

DOI 10.15589/jnn20150611

УДК 621.438.13:621.57

P15

INVESTIGATION OF AIR COOLING IN TRIGENERATION INTEGRATED ENERGY COMPLEXES IN TROPICAL CONDITIONS

ИССЛЕДОВАНИЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА В ТРИГЕНЕРАЦИОННЫХ КОМПЛЕКСАХ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ В ТРОПИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

Andrii M. Radchenko

andrad69@mail.ru

ORCID: 0000-0002-8735-9205

Ramzi Kamel El Gerbi

mazd77best@yahoo.com

ORCID: 0000-0003-3505-3463

А. Н. Радченкоканд. техн. наук, доц.¹**Рамзи Камел Эл Герби**доктор философии²¹*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*²*Technical University of Libya*¹*Національний університет кораблебудування, м. Николаєв, Україна*²*Ливійський технічний університет, м. Триполі, Лівія*

Abstract. A cooling capacity produced by using the waste heat of exhaust gas of regenerative gas turbine engines with heating the compressed air before the combustion chamber by exhaust gases has been compared with the cooling capacity wasted for gas turbine engine intake cyclic air chilling and for space air conditioning by waste heat recovery absorption lithium-bromide chiller and refrigerant ejector chiller. It was shown that each chiller alone is unable to provide deep cooling of gas turbine engine cyclic air because of comparatively not low temperature of coolant-cooled water from absorption lithium-bromide chiller $t_c = 7 \dots 10$ °C and space air conditioning in tropical conditions because of not high heat potential of regenerative gas turbine engine exhaust gas (gas temperature $t_g = 250 \dots 280$ °C) for gas turbine engine intake cyclic air deep cooling down to the temperature $t_{air2} = 10$ °C and lower by refrigerant ejector chiller. The reserves to increase the efficiency of transformation of regenerative gas turbine engine exhaust gas heat into a cold have been revealed and the schemes of the heat transformation systems that provide the increase in power refrigeration capacity (gas turbine engine intake cyclic air cooling) and in technological refrigeration capacity (space air conditioning) for their performance in tropical conditions have been developed. The application of absorption lithium-bromide chiller as a high-temperature stage of gas turbine engine intake air cooling and space air conditioning and refrigerant ejector chiller as low-temperature stage of gas turbine engine intake air deep cooling has been proved.

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

Анотація. Виявлені резерви підвищення ефективності трансформації теплоти випускних газів регенеративних газотурбінних двигунів в холод і розроблені схемні рішення систем трансформації, що забезпечують збільшення виробництва холоду енергетичного (охолодження циклового повітря на вході газотурбінних двигунів) і технологічного (кондиціонування повітря автономних комплексів) призначення при експлуатації в умовах тропічного клімату.

Ключові слова: абсорбційна бромисто-літїєва холодильна машина; хладонова ежекторна холодильна машина; регенеративний газотурбінний двигун; енергетичне охолодження повітря; комфортне кондиціонування повітря; скидна теплота випускного газу.

Аннотация. Выявлены резервы повышения эффективности трансформации теплоты выпускных газов регенеративных газотурбинных двигателей в холод и разработаны схемные решения систем трансформации, обеспечивающих увеличение выработки холода энергетического (охлаждение циклового воздуха на входе газотурбинных двигателей) и технологического (кондиционирование воздуха автономных комплексов) назначения при эксплуатации в условиях тропического климата.

Ключевые слова: абсорбционная бромисто-литиевая холодильная машина; хладоносовая эжекторная холодильная машина; регенеративный газотурбинный двигатель; энергетическое охлаждение воздуха; комфортное кондиционирование воздуха; сбросная теплота выпускного газа.

