ ($\zeta_{АБХМ} = 0,7 \dots 0,8$) целесообразно охлаждать воздух на входе ГТД в ЭХМ не от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$, а доохлаждать его после АБХМ от $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$, т.е. использовать ЭХМ как вторую ступень более глубокого охлаждения воздуха на входе ГТД (рис. 3).

Проанализируем возможность покрытия дефицита холода на доохлаждение воздуха на входе

ГТД. При этом в ЭХМ используют избыток тепла выпускных газов – сверх необходимого для предварительного охлаждения воздуха на входе ГТД от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ и на комфортное кондиционирование (до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$) в АБХМ, т.е. $\Delta Q_{уг.15} = Q_{уг} - Q_{уг.15}$, для доохлаждения воздуха на входе ГТД от температуры воздуха $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, предварительно охлажденного в АБХМ, до температуры воздуха $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ в ЭХМ (рис. 4).

При этом отношение количества холода, требуемого для доохлаждения воздуха от $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$, т.е. $Q_{0.сум.10} - Q_{0.сум.15}$, к располагаемому избытку тепла выпускных газов (сверх необходимого для АБХМ) $\Delta Q_{уг.15} = Q_{уг} - Q_{уг.15}$, представляет собой значение требуемого коэффициента трансформации тепла в ЭХМ для получения дополнительного количества холода: $\zeta_{ЭХМ} = (Q_{0.сум.10} - Q_{0.сум.15}) / (Q_{уг} - Q_{уг.15})$, как показано на рис. 5.

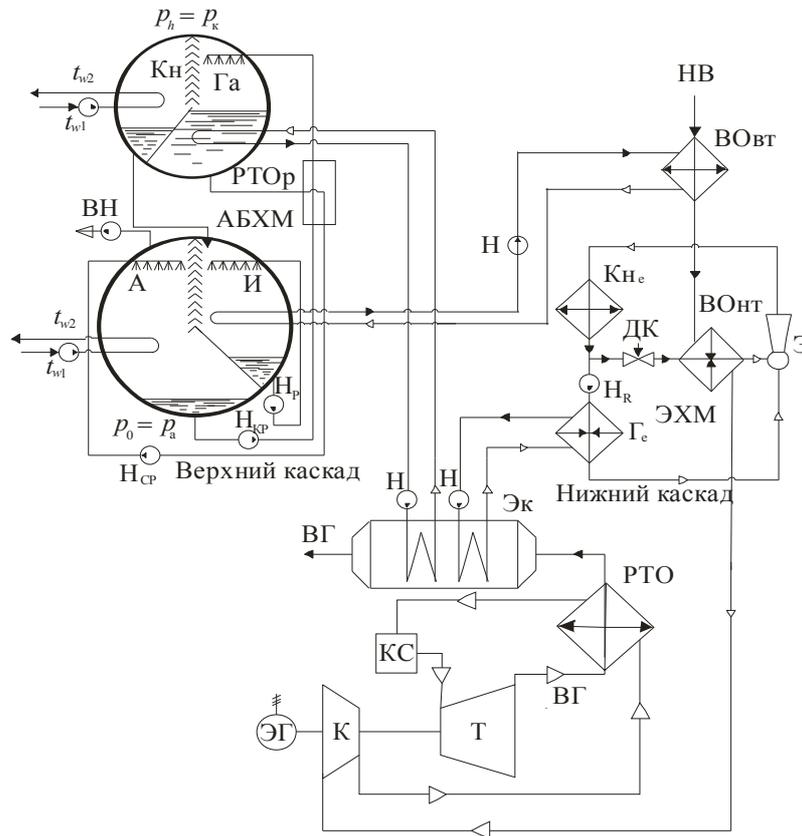


Рис. 3. Схема системы ступенчатого охлаждения воздуха на входе ГТД трансформацией теплоты выпускных газов рекуперативного ГТД в холод в АБХМ и ЭХМ: К – компрессор; Т – турбина; ЭГ – электрогенератор; КС – камера сгорания; РТО – рекуперативный теплообменник нагрева сжатого воздуха; Эк – экономайзер нагрева воды (теплоносителя для АБХМ); ВО – воздухоохладитель; КО – каплеотделитель; К-т – конденсат; НВ – наружный воздух; Н_х – насос хладоносителя; АБХМ: Г – генератор (десорбер); Кн – конденсатор; А – абсорбер; И_а – испаритель; РТО_р – регенеративный теплообменник растворов, Н_{ср} – насос слабого раствора; Н_{кр} – насос крепкого раствора; Н_р – рециркуляционный водяной насос; ВН – вакуум-насос; ВГ – выпускные газы

