

УДК 621.438.13:621.57

А. Н. РАДЧЕНКО¹, С. А. КАНТОР²¹ *Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина*² *ПАО "Завод "Экватор", Украина*

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЙ ПОДХОД К РАЦИОНАЛЬНОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ КОМБИНИРОВАННОЙ ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Рассмотрен методологический подход к рациональному проектированию комбинированной системы охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки (ГТУ) теплоиспользующими абсорбционной бромисто-литиевой холодильной машиной и эжекторной холодильной машиной на низкокипящем рабочем теле, утилизирующими теплоту отработанных газов. Приведены результаты расчета рациональных тепловых нагрузок и температурных режимов комбинированной теплоиспользующей системы двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГТУ регенеративного типа с ограниченным тепловым потенциалом отработанных газов.

Ключевые слова: теплоиспользующая холодильная машина, двухступенчатое охлаждение, воздухоохладитель, газотурбинная установка.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Снижение термодинамической эффективности газотурбинных установок (ГТУ) с повышением температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе послужило импульсом к развитию разных способов его предварительного охлаждения, в частности, с применением теплоиспользующих холодильных машин (ТХМ) [1–3]. В абсорбционных бромисто-литиевых холодильных машинах (АБХМ) можно охладить воздух до температуры $t_{\text{в2}}$ примерно 15 °С (температура хладоносителя-холодной воды $t_{\text{хв}} = 7...10$ °С), а в эжекторных (ЭХМ) на низкокипящем рабочем теле (НРТ)-хладоне (температура кипящего хладона $t_0 = 0...5$ °С) – до $t_{\text{в2}} = 10$ °С и ниже.

Эффективность трансформации теплоты в холод в ТХМ характеризуется тепловым коэффициентом ζ – отношением генерируемой холодопроизводительности Q_0 к потребляемой теплоте $Q_{\text{г}}$. Поскольку тепловой коэффициент ζ ЭХМ в 2...3 раза ниже, чем в АБХМ, то целесообразно ЭХМ применять в качестве низкотемпературной ступени доохлаждения воздуха от 15 °С до 10 °С, а более эффективные АБХМ – для охлаждения воздуха от наружной температуры $t_{\text{нв}}$ до 15 °С [4].

Двухступенчатое охлаждение воздуха на входе ГТУ абсорбционно-эжекторной холодильной машиной (АЭХМ) возможно в воздухоохладителях комбинированного типа с использованием холодной воды от АБХМ в их высокотемпературной ступени охлаждения $\text{ВО}_{\text{ВТ(А)}}$ и кипящего НРТ ЭХМ – в низ-

котемпературной $\text{ВО}_{\text{НТ(Э)}}$.

Цель исследования – разработка методологического подхода к определению рациональных тепловых нагрузок и температурных режимов комбинированной теплоиспользующей системы охлаждения воздуха на входе ГТУ.

2. Результаты исследования

Схема комбинированной теплоиспользующей системы двухступенчатого охлаждения (КТСО) воздуха на входе ГТУ в АБХМ и ЭХМ приведена на рис. 1. Сбросная теплота выпускных газов ГТУ отводится промежуточным теплоносителем – горячей водой, которая служит источником теплоты для генераторов паров высокого давления АБХМ (паров воды) и ЭХМ (паров НРТ). Поэтому контуры генераторов АБХМ и ЭХМ включают экономайзер нагрева воды. Конденсаторы АБХМ и ЭХМ охлаждаются системой оборотного охлаждения с отводом теплоты градирнями. Двухступенчатый воздухоохладитель комбинированного типа включает высокотемпературную ступень $\text{ВО}_{\text{ВТ(А)}}$ охлаждения воздуха холодной водой от АБХМ и низкотемпературную ступень $\text{ВО}_{\text{НТ(Э)}}$ с отводом теплоты кипящим НРТ в испарителе-воздухоохладителе (И-ВО) ЭХМ.

Генератор ЭХМ состоит из экономайзерной секции, в которой происходит нагрев жидкого НРТ от температуры конденсации $t_{\text{к}}$ до температуры кипения $t_{\text{г}}$, и испарительной секции, в которой НРТ кипит при высокой температуре $t_{\text{г}}$ и давлении.

