

DOI 10.15589/jnn20150309
УДК 621.438:621.57
P15

**METHOD FOR ASSESSMENT OF THE THERMAL EFFICIENCY
OF THERMOTRANSFORMERS OF THE COMBINED TYPE FOR AIR COOLING
AT THE INLET OF THE REGENERATIVE GAS TURBINE PLANT**

**МЕТОД ОЦЕНКИ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ
КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ
РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК**

Andrii M. Radchenko
andrii.radchenko@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0002-8735-9205
Serhii A. Kantor
s_kantor@mail.ru
ORCID: 0000-0001-5050-5937

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

С. А. Кантор
инж.²

¹*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

²*OJSC Equator Plant, Mykolaiv*

¹*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев*

²*ПАО «Завод «Экватор», г. Николаев*

Abstract. A method for assessment of the efficiency of transformation of the exhaust gas heat into cold in the regenerative GTP with the inlet air cooling has been suggested. It also involves the exhaust gases heating the compressed air before a combustion chamber and after the turbine. The thermotransformer of the combined type is discussed; it features the heat-recovery absorption lithium-bromide cooling machine as a high temperature cooling stage and the ejector cooling machine as a low temperature cooling stage. The method allows assessing the efficiency of the heat-cold transformation by the heat consumed, choosing the type of the thermotransformer, calculating the rational installed cooling capacity (the heat loads) both of the whole thermotransformer of the combined type and its high- and low temperature cooling stages. These stages provide maximal fuel saving under the specific climatic conditions of the GTP operation with limited heat potential of the exhaust gas waste heat.

Key words: heat transformation; heat-recovery cooling machine of the combined type; gas turbine plant.

Аннотация. Предложен метод оценки эффективности трансформации теплоты отработанных газов регенеративных газотурбинных установок в холод с охлаждением воздуха на входе. Рассмотрен термотрансформатор комбинированного типа с теплоиспользующими абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной в качестве высокотемпературной ступени охлаждения и эжекторной холодильной машиной как низкотемпературной ступенью.

Ключевые слова: трансформация теплоты; теплоиспользующая холодильная машина комбинированного типа; газотурбинная установка.

Анотація. Запропоновано метод оцінки ефективності трансформації теплоти відпрацьованих газів регенеративних газотурбінних установок у холод з охолодженням повітря на вході. Розглянуто термотрансформатор комбінованого типу з тепловикористовуючими абсорбційною бромистолітійовою холодильною машиною як високотемпературним ступенем охолодження й ежекторною холодильною машиною як низькотемпературним ступенем.

Ключові слова: трансформація теплоти; тепловикористовуюча холодильна машина комбінованого типу; газотурбінна установка.

REFERENCES

- [1] Nikolaevskie gazovye turbiny promyshlennogo primeneniya [Mykolaiv gas turbines of industrial use]. Nikolaev, GP NPKGT «Zorya» – «Mashproekt» Publ., 2004. 20 p.
- [2] Radchenko A. N., Kantor S. A. Effektivnost sposobov okhlazhdeniya vozdukha na vkhode GTU kompresornykh stantsiy v zavisimosti ot klimaticheskikh usloviy [Efficiency of the methods of air cooling at the inlet

of the GTU compressor stations depending on climatic conditions]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace engineering and technology*, 2015, no. 1, issue 118, pp. 95 – 98.

- [3] Radchenko A. N., Kantor S. A. Otsenka potentsiala okhlazhdeniya vozdukha na vkhode gazoturbinykh ustanovok transformatsiyey teploty otrabotannykh gazov v teploispolzuyushchikh kholodilnykh mashinakh [Assessment of the potential of the air cooling at the inlet of gas turbine units by transforming the exhaust gases heat in the heat-recovery cooling machines]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace engineering and technology*, 2014, no. 4, issue 111, pp. 56 – 59.
- [4] 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.
- [5] 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.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

