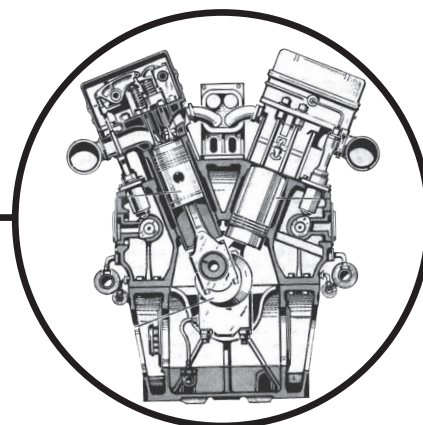




DOI 10.15589/jnn20160208

УДК 621.438.13:621.57

P21

EFFICIENCY OF HEAT RECOVERY IN THE AUTONOMOUS POWER SUPPLY AND COOLING COMPLEX IN THE CLIMATIC CONDITIONS OF LIBYA

ЭФФЕКТИВНОСТЬ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА КОМПЛЕКСА АВТОНОМНОГО ЭНЕРГО- И ХЛАДОБЕСПЕЧЕНИЯ В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ ЛИВИИ

Ramzi Kamel El Gerbi
mazd77best@yahoo.com
ORCID: 0000-0003-3505-3463

Andrey M. Radchenko
andrad69@mail.ru
ORCID: 0000-0002-8735-9205

Рамзи Камел Эл Герби¹
д-р философии

А. Н. Радченко²
канд. техн. наук, доц.1

¹*University of Tripoli, Libya*

²*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine*

¹*Университет Триполи, Ливия*

²*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев, Украина*

Abstract. The efficiency of transformation of the exhaust gas waste heat from the regenerative gas turbine engines with the compressed air heating before the combustion chamber by exhaust gases has been compared for various ways of cooling to choose the waste heat recovery systems for space air conditioning and gas turbine engine intake air cooling. The comparison of the efficiency of various methods of transforming the waste heat to cold was performed by the coefficient of performance of the waste heat recovery system, which is the ratio of the received cooling capacity to the waste heat of the exhaust gases of the regenerative gas turbine engine. The absorption lithium-bromide chiller and refrigerant ejector chiller are considered as thermotransformers. It was shown that for the climate conditions of Libya the efficiency of transformation of the exhaust gases waste heat from the gas turbine engines into cold by the two-stage absorption-ejector chiller (for the space air conditioning and gas turbine engine intake air cooling down to the temperature of 10 °C) is higher by 10...30% compared to the existing systems of one-stage heat transformation by the absorption chiller for the space air conditioning and gas turbine engine intake air cooling down to the temperature of 15 °C. The application of the two-stage waste heat transformation into cold for the space air conditioning and gas turbine engine intake air cooling provides the effective performance of the integrated energy system with limited heat potential of the regenerative gas turbine engine exhaust gases with the temperature of 250 280 °C.

Key words: waste heat recovery system; coefficient of performance; absorption lithium-bromide chiller; refrigerant ejector chiller; regenerative gas turbine engine; engine intake air cooling; space air conditioning; exhaust gas waste heat.

Аннотация. Дана сравнительная оценка эффективности трансформации теплоты выпускных газов регенеративных газотурбинных двигателей с нагревом сжатого воздуха перед камерой сгорания газами в холод для разных вариантов хладоснабжения. Показано, что для климатических условий Ливии эффективность двух-

ступенчатой абсорбционно-эжекторной трансформации располагаемой теплоты уходящих газов ГТД в холод (с хладоснабжением систем комфортного кондиционирования и охлаждением воздуха на входе ГТД до температуры 10 °C) на 10...30% выше, чем существующих систем одноступенчатой трансформации теплоты в абсорбционной холодильной машине с комфортным кондиционированием и охлаждением воздуха на входе ГТД до температуры 15 °C.

Ключевые слова: система утилизации теплоты; тепловой коэффициент; абсорбционная бромисто-литиевая холодильная машина; хладоновая эжекторная холодильная машина; регенеративный газотурбинный двигатель; энергетическое охлаждение воздуха; комфортное кондиционирование воздуха; сбросная теплота выпускного газа.

Анотація. Дана порівняльна оцінка ефективності трансформації теплоти випускних газів регенеративних газотурбінних двигунів з нагрівом стисненого повітря перед камерою згоряння газами в холод для різних варіантів холодопостачання. Показано, що для кліматичних умов Лівії ефективність двоступеневої абсорбційно-ежекторної трансформації теплоти відхідних газів ГТД в холод (з холодопостачанням систем комфортного кондиціонування та охолодження повітря на вході газотурбінних двигунів до температури 10 °C) на 10...30% вище, ніж існуючих систем одноступеневої трансформації теплоти в абсорбційній холодильній машині з комфортним кондиціонуванням та охолодженням повітря на вході газотурбінних двигунів до температури 15 °C.

Ключові слова: система утилізації теплоти; тепловий коефіцієнт; абсорбційна бромисто-літієва холодильна машина; хладонова ежекторна холодильна машина; регенеративний газотурбінний двигун; енергетичне охолодження повітря; комфортне кондиціонування повітря; скидна теплота випускного газу.