На рис. 2 и 3 приведены тепловой коэффициент ζ и другие тепловые характеристики ЭХМ и АБХМ.

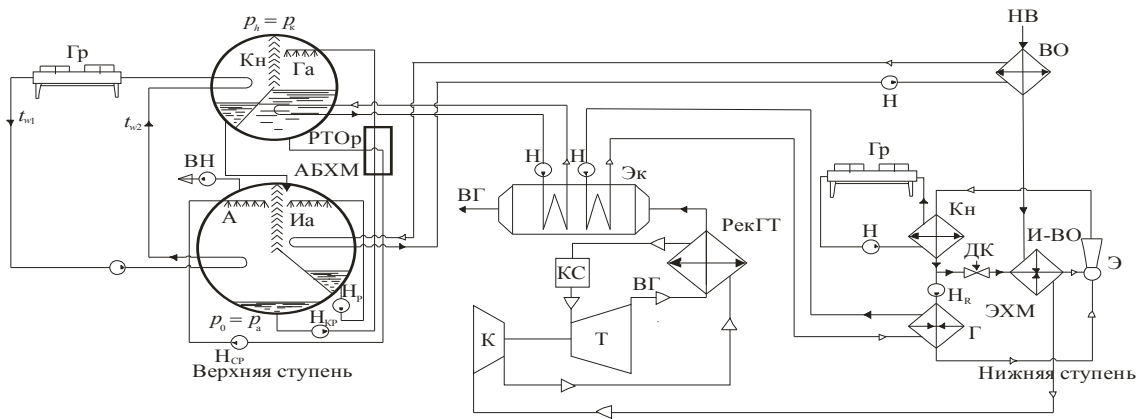


Рис. 1. Схема системы двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГТД холодной водой с температурой $t_x = 7^\circ\text{C}$ (от АБХМ) и кипящим НРТ ($t_0 = 3 \dots 5^\circ\text{C}$) в ЭХМ абсорбционно-эжекторной холодильной машины (АЭХМ) с использованием теплоты выпускных газов рекуперативного ГТД: К – компрессор; Т – турбина; КС – камера сгорания; РекГТ – рекуперативный теплообменник нагрева сжатого воздуха ГТД выпускными газами; Эк – экономайзер нагрева воды (теплоносителя для АБХМ и ЭХМ); ВО – воздухоохладитель ($\text{ВО}_{\text{BT(A)}}$); И-ВО – испаритель НРТ-воздухоохладитель ($\text{ВО}_{\text{HT(Э)}}$); Гр – градирня; НВ – наружный воздух; Н – насос; АБХМ: Γ_A – генератор (десорбер); Kn – конденсатор; А – абсорбер; И – испаритель; РТО_р – регенеративный теплообменник растворов, $\text{H}_{\text{ср}}$ – насос слабого раствора; $\text{H}_{\text{кр}}$ – насос крепкого раствора; H_p – циркуляционный водяной насос; ВН – вакуум-насос; ЭХМ: Э – эжектор; Kn – конденсатор; Г – генератор пара НРТ; ДК – дроссельный клапан