При повышенных температурах наружного воздуха $t_{нв}$ на входе термодинамическая эффективность газотурбинных установок (ГТУ) снижается [1, 4, 5]. Для ГТУ производства ГП НПКГ «Зоря»–«Машпроект» с увеличением температуры $t_{нв}$ на 10 °С уменьшается КПД на 0,8...1,0% в абсолютных и на 2,7...2,8% в относительных величинах. Удельный расход топлива ГТУ при этом возрастает на 7...8 г / (кВт · ч). Повысить эффективность ГТУ и за счет этого сократить расход топлива при высоких температурах $t_{нв}$ воздуха на входе можно путем его предварительного охлаждения теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), трансформирующими в холод теплоту отработанных газов [2, 3, 5]. Поскольку при эксплуатации ГТУ имеют место значительные сезонные и суточные изменения температур воздуха, соответственно и тепловой нагрузки на ТХМ, то весьма важен выбор типа ТХМ, определяющий глубину охлаждения воздуха на входе ГТУ и эффективность трансформации теплоты отработанных газов в холод, а также установленной мощности ТХМ. В практике проектирования систем трансформации теплоты в холод за таковую принимают максимальную ее величину, что приводит к тому, что большую часть времени в году ТХМ эксплуатируется на гораздо меньшую мощность, следствием чего являются завышенные капитальные затраты и срок окупаемости системы трансформации теплоты.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Исследованию трансформации сбросной теплоты отработанных газов в холод с охлаждением воздуха на входе ГТУ посвящено ряд публикаций, в частности [4, 5]. Однако в них оценка эффективности трансформации теплоты в холод по ее затратам при ограниченном тепловом потенциале отработанных газов ГТУ и с учетом изменения климатических условий эксплуатации не рассматривалась, а следовательно, не решалась и задача выбора рациональных тепловой нагрузки ТХМ, т.е. установленной (спецификационной) холодопроизводительности, и соответствующей

щего потребления теплоты при меняющихся (в соответствии с климатическими условиями) тепловых нагрузках, либо же вообще не ставились вопросы выбора рациональной установленной (спецификационной) холодопроизводительности термотрансформатора и соответствующего теплопотребления, обеспечивающих максимальную экономию топлива. Проблема эффективной трансформации теплоты в холод особенно остро стоит в ГТУ регенеративного типа с нагревом сжатого воздуха перед камерой сгорания газами после турбины, в которых температура отработанных газов сравнительно невысокая (около 250 °С), что резко сужает возможности получения холода, особенно при невысокой эффективности трансформации теплоты.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — разработка метода оценки тепловой эффективности термотрансформаторов комбинированного типа для охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ с учетом климатических условий эксплуатации.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Эффективность охлаждения воздуха на входе ГТУ зависит от снижения его температуры Δt_b и продолжительности τ подачи в ГТУ охлажденного воздуха, т.е. климатических условий и типа ТХМ. Уменьшение температуры воздуха $\Delta t = t_{нв} - t_{в2}$ зависит от температуры наружного воздуха $t_{нв}$ и охлажденного в ТХМ воздуха $t_{в2}$, которая определяется температурой хладоносителя t_x (рабочего тела ТХМ), т.е. типом ТХМ [1 – 3]. В эжекторных хладоновых (ЭХМ) при использовании низкокипящих рабочих тел (НРТ) или водоаммиачных абсорбционных (ВАХМ) холодильных машинах воздух можно снизить до температуры $t_{в2} = 10$ °С и ниже ($t_x = 2...3$ °С и ниже), а в абсорбционных бромистолитиевых (АБХМ) машинах, как правило, до $t_{в2} = 15$ °С и выше ($t_x \approx 7$ °С).

Установленная (проектная) холодильная мощность (холодопроизводительность) ТХМ Q_0 , с одной стороны, должна покрывать затраты холода на охлаждение воздуха на входе ГТУ в течение как можно большего времени эксплуатации ГТУ в году, обеспечивая наибольший суммарный (годовой) эффект в виде экономии топлива. С другой стороны,

установленная холодопроизводительность ТХМ Q_0 не должна быть завышенной, чтобы большую часть года ТХМ эксплуатировалась при нагрузках, близких к номинальной (проектной). Иначе будет иметь место невысокий коэффициент использования ТХМ (эксплуатация не на полную нагрузку), а при заниженной Q_0 , наоборот, — недоохлаждение воздуха на входе ГТУ при высоких наружных температурах $t_{нв}$.