REFERENCES

- [1] Campanary S., Macchi E. Technical and tariff scenarios effect on microturbine trigenerative applications. *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2003. Paper GT-2003-38275*. — 10 p.
- [2] Carno, J. Cavani A., Liinanki L. *Micro gas turbine for combined heat and power in distributed generation*. ASME paper 98-GT-309, 1998.
- [3] *Capstone Turbine's Distribution Document Repository*. Available at: <http://docs.capstoneturbine.com/>.
- [4] Ingersoll Rand. Energy Systems. Microturbine product and benefits. 2011. 24 p.
- [5] Radchenko A. M., Ostapenko O. V. *Transformatsiya teploty v ustanovtsi avtonomnoho enerhozabezpechennia absorbttsiinoiu kholodylnoiu mashynoiu* [Heat transformation in the integrated energy system by the absorption chiller]. *Kholodylna tekhnika ta tekhnologiya — Refrigeration engineering and technology*, 2015, vol. 51, no. 2, pp. 32–37.
- [6] Radchenko R. N., Ostapenko A. V., Lekhmus A. A. *Uovershenstvovannyi kogeneratsionnyi gazoporshnevoy modul trigeneratsionnoy ustanovki avtonomnogo energoobespecheniya* [Improved gas-piston cogeneration module of the trigeneration installation of autonomous power supply]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace engineering and technology*, 2015, no. 2(119), pp. 104–107.
- [7] Radchenko R. M., Ostapenko O. V., Yesin I. P., Portnoi B. S. *Hlyboka utylizatsiia teploty tryheneratsiinoi ustanovky avtonomnoho enerhozabezpechennia* [Deep heat recovery in the trigeneration installation for autonomous power supply]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace engineering and technology*, 2015, no. 1(118), pp. 99–103.
- [8] Radchenko N. I., Grich A. V. *Ohlazhdeniye pritochnogo vozduha mashinnogo otdeleniya kogeneratsionnykh moduley* [Cooling of intake air of the cogeneration module engine section]. *Zbirnyk naukovykh prats NUK — Collection of scientific publications of NUOS*, 2015, no. 5, pp. 81–87.
- [9] Radchenko R. N., Grich A. V. *Dvukhstupenchatoye okhlazhdeniye pritochnogo vozdukha gazovykh dvigateley trigeneratsionnoy ustanovki* [Two-stage intake air cooling for gas engines of the trigeneration system]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace engineering and technology*, 2014, no. 6 (113), pp. 103–107.
- [10] Bhargava R., Meher-Homji C. B. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging. *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. Paper GT-2002-30560*. 15 p.
- [11] Radchenko N. I., Kantor S. A., Ramzi Yel Gerbi. *Stupenchatoye konditsionirovaniye vozdukha na vkhode reku-pervativnykh GTD utilizatsiyei teploty vypusknnykh gazov* [Stage conditioning of the recuperative GTE intake air by the exhaust gas heat recovery]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace engineering and technology*, 2014, no. 3 (110), pp. 86–90.

- [12] Radchenko A. N., Ramzi El Gerbi. *Okhlazhdeniye vozdukha na vkhode rekuperativnykh GTD absorbtionnoy i ezhektornoy teploispolzuyushchimi kholodilnymi mashynami* [Recuperative GTE intake air cooling by the waste heat recovery absorption and ejector chillers]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace engineering and technology*, 2014, no. 5 (112), pp. 99–103.
- [13] Radchenko A. N., Ramzi El Gerbi. *Dvukhstupenchatoye okhlazhdeniye vozdukha na vkhode rekuperativnykh GTD kaskadnoy absorbtionno-ezhektornoy teploispolzuyushchey kholodilnoy mashynoy* [Two-stage recuperative GTE intake air cooling by the waste heat recovery cascade absorption-ejector chiller]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace engineering and technology*, 2014, no. 6 (113), pp. 84–88.
- [14] Radchenko A. N., Ramzi El Gerbi. *Issledovaniye okhlazhdeniya vozdukha v trigeneratsionnykh kompleksakh avtonomnogo energoobespecheniya v tropicheskikh usloviyakh* [Study of air cooling in trigeneration complexes for autonomous power supply in tropical conditions]. *Zbirnyk naukovykh prats NUK — Collection of scientific publications of NUS*, 2015, no. 5, pp. 70–76.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Децентрализация энергоснабжения связана с переходом на установки автономного энергообеспечения, что экономически вполне обосновано, поскольку стоимость подключения новых потребителей к существующей электросети более 2 млн \$ за 1 МВт. В качестве базовых двигателей таких установок широко применяются газотурбинные двигатели (ГТД) малой мощности (до 300 кВт) регенеративного типа — с нагревом сжатого воздуха перед камерой сгорания выпускными газами [1, 2]. В большинстве случаев такие микротурбогенераторы (МТГ), в частности, фирм «Capstone Turbine Corporation», «Ingersoll Rand» (в настоящее время «FlexEnergy», США, типа МТ) поставляются в когенерационном исполнении с утилизационными водогрейными котлами (экономайзерами), позволяющими получать горячую воду с температурой $t_t = 90...95\text{ }^{\circ}\text{C}$ за счет теплоты выпускных газов после регенеративного теплообменника с температурой $250...280\text{ }^{\circ}\text{C}$ [1–4].

С увеличением температуры воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе ухудшается термодинамическая эффективность ГТД: снижаются мощность N_e и КПД, возрастает удельный расход топлива b_e . Так, с повышением $t_{\text{нв}}$ на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ эффективный коэффициент полезного действия η_e регенеративной микротурбины «Ingersoll Rand» GT250 («FlexEnergy», МТ250) понижается на 3...4% (в относительных величинах по сравнению с $t_{\text{нв}} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$), а удельный расход топлива b_e соответственно увеличивается в абсолютных величинах примерно на величину $\Delta b_e \approx 7\text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$. При этом мощность N_e уменьшается в относительных величинах (по сравнению с $t_{\text{нв}} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$) на 10...12% [4]. Примерно такое же (на 10%) снижение мощности N_e при повышении температуры $t_{\text{нв}}$ и для МТГ «Capstone 200» [3].

Поскольку с повышением температуры воздуха на входе термодинамическая эффективность ГТД существенно снижается, то восстановление рациональных входных параметров путем охлаждения обеспечивало бы их высокую топливную эффектив-

ность при неблагоприятных климатических условиях эксплуатации. Охлаждение воздуха на входе двигателей связано с затратами холода. Поэтому вполне целесообразным представляется использование для его производства сбросной теплоты установок [5–7].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В установках автономного энергообеспечения объектов разного назначения холод, полученный трансформацией сбросной теплоты, используется, как правило, для технологических нужд [5–7] и кондиционирования обитаемых помещений [8, 9]. Существенное ухудшение показателей ГТД (мощности N_e , КПД, удельного расхода топлива b_e) с повышением температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе послужило толчком к поиску путей демпфирования отрицательного влияния неблагоприятных климатических условий. Перспективным направлением улучшения показателей двигателей при повышенных температурах наружного воздуха является предварительное охлаждение воздуха на входе [8–11].