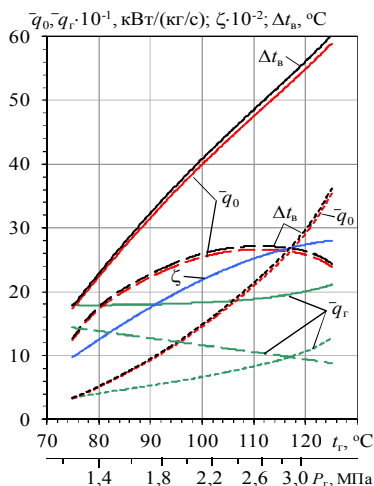


Рис. 2. Тепловой коэффициент ζ , удельные (приходящиеся на единицу расхода газов) теплота, отведенная от выпускных газов ГТУ экономайзерной $\bar{q}_{\text{г.э}}$ и испарительной $\bar{q}_{\text{г.и}}$ секциями и генератором ЭХМ в целом $\bar{q}_g$, соответствующие холодопроизводительности $\bar{q}_{0,3}$, $\bar{q}_{0,и}$ и $\bar{q}_0$, снижение температуры Δt_b воздуха в охладителе на входе ГТУ за счет экономайзерной $\Delta t_{b,3}$ и испарительной $\Delta t_{b,и}$ секций и всего генератора Δt_b при коэффициентах влаговыведения $\xi = 1,0; 1,5; 2,0; 2,5$ и $3,0$, в зависимости от температуры t_g и давления P_g кипения R142b в генераторе ЭХМ: температуры выпускных газов на входе (после ГТУ) $t_{r1} = 250^\circ\text{C}$ и выходе $t_{r2} = 100^\circ\text{C}$ контура генератора ЭХМ, конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$, кипения R142b в испарителе $t_0 = 5^\circ\text{C}$: — — — испарительная секция генератора; - - - экономайзерная секция; — — генератор в целом

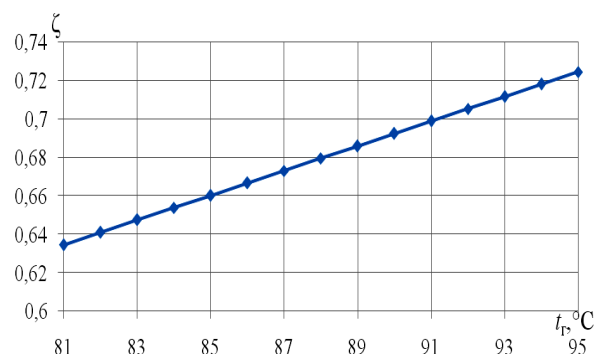


Рис. 3. Зависимость теплового коэффициента АБХМ ζ от температуры горячей воды на входе АБХМ $t_{\text{гв}}$ при температуре хладоносителя (холодной воды) $t_x = 7^\circ\text{C}$ и охлаждающей воды $t_{0,в} = 30^\circ\text{C}$ по данным фирмы-производителя "Century"

Как видно, тепловой коэффициент ζ и, следовательно, генерируемая холодопроизводительность ЭХМ и АБХМ: $\bar{q}_0 = \zeta \bar{q}_g$ существенно зависят от температуры $t_{\text{гв}}$ горячей воды на входе генераторов, соответственно температуры t_g кипения R142b в генераторе ЭХМ. При температуре горячей воды $t_{\text{гв}}$ на входе генератора ЭХМ $t_{\text{гв1}} = 95^\circ\text{C}$ (температура кипения R142b в генераторе ЭХМ $t_g = 90^\circ\text{C}$).

Температуры отработанных газов ГТУ $t_{\text{ог}}$, греющей воды $t_{\text{гв}}$ и НРТ-хладона t_g в генераторах ЭХМ и АБХМ, а также изменение температуры воздуха t_e по глубине L (по ходу воздуха), холодной воды $t_{xв}$ в $\text{ВО}_{\text{BT(A)}}$ (температура кипения хладона R142b в $\text{ВО}_{\text{HT(Э)}}$ $t_0 = 5^\circ\text{C}$) приведены на рис. 4.