Значения годовой экономии топлива $V_{т.10МВт}$ за счет охлаждения воздуха на входе ГТУ мощностью $N_e = 10$ МВт в зависимости от соответствующих затрат холодопроизводительности (установленной холодовой мощности ТХМ) $Q_{0.10МВт}$ при температурах охлажденного воздуха на входе $t_{в2} = 7$ и 10 °С (ВАХМ или ЭХМ) и $t_{в2} = 15$ и 20 °С (АБХМ) для газотурбокомпрессорного агрегата ГТК-10-4 Южнобугской компрессорной станции (с. Любашевка, Николаевская обл., 2009 г.) приведены на рис. 1. При этом для регенеративной ГТУ ГТК-10-4 при снижении температуры воздуха на входе на 1 °С удельный расход топлива уменьшается на величину $\Delta b_e = 0,7$ г/(кВт·ч), расход воздуха $G_{в.10МВт} = 80$ кг/с, с учетом чего затраты холодовой мощности на снижение воздуха составляют $Q_{0.10МВт} = (c_{вл} \cdot \xi \cdot \Delta t) G_{в.10МВт}$, где ξ — коэффициент влаговываждения, т. е. отношение полного количества теплоты (разности энтальпий воздуха на входе и выходе из воздухоохладителя (ВО)), отведенной от влажного воздуха в воздухоохладитель, к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур Δt .

При охлаждении воздуха на входе ГТУ до $t_{в2} = 10$ °С в ЭХМ установленной холодовой мощности $Q_{0.10МВт} = 4000$ кВт достаточно, чтобы получить годовую экономию топлива 250 т. Использование более крупной ЭХМ установленной холодовой мощностью $Q_{0.10МВт} = 5000$ кВт (на 25% больше) хотя

и обеспечит охлаждение воздуха от текущих $t_{нв}$ до предельно низкой температуры $t_{в2} = 10$ °С в часы максимальных температур $t_{нв}$, но приращение годовой экономии топлива будет незначительным: 10...15 т, т. е. не более 5% ее величины 250 т при $Q_{0.10МВт} = 4000$ кВт. Установленная холодовая мощность $Q_{0.10МВт} = 4000$ кВт является рациональной для ЭХМ в конкретных климатических условиях.

Для удобства пересчета на ГТУ другой мощности показанные на рис. 1 данные удобно представлять в относительных (удельных) величинах — в виде годовой экономии топлива, приходящейся на 1 кВт мощности ГТУ, т. е. $V_{т.у1} = V_{т.10МВт} / N_e$, в зависимости от затрат удельной холодовой мощности ТХМ, на единичный расход воздуха (при $G_{в} = 1$ кг/с): $q_0 = Q_0 / G_{в.10МВт}$ (рис. 2).

При охлаждении воздуха на входе ГТУ от текущих $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15$ °С в АБХМ установленной удельной холодовой мощности $q_0 = 24$ кВт/(кг/с) достаточно, чтобы получить годовую удельную экономию топлива 13 кг/кВт. Для охлаждения воздуха на входе ГТУ от текущих $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10$ °С в ЭХМ обязательно установленная удельная холодовая мощность $q_0 = 34$ кВт/(кг/с), которая обеспечит годовую удельную экономию топлива 25 кг/кВт, тогда как для охлаждения в ЭХМ воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 7$ °С необходима установленная удельная холодовая мощность $q_0 = 38$ кВт/(кг/с), что позволит получить еще большую годовую удельную экономию топлива 34 кг/кВт.

Если потенциально возможная глубина охлаждения воздуха $t_{в2}$ и соответственно снижение температуры воздуха $\Delta t = t_{нв} - t_{в2}$ и требуемые холодопроизводительности (холодовые мощности) Q_0 и q_0 зависят от климатических условий эксплуатации ГТУ, а температура охлажденного в ТХМ воздуха $t_{в2}$ — от типа ТХМ (температуры хладоносителя t_x

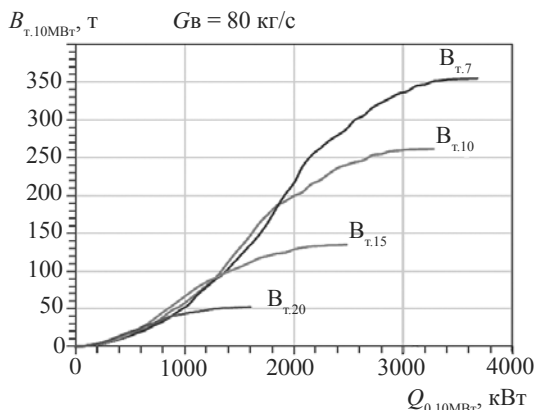


Рис. 1. Значения годовой экономии топлива $V_{т.10МВт}$ за счет охлаждения воздуха на входе ГТУ $N_e = 10$ МВт в зависимости от затрат холодопроизводительности $Q_{0.10МВт}$ при разных температурах охлажденного воздуха от текущих $t_{нв}$, $t_{в2}$: $V_{т.7...20}$ при $t_{в2} = 7$ и 10 °С (ЭХМ) и $t_{в2} = 15$ и 20 °С (АБХМ), с. Любашевка Николаевской обл., 2009 г.

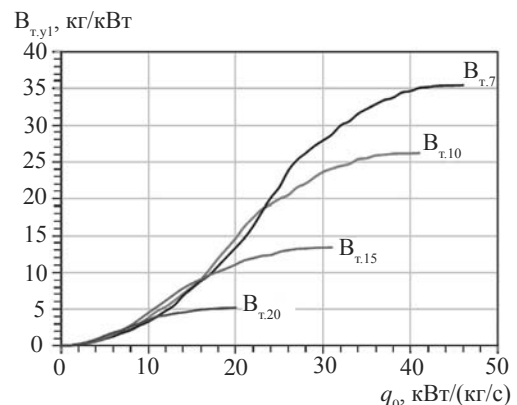


Рис. 2. Значения годовой удельной экономии топлива $V_{т.у1} = V_{т.10МВт} / N_e$ в зависимости от затрат удельной холодовой мощности ТХМ q_0 ($G_{в} = 1$ кг/с) при температурах охлажденного воздуха $t_{в2}$: $V_{т.у17...20}$ при $t_{в2} = 7$ и 10 °С (ЭХМ) и $t_{в2} = 15$ и 20 °С (АБХМ), с. Любашевка Николаевской обл., 2009 г.

(рабочего тела ТХМ), то реальные их величины зависят от располагаемой теплоты отработанных газов ГТУ и эффективности ее трансформации в холод, т. е. теплового коэффициента: $\zeta = Q_0/Q_r$, или в удельных величинах $\zeta = q_0/q_r$. При определяемой климатическими условиями требуемой холодопроизводительности (холодильной мощности) Q_0 и q_0 вполне логично оценивать эффективность трансформации теплоты в холод ТХМ по соответствующим затратам теплоты Q_r и q_r , которые сопоставлять с располагаемой теплотой уходящих газов ГТУ Q_{yr} и q_{yr} .

Для получения холодопроизводительностей (холодильных мощностей), необходимых, исходя из тепловых нагрузок на ТХМ q_0 , при охлаждении наружного воздуха на входе ГТУ в конкретных климатических условиях (в данном случае — Любашевки) от текущих t_{hb} до разных $t_{b2} = 7, 10, 15$ и 20 °С в разных ТХМ (ЭХМ и АБХМ) потребуются соответственно и разные затраты теплоты отработанных газов ГТУ q_r в зависимости от эффективности ее трансформации в холод — теплового коэффициента ТХМ: $\zeta_A = 0,7...0,8$ для АБХМ; $\zeta_Э = 0,2...0,3$ для ЭХМ. При этом удельные затраты теплоты отработанных газов ГТУ $q_{r,7}$ и $q_{r,10}$ при охлаждении воздуха на входе ГТУ от текущих t_{hb} до $t_{b2} = 7$ и 10 °С в ЭХМ или $q_{r,15}$ и $q_{r,20}$ при охлаждении воздуха от t_{hb} до $t_{b2} = 15$ и 20 °С в АБХМ рассчитывали по удельным затратам холодопроизводительности ЭХМ $q_{0,7}$ и $q_{0,10}$ и АБХМ $q_{0,15}$ и $q_{0,20}$ и тепловым коэффициентам ЭХМ $\zeta_Э$ и АБХМ ζ_A соответственно: $q_{r,7} = q_{0,7} \cdot \zeta_{Э7}$ или $q_{r,10} = q_{0,10} \cdot \zeta_{Э10}$, где $\zeta_{Э7} = 0,2$ (при $t_0 = 2$ °С) и $\zeta_{Э10} = 0,3$ (при $t_0 = 5$ °С), а $q_{r,15} = q_{0,15} \cdot \zeta_{A15}$ или $q_{r,20} = q_{0,20} \cdot \zeta_{A20}$, где $\zeta_{A15} = 0,7$ (при $t_x = 7$ °С) и $\zeta_{A20} = 0,8$ (при $t_x = 10$ °С).