Наибольшее распространение в ГТД получило испарительное охлаждение воздуха путем впрыскивания дистиллированной воды под высоким давлением (40...200 бар) форсунками тонкого распыла в воздушный поток на входе компрессора, ее испарением с увеличением влажности воздуха до состояния насыщения и соответствующим понижением его температуры до температуры мокрого термометра t_m . Так, при температуре $t_{\text{нв}} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ и относительной влажности $\phi = 5\%$ (сухой воздух) потенциал испарительного охлаждения максимальный: $t_{\text{нв}} - t_m = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$, а при $t_{\text{нв}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\phi = 55\%$ (типичные летние климатические условия) потенциал охлаждения $8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Подробный обзор технологий испарительного охлаждения воздуха на входе ГТД выполнен в работах [10].

С целью более глубокого охлаждения воздуха (ниже температуры мокрого термометра t_m) или в случае его повышенной влажности прибегают

к охлаждению с помощью теплоиспользующих холодильных машин (ТХМ). В качестве ТХМ применяются абсорбционные водоаммиачные (ВАХМ) и бромисто-литиевые (АБХМ) холодильные машины [5–9], а также эжекторные (ЭХМ). В ВАХМ хладагентом является аммиак, в АБХМ — вода, кипящая под вакуумом, а в ЭХМ — озонобезопасные хладоны, например, R142В и R600 [7, 9, 11].

Для хладоснабжения систем кондиционирования применяют высокоэффективные АБХМ (тепловой коэффициент $\zeta = 0,7 \dots 0,8$), использующие теплоту горячей воды и обеспечивающие охлаждение воздуха до температуры не ниже $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, поскольку температура получаемой в них холодной воды $t_x = 7 \dots 10^\circ\text{C}$ [2–5]. Хладоновые ЭХМ, в которых хладон кипит при температуре $t_0 = 2 \dots 4^\circ\text{C}$, способны охлаждать воздух до более низких температур $t_{в2} = 7 \dots 10^\circ\text{C}$, однако эффективность трансформации ими теплоты в холод невысокая: $\zeta = 0,2 \dots 0,3$ [6–8]. Из-за сравнительно невысокого теплового потенциала выпускных газов регенеративных ГТД (температура газов около 250°C) одновременное охлаждение воздуха на входе ГТД и комфортное кондиционирование автономных комплексов различного назначения (офисных, гостиничных, торгово-развлекательных и т.д.) весьма проблематично.

В работах [11–14] показано, что АБХМ или ЭХМ в отдельности не в состоянии обеспечить глубокое (до 10°C и ниже) охлаждение воздуха на входе ГТД и комфортное кондиционирование в жарких климатических условиях: в АБХМ — из-за недостаточно низкой температуры холодной воды ($t_x = 7 \dots 10^\circ\text{C}$), в ЭХМ — вследствие сравнительно невысокого теплового потенциала газов регенеративных ГТД, не достаточного при его трансформации в холод с невысоким тепловым коэффициентом $\zeta = 0,2 \dots 0,3$. Там же обосновано применение АБХМ в качестве высокотемпературной ступени предварительного охлаждения воздуха на входе ГТД и комфортного кондиционирования воздуха, а ЭХМ как низкотемпературной ступени глубокого охлаждения воздуха на входе ГТД. Однако не дана сравнительная оценка эффективности систем утилизации располагаемой теплоты выпускных газов ГТД с получением холода для разных вариантов применения АБХМ и ЭХМ, что затрудняет выбор систем утилизации, обеспечивающих получение холода одновременно для кондиционирования воздуха и энергетических целей охлаждения циклового воздуха на входе двигателей.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — анализ эффективности утилизации теплоты комплекса автономного энергообеспечения с хладоснабжением системы комфортного кондиционирования и охлаждением циклового воздуха на входе регенеративных ГТД в климатических условиях Ливии.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Оценка разных вариантов трансформации теплоты уходящих газов $Q_{\text{уг}}$ ГТД в холод комфортного и энергетического назначения производилась с помощью теплового коэффициента ζ , представляющего собой отношение требуемого холода Q_0 к затрачиваемой сбросной теплоте $Q_{\text{уг}}$. В качестве комплекса автономного энергообеспечения рассмотрена энергоустановка, включающая пять регенеративных ГТД фирмы Capstone C200 суммарной электрической мощностью 1000 кВт (располагаемая теплота уходящих газов принята $Q_{\text{уг}} = 1600$ кВт) и предназначенная для электроснабжения и хладоснабжения системы кондиционирования воздуха (СКВ) офисного комплекса (тепловая нагрузка СКВ комплекса $Q_{0,\text{КВ}} \approx 600$ кВт).

Количество требуемого холода Q_0 определялось исходя из тепловой нагрузки СКВ офисного комплекса $Q_{0,\text{КВ}} \approx 600$ кВт (при подаче в СКВ офисного комплекса воздуха с температурой $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$) и требуемых затрат холода на охлаждение циклового воздуха на входе ГТД в соответствии с текущими температурой $t_{\text{нв}}$ и относительной влажностью ϕ наружного воздуха, т. е. в зависимости от текущих климатических условий эксплуатации ГТД. При этом рассматривались разные варианты охлаждения циклового воздуха на входе ГТД: от текущих наружных температур $t_{\text{нв}}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ (в АБХМ), от $t_{\text{нв}}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ (в отдельной ЭХМ), а также доохлаждения воздуха от температуры $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ (после его охлаждения в АБХМ) до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ (в низкотемпературной ЭХМ в качестве бустерной ступени двухступенчатого охлаждения воздуха в АБХМ и ЭХМ).

Коэффициент трансформации сбросной теплоты в холод в системах утилизации $\zeta_{\text{сва}}$ и $\zeta_{\text{сваэ}}$ — это, по сути, показатель эффективности использования располагаемой сбросной теплоты ГТД для получения требуемого холода в установке автономного электро- и хладообеспечения исходя из климатических условий эксплуатации и характеризует требуемую (достаточную) тепловую эффективность системы утилизации для этих условий. С другой стороны, эффективность трансформации располагаемой сбросной теплоты ГТД в холод определяется тепловыми коэффициентами самих термотрансформаторов — теплоиспользующих холодильных машин АБХМ $\zeta_{\text{АБХМ}}$ и ЭХМ $\zeta_{\text{ЭХМ}}$, зависящими от температурных режимов их эксплуатации: температур конденсации хладона t_k , кипения хладона t_0 в испарителе низкого давления ЭХМ (холодной воды $t_{\text{хв}}$ в случае АБХМ) и кипения хладона t_r в генераторе высокого давления ЭХМ (теплоносителя — горячей воды t_r для генератора-десорбера АБХМ), а также комбинированных абсорбционно-эжекторных холодильных машин с АБХМ и ЭХМ в качестве высоко- и низкотемпературных ступеней [11–14]. Если тепловые ко-

эфиценты АБХМ или ЭХМ и комбинированных АЭХМ больше требуемых коэффициентов трансформации располагаемой сбросной теплоты в холод в системах утилизации ζ_{CY} , в частности, с АБХМ ζ_{CYA} и комбинированной абсорбционно-эжекторной $\zeta_{\text{CYAЭ}}$ с АБХМ и ЭХМ, то имеет место избыток располагаемой сбросной теплоты и, следовательно, холода, а в противном случае — наоборот, их дефицит.

Ниже приведены схемные решения систем трансформации теплоты уходящих газов ГТД в холод и текущие значения коэффициентов трансформации (требуемых исходя из климатических условий эксплуатации) располагаемой теплоты уходящих газов ГТД Q_{YT} в холод в системах утилизации ζ_{CY} для разных вариантов комплексов автономного хладоснабжения СКВ (затраты холода $Q_{0,\text{KB}}$) и охлаждения воздуха на входе ГТД: $Q_{0,15}$ — затраты холода на охлаждение воздуха от наружной температуры $t_{\text{HВ}}$ до $t_{\text{B2}} = 15^\circ\text{C}$ (в АБХМ согласно схеме на рис. 1,а), $Q_{0,10}$ — от $t_{\text{HВ}}$ до $t_{\text{B2}} = 10^\circ\text{C}$ (в отдельной ЭХМ согласно схеме на рис. 1,б), $Q_{0,10-15} = Q_{0,10} - Q_{0,15}$ — доохлаждение воздуха от $t_{\text{B2}} = 15^\circ\text{C}$ (после АБХМ) до $t_{\text{B2}} = 10^\circ\text{C}$ (в бустерной ЭХМ-ступени) для климатических условий Триполи (июль, 2009 г.).

Результаты расчета коэффициентов трансформации располагаемой теплоты уходящих газов ГТД Q_{YT} в холод в системах утилизации при его использовании только для охлаждения воздуха на входе ГТД (без СКВ) от $t_{\text{HВ}}$ до $t_{\text{B2}} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ $\zeta_{\text{CY.AXM.15}}$ (схема на рис. 1,а) и от $t_{\text{HВ}}$ до $t_{\text{B2}} = 10^\circ\text{C}$ в ЭХМ $\zeta_{\text{CY.ЭХМ.10}}$ (схема на рис. 1,б) приведены на рис. 2.

Как видно, значения коэффициентов трансформации располагаемой теплоты уходящих газов ГТД Q_{YT} в холод в системах утилизации при его использовании только для охлаждения воздуха на входе ГТД (без СКВ) от $t_{\text{HВ}}$ до $t_{\text{B2}} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ $\zeta_{\text{CY.AXM.15}}$ и от $t_{\text{HВ}}$ до $t_{\text{B2}} = 10^\circ\text{C}$ в ЭХМ $\zeta_{\text{CY.ЭХМ.10}}$ меньше, чем тепловые коэффициенты АБХМ ($\zeta_{\text{AXM}} = 0,7...0,8$ [11–14]) или ЭХМ ($\zeta_{\text{ЭХМ}} = 0,2...0,3$ [11–14]) соответственно: $\zeta_{\text{CY.AXM.15}} < \zeta_{\text{AXM}} = 0,7...0,8$ и $\zeta_{\text{CY.ЭХМ.10}} < \zeta_{\text{ЭХМ}} = 0,2...0,3$, что свидетельствует о наличии избытка располагаемой сбросной теплоты и, следовательно, холода, причем чем больше разница тепловых коэффициентов ζ , тем больше неиспользованный резерв теплоты и холода. Так, весьма низкие значения $\zeta_{\text{CY.AXM.15}}$ по сравнению $\zeta_{\text{AXM}} = 0,7...0,8$ указывают на возможность использования получаемого в АБХМ холода еще и для СКВ (схемы на рис. 3).

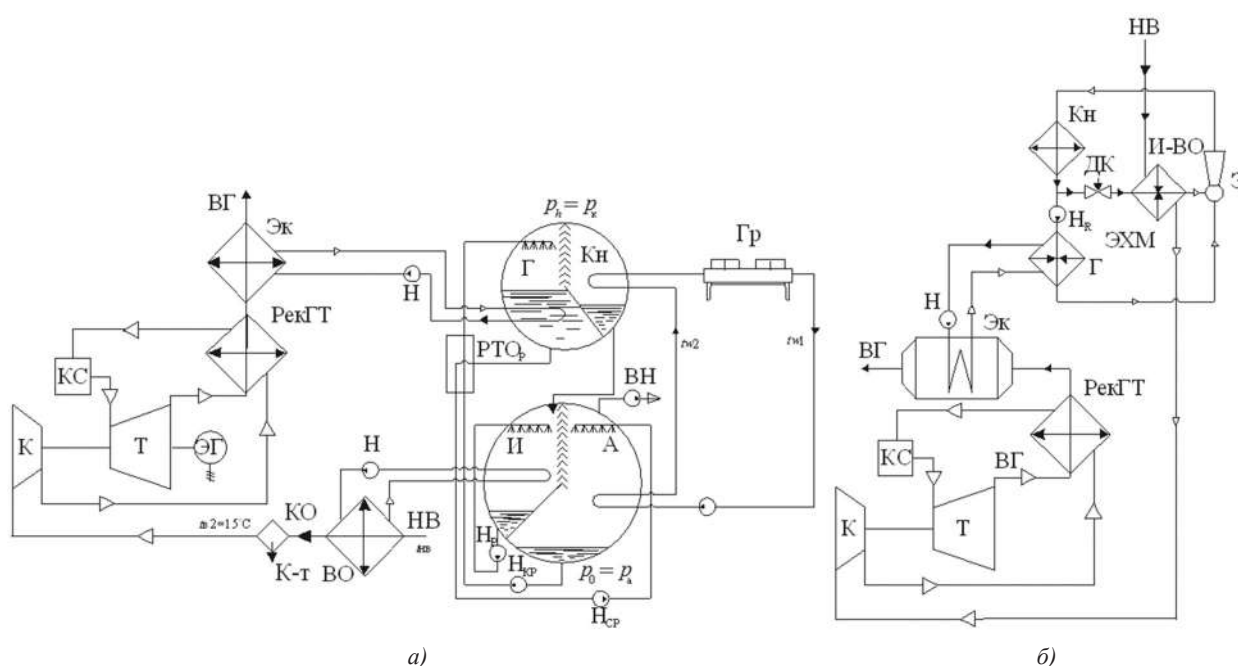


Рис. 1. Схемы систем охлаждения воздуха на входе ГТД от наружной температуры $t_{\text{HВ}}$ до $t_{\text{B}} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ (а) и до $t_{\text{B}} = 10^\circ\text{C}$ в ЭХМ (б) трансформацией теплоты выпускных газов регенеративного ГТД:

К — компрессор; Т — турбина; ЭГ — электрогенератор; КС — камера сгорания; РекГТ — рекуперативный теплообменник нагрева сжатого воздуха; Эк — экономайзер нагрева воды (теплоносителя для АБХМ и ЭХМ); НВ — наружный воздух; ВГ — выпускные газы; ВО — воздухоохладитель; КО — каплеотделитель; К-т — конденсат; АБХМ: G_A — генератор (десорбер); K_H — конденсатор; А — абсорбер; И — испаритель; PTO_p — регенеративный теплообменник растворов, H_{cp} — насос слабого раствора; H_{cp} — насос крепкого раствора; H_p — циркуляционный водяной насос; ВН — вакуум-насос; ЭХМ: Э — эжектор; K_H — конденсатор; Г — генератор пара хладона; И-ВО — испаритель-воздухоохладитель; ДК — дроссельный клапан; H_R — насос хладона

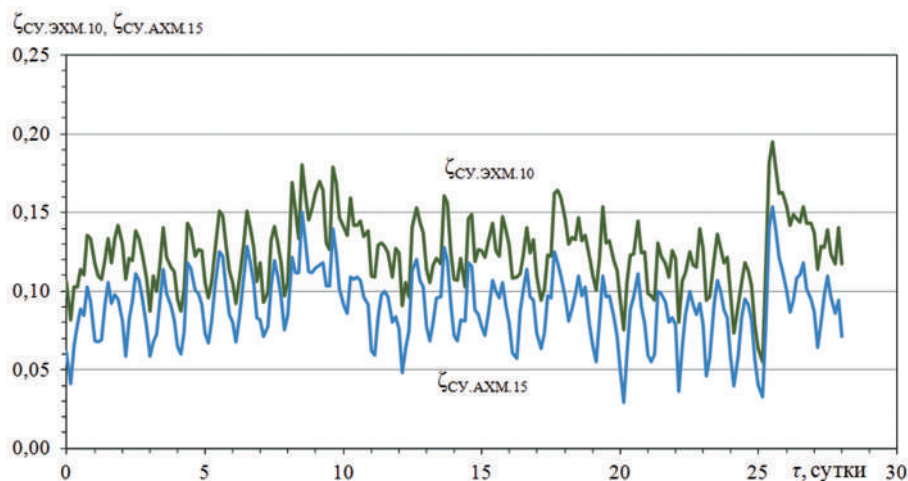


Рис. 2. Значения коэффициентов трансформации располагаемой теплоты уходящих газов ГТД $Q_{\text{гр}}$ в холод в системах утилизации с охлаждением воздуха на входе ГТД (без СКВ) от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ $\zeta_{\text{СУ.АХМ.15}}$ и от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ в ЭХМ $\zeta_{\text{СУ.ЭХМ.10}}$: $\zeta_{\text{СУ.АХМ.15}} = Q_{0.15} / Q_{\text{гр}}$; $\zeta_{\text{СУ.ЭХМ.10}} = Q_{0.10} / Q_{\text{гр}}$

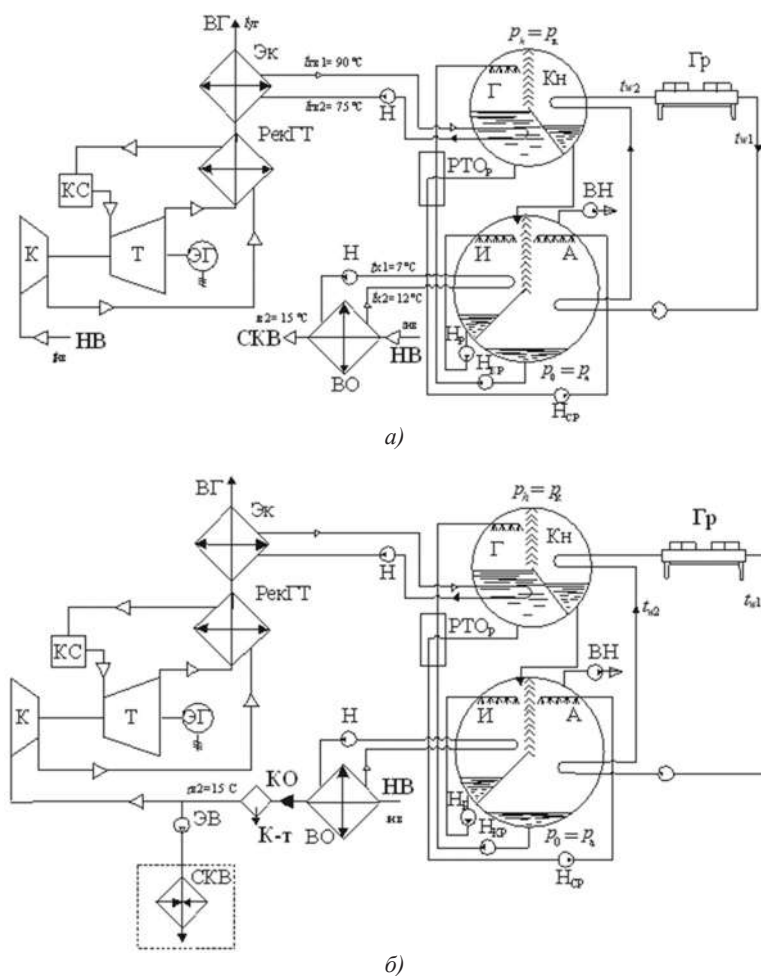


Рис. 3. Схемы систем трансформации теплоты выпускных газов регенеративного ГТД в АБХМ с охлаждением воздуха для СКВ (а), СКВ и циклового воздуха на входе ГТД (б) до температуры $t_{\text{в}} = 15^\circ\text{C}$:

К — компрессор; Т — турбина; ЭГ — электрогенератор; КС — камера сгорания; РекГТ — рекуперативный теплообменник нагрева сжатого воздуха; Эк — экономайзер нагрева воды (теплоносителя для АБХМ); НВ — наружный воздух; ВГ — выпускные газы; ВО — воздухоохладитель; ЭВ — электроventильатор; КО — каплеотделитель; К-т — конденсат; АБХМ: Γ_A — генератор (десорбер); Кн — конденсатор; А — абсорбер; И — испаритель; РТО_р — регенеративный теплообменник растворов; $H_{\text{ср}}$ — насос слабого раствора; $H_{\text{кр}}$ — насос крепкого раствора; H_p — циркуляционный водяной насос; ВН — вакуум-насос

Результаты расчета коэффициентов трансформации располагаемой теплоты уходящих газов ГТД $Q_{\text{уг}}$ в холод в системе утилизации с АБХМ и охлаждением воздуха на входе ГТД (без СКВ) от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ ($\zeta_{\text{CY.AXM.15}}$, схема на рис. 1,а), только СКВ ($\zeta_{\text{CY.KB}}$, схема на рис. 3,а) и охлаждением одновременно воздуха для СКВ ($Q_{0.\text{KB}} = 600$ кВт при $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$) и на входе ГТД от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$: ($\zeta_{\text{CY.AXM.15KB}}$, схема на рис. 3,б) приведены на рис. 4.

Как видно, требуемые значения коэффициентов трансформации располагаемой теплоты уходящих газов ГТД $Q_{\text{уг}}$ в холод в системе утилизации с АБХМ при охлаждении воздуха только СКВ ($\zeta_{\text{CY.KB}}$, схема на рис. 3,а) и одновременно воздуха для СКВ ($Q_{0.\text{KB}} = 600$ кВт при $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$) и на входе ГТД от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ ($\zeta_{\text{CY.AXM.15KB}}$, схема на рис. 3,б) меньше, чем тепловые коэффициенты АБХМ $\zeta_{\text{AXM}} = 0,7 \dots 0,8$, что свидетельствует о наличии избытка располагаемой сбросной теплоты и возможности его использования для дополнительного более глубокого доохлаждения воздуха на входе ГТД в ЭХМ в качестве бустерной низкотемпературной ступени двухступенчатого абсорбционно-эжекторного термотрансформатора.

Текущие значения избытка располагаемой теплоты уходящих газов, остающейся после ее трансформации в АБХМ (на покрытие затрат холода на охлаждение воздуха на входе ГТД от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ и СКВ) $\Delta Q_{\text{уг.15}} = Q_{\text{уг}} - Q_{\text{г.15}}$, требуемых дополнительных затрат холода $\Delta Q_{0.10} = Q_{0.10-15} = Q_{0.10} - Q_{0.15}$ на доохлаждение воздуха на входе ГТД С1000 от температуры $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ (после АБХМ) до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$, т.е. разности затрат холода на охлаждение воздуха на входе ГТД от текущей $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ ($Q_{0.10}$) и до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ ($Q_{0.15}$), а также требуемого теплового коэффициента бустерной низ-

котемпературной ЭХМ-ступени $\zeta_{\text{ЭХМ6}} = Q_{0.10-15} / \Delta Q_{\text{уг.15}}$ для трансформации избытка располагаемой теплоты в дополнительное количество холода для доохлаждения воздуха на входе ГТД С1000 от температуры $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ приведены на рис. 5.

Как видно, для доохлаждения воздуха на входе ГТД С1000 от температуры $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ (после АБХМ) до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ потребуется бустерная низкотемпературная ЭХМ-ступень с весьма малым тепловым коэффициентом $\zeta_{\text{ЭХМ6}} = Q_{0.10-15} / \Delta Q_{\text{уг.15}} = 0,05 \dots 0,06$, что объясняется большим располагаемым избытком теплоты $\Delta Q_{\text{уг.15}} = Q_{\text{уг}} - Q_{\text{г.15}}$ (где $Q_{\text{г.15}} = (Q_{0.15} + Q_{0.\text{KB}}) / \zeta_{\text{A}}$), остающейся после покрытия затрат холода на охлаждение воздуха на входе ГТД от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ и хладоснабжение СКВ ($Q_{0.\text{KB}} \approx 600$ кВт), получаемого в АБХМ с высоким тепловым коэффициентом трансформации $\zeta_{\text{A}} = 0,8$. При этом требуемый тепловой коэффициент бустерной ЭХМ-ступени $\zeta_{\text{ЭХМ6}} = 0,05 \dots 0,06$ гораздо меньше величин, характерных для ЭХМ $\zeta_{\text{ЭХМ6}} = 0,2 \dots 0,3$.

Об эффективности трансформации сбросной теплоты регенеративных ГТД в холод одноступенчатой трансформацией (в АБХМ или ЭХМ) и двухступенчатой трансформацией (в АЭХМ) можно судить по тепловым коэффициентам ζ_{CY} соответствующих систем утилизации на рис. 6.

Как видно, эффективность двухступенчатой абсорбционно-эжекторной трансформации располагаемой теплоты уходящих газов ГТД в холод на $10 \dots 30\%$ выше по сравнению с существующими системами одноступенчатой трансформации в АБХМ: $\zeta_{\text{CY.AЭXM10KB}} = 0,50 \dots 0,55$ (СКВ и охлаждение воздуха на входе ГТД до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$) против $\zeta_{\text{CY.KB}} \approx 0,38$ (СКВ) или $\zeta_{\text{CY.AXM15KB}} = 0,45 \dots 0,50$ (СКВ и охлаждение воздуха на входе ГТД до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$).

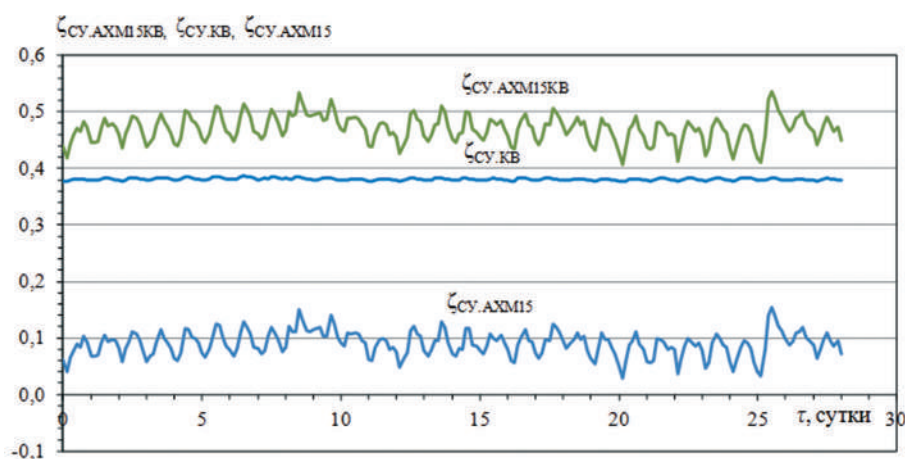


Рис. 4. Значения коэффициентов трансформации располагаемой теплоты уходящих газов ГТД $Q_{\text{уг}}$ в холод в системе утилизации с АБХМ:

$\zeta_{\text{CY.AXM.15}}$ — охлаждение воздуха на входе ГТД (без СКВ) от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$; $\zeta_{\text{CY.KB}}$ — охлаждение воздуха для СКВ ($Q_{0.\text{KB}} = 600$ кВт при $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$); $\zeta_{\text{CY.AXM.15KB}}$ — охлаждение воздуха СКВ ($Q_{0.\text{KB}} = 600$ кВт) и на входе ГТД от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$; $\zeta_{\text{CY.AXM.15}} = Q_{0.15} / Q_{\text{уг}}$; $\zeta_{\text{CY.KB}} = Q_{0.\text{KB}} / Q_{\text{уг}}$; $\zeta_{\text{CY.AXM.15KB}} = (Q_{0.15} + Q_{0.\text{KB}}) / Q_{\text{уг}}$

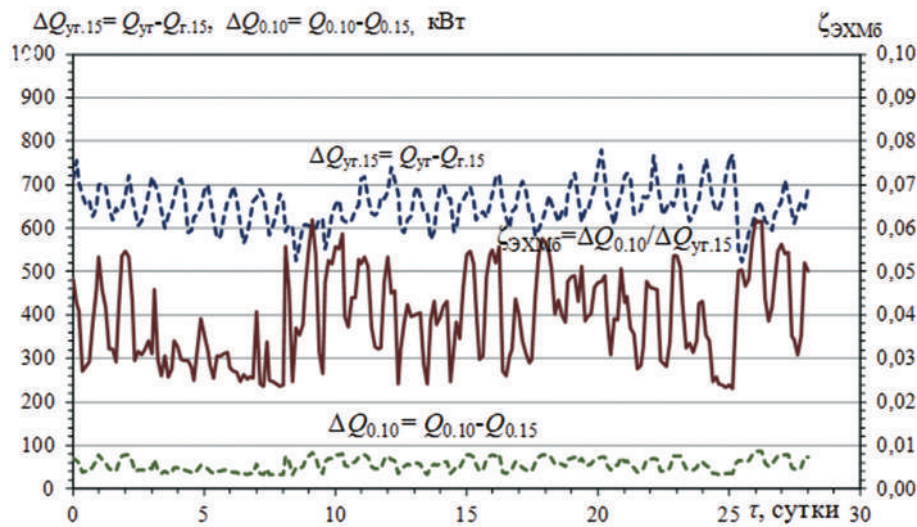


Рис. 5. Текущие значения избытка располагаемой теплоты уходящих газов ГТД С1000 $\Delta Q_{yt.15} = Q_{yt} - Q_{r.15}$, требуемых затрат холода $\Delta Q_{0.10} = Q_{0.10} - Q_{0.15}$ на доохлаждение воздуха на входе ГТД от $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ (после АБХМ) до $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$ и требуемого теплового коэффициента бустерной низкотемпературной ЭХМ $\zeta_{ЭХМ6} = \Delta Q_{0.10} / \Delta Q_{yt.15}$ трансформации избытка теплоты уходящих газов в дополнительное количество холода для доохлаждения воздуха на входе ГТД С1000 от $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$

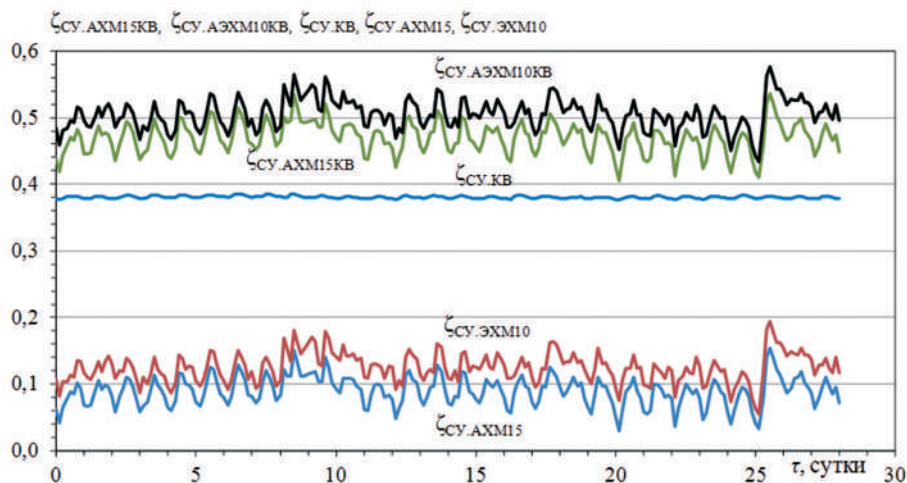


Рис. 6. Значения коэффициентов трансформации располагаемой теплоты уходящих газов ГТД Q_{yt} в холод в одноступенчатых системах утилизации: $\zeta_{CV.AXМ15KB}$ (в АБХМ охлаждение воздуха от t_{nb} до $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ на входе ГТД и СКВ), $\zeta_{CV.KB}$ (в АБХМ только СКВ), $\zeta_{CV.AXМ15}$ (в АБХМ охлаждение воздуха от t_{nb} до $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ на входе ГТД без СКВ), $\zeta_{CV.ЭХМ10}$ (в ЭХМ охлаждение воздуха от t_{nb} до $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$ на входе ГТД без СКВ), а также в двухступенчатой системе утилизации $\zeta_{CV.AЭХМ10KB}$ (в АБХМ охлаждение воздуха для СКВ и в ЭХМ воздуха на входе ГТД от t_{nb} до $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$)

ВЫВОДЫ. Показано, что для климатических условий Ливии эффективность двухступенчатой абсорбционно-эжекторной трансформации располагаемой теплоты уходящих газов ГТД в холод (с хладоснабжением систем комфортного кондиционирования и охлаждением воздуха на входе ГТД до $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$) на 10...30% выше по сравнению с существующими системами одноступенчатой трансформации в АБХМ с комфортным кондиционированием и охлаждением воздуха на входе ГТД до $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$.

Применение двухступенчатой трансформации сбросной теплоты в холод позволяет решать задачу одновременного охлаждения воздуха на входе ГТД и хладоснабжения СКВ, что является условием эффективного функционирования установок автономного энергообеспечения в условиях ограниченного теплового потенциала отработанных газов регенеративных ГТД сравнительно невысокой температурой: $t_{yt} = 250...260^\circ\text{C}$.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] *Campanary S. Technical and tariff scenarios effect on microturbine trigenerative applications / S. Campanary, E. Macchi // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2003. — Paper GT-2003-38275. — 10 p.*
- [2] *Carno, J. Micro gas turbine for combined heat and power in distributed generation [Text] / J. Carno, A. Cavani, L. Liinanki // ASME paper 98-GT-309. — 1998.*
- [3] *Capstone Turbine's Distribution Document Repository: <http://docs.capstoneturbine.com/>.*
- [4] *Ingersoll Rand. Energy Systems. Microturbine product and benefits. — 2011. — 24 p.*
- [5] **Радченко, А. М.** Трансформація теплоти в установці автономного енергозабезпечення абсорбційною холодильною машиною [Текст] / А. М. Радченко, О. В. Остапенко // Холодильна техніка та технологія. — 2015. — Т. 51, вып. 2. — С. 32–37.
- [6] **Радченко, Р. Н.** Усовершенствованный когенерационный газопоршневой модуль тригенерационной установки автономного энергообеспечения [Текст] / Р. Н. Радченко, А. В. Остапенко, А. А. Лехмус // Авиационно-космическая техника и технология. — 2015. — № 2 (119). — С. 104–107.
- [7] **Радченко, Р. М.** Глибока утилізація теплоти тригенераційної установки автономного енергозабезпечення [Текст] / Р. М. Радченко, О. В. Остапенко, І. П. Єсін, Б. С. Портной // Авиационно-космическая техника и технология. — 2015. — № 1 (118). — С. 99–103.
- [8] **Радченко, Н. И.** Охлаждение приточного воздуха машинного отделения когенерационных модулей [Текст] / Н. И. Радченко, А. В. Грич // 36. наук. праць НУК. — 2015. — Вип. № 5. — С. 81–87.
- [9] **Радченко, Р. Н.** Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки [Текст] / Р. Н. Радченко, А. В. Грич // Авиационно-космическая техника и технология. — 2014, № 6 (113). — С. 103–107.
- [10] **Bhargava, R.** Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging [Text] / R. Bhargava, C. B. Meher-Homji // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. — Paper GT-2002-30560. — 15 p.
- [11] **Радченко, Н. И.** Ступенчатое кондиционирование воздуха на входе рекуперативных ГТД утилизацией теплоты выпускных газов. [Текст] / Н. И. Радченко, С. А. Кантор, Рамзи Ел Герби // Авиационно-космическая техника и технология. — 2014. — № 3 (110). — С. 86–90.
- [12] **Радченко, А. Н.** Охлаждение воздуха на входе рекуперативных ГТД абсорбционной и эжекторной теплоиспользующими холодильными машинами. [Текст] / А. Н. Радченко, Рамзи Ел Герби // Авиационно-космическая техника и технология. — 2014. — № 5 (112). — С. 99–103.
- [13] **Радченко, А. Н.** Двухступенчатое охлаждение воздуха на входе рекуперативных ГТД каскадной абсорбционно-эжекторной теплоиспользующей холодильной машиной [Текст] / А. Н. Радченко, Рамзи Ел Герби // Авиационно-космическая техника и технология. — 2014. — № 6 (113). — С. 84–88.
- [14] **Радченко, А. Н.** Исследование охлаждения воздуха в тригенерационных комплексах автономного энергообеспечения в тропических условиях [Текст] / А. Н. Радченко, Рамзи Ел Герби // 36. наук. праць НУК. — 2015. — Вип. № 5. — С. 70–76.

© Рамзі Камел Ел Гербі, А. М. Радченко

Надійшла до редколегії 01.04.2016

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф. С. І. Сербін