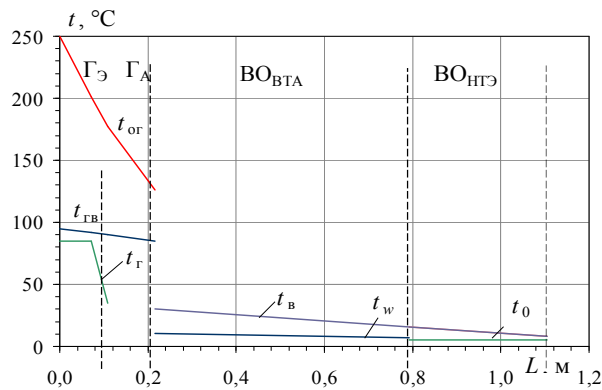


Рис. 4. Изменение температуры отработанных газов ГТУ $t_{ог}$ в результате отвода теплоты на нагрев воды (греющей воды для ЭХМ и АБХМ), температуры греющей воды $t_{гв}$ в процессе отвода теплоты в генераторах ЭХМ $\Gamma_{э}$ и АБХМ $\Gamma_{а}$ (безотносительно к длине L), хладагента R142b $t_{г}$ в испарительной и экономайзерной секциях генератора ЭХМ, температуры холодной воды из АБХМ $t_{хв}$ в высокотемпературной ступени $ВО_{ВТ(А)}$ и кипения хладагента R142b t_0 в низкотемпературной ступени $ВО_{НТ(Э)}$ воздухоохладителя, температуры воздуха $t_{в}$ по глубине L (по ходу воздуха): температуры воздуха на входе $ВО_{ВТ(А)}$ $t_{вх} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ и на входе $ВО_{НТ(Э)}$ $t_{вх} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$; греющей воды на входе ЭХМ (выходе экономайзера Эк) $t_{гв1} = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$ и выходе АБХМ (выходе экономайзера) $t_{гв2} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$; кипения хладагента R142b в испарительной секции генератора ЭХМ $t_{г} = 85\text{ }^{\circ}\text{C}$ и в низкотемпературной ступени $ВО_{НТ(Э)}$ воздухоохладителя $t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$; конденсации R142b $t_{к} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$; холодной воды на входе $ВО_{ВТ(А)}$ $t_{хв} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$

Нагреву жидкого НРТ в экономайзерной секции ЭС генератора от температуры конденсации $t_{к} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ до температуры кипения НРТ $t_{г} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ и его кипению при $t_{г}$ в испарительной секции ИС генератора (изменению $t_{г}$ от $t_{г} = t_{к} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{г} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$) соответствует снижение температуры греющей воды $t_{гв}$ (нагретой за счет теплоты отработанных газов ГТУ в экономайзере) от $t_{гв1} = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{гв2э} = 88\text{ }^{\circ}\text{C}$. Дальнейшее снижение температуры греющей воды от $t_{гв2э} = 88\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{гв2а} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ происходит в генераторе АБХМ с получением холодной воды с температурой $t_{хв} = t_w = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$, служащей хладоносителем для высокотемпературной ступени $ВО_{ВТ(А)}$ воздухоохладителя на входе ГТУ. Низкотемпературной ступенью $ВО_{НТ(Э)}$ является испаритель ЭХМ с непосредственным испарением НРТ-хладагента R142b при температуре кипения $t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Изменение тепловой нагрузки Q , площади наружной ребристой поверхности F , аэродинамического сопротивления ΔP , коэффициента влаговываждения ξ , температуры кипения НРТ t_0 , температуры воздуха на выходе (за трубкой) $t_{в2}$, влагосодержания d по глубине L воздухоохладителя приведено на рис. 5.

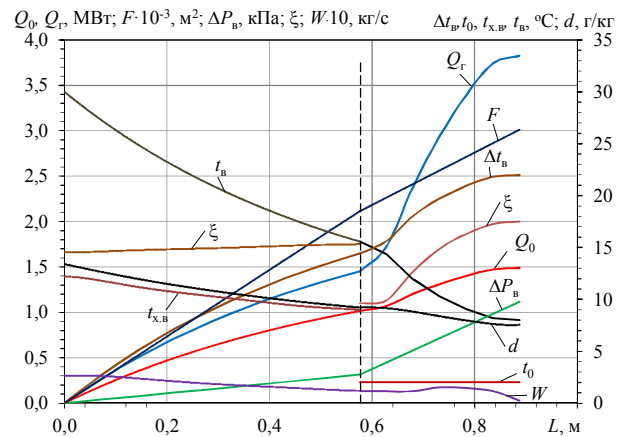


Рис. 5. Изменение тепловой нагрузки Q_0 , площади наружной теплообменной поверхности F , аэродинамического сопротивления ΔP , коэффициента влаговываждения ξ , температуры холодной воды из АБХМ t_w в высокотемпературной ступени $ВО_{ВТ(А)}$ и кипения хладагента R142b t_0 в низкотемпературной ступени $ВО_{НТ(Э)}$, температуры воздуха на выходе (за трубкой) $t_{в2}$, влагосодержания d по глубине L воздухоохладителя при $t_{в1} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\phi_{в1} = 50\%$; $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Как видно, длины (глубина по ходу воздуха) высокотемпературной $ВО_{ВТ(А)}$ ступени $L_{ВТ}$, низкотемпературной $ВО_{НТ(Э)}$ ступени $L_{НТ}$ и всего воздухоохладителя $L_{ВО} = L_{ВТ} + L_{НТ} \approx 0,9\text{ м}$ (рис. 3).

Таким образом, рациональное проектирование комбинированной теплоиспользующей системы охлаждения (КТСО) воздуха на входе ГТУ сводится к определению рациональных тепловых нагрузок $Q_{г}$ на генераторы АБХМ и ЭХМ, включая испарительную и экономайзерную секции генератора ЭХМ (рис. 5), соответствующих температур теплоносителя (горячей воды) на входе в генераторы АБХМ и ЭХМ (рис. 4), от которых зависят тепловые коэффициенты ζ для ЭХМ и АБХМ (рис. 2 и 3), т.е. эффективность трансформации теплоты в холод в АБХМ и ЭХМ и, следовательно, генерируемые ими холодопроизводительности $Q_0 = \zeta Q_{г}$, т.е. тепловые нагрузки на высокотемпературную $ВО_{ВТ(А)}$ и низкотемпературную $ВО_{НТ(Э)}$ ступени и весь воздухоохладитель на входе ГТУ, длина L по ходу воздуха (глубина) и поверхность теплообмена F двухступенчатого воздухоохладителя, а следовательно, глубина охлаждения воздуха $t_{в2}$ (рис. 5) и получаемый за счет этого эффект в виде сокращения расхода топлива.

Выводы

Разработан методологический подход к определению рациональных тепловых нагрузок и температурных режимов высокотемпературной (абсорбционной) и низкотемпературной (эжекторной) сту-

пеней комбинированной абсорбционно-эжекторной теплоиспользующей системы двухступенчатого охлаждения. Реализующая его методология позволяет рационально организовать процессы утилизации сбросной теплоты отработанных газов ГТУ с размещением эжекторной теплоиспользующей ступени первой, а абсорбционной – второй по ходу теплоносителя, что обеспечивает глубокое (до 10 °С) охлаждение воздуха на входе ГТУ.

Литература

1. 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.

2. Bortmany, J. N. Assessment 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.

3. 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.

4. Радченко, А. Н. Математическая модель воздухоохладителя комбинированного типа абсорбционно-эжекторного термотрансформатора для охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 3(120). – С. 80–83.

Поступила в редакцию 16.04.2015, рассмотрена на редколлегии 17.06.2015

МЕТОДОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ КОМБІНОВАНОЇ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

А. М. Радченко, С. А. Кантор

Розглянуто методологічний підхід до раціонального проектування комбінованої системи охолодження повітря на вході газотурбінної установки (ГТУ) тепловикористовуючими абсорбційною бромисто-літійовою холодильною машиною та ежекторною холодильною машиною на низькокиплячому робочому тілі, які утилізують теплоту відпрацьованих газів. Наведено результати розрахунку раціональних теплових навантажень і температурних режимів комбінованої тепловикористовуючої системи двоступеневого охолодження повітря на вході ГТУ регенеративного типу з обмеженим тепловим потенціалом відпрацьованих газів.

Ключові слова: тепловикористовуюча холодильна машина, двоступеневе охолодження, повітроохолоджувач, газотурбінна установка.

METHODOLOGICAL APPROACHES OF RATIONAL DESIGNING OF COMBINED WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM FOR GAS TURBINE UNIT INTAKE AIR COOLING

A. N. Radchenko, S. A. Kantor

Methodological approach of rational designing of combined system for gas turbine unit (GTU) intake air cooling by waste heat recovery absorption lithium-bromide chiller and ejector chiller with low boiling working fluid, that utilize the exhaust gas heat has been discussed. The results of calculations of rational heat loads and temperature regimes of combined waste heat recovery system of two-stage cooling of air at the inlet of regenerative GTU with limited exhaust gas heat potential are presented.

Key words: waste heat recovery cooling machine, two-stage cooling, air cooler, gas turbine unit.

Радченко Андрей Николаевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., 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.