

УДК 621.438.13:621.57

А. Н. РАДЧЕНКО<sup>1</sup>, Б. С. ПОРТНОЙ<sup>1</sup>, А. И. ПРЯДКО<sup>1</sup>, А. А. АНДРЕЕВ<sup>2</sup><sup>1</sup> *Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина*<sup>2</sup> *Херсонский филиал Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина*

## ПОЛУЧЕНИЕ КОНДЕНСАТА ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ

*Исследована возможность получения воды при конденсации водяного пара в процессе двухступенчатого охлаждения циклового воздуха на входе ГТУ теплоиспользующими абсорбционной бромистолитиевой и хладоновой эжекторной холодильными машинами, утилизирующими теплоту отработавших газов. Проанализирована зависимость количества конденсата, выпадающего в ступенях предварительного охлаждения воздуха на входе ГТУ холодной водой от абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины и глубокого охлаждения хладоновой эжекторной холодильной машиной, от распределения тепловых нагрузок между ступенями. Приведены результаты расчетов количества выпадающего конденсата для климатических условий юга Украины.*

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

### 1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Перспективным направлением сокращения потребления топлива ГТУ при повышенных температурах наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$  является охлаждение воздуха на входе теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), трансформирующими в холод теплоту отработавших газов [1–4]. Наиболее широкое распространение получили абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины (АБХМ), отличающиеся высокими тепловыми коэффициентами  $\zeta = 0,7 \dots 0,8$ ,  $\zeta = Q_0 / Q_{\text{г}}$ , где  $Q_0$  – холодопроизводительность,  $Q_{\text{г}}$  – затраченная теплота. Они позволяют охлаждать воздух на входе ГТУ до  $t_{\text{в2}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ , чего для умеренных климатических условий Украины недостаточно. Более глубокое охлаждение воздуха до  $t_{\text{в2}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$  и ниже обеспечивают хладоновые эжекторные холодильные машины (ЭХМ) при температурах кипения хладона в воздухоохладителях  $t_0 = 2 \dots 4 \text{ }^\circ\text{C}$ . Однако тепловые коэффициенты ЭХМ невысокие:  $\zeta_{\text{Э}} = 0,2 \dots 0,3$ .

В работах [3, 4] рассмотрены ТХМ с АБХМ в качестве ступени предварительного охлаждения воздуха на входе ГТУ до  $t_{\text{в2}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$  и ЭХМ как ступени его глубокого охлаждения от  $t_{\text{в2}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$  до  $t_{\text{в2}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$  и ниже. В свою очередь, от ТХМ, как и от любой холодильной машины, необходимо отводить теплоту конденсации (в АБХМ – еще и абсорбции), что осуществляется системами оборотного охлаждения с градирнями, в частности, мокрого типа.

В условиях острого дефицита водных ресурсов представляется целесообразным использовать для

подпитки градирен конденсата, образующегося в результате конденсации водяных паров в процессе охлаждения воздуха на входе ГТУ.

Эксплуатация воздухоохладителей на входе ГТУ при переменных температурах наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$  сопровождается значительными колебаниями тепловой нагрузки в течение суток, и прежде всего на высокотемпературную ступень предварительного охлаждения. Соответственно меняется и количество водного конденсата, получаемого как сопутствующий продукт охлаждения воздуха, что также необходимо учитывать при выборе проектной тепловой нагрузки ступеней охлаждения.

**Цель исследования** – проанализировать зависимость количества конденсата, получаемого в процессе охлаждения воздуха на входе ГТУ при разных соотношениях проектных тепловых нагрузок высоко- и низкотемпературных ступеней охлаждения.

### 2. Результаты исследования

Схема системы двухступенчатого охлаждения 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 АБХМ и ЭХМ. Конденсаторы АБХМ и ЭХМ охлаждаются системой оборотного охлаждения с отводом теплоты градирнями. Двухступенчатый воздухоохладитель (ВО) включает высокотемпературную ступень ВО<sub>вг</sub> охлаждения воздуха холодной водой от АБХМ и низкотемпературную ступень ВО<sub>нт</sub> с отводом теплоты кипящим хладоном в испарителе-воздухоохладителе (И-ВО) ЭХМ.