REFERENCES

- [1] Radchenko A. M., Ostapenko O. V. *Transformaciya teploty v ustanovci avtonomnogo energozabezpecheniya absorbcionnoy choolodylnoy mashynoy* [Transformation of heat in integrated energy system by absorption chiller]. *Choolodylna tehnika ta tehnologiya — Refrigeration technique and technology*, 2015. — T. 51, Vyp. 2.— p. 32–37.
- [2] Radchenko A. N., Kantor S. A. *Metod vybora racionalnoi teplovoi nagruzki absorbcionno-ezhektornogo termotransformatora ohlazhdeniya vozduha na vhode regenerativnykh GTU kompressornykh stanciy* [A method to choose a rational heat load of absorption-ejector thermotransformer for cooling the air at the inlet of regenerative GTU of compressor stations]. *Aviacionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya — Aerospace technics and technology*, 2015. issue 5(122). pp. 61–64.
- [3] Radchenko A. N., Kantor S. A. *Metodologicheskii podhod k racionalnomu proektirovaniyu kombinirovannoi teploispolzuyushchei sistemy ohlazhdeniya vozduha na vhode gazoturbinnyykh ustanovok* [Methodological approach to rational designing of combined waste heat recovery system for gas turbine unit intake air cooling] *Aviacionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya — Aerospace technics and technology*, 2015. issue 4(121). pp. 76–79.
- [4] Radchenko A. N., Kantor S. A., Ostapenko A. V. *Stupenchataya transformaciya sbrosnoi teploty gazovykh dvigatelei* [Stage transformation of the waste heat of gas engines]. *Radioelektronni i kompyuterni sistemy — Radioelectronic and computer systems*. 2015. issue 1 (69). pp. 71–74.
- [5] Radchenko N. I., Grich A. V. *Ohlazhdenie pritochnogo vozduha mashinnogo otdeleniya kogeneratsionnykh modulei* [Cooling of intake air of engine room for gas engine cogeneration modules] *Zbirnyk naukovykh prac NUK — Collection of scientific publications of NUS*. 2015. issue 5 (48).
- [6] Radchenko N. I., Kantor S. A., Ramzi El Gerbi. *Stupenchatoe kondicionirovanie vozduha na vhode rekuperativnykh GTD utilizatsiei teploty vypusknykh gazov* [Stage conditioning of recuperative GTE intake air by utilization of exhaust gas heat]. *Aviacionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya — Aerospace technics and technology*. 2014. issue 3 (110). pp. 86–90.
- [7] Radchenko, R. M., Ostapenko O. V., Esin I. P., Portnoy B. S. *Glyboka utylizatsiya teploty trygeneratsionnoi ustanovky avtonomnogo energozabezpecheniya* [Deep heat utilization in trigeneration reciprocating gas engine installation for integrated energy supply] *Aviacionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya — Aerospace technics and technology*. 2015. issue 1 (118). pp. 99–103.
- [8] Radchenko R. N., Grych A. V. *Dvuhstupenchatoe ohlazhdenie pritochnogo vozduha gazovykh dvigatelei trygeneratsionnoi ustanovki* [Two-stage intake air cooling for gas engines of trigeneration system] *Aviacionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya — Aerospace technics and technology*. 2014. issue 6 (113). pp. 103–107.
- [9] Radchenko R. N., Ostapenko A. V., Lehmus A. A. *Uovershenstvovannyy kogeneratsionnyy gazoporshnevoi modul trygeneratsionnoi ustanovky avtonomnogo energoobespecheniya* [Improved cogeneration reciprocating gas engine module of trigeneration plant for integrated energy supply] *Aviacionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya — Aerospace technics and technology*. 2015. issue 2 (119). pp. 104–107.
- [10] Bortmany, J. N. Assessment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air. Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. Paper GT-2002-30657. 12 p.
- [11] 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.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В комплексах автономного электро-, тепло- и хладоснабжения в качестве базовых двигателей наиболее часто применяются газотурбинные двигатели (ГТД) регенеративного типа, в которых сжатый воздух перед камерой сгорания нагревается выпускными газами. Поскольку с повышением температуры наружного воздуха $t_{\text{вв}}$ на входе термодинамическая эффективность ГТД снижается, то его охлаждение обеспечивало бы поддержание высокой топливной экономичности двигателей [4].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В большинстве случаев такие ГТД поставляются в когенерационном исполнении с утилизационны-

ми водогрейными котлами (экономайзерами, позволяющими получать горячую воду с температурой $t_r = 90...95$ °С. В тригенерационных установках для хладоснабжения систем кондиционирования применяются высокоэффективные абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины (АБХМ), использующие теплоту горячей воды и обеспечивающие охлаждение воздуха до температуры не ниже $t_{\text{в2}} = 15$ °С, поскольку температура получаемой в них холодной воды $t_x = 7...10$ °С [1, 5, 6, 10].