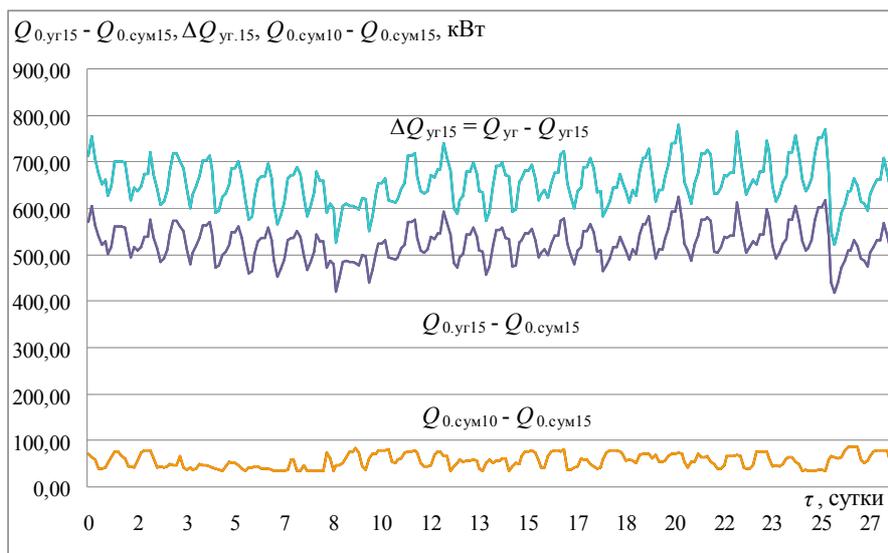


Рис. 4. Текущие значения дефицита холода $Q_{0,cum,10} - Q_{0,cum,15}$ на доохлаждение воздуха на входе ГТД от $t_{B2} = 15^\circ\text{C}$ (после АБХМ) до $t_{B2} = 10^\circ\text{C}$, включая комфортное кондиционирование воздуха, избытка холода $Q_{0,yr15} - Q_{0,cum,15}$, получаемого за счет располагаемой теплоты газов Q_{yr} в АБХМ, на охлаждение воздуха на входе ГТД от $t_{HВ}$ до $t_{B2} = 15^\circ\text{C}$ (в АБХМ), включая комфортное кондиционирование воздуха, а также избыток располагаемого тепла выпускных газов $\Delta Q_{yr,15}$ сверх необходимого для предварительного охлаждения воздуха на входе ГТД от $t_{HВ}$ до $t_{B2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ: $\Delta Q_{yr,15} = Q_{yr} - Q_{yr,15}$

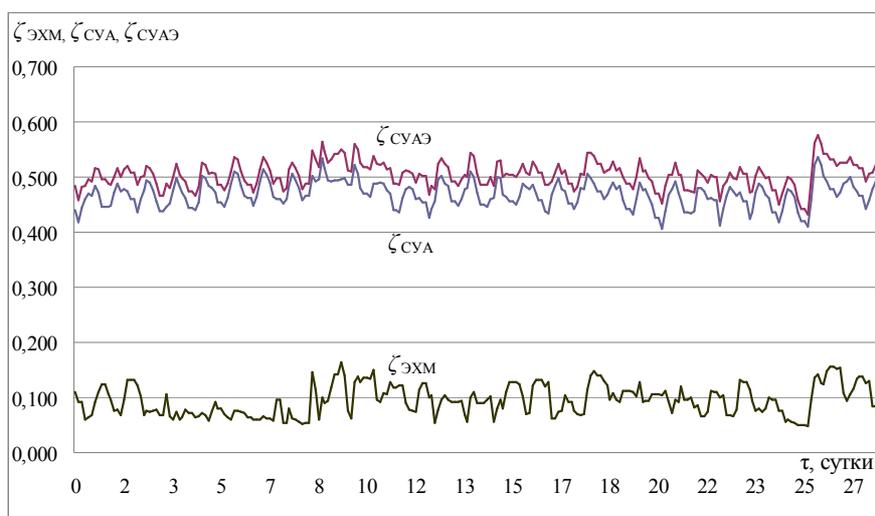


Рис. 5. Значения требуемого коэффициента трансформации тепла в ЭХМ $\zeta_{ЭХМ}$ для получения дополнительного холода на доохлаждение воздуха от $t_{B2} = 15^\circ\text{C}$ (после АБХМ) до $t_{B2} = 10^\circ\text{C}$, а также коэффициентов трансформации тепла в двухступенчатой абсорбционно-эжекторной системе утилизации тепла $\zeta_{СУАЭ}$ и традиционной абсорбционной системе утилизации тепла $\zeta_{СУА}$

Как видно, значение требуемого коэффициента трансформации тепла в ЭХМ при получении дополнительного холода для доохлаждения воздуха от $t_{B2} = 15^\circ\text{C}$ (после АБХМ) до $t_{B2} = 10^\circ\text{C}$: $\zeta_{ЭХМ} = (Q_{0,cum,10} - Q_{0,cum,15}) / (Q_{yr} - Q_{yr,15}) = 0,10 \dots 0,15$, что соответствует тепловым коэффициентам трансформации тепла в ЭХМ при $t_0 = 0 \dots 2^\circ\text{C}$.