Значения удельной годовой экономии топлива, приходящейся на 1 кВт мощности ГТУ, т.е. $B_{т,у1} = B_{т,10МВт} / N_e$, в зависимости от удельных затрат теплоты отработанных газов ГТУ q_r , на единственный расход газов (при $G_{yr} = 1$ кг/с): $q_r = Q_r / G_{yr,10МВт}$ или $q_r = q_0 / \zeta$, для разных ТХМ, соответственно и охлаждения воздуха на входе ГТУ от текущих t_{hb} до разных $t_{b2} = 7, 10, 15$ °С приведены на рис. 3.

Для охлаждения воздуха на входе ГТУ от текущих t_{hb} до $t_{b2} = 10$ °С ($\zeta_{Э10} = 0,3$ и выше при $t_0 = 2...5$ °С) в ЭХМ необходимы удельные затраты теплоты $q_r = 110...120$ кВт/(кг/с), тогда как при более глубоком охлаждении воздуха до $t_{b2} = 7$ °С ($\zeta_{Э7} = 0,2$ при $t_0 = 0...2$ °С) обязательны удельные затраты теплоты $q_r = 190...200$ кВт/(кг/с), что намного больше располагаемой теплоты отработанных газов регенеративных ГТУ $q_r = 130...150$ кВт/(кг/с) и обусловлено невысокой эффективностью ее трансформации в холод: $\zeta = 0,2...0,3$ для ЭХМ против $\zeta = 0,7...0,8$ для АБХМ. Очевидно, что целесообразно было бы охлаждать воздух от текущих t_{hb} до $t_{b2} = 15$ °С в АБХМ с высоким тепловым коэффициентом $\zeta = 0,7...0,8$,

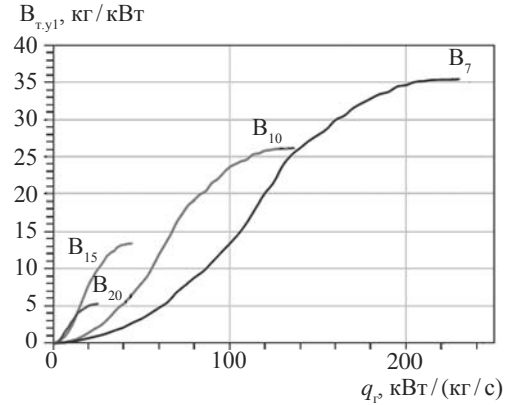


Рис. 3. Значения удельной годовой экономии топлива на 1 кВт мощности ГТУ, т.е. $B_{т,у1} = B_{т,10МВт} / N_e$, в зависимости от удельных затрат теплоты отработанных газов ГТУ q_r , на единственный расход газов (при $G_{yr} = 1$ кг/с): $q_r = Q_r / G_{yr,10МВт}$ или $q_r = q_0 / \zeta$, для разных ТХМ, соответственно и охлаждения воздуха на входе ГТУ от текущих t_{hb} до разных $t_{b2} = 7, 10, 15$ и 20 °С

а более глубокое его охлаждение от $t_{b2} = 15$ °С до $t_{b2} = 7$ и 10 °С производить в ЭХМ с невысоким тепловым коэффициентом $\zeta = 0,2...0,3$, т. е. применять ТХМ комбинированного абсорбционно-эжекторного типа — ступенчатые абсорбционно-эжекторные холодильные машины (САЭХМ), как изображено на рис. 4.

Значения удельной годовой экономии топлива, на 1 кВт мощности ГТУ, т.е. $B_{т,у1} = B_{т,10МВт} / N_e$, в зависимости от удельных затрат теплоты отработанных газов ГТУ q_r , приходящихся на единственный расход газов (при $G_{yr} = 1$ кг/с): $q_r = Q_r / G_{yr,10МВт}$ или $q_r = q_0 / \zeta$, при охлаждении воздуха на входе ГТУ в ступенчатых абсорбционно-эжекторных холодильных машинах (САЭХМ) с охлаждением воздуха от текущих t_{hb} до $t_{b2} = 15$ °С в АБХМ и от $t_{b2} = 15$ °С до $t_{b2} = 7$ и 10 °С в ЭХМ приведены на рис. 5. При этом удельные затраты теплоты отработанных газов ГТУ $q_{r,САЭ}$ при охлаждении воздуха на входе ГТУ от текущих t_{hb} до $t_{b2} = 7$ и 10 °С в ступенчатых САЭХМ с охлаждением воздуха от текущих t_{hb} до $t_{b2} = 15$ °С в АБХМ и от $t_{b2} = 15$ °С до $t_{b2} = 7$ и 10 °С в ЭХМ рассчитывали по удельным затратам холодопроизводительностей $q_{0,АБХМ} = q_{0,15}$ и $q_{0,ЭСАЭ7} = q_{0,7-15} = q_{0,7} - q_{0,15}$ или $q_{0,ЭСАЭ10} = q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$ и тепловым коэффициентам АБХМ ζ_A и ЭХМ $\zeta_Э$ соответственно: $q_{r,АБХМ} = q_{0,АБХМ} \cdot \zeta_A$; $q_{r,ЭСАЭ7} = q_{0,ЭСАЭ7} \cdot \zeta_Э$ или $q_{r,ЭСАЭ10} = q_{0,ЭСАЭ10} \cdot \zeta_{Э10}$.

Получены также аналитические выражения для нахождения удельных затрат теплоты отработанных газов ГТУ в САЭХМ $q_{r,САЭ}$ по удельным затратам холодопроизводительностей АБХМ-ступени $q_{0,АБХМ} = q_{0,15}$ и ЭХМ-ступени $q_{0,ЭСАЭ7} = q_{0,7-15}$ или $q_{0,ЭСАЭ10} = q_{0,10-15}$:

$$q_{r,САЭ} = q_{r,15} + q_{r,7-15} = q_{0,15} / \zeta_A + q_{0,7-15} / \zeta_Э$$

и

$$q_{r,САЭ} = q_{r,15} + q_{r,10-15} = q_{0,15} / \zeta_A + q_{0,10-15} / \zeta_Э$$

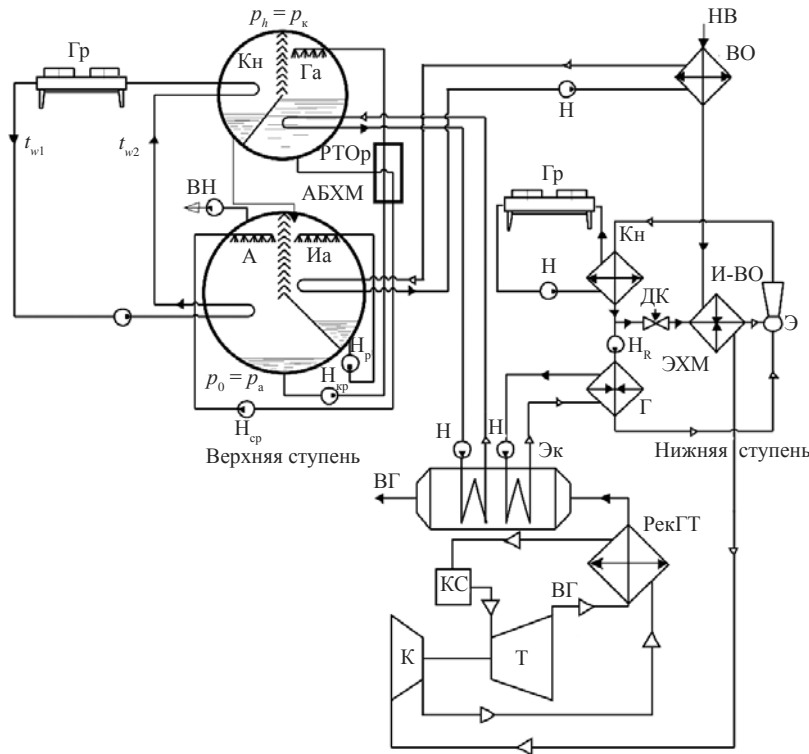


Рис. 4. Схема системы двухступенчатого охлаждения циклового воздуха на входе ГТД последовательно холодной водой с температурой $t_x = 7\text{ }^\circ\text{C}$ (от АБХМ) и кипящим НРТ (при $t_0 = 3...5\text{ }^\circ\text{C}$) в ЭХМ ступенчатой абсорбционно-эжекторной холодильной машины (САЭХМ):

К — компрессор; Т — турбина; КС — камера сгорания; РекГТ — рекуперативный теплообменник ГТД нагрева сжатого воздуха; Эк — экономайзер нагрева воды (теплоносителя для АБХМ); Н — насос; ВО — воздухоохладитель; НВ — наружный воздух; ВГ — выпускные газы;

АБХМ:

Γ_A — генератор (десорбер); Кн — конденсатор; А — абсорбер; Иа — испаритель; РТО_р — регенеративный теплообменник растворов; Н_{сп} — насос слабого раствора; Н_{кр} — насос крепкого раствора; Н_р — циркуляционный водяной насос; Вн — вакуум-насос;

ЭХМ: Э — эжектор; Кн — конденсатор; Г — генератор пара НРТ; И-ВО — испаритель-воздухоохладитель; ДК — дроссельный клапан; Н — насос НРТ

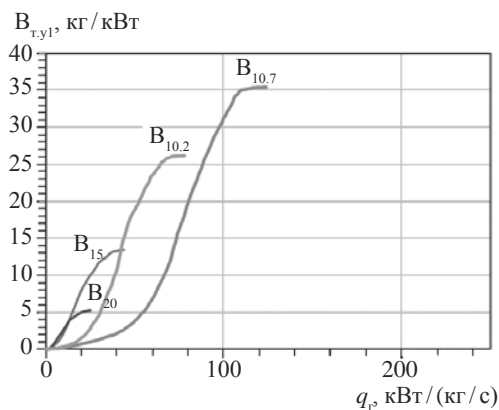


Рис. 5. Значения удельной годовой экономии топлива, на 1 кВт мощности ГТУ, т. е. $B_{т,yl} = B_{т,10МВт} / N_e$, в зависимости от удельных затрат теплоты отработанных газов ГТУ $q_{г2}$, на единичный расход газов (при $G_{гр} = 1\text{ кг/с}$): $q_{г2} = Q_{г2} / G_{гр,10МВт}$ или $q_{г2} = q_0 / \zeta_2$, при охлаждении воздуха на входе ГТУ в ступенчатых абсорбционно-эжекторных холодильных машинах (САЭХМ) с охлаждением воздуха от текущих $t_{нв}$ до $t_{б2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ в АБХМ и от $t_{б2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ до $t_{б2} = 7$ и $10\text{ }^\circ\text{C}$ в ЭХМ

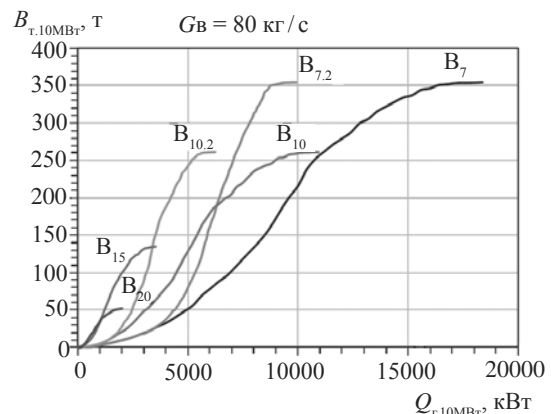


Рис. 6. Значения годовой экономии топлива $B_{т,10МВт}$ для ГТУ регенеративного типа мощностью $N_e = 10\text{ МВт}$ (расход уходящих газов $G_{гр} = 80\text{ кг/с}$) в зависимости от затрат теплоты отработанных газов ГТУ $Q_{г2}$ для охлаждения воздуха на входе ГТУ от текущих $t_{нв}$ до разных $t_{б2} = 7$ и $10\text{ }^\circ\text{C}$ (ЭХМ) и $t_{б2} = 15$ и $20\text{ }^\circ\text{C}$ (АБХМ), а также в двухступенчатых абсорбционно-эжекторных холодильных машин (САЭХМ) с охлаждением воздуха от текущих $t_{нв}$ до $t_{б2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ в АБХМ и от $t_{б2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ до $t_{б2} = 7$ и $10\text{ }^\circ\text{C}$ в ЭХМ

Для охлаждения воздуха на входе ГТУ в ступенчатых абсорбционно-эжекторных холодильных машинах (САЭХМ) с охлаждением воздуха от текущих $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ в АБХМ и от $t_{\text{в2}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_{\text{в2}} = 7$ и $10 \text{ }^\circ\text{C}$ в ЭХМ требуются почти в два раза меньшие затраты теплоты $q_{\text{г}} = 60$ и $110 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ (соответственно при $t_{\text{в2}} = 10$ и $7 \text{ }^\circ\text{C}$) против $q_{\text{г}} = 110$ и $190 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ при охлаждении воздуха от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 10$ и $7 \text{ }^\circ\text{C}$ в ЭХМ.

О сокращении практически вдвое потребления теплоты САЭХМ по сравнению с ЭХМ (соответственно при вдвое меньшей установленной мощности САЭХМ) свидетельствуют также графики зависимости годовой экономии топлива $V_{\text{г},10\text{МВт}}$ для ГТУ регенеративного типа мощностью $N_e = 10 \text{ МВт}$ (расход уходящих газов $G_{\text{г}} = 80 \text{ кг}/\text{с}$) в зависимости от затрат теплоты отработанных газов ГТУ $Q_{\text{г}}$ на рис. 6.

Таким образом, при охлаждении воздуха на входе ГТУ в САЭХМ потребление теплоты практически вдвое меньше по сравнению с ЭХМ соответственно и почти вдвое меньше установленная мощность САЭХМ.

ВЫВОДЫ. Предложен метод определения рационального теплопотребления ТХМ исходя из рациональной тепловой нагрузки ТХМ (установленной — спецификационной — холодопроизводительности), обеспечивающей максимальную годовую экономию топлива в условиях ограниченного теплового потенциала сбросной теплоты отработанных газов и с учетом изменения климатических условий эксплуатации ГТУ.

Рекомендовано для охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ использовать ТХМ комбинированного абсорбционно-эжекторного типа — АЭХМ, которые потребляют в полтора-два раза меньше теплоты по сравнению с эжекторными ЭХМ и способствуют большей годовой экономии топлива за счет более глубокого охлаждения воздуха (до $t_{\text{в2}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ в АЭХМ против $t_{\text{в2}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ в АБХМ) по сравнению с АБХМ для конкретных климатических условий эксплуатации ГТУ компрессорной станции.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Николаевские газовые турбины промышленного применения [Текст]. — Николаев : ГП НПКГТ «Зоря»–«Машпроект», 2004. — 20 с.
- [2] Радченко, А. Н. Эффективность способов охлаждения воздуха на входе ГТУ компрессорных станций в зависимости от климатических условий [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. — 2015. — № 1 (118). — С. 95–98.
- [3] Радченко, А. Н. Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. — 2014. — № 4 (111). — С. 56–59.
- [4] 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.
- [5] Bortmany, J. N. Assesment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air [Text] / J. N. Bortmany // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. — Paper GT-2002-30657. — 12 p.

© А. М. Радченко, С. А. Кантор

Надійшла до редколегії 18.05.2015

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