Глубокое охлаждение воздуха на входе ГТД до температуры ниже $t_{\text{в2}} = 15$ °С возможно только в случае применения двухступенчатых АБХМ, для которых требуются источники теплоты более высокого потенциала — горячая вода с температурой примерно 140 °С или водяной пар. Хладоновые эжекторные

холодильные машины (ЭХМ), в которых хладон кипит при температуре $t_0 = 2...4$ °С способны охлаждать воздух до более низких температур $t_{b2} = 7...10$ °С [4, 7, 8]. Однако из-за сравнительно невысокого теплового потенциала выпускных газов регенеративных ГТД (температура газов около 250 °С) одновременное охлаждение воздуха на входе ГТД и комфортное кондиционирование автономных комплексов различного назначения (гостиничных, торгово-развлекательных и т.д.) весьма проблематично.

В отличие от существующих подходов к утилизации сбросной теплоты двигателей с получением холода, в частности, для кондиционирования воздуха или же энергетических целей охлаждения циклового воздуха самих двигателей решение задачи одновременного холодоснабжения обеспечивало бы эффективное функционирование комплексов автономного энергообеспечения [2, 3, 6].

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — анализ возможности одновременного глубокого охлаждения циклового воздуха на входе регенеративных ГТД и кондиционирования воздуха автономных комплексов теплоиспользующими АБХМ и ЭХМ в климатических условиях Ливии.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В качестве примера рассмотрена установка автономного энергообеспечения из пяти регенеративных ГТД фирмы Capstone C200 суммарной электрической мощностью 1000 кВт для электроснабжения и хладоснабжения системы кондиционирования воздуха (СКВ) офисного комплекса (тепловая нагрузка СКВ комплекса $Q_{0,KB} \approx 600$ кВт), которая в отличие от существующих обеспечивает еще и охлаждение циклового воздуха на входе ГТД. Схема системы глубокого

(до температуры $t_b = 10$ °С) охлаждения циклового воздуха на входе регенеративного ГТД в испарителе-воздухоохладителе (И-ВО) ЭХМ хладоном, кипящим при температуре $t_0 = 2...5$ °С, и охлаждения воздуха для СКВ до температуры $t_b = 15$ °С в АБХМ холодной водой с температурой $t_x = 7$ °С путем трансформации теплоты выпускных газов ГТД приведена на рис. 1.

Такая система трансформации тепла в холод включает две самостоятельные АБХМ и ЭХМ, не связанные рабочими циклами, выработкой и использованием холода (для охлаждения циклового воздуха ГТД и СКВ): в ЭХМ охлаждают цикловой воздух ГТД (энергетическое применение холода), а в АБХМ — воздух СКВ обитаемого комплекса (технологическое назначение).

Температура холодной воды (хладоносителя), поступающей из АБХМ, $t_x = 7...10$ °С, что не позволяет охлаждать воздух ниже $t_{b2} = 15$ °С (с учетом разности температур $t_{b2} - t_x = 8...10$ °С). Охлаждение воздуха до температуры $t_{b2} = 15$ °С 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, $t_{b2} = 10$ °С.

Текущие затраты холода $Q_{0,15}$ на охлаждение воздуха на входе ГТД Capstone C1000 (мощность 1000 кВт) в АБХМ (от t_{nb} до $t_{b2} = 15$ °С) и для системы кондиционирования воздуха $Q_{0,KB}$ (до $t_{b2} = 15$ °С), суммарные затраты холода $Q_{0,сум.15}$ на охлаждение воздуха на входе ГТД и кондиционирование, а также холодопроизводительность $Q_{0,ур.15}$, получаемая за счет располагаемой теплоты газов $Q_{ур}$ в АБХМ, приведены на рис. 2.

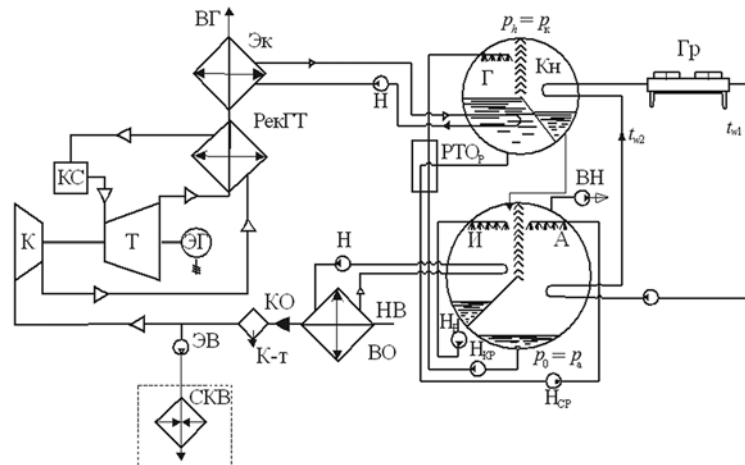


Рис. 1. Схема системы непосредственного охлаждения циклового воздуха на входе ГТД и воздуха СКВ до температуры $t_b = 15$ °С в АБХМ трансформацией теплоты выпускных газов регенеративного ГТД:

К — компрессор; Т — турбина; ЭГ — электрогенератор; КС — камера сгорания; РТО — регенеративный теплообменник нагрева сжатого воздуха; Эк — экономайзер нагрева воды (теплоносителя для АБХМ); НВ — наружный воздух; ВГ — выпускные газы; КО — каплеотделитель; К-т — конденсат; АБХМ: Г_А — генератор (десорбер); Кн — конденсатор; А — абсорбер; И — испаритель; РТО_р — регенеративный теплообменник растворов; Н_{сп} — насос слабого раствора; Н_{кр} — насос крепкого раствора; Н_п — циркуляционный водяной насос; ВН — вакуум-насос

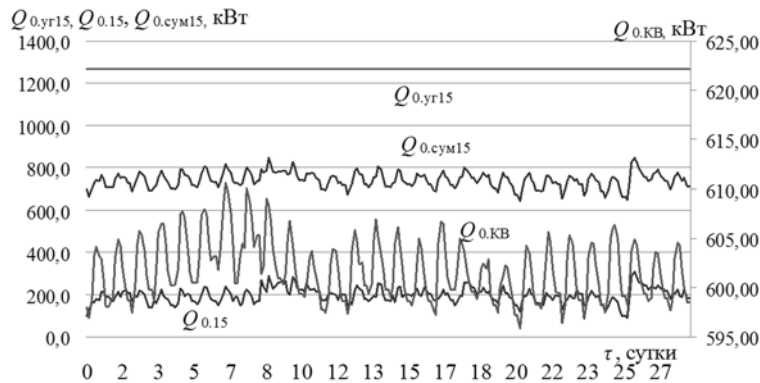


Рис. 2. Текущие затраты холода $Q_{0,15}$ на охлаждение воздуха на входе ГТД С1000 в АБХМ (от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$) и для системы кондиционирования воздуха $Q_{0,KB}$, суммарные затраты холода $Q_{0,сум15}$ на охлаждение воздуха на входе ГТД в АБХМ и кондиционирование, а также холодопроизводительность $Q_{0,уг,15}$, получаемая за счет располагаемой теплоты газов $Q_{уг}$ в АБХМ

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

Другой вариант утилизации теплоты выпускных газов регенеративного ГТД — в ЭХМ с глубоким охлаждением воздуха до температуры $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, но при невысокой эффективности трансформации теплоты в холод ($\zeta_{ЭХМ} = 0,3$) [9–11]. При этом воздух для СКВ с температурой $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ получают смешиванием охлажденного воздуха с температурой $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, на получение которого затрачено холод $Q_{0,KB,см}$ в ЭХМ, с наружным воздухом. Схема системы глубокого охлаждения воздуха до температуры $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ в испарителе-воздухоохладителе ЭХМ хладоном, кипящим при температуре $t_0 = 3 \dots 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, подачи холодного воздуха с температурой $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ на вход ГТД, а его смеси с наружным воздухом (температура смеси $t_{в} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$) в СКВ дана на рис. 3.

Текущие расходы холода на охлаждение воздуха на входе ГТД С1000 в ЭХМ (до $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$) $Q_{0,10}$ и затраты низкотемпературного холода $Q_{0,KB,см}$ в виде охлажденного воздуха с температурой $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, который смешивают с наружным воздухом с текущей температурой $t_{нв}$, чтобы получить холод $Q_{0,KB} \approx 600\text{ кВт}$ при $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ для кондиционирования (схема на рис. 3), соответствующие суммарные затраты холода $Q_{0,сум10,см}$ (включая $Q_{0,KB,см}$), а также располагаемое количество холода $Q_{0,уг,10}$, полученного трансформацией теплоты уходящих газов $Q_{уг}$ в ЭХМ (холодопроизводительность ЭХМ), приведены на рис. 4.

Как видно, имеющейся холодопроизводительности $Q_{0,уг,10} \approx 480\text{ кВт}$ (график — горизонтальная

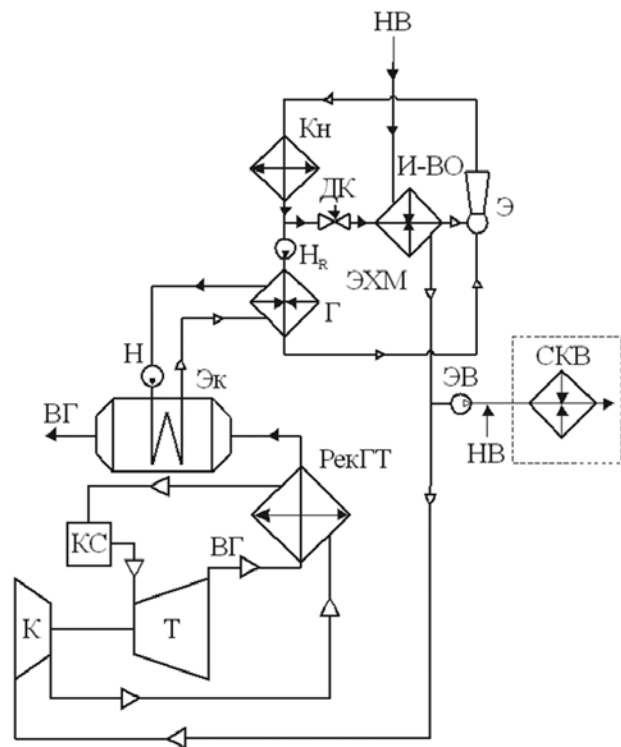


Рис. 3. Схема системы трансформации теплоты выпускных газов регенеративного ГТД с глубоким охлаждением воздуха в ЭХМ, подачей холодного воздуха в ГТД, а его смеси с наружным воздухом — в СКВ:

К — компрессор; Т — турбина; ЭГ — электрогенератор; КС — камера сгорания; РТО — регенеративный теплообменник нагрева сжатого воздуха; Эж — экономайзер нагрева воды (теплоносителя для АБХМ); НВ — наружный воздух; ВГ — выпускные газы; ЭВ — электровентилятор; СКВ — система комфортного кондиционирования воздуха; Э — эжектор; Кн — конденсатор; Г — генератор пара хладона; И-ВО — испаритель-воздухоохладитель; ДК — дроссельный клапан; Н — насос хладона

прямая), которую можно получить из располагаемой теплоты газов $Q_{\text{уг}}$ в ЭХМ, недостаточно для охлаждения воздуха до 10°C : $Q_{0,\text{уг},10} < Q_{0,\text{сум}10,\text{см}} = 600 \dots 750$ кВт. Причина в том, что холод $Q_{0,10}$, необходимый для глубокого охлаждения циклового воздуха на входе ГТД до температуры $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$, получают в ЭХМ при сравнительно низких значениях коэффициента трансформации теплоты $\zeta_3 = 0,3$ ($\zeta_3 = 0,20 \dots 0,30$ при $t_{\text{к}} = 35^\circ\text{C}$ и $t_0 = 2 \dots 5^\circ\text{C}$).

О наличии избытка холода высокотемпературного уровня ($t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$), полученного трансформацией располагаемой теплоты уходящих газов ГТД $Q_{\text{уг}}$ в АБХМ (с высоким тепловым коэффициентом $\zeta_A = 0,8$) $Q_{0,\text{уг},15}$, по сравнению с требуемыми суммарными расходами высокотемпературного холода ($t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$) на СКВ

и охлаждение циклового воздуха на входе ГТД (от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$) $Q_{0,\text{сум}15} = Q_{0,15} + Q_{0,\text{КВ}}$ и, наоборот, дефицита холода низкотемпературного уровня $Q_{0,\text{уг},10}$ ($t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$), полученного трансформацией теплоты газов $Q_{\text{уг}}$ в ЭХМ (с низким $\zeta_3 = 0,3$), для глубокого охлаждения воздуха на входе ГТД (от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$) $Q_{0,10}$ и кондиционирования воздуха смешением низкотемпературного холода $Q_{0,\text{КВ},\text{см}}$ (воздуха с температурой $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$) с наружным воздухом с текущей температурой $t_{\text{нв}}$ для получения холода $Q_{0,\text{КВ}} \approx 600$ кВт при $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ (схема на рис. 3) с суммарными затратами низкотемпературного холода $Q_{0,\text{сум}10,\text{см}} = Q_{0,10} + Q_{0,\text{КВ},\text{см}}$, можно судить по рис. 5.