Благодаря двухступенчатой абсорбционно-эжекторной трансформации тепла выпускных газов ГТД в холод, во-первых, утилизируется все тепло

выпускных газов ГТД Q_{yr} без остатка $\Delta Q_{yr,15} = Q_{yr} - Q_{yr,15}$, а во-вторых, обеспечивается более глубокое охлаждение воздуха на входе ГТД до $t_{B2} = 10^\circ\text{C}$ по сравнению с АБХМ ($t_{B2} = 15^\circ\text{C}$). В результате коэффициенты трансформации тепла в двухступенчатой абсорбционно-эжекторной системе утилизации тепла $\zeta_{СУАЭ}$ примерно на 10 % выше их величин $\zeta_{СУА}$ для традиционной абсорбционной системы утилизации тепла.

При этом коэффициенты трансформации тепла в системе утилизации рассчитывали как отношение полученного холода к располагаемому теплу выпускных газов ГТД: $\zeta_{\text{СУАЭ}} = Q_{0,\text{сум.10}}/Q_{\text{уг}}$ и $\zeta_{\text{СУА}} = Q_{0,\text{сум.15}}/Q_{\text{уг}}$.

Выводы

Показано, что АБХМ или ЭХМ в отдельности не в состоянии обеспечить охлаждения воздуха на входе ГТД и комфортное кондиционирование воздуха в жарких климатических условиях из-за сравнительно невысокого теплового потенциала выпускных газов рекуперативных ГТД. Обосновано применение АБХМ в качестве высокотемпературной предварительного охлаждения воздуха на входе ГТД и ЭХМ как низкотемпературной ступени глубокого охлаждения воздуха на входе ГТД.

Поступила в редакцию 26.08.2014, рассмотрена на редколлегии 10.09.2014

Рецензент: д-р техн. наук, профессор А.С. Титлов, Одесская национальная академия пищевых технологий, Одесса.

ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ РЕКУПЕРАТИВНИХ ГТД АБСОРБЦІЙНОЮ ТА ЕЖЕКТОРНОЮ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ

А. М. Радченко, Рамзі Ел Гербі

Виконано аналіз ефективності використання теплоти выпускних газів рекуперативних газотурбінних двигунів (ГТД) абсорбційною бромистолітєвою та хладоною ежекторною холодильними машинами для охолодження повітря на вході ГТД і комфортного кондиціонування повітря. Показано, що холодильні машини, кожна окремо, не здатні забезпечити охолодження циклового повітря ГТД і комфортне кондиціонування повітря в спекотних кліматичних умовах через порівняно невисокий тепловий потенціал відхідних газів рекуперативних ГТД. Обґрунтовано застосування абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини як високотемпературного ступеня охолодження повітря на вході ГТД і хладоною ежекторною холодильної машини як низькотемпературного ступеня охолодження.

Ключові слова: рекуперативний газотурбінний двигун, охолодження повітря, выпускний газ, абсорбційна бромистолітєва холодильна машина, ежекторна холодильна машина.

RECUPERATIVE GTE INTAKE AIR COOLING BY ABSORPTION AND EJECTOR WASTE HEAT RECOVERY CHILLERS

A. N. Radchenko, Ramzi El Gerbi

The efficiency of exhaust gas waste heat recovery of recuperative gas turbine engines (GTE) by absorption lithium-bromide and refrigerant ejector chillers for GTE intake air cooling and comfort air conditioning has been analyzed. It is shown that each chillers are not able to provide GTE intake air cooling and comfort air conditioning in hot climatic conditions because of comparable low heat potential of recuperative GTE exhaust gas. The application of absorption lithium-bromide chiller as high-temperature stage of GTE intake air cooling and refrigerant ejector chiller as low-temperature stage of air cooling has been proved.

Key words: recuperative gas turbine engine, air cooling, exhaust gas, absorption lithium-bromide chiller, ejector chiller.

Радченко Андрей Николаевич – канд. техн. наук, доц., доц. кафедри кондиціонування и рефрижерации, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Эл Герби Рамзи – аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Литература

1. 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.*
2. 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.*
3. Radchenko, N. *Trigeneration plant for combined energy supply [Text] / N. Radchenko, S. Ryzkov, S. Forduy // Proceedings of the 14 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE-2012. – Szczecin, Poland, 2012. – P. 503–508.*