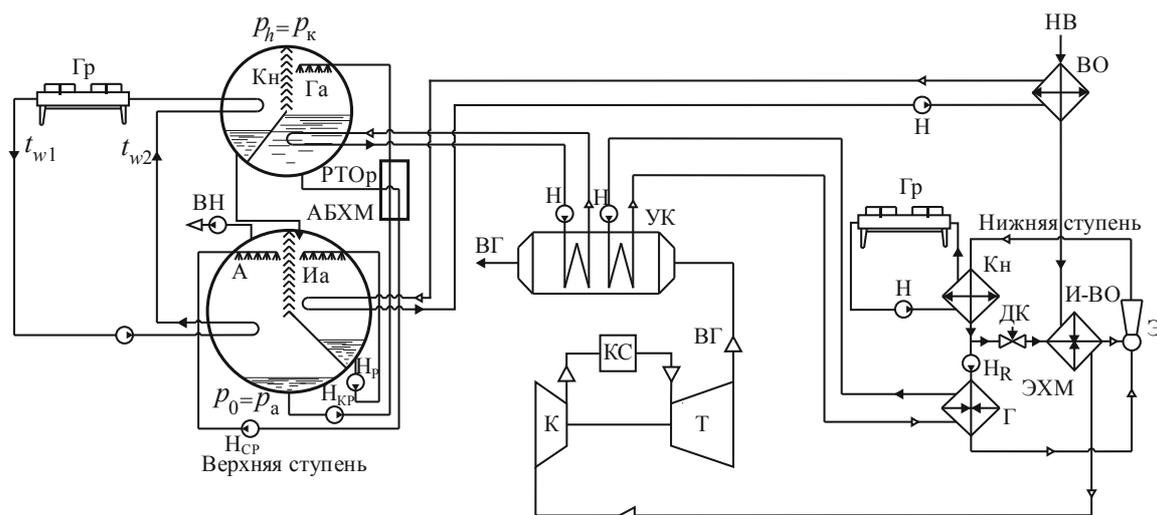


Рис. 1. Схема системы двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГТУ холодной водой с температурой  $t_x = 7^\circ\text{C}$  (от АБХМ) и кипящим хладагентом ( $t_0 = 3 \dots 5^\circ\text{C}$ ) в ЭХМ абсорбционно-эжекторной холодильной машины (АЭХМ) с использованием теплоты выпускных газов ГТУ:

К – компрессор; Т – турбина; КС – камера сгорания; Эк – экономайзер нагрева воды (теплоносителя для АБХМ и ЭХМ); ВО – воздухоохладитель (ВО<sub>ВТ</sub>); И-ВО – испаритель хладагента-воздухоохладитель (ВО<sub>НТ</sub>); Гр – градирня; НВ – наружный воздух; Н – насос; АБХМ: Г<sub>А</sub> – генератор (десорбер); К<sub>н</sub> – конденсатор; А – абсорбер; И – испаритель; РТО<sub>р</sub> – регенеративный теплообменник растворов, Н<sub>ср</sub> – насос слабого раствора; Н<sub>кр</sub> – насос крепкого раствора; Н<sub>р</sub> – циркуляционный водяной насос; ВН – вакуум-насос; ЭХМ: Э – эжектор; К<sub>н</sub> – конденсатор; Г – генератор пара хладагента; ДК – дроссельный клапан

В работах [3, 4] предложен методологический подход к проектированию охладителей воздуха на входе ГТУ с учетом климатических условий эксплуатации, в соответствии с которым тепловую нагрузку всего двухступенчатого ВО выбирают исходя из годовой экономии топлива за счет охлаждения воздуха на входе, а тепловые нагрузки высоко- и низкотемпературных ступеней – с учетом значительных колебаний тепловой нагрузки на высокотемпературную ступень предварительного охлаждения и ее падения в прохладные периоды: летом – в ночные часы и межсезонье. На примере климатических условий эксплуатации ГТУ Южнобугской компрессорной станции (г. Южноукраинск, Николаевская обл.) показано, что для климатических условий юга Украины за рациональную удельную тепловую нагрузку двухступенчатого ВО  $q_0 = Q_0/G_B$ , приходящуюся на единичный расход воздуха ( $G_B = 1 \text{ кг/с}$ ) и обеспечивающую максимальную годовую экономию топлива, можно принять  $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$ .

Показано также, что удельную тепловую нагрузку на высокотемпературную ступень ВО<sub>ВТ</sub> предварительного охлаждения  $q_{0,ВТ}$  следует принимать заниженной, чтобы исключить непроизводительные потери мощности (соответственно и затра-

ты топлива) ГТУ на преодоление ее аэродинамического сопротивления  $\Delta P_{ВТ}$ , имеющие место в периоды эксплуатации ВО<sub>ВТ</sub> с недогрузкой (прохладные периоды летом и межсезонье), а тепловую нагрузку низкотемпературной ступени глубокого охлаждения ВО<sub>НТ</sub>  $q_{0,НТ}$ , наоборот, завышенной по сравнению с требуемой для охлаждения воздуха от  $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ , чтобы в прохладные периоды (межсезонье) обойтись без ВО<sub>ВТ</sub>, а при высоких  $t_{нв}$  воспринимать избыточную тепловую нагрузку на ВО<sub>ВТ</sub>, превышающую ее проектную величину.

В качестве примера на рис. 2 приведены результаты расчета параметров процесса охлаждения воздуха на входе ГТУ в двухступенчатом ВО с получением конденсата для двух вариантов соотношения удельных тепловых нагрузок ступеней охлаждения: 1)  $q_{0,ВТ} \approx q_{0,НТ} \approx 17 \text{ кВт/(кг/с)}$ ; 2)  $q_{0,ВТ} \approx 10 \text{ кВт/(кг/с)}$  и  $q_{0,НТ} = 24 \text{ кВт/(кг/с)}$  при суммарной удельной тепловой нагрузке двухступенчатого ВО  $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$  и меняющихся в течение суток (8.07.2015) температуре  $t_{нв}$  и относительной влажности  $\phi$  наружного воздуха для климатических условий г. Южноукраинск, Николаевская обл.

Полные тепловлажностные характеристики двухступенчатого ВО и его ступеней ВО<sub>ВТ</sub> и ВО<sub>НТ</sub> (расход воздуха  $G_B = 40 \text{ кг/с}$ ) приведены на рис. 3.

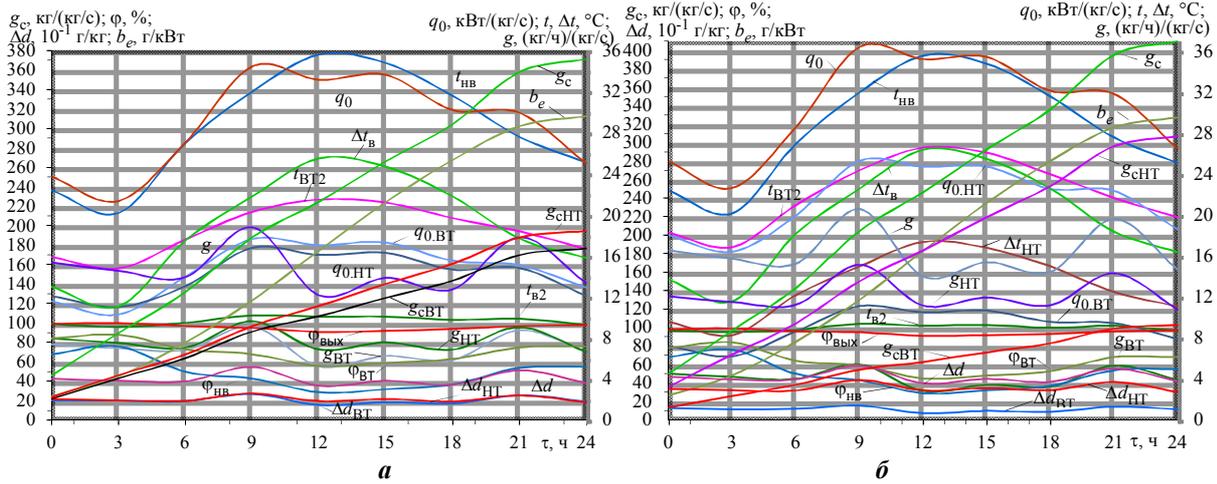


Рис. 2. Текущие значения температуры  $t_{нв}$  и относительной влажности  $\phi_{нв}$  наружного воздуха, температуры воздуха на выходе из  $VO_{BT}$   $t_{BT2}$  и  $VO_{HT}$   $t_{b2}$ , снижения его температуры  $\Delta t_b$  и влагосодержания  $\Delta d$  в  $VO$ , удельного часового расхода конденсата  $g$  и удельных тепловых нагрузок  $q_0 = Q_0 / G_b$ , приходящихся на единицу расхода воздуха ( $G_b = 1$  кг/с), суммарных по нарастающей за сутки удельной экономии топлива  $b_e$  за счет охлаждения воздуха на входе ГТУ в двухступенчатом  $VO$ , приходящейся на 1 кВт мощности ГТУ, и удельного количества конденсата  $g_c$  (при  $G_b = 1$  кг/с) в течение суток (8.07.2015) для высокотемпературной  $VO_{BT}$  и низкотемпературной  $VO_{HT}$  ступеней и всего двухступенчатого  $VO$ :  $q_{0.BT}$ ,  $q_{0.HT}$  и  $q_0$  – для  $VO_{BT}$ ,  $VO_{HT}$  и всего  $VO$ ;  $\Delta d_{BT}$ ,  $\Delta d_{HT}$  и  $\Delta d$  – для  $VO_{BT}$ ,  $VO_{HT}$  и всего  $VO$ ;  $g_{BT}$ ,  $g_{HT}$  и  $g$  – для  $VO_{BT}$ ,  $VO_{HT}$  и всего  $VO$ ;  $\phi_{BT}$  и  $\phi_{вых}$  – на выходе  $VO_{BT}$  и  $VO_{HT}$  (всего  $VO$ );  
**а** –  $q_{0.BT} \approx q_{0.HT} \approx 17$  кВт/(кг/с);  $q_0 = 34$  кВт/(кг/с);  
**б** –  $q_{0.BT} = 10$  кВт/(кг/с);  $q_{0.HT} = 24$  кВт/(кг/с);  $q_0 = 34$  кВт/(кг/с)

Как видно, вопреки ожидаемому, максимальное выпадение конденсата  $g$  в  $VO$ ,  $g_{BT}$  в  $VO_{BT}$  и  $g_{HT}$   $VO_{HT}$  имеет место не в часы максимальной относительной влажности воздуха  $\phi$ .

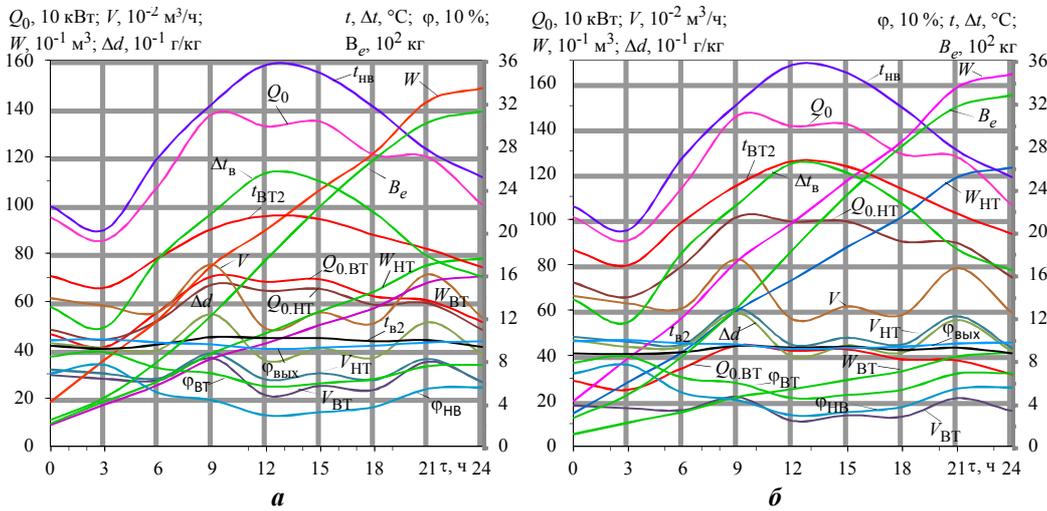


Рис. 3. Текущие значения температуры  $t_{нв}$  и относительной влажности  $\phi_{нв}$  наружного воздуха, температуры воздуха на выходе из  $VO_{BT}$   $t_{BT2}$  и  $VO_{HT}$   $t_{b2}$ , снижения его температуры  $\Delta t_b$  и влагосодержания  $\Delta d$  в  $VO$ , часового расхода конденсата  $V$  и тепловых нагрузок  $Q_0$  (расход воздуха  $G_b = 40$  кг/с), суммарных по нарастающей за сутки экономии топлива  $B_e$  за счет охлаждения воздуха на входе ГТУ (мощность 10 МВт) в двухступенчатом  $VO$  и количества получаемого конденсата  $W$  ( $G_b = 40$  кг/с) в течение суток (8.07.2015) для климатических условий г. Южноукраинск, Николаевская обл., для ступеней  $VO_{BT}$  и  $VO_{HT}$  и всего двухступенчатого  $VO$ :  $Q_{0.BT}$ ,  $Q_{0.HT}$  и  $Q_0$  – для  $VO_{BT}$ ,  $VO_{HT}$  и всего  $VO$ ;  $V_{BT}$ ,  $V_{HT}$ ,  $V$  и  $W_{BT}$ ,  $W_{HT}$ ,  $W$  – для  $VO_{BT}$ ,  $VO_{HT}$  и всего  $VO$ ;  $\phi_{BT}$  и  $\phi_{вых}$  – на выходе  $VO_{BT}$  и  $VO_{HT}$  (всего  $VO$ );  
**а** –  $q_{0.BT} \approx q_{0.HT} \approx 17$  кВт/(кг/с);  $q_0 = 34$  кВт/(кг/с);  
**б** –  $q_{0.BT} = 10$  кВт/(кг/с);  $q_{0.HT} = 24$  кВт/(кг/с);  $q_0 = 34$  кВт/(кг/с)

В течении суток имеют место два локальных максимума текущих удельных ( $G_b = 1$  кг/с) расходов высокотемпературного  $g_{BT}$  и низкотемпературного  $g_{HT}$  конденсата и соответственно их абсолютных ( $G_b = 40$  кг/с) величин  $W_{BT}$  и  $W_{HT}$  около 9 и 21 час.

При этом максимумы более резко выражены для низкотемпературного конденсата в  $VO_{HT}$   $g_{HT}$  ( $W_{HT}$ ) вследствие завышенных проектных  $q_{0,HT} \approx 24$  кВт/(кг/с) и заниженных  $q_{0,BT} \approx 10$  кВт/(кг/с) (рис. 2,б и 3,б), соответственно и поверхностей  $VO_{BT}$  и  $VO_{HT}$ . Подтверждением этого являются повышенные температуры воздуха на выходе  $VO_{BT}$   $t_{BT2} = 20...26$  °С, что значительно выше 15 °С для АБХМ (рис. 2,б и 3,б). В случае же  $q_{0,BT} \approx q_{0,HT} \approx 17$  кВт/(кг/с) максимальные значения расходов конденсата, выпадающего в  $VO_{BT}$   $g_{BT}$  ( $W_{BT}$ ) и  $VO_{HT}$   $g_{HT}$  ( $W_{HT}$ ), сближаются (рис. 2,а и 3,а), а температуры воздуха на выходе  $VO_{BT}$   $t_{BT2} = 15...20$  °С.

В обоих вариантах соотношения удельных тепловых нагрузок ступеней охлаждения: 1)  $q_{0,BT} \approx q_{0,HT} \approx 17$  кВт/(кг/с); 2)  $q_{0,BT} \approx 10$  кВт/(кг/с) и  $q_{0,HT} = 24$  кВт/(кг/с) суточная экономия топлива удельная (на 1 кВт мощности ГТУ)  $b_e = 310...320$  г/кВт и полная ( $N_e = 10$  МВт)  $B_e = 3,1...3,20$  т, т.е. примерно одинаковая. Однако с учетом того, что при умеренных температурах  $t_{нв}$  тепловая нагрузка на высокотемпературную ступень  $VO_{BT}$   $q_{0,BT}$  будет снижаться, то с целью сокращения затрат мощности ГТУ, соответственно и топлива на преодоление аэродинамического сопротивления неработающей поверхности  $VO_{BT}$  целесообразно при проектировании принимать проектную тепловую нагрузку высокотемпературной ступени заниженной – согласно второму варианту (рис. 2,б и 3,б):  $q_{0,BT} = 10$  кВт/(кг/с) и  $q_{0,HT} = 24$  кВт/(кг/с) при  $q_0 = 34$  кВт/(кг/с) для всего двухступенчатого ВО.

При удельных тепловых нагрузках  $q_{0,BT} = 10$  кВт/(кг/с) и  $q_{0,HT} = 24$  кВт/(кг/с) количество конденсата, полученного за сутки как сопутствующего продукта процесса охлаждения воздуха в двухступенчатом ВО и его ступенях  $VO_{BT}$  и  $VO_{HT}$  довольно существенное и составляет в удельных величинах (при  $G_b = 1$  кг/с):  $g_c = 400$  кг/(кг/с),  $g_{BT} = 100$  кг/(кг