Как видно, располагаемой теплоты уходящих газов регенеративного ГТД $Q_{\text{уг}} = 1600$ кВт и полу-

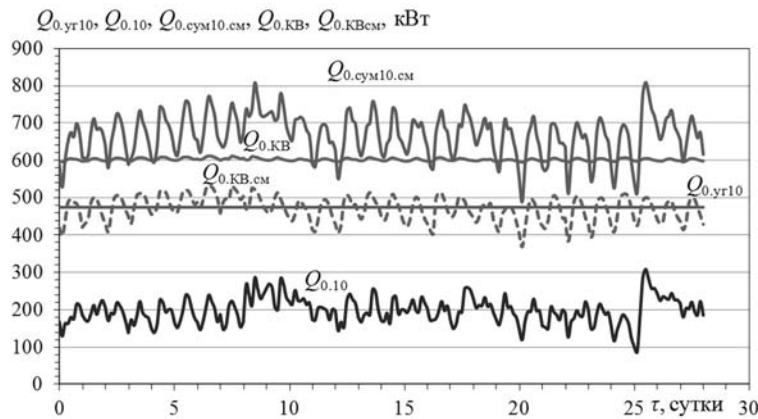


Рис. 4. Текущие расходы холода на охлаждение воздуха на входе ГТД в ЭХМ (до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$) $Q_{0,10}$, кондиционирование воздуха $Q_{0,\text{КВ}}$ (при $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$) и $Q_{0,\text{КВ},\text{см}}$ ($t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$), суммарные затраты холода $Q_{0,\text{сум}10,\text{см}}$, а также холодопроизводительность $Q_{0,\text{уг},10}$, полученная из располагаемой теплоты газов $Q_{\text{уг}}$ в ЭХМ при охлаждении воздуха до 10°C :

$$Q_{0,\text{сум}10,\text{см}} = Q_{0,\text{КВ},\text{см}} + Q_{0,10}; \text{ — } Q_{0,\text{сум}10} \text{ и } Q_{0,\text{КВ}}; Q_{0,\text{уг},10} \approx 480 \text{ кВт}; \text{ - - - } Q_{0,\text{сум}10,\text{см}} \text{ и } Q_{0,\text{КВ},\text{см}}$$

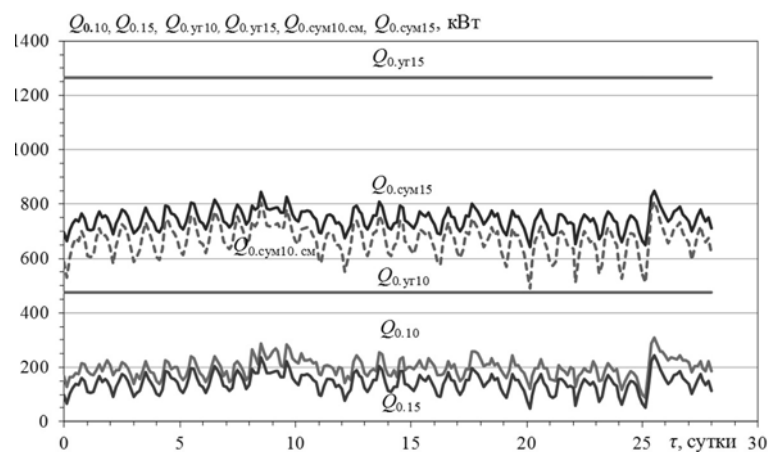


Рис. 5. Текущие суммарные расходы холода, включая кондиционирование воздуха СКВ и охлаждение воздуха на входе ГТД, в АБХМ (от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$) $Q_{0,\text{сум}15}$ и в ЭХМ (от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$) $Q_{0,\text{сум}10}$, а также холодопроизводительности, полученные из располагаемой теплоты газов $Q_{\text{уг}}$ в АБХМ $Q_{0,\text{уг},15}$ при охлаждении воздуха до 15°C и в ЭХМ $Q_{0,\text{уг},10}$ при охлаждении воздуха до 10°C :

$$Q_{0,\text{сум}10,\text{см}} = Q_{0,\text{КВ},\text{см}} + Q_{0,10}; \text{ — } Q_{0,\text{сум}15}, Q_{0,10}, Q_{0,15}, Q_{0,\text{уг},10}, Q_{0,\text{уг},15}; \text{ - - - } Q_{0,\text{сум}10,\text{см}}$$

чаемого из нее холода $Q_{0, \text{вр}15}$ высокотемпературного уровня ($t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$) в АБХМ (с высоким тепловым коэффициентом $\zeta_A = 0,8$), больше, чем требуется для покрытия суммарных затрат высокотемпературного холода $Q_{0, \text{сум}15}$. Однако располагаемой теплоты газов $Q_{\text{гр}}$ и полученного холода $Q_{0, \text{вр}10}$ низкого температурного уровня ($t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$) в ЭХМ ($\zeta_{\text{ЭХМ}} = 0,3$) меньше, чем необходимо для покрытия суммарных затрат низкотемпературного холода $Q_{0, \text{сум}10, \text{см}}$. Дефицит холода можно устранить, применяя принципиально новый — ступенчатый способ трансформации тепла в холод теплоиспользующими холодильными машинами разного типа.

Сравнивая избыток располагаемой теплоты уходящих газов сверх ее потребности для АБХМ (на покрытие затрат холода на охлаждение циклового воздуха на входе ГТД от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ и СКВ): $\Delta Q_{\text{гр}15} = Q_{\text{гр}} - Q_{\text{г}15}$, с одной стороны, и требуемые затраты холода $\Delta Q_{0,10} = Q_{0,10-15} = Q_{0,10} - Q_{0,15}$ на доохлаждение циклового воздуха на входе ГТД от $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ (после АБХМ) до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$ (в ЭХМ), с другой стороны, можно определить необходимую эффективность трансформации избыточной теплоты уходящих газов $\Delta Q_{\text{гр}15}$ в дополнительный холод $\Delta Q_{0,10} = Q_{0,10-15} = Q_{0,10} - Q_{0,15}$ на доохлаждение циклового воздуха на входе ГТД от $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$, т.е. тепловой коэффициент дополнительной бустерной низкотемпературной (с охлаждением воздуха от $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$) ступени трансформации избыточной теплоты газов в холод низкотемпературного уровня, например в ЭХМ: $\zeta_{\text{ЭХМ}} = \Delta Q_{0,10} / \Delta Q_{\text{гр}15} = Q_{0,10-15} / \Delta Q_{\text{гр}15}$.

Текущие значения 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 $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ (после АБХМ) до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$, т.е. разности

затрат холода на охлаждение воздуха на входе ГТД от текущей $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$ ($Q_{0,10}$) и до $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ ($Q_{0,15}$), избыток располагаемой теплоты уходящих газов сверх ее потребности для АБХМ (на покрытие затрат холода на охлаждение воздуха на входе ГТД от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ и СКВ) $\Delta Q_{\text{гр}15} = Q_{\text{гр}} - Q_{\text{г}15}$, а также требуемого теплового коэффициента $\zeta_{\text{ЭХМ}} = Q_{0,10-15} / \Delta Q_{\text{гр}15}$ трансформации избытка располагаемой теплоты уходящих газов в дополнительное количество холода, необходимого для доохлаждения воздуха на входе ГТД С1000 от температуры $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$ в ЭХМ бустерной низкотемпературной ступени, приведены на рис. 6.

Как видно, для доохлаждения воздуха на входе ГТД С1000 от температуры $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$ потребуется бустерная низкотемпературная ЭХМ-ступень с весьма малым тепловым коэффициентом $\zeta_{\text{ЭХМ}} = Q_{0,10-15} / \Delta Q_{\text{гр}15} \approx 0,06$, что объясняется большим располагаемым избытком теплоты $\Delta Q_{\text{гр}15} = Q_{\text{гр}} - Q_{\text{г}15}$ (где $Q_{\text{г}15} = (Q_{0,15} + Q_{0, \text{КВ}}) / \zeta_A$), остающейся после покрытия затрат холода на охлаждение воздуха на входе ГТД от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ и хладоснабжения СКВ ($Q_{0, \text{КВ}} \approx 600$ кВт), причем получаемого в АБХМ с высоким тепловым коэффициентом трансформации $\zeta_A = 0,8$ (соответственно с малыми затратами теплоты $Q_{\text{г}15} = (Q_{0,15} + Q_{0, \text{КВ}}) / \zeta_A$), с одной стороны, и сравнительно малыми требуемыми затратами холода на доохлаждение воздуха от температуры $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ (после АБХМ) до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$ (на входе ГТД): $Q_{0,10-15} = Q_{0,10} - Q_{0,15, \text{с}}$ другой стороны.

Таким образом, система трансформации тепла в холод теплоиспользующими холодильными машинами АБХМ как ступени высокотемпературного охлаждения воздуха от текущих наружных температур $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ и ЭХМ в качестве бустерной ступени

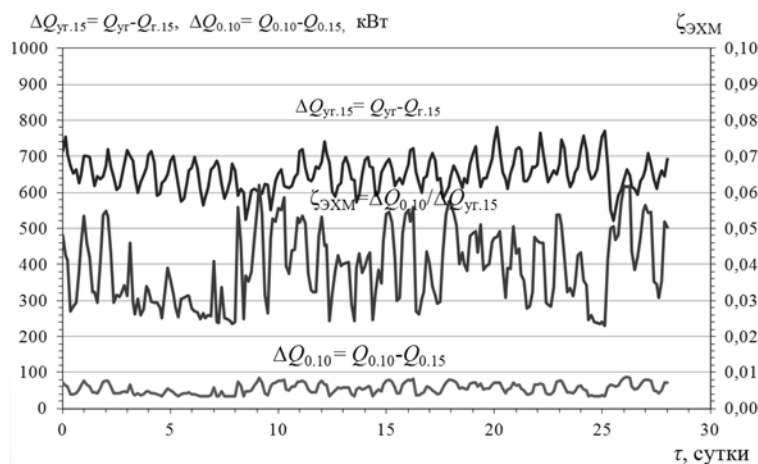


Рис. 6. Текущие значения требуемых затрат холода $\Delta Q_{0,10} = Q_{0,10} - Q_{0,15}$ на доохлаждение циклового воздуха на входе ГТД от $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ (после АБХМ) до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$, избытка располагаемой теплоты уходящих газов $\Delta Q_{\text{гр}15} = Q_{\text{гр}} - Q_{\text{г}15}$ и требуемого теплового коэффициента $\zeta_{\text{ЭХМ}} = Q_{0,10-15} / \Delta Q_{\text{гр}15}$ трансформации избытка теплоты уходящих газов в дополнительное количество холода для доохлаждения воздуха на входе ГТД С1000 от $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$ в бустерной низкотемпературной ЭХМ

доохладження повітря після АБХМ от температури $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ [2, 3, 6] являється найбільш раціональним варіантом рішення задачі одночасного глибокого охолодження циклового повітря на вході регенеративної ГТД і кондиціонування повітря автономного комплексу в кліматических умовах Лівії.

ВИВОДИ. По результатам сравнения располагаемого холода, полученного за счет теплоты уходящих газов регенеративных ГТД, и требуемых его затрат для охлаждения циклового воздуха на входе ГТД и кондиционирования воздуха автономных комплексов 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 газов регенеративных ГТД.

Разработаны схемные решения систем трансформации, обеспечивающих увеличение выработки холода энергетического (охлаждение циклового воздуха на входе ГТД) и технологического (кондиционирование воздуха автономных комплексов) назначения при эксплуатации в условиях тропического климата. 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.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] 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, вип. 2. — С. 32–37.
- [2] Радченко, А. Н. Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // Авиационно-космическая техника и технология. — 2015. — № 5 (122). — С. 61–64.
- [3] Радченко, А. Н. Методологический подход к рациональному проектированию комбинированной теплоиспользующей системы охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор. // Авиационно-космическая техника и технология. — 2015. — № 4 (121). — С. 76–79.
- [4] Радченко, А. Н. Ступенчатая трансформация сбросной теплоты газовых двигателей [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор, А. В. Остапенко // Радіоелектронні і комп'ютерні системи. — 2015. — № 1 (69). — С. 71–74.
- [5] Радченко, Н. И. Охлаждение приточного воздуха машинного отделения когенерационных модулей [Текст] / Н. И. Радченко, А. В. Грич // 36. наук. праць НУК. — 2015. — Вип. № 5 (48).
- [6] 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.
- [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, 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.
- [9] 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.
- [10] Bortmany, J. N. Assesmtent of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air [Текст] / J. N. Bortmany // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. — Paper GT-2002-30657. — 12 p.
- [11] 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.

© А. М. Радченко, Рамзи Камел Ел Герби

Надійшла до редколегії 03.12.2015

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф. М. Р. Кач