

УДК 621.438.13:621.57

А. Н. РАДЧЕНКО¹, С. А. КАНТОР², А. В. ОСТАПЕНКО¹¹ *Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина*² *ПАО "Завод "Экватор", Украина*

СТУПЕНЧАТАЯ ТРАНСФОРМАЦИЯ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Предложены системы двухступенчатой абсорбционно-эжекторной трансформации сбросной теплоты газотурбинных и газопоршневых двигателей, которые обеспечивают глубокое охлаждение воздуха на входе ГТД и практически вдвое большую годовую экономию топлива по сравнению с традиционными абсорбционными бромистолитиевыми холодильными машинами для климатических условий Николаевской обл., а также исключают потери теплоты, составляющие 30...40 % всей сбросной теплоты ГТД. Приведены схемные решения систем двухступенчатой трансформации сбросной теплоты.

Ключевые слова: *охлаждение воздуха, теплоиспользующая холодильная машина, двухступенчатая абсорбционно-эжекторная трансформация теплоты.*

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Топливная эффективность тепловых двигателей, в том числе газотурбинных (ГТД) и газопоршневых (ГД), зависит от температуры наружного воздуха $t_{нв}$ на входе. Так, для ГТД типа ДН и ДЖ производства ГП НПКГ "Зоря"-Машпроект с повышением температуры $t_{нв}$ на 1 °С удельный расход топлива b_e возрастает на 0,7...0,8 г/(кВт·ч). Для газотурбокомпрессорного агрегата ГТК-10-4 Южнобугской компрессорной станции (с. Любашевка, Николаевская обл.) при повышении $t_{нв}$ на 1 °С уменьшение b_e также 0,7 г/(кВт·ч). Повысить топливную эффективность ГТД и ГД можно путем охлаждения воздуха на входе теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), утилизирующими сбросную теплоту [1–3].

Эффективность трансформации сбросной теплоты в холод характеризуется тепловым коэффициентом ζ , представляющим собой отношение полученного холода (холодопроизводительности) к затраченной на его производство теплоте: $\zeta = Q_0 / Q_r$.

В высокоэффективных абсорбционных бромистолитиевых (АБХМ) холодильных машинах ($\zeta_A = 0,7...0,8$) воздух можно охладить до температуры $t_{в2} = 15$ °С и выше (температура холодной воды $t_x \approx 7$ °С), а в эжекторных хладоновых (ЭХМ) с $\zeta_Э = 0,1...0,3$ – до $t_{в2} = 10$ °С и ниже ($t_x = 2...3$ °С).

Из-за дефицита пресной воды для охлаждения конденсаторов ТХМ применяют системы оборотного охлаждения с промежуточным водяным конту-

ром, от которого теплота конденсации паров хладогента (в АБХМ – это вода, в ЭХМ – хладон) отводится градирней в атмосферу. При высоких $t_{нв}$ теплоотвод сокращается, и тепловой коэффициент ТХМ ζ снижается, что остро ставит проблему повышения эффективности трансформации сбросной теплоты в холод и, соответственно, охлаждения воздуха на входе двигателей. Вполне логично охлаждение воздуха от текущих $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15$ °С производить в АБХМ с высоким тепловым коэффициентом ζ_A , а его доохлаждение до более низких $t_{в2} = 10$ °С и ниже – в ЭХМ с низким $\zeta_Э$, т.е. применять ступенчатую трансформацию теплоты в холод.

Современные компьютерные технологии позволяют получать и обрабатывать данные по текущим параметрам наружного воздуха (температуре $t_{нв}$ и относительной влажности ϕ) и рассчитывать процессы охлаждения воздуха на входе двигателей для текущих меняющихся условий эксплуатации.

Цель исследования – оценка эффективности ступенчатой трансформации сбросной теплоты с охлаждением воздуха на входе двигателей на основе компьютерной обработки данных по текущим параметрам наружного воздуха.

2. Результаты исследования

Схема системы двухступенчатой абсорбционно-эжекторной трансформации теплоты выпускных газов регенеративного ГТД в АБХМ в качестве высокотемпературной ступени и ЭХМ как низкотемпературной ступени с охлаждением воздуха на входе приведена на рис. 1.

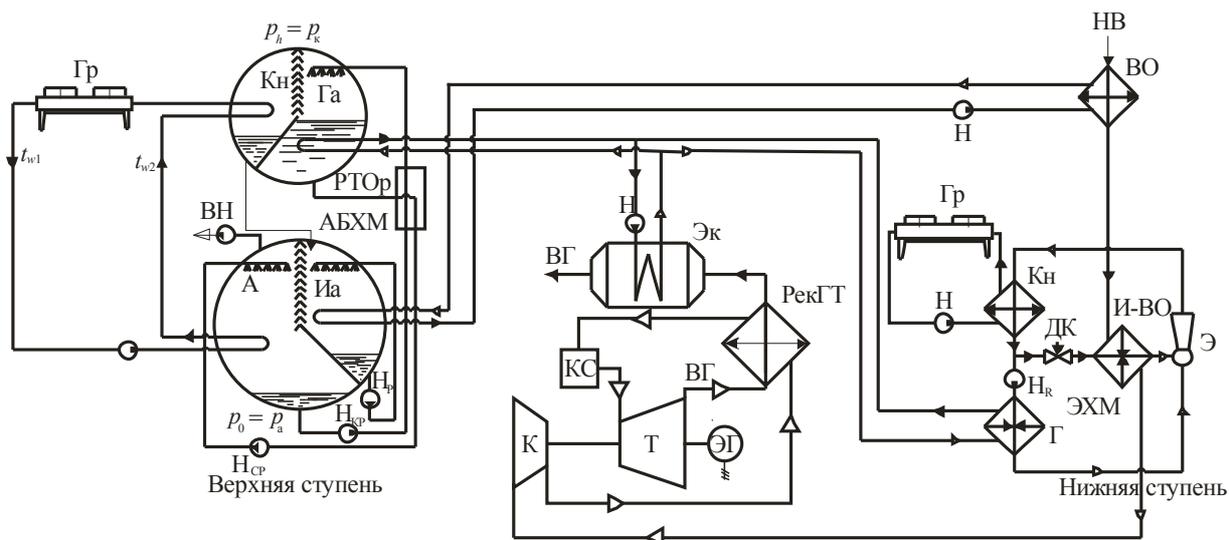


Рис. 1. Схема системы двухступенчатой абсорбционно-эжекторной трансформации теплоты выпускных газов регенеративного ГТД с охлаждением воздуха на входе: К – компрессор; Т – турбина; ЭГ – электрогенератор; КС – камера сгорания; РекГТ – рекуперативный теплообменник ГТД нагрева сжатого воздуха; Эк – экономайзер нагрева воды (теплоносителя для АБХМ); Н – насос; ВО – воздухоохладитель; НВ – наружный воздух; ВГ – выпускные газы; АБХМ: Г_а – генератор (десорбер); Г_а – теплообменник генератора АБХМ; К_н – конденсатор; А – абсорбер; И_а – испаритель; РТО_р – регенеративный теплообменник растворов; Н_{ср} – насос слабого раствора; Н_к – насос крепкого раствора; Н_р – циркуляционный водяной насос; ВН – вакуум-насос; ЭТТ: Э – эжектор; К_н – конденсатор; Г_э и Г_и – экономайзерная и испарительная секции генератора паров НРТ; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; ДК – дроссельный клапан; Н – насос НРТ

Тепловой коэффициент ступенчатой абсорбционно-эжекторной холодильной машины (САЭХМ):

$$\zeta_{\text{САЭХМ}} = (t_1 - t_3) / [(t_1 - t_2) / \zeta_{\text{А}} + (t_2 - t_3) / \zeta_{\text{Э}}],$$

где t_1 и t_2 – температуры воздуха на входе и выходе воздухоохладителя АХМ (на входе воздухоохладитель ЭХМ), t_3 – температура воздуха на выходе воздухоохладителя ЭХМ.

Значения тепловых коэффициентов АБХМ $\zeta_{\text{АБХМ}}$, ЭХМ $\zeta_{\text{ЭХМ}}$ и ступенчатой САЭХМ $\zeta_{\text{САЭХМ}}$ от температуры охлаждающей воды $t_{\text{охл}}$ системы оборотного охлаждения конденсаторов при температурах горячей воды $t_{\text{г.в}} = 90^\circ\text{C}$ (соответственно кипения НРТ R142b в генераторе ЭХМ $t_{\text{г}} = 85^\circ\text{C}$), холодной воды от АБХМ $t_{\text{х.в}} = 7^\circ\text{C}$, кипения НРТ R142b в испарителе $t_0 = 2^\circ\text{C}$, конденсации R142b в конденсаторе ЭХМ $t_{\text{к}} = t_{\text{охл}} + 5^\circ\text{C}$, воздуха на входе воздухоохладителя АБХМ $t_1 = t_{\text{нв}} = 35^\circ\text{C}$ и на выходе АБХМ, т.е. на входе испарителя-воздухоохладителя (И-ВО) ЭХМ $t_{\text{в2}} = 12$ и 15°C , воздуха после И-ВО ЭХМ $t_{\text{в3}} = 7$ и 10°C при разной относительной влажности наружного воздуха $\varphi_1 = 30$ и 60% приведены на рис. 2.

Как видно, влияние относительной влажности наружного воздуха φ_1 на входе воздухоохладителя АБХМ незначительное.

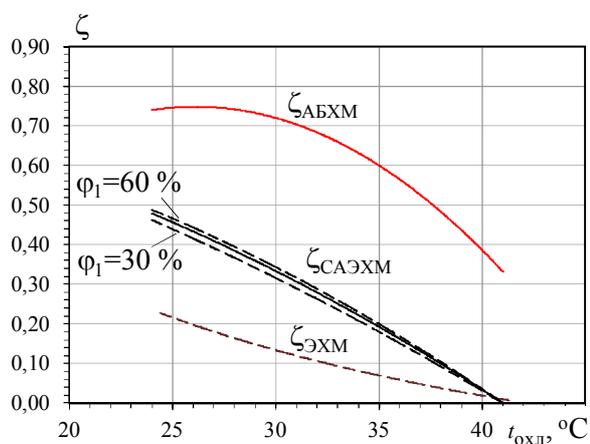


Рис. 2. Зависимости тепловых коэффициентов АБХМ $\zeta_{\text{АБХМ}}$, ЭХМ $\zeta_{\text{ЭХМ}}$ и САЭХМ $\zeta_{\text{САЭХМ}}$ от температуры охлаждающей воды $t_{\text{охл}}$ конденсаторов при $t_{\text{г.в}} = 90^\circ\text{C}$ и $t_{\text{х.в}} = 7^\circ\text{C}$ для АБХМ, $t_{\text{г}} = 85^\circ\text{C}$, $t_0 = 2^\circ\text{C}$ и $t_{\text{к}} = t_{\text{охл}} + 5^\circ\text{C}$ в АБХМ, $t_{\text{в1}} = 35^\circ\text{C}$ на входе и $t_{\text{в2}} = 12$ и 15°C на выходе АБХМ, $t_{\text{в3}} = 7$ и 10°C после ЭХМ: — $\varphi_1 = 0$; - - - $\varphi_1 = 30$ и 60%

Об эффективности охлаждения воздуха на входе ГТД до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ в САЭХМ по сравнению с его охлаждением до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ можно судить по уменьшению удельного расхода топлива Δb_e в течение июля и экономии топлива $V_{\text{т}}$ за весь 2011 г. для ГТК-10-4 мощностью $N_e = 10$ МВт (с. Любашевка, Николаевская обл.) на рис. 3.

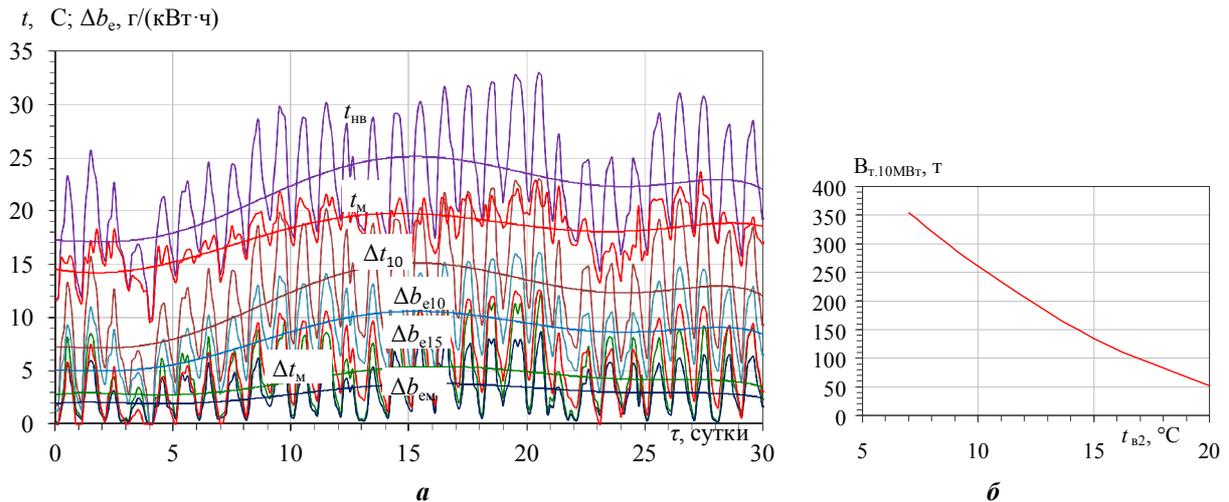


Рис. 3. Текущие значения снижения температуры воздуха Δt в результате его охлаждения от текущей наружной температуры $t_{нв}$ до конечной $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$ (в АВАХМ или ЭХМ), до $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ (в АБХМ) и до $t_{b2} = t_m$ при испарительном охлаждении воздуха, а также соответствующие текущие значения уменьшения удельного расхода топлива Δb_{e10} , Δb_{e15} и Δb_{em} в течение июля 2011 г. (а) и годовая экономия топлива V_T в результате охлаждения воздуха на входе ГТК-10-4 ($N_e = 10$ МВт) до разных конечных температур t_{b2} (б)

Как видно из рис. 3,б, при охлаждении воздуха на входе ГТК-10-4 в САЭХМ до $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$ годовая экономия топлива практически в два раза превышает ее величину по сравнению с АБХМ.

Использование двухступенчатой абсорбционно-эжекторной трансформации теплоты позволяет сократить потери теплоты горячей воды в установ-

ках автономного электро-, тепло- и холодообеспечения. Тригенерационная установка ООО "Сандора"-"Pepsico Ukraine" (г. Николаев, Украина) включает 2 когенерационных ГД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт).

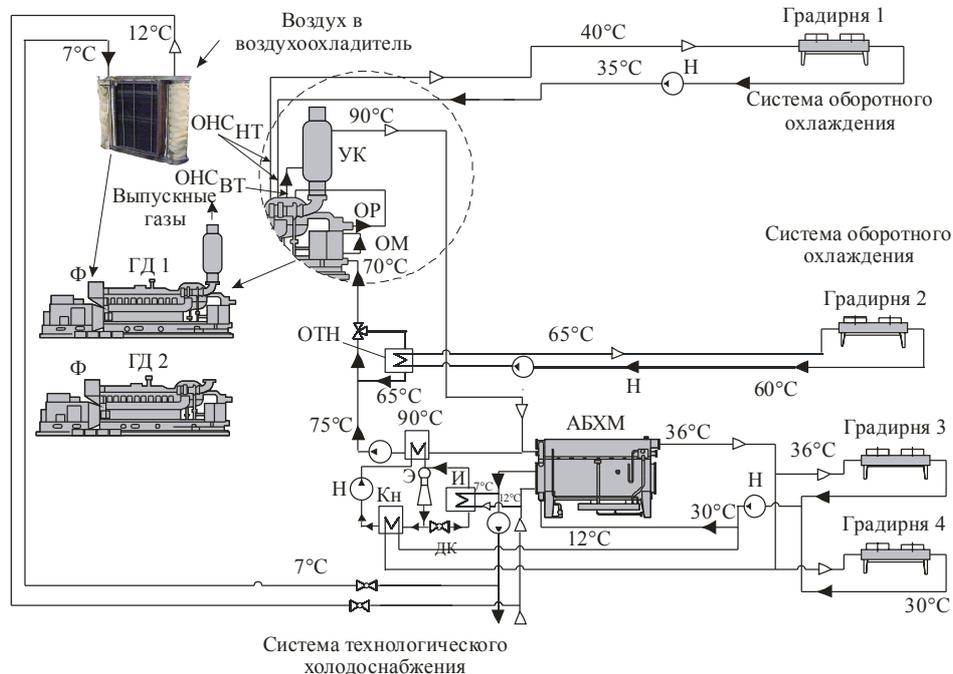


Рис. 4. Схема системы глубокой утилизации теплоты смазочного масла, охлаждающей воды рубашки двигателя, наддувочной газозвушной смеси и выпускных газов ГД JMS 420 GS: ГД – газовый двигатель; Ф – фильтр на всасывании ТК ГД; ОМ – охладитель масла; ОР – охладитель рубашки двигателя; УК – утилизационный котел; ОНС_{HT} и ОНС_{BT} – низкотемпературная и высокотемпературная ступени охладителя наддувочной ГВС; ОТН – охладитель обратного теплоносителя; Н – насос; ЭХМ: Э – эжектор; Кн – конденсатор; ДК – дроссельный клапан; И – испаритель

Теплота выпускных газов наддувочной газоз-воздушной смеси, охлаждающей рубашку двигателя воды и смазочного масла, используется для нагрева воды до температуры 90 °С, теплота которой трансформируется в АБХМ в холод для охлаждения воздуха на входе ГД и технологических нужд (рис. 4).

При этом температура обратной воды на выходе из АБХМ 75...80 °С, что выше ее спецификационного значения 70 °С на входе в ГД, обеспечивающего оптимальное тепловое состояние ГД. Поэтому в базовом варианте часть обратной воды после АБХМ охлаждается путем отвода избыточной теплоты в атмосферу градирней 2. Как показали результаты мониторинга, потери теплоты составляют 30...40 %. Их можно исключить, трансформируя эту теплоту в холод в ЭХМ.

Выводы

Двухступенчатая абсорбционно-эжекторная трансформация сбросной теплоты ГТД обеспечивает глубокое охлаждение воздуха на входе и практически вдвое большую годовую экономию топлива

по сравнению с традиционными АБХМ для климатических условий Николаевской обл., исключает потери теплоты, составляющие 30...40 % всей сбросной теплоты ГД. Предложены соответствующие схемные решения систем утилизации.

Литература

1. Радченко, Н. И. Повышение эффективности газотурбинных установок рекуперацией теплоты с охлаждением воздуха на входе [Текст] / Н.И. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 5 (112). – С. 95–98.

2. Campanary, S. Technical and tariff scenarios effect on microturbine trigenerative applications [Text] / S. Campanary, E. Macchi // *ASME paper GT-2003-38275*. – 10 p.

3. Nixdorf, M. Thermo-economic analysis of inlet air conditioning methods of a cogeneration gas turbine plant [Text] / M. Nixdorf, A. Prelipceanu, D. Hein // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2002-30561. – 10 p.

Поступила в редакцию 12.11.2014, рассмотрена на редколлегии 20.03.2015

СТУПІНЧАСТА ТРАНСФОРМАЦІЯ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ ГАЗОВИХ ДВИГУНІВ

А. М. Радченко, С. А. Кантор, О. В. Остапенко

Запропоновано системи двоступінчастої абсорбційно-эжекторної трансформації скидної теплоты газотурбінних і газопоршневих двигунів, які забезпечують глибоке охолодження повітря на вході ГТД і практично вдвічі більшу річну економію палива порівняно з традиційними абсорбційними бромістолітєвими холодильними машинами для кліматичних умов Миколаївської обл., а також виключають втрати теплоты, що становлять 30...40 % всієї скидної теплоты ГТД. Наведено схемні рішення систем двоступінчастої трансформації скидної теплоты.

Ключові слова: охолодження повітря, тепловикористовуюча холодильна машина, двоступінчаста абсорбційно-эжекторна трансформація теплоты.

STAGE TRANSFORMATION OF THE WASTE HEAT OF GAS ENGINES

A. N. Radchenko, S. A. Kantor, A. V. Ostapenko

The systems of two-stage absorption-ejector transformation of the waste heat of gas turbine engines and reciprocating gas engines, which provide deep cooling of the air at the inlet of GTE and practically twice more annular fuel saving as compared with conventional lithium bromide absorption chillers in climatic conditions of Nikolayev region and which also exclude heat waste of 30...40 % of the whole waste heat of RGE have been proposed. The scheme decisions of two-stage transformation of the waste heat are given.

Key words: air cooling, waste heat recovery chiller, two-stage absorption-ejector heat transformation.

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

Кантор Сергей Анатольевич – инженер-механик, ПАО "Завод "Экватор", Николаев, Украина, e-mail: s_kantor@mail.ru.

Остапенко Алексей Валерьевич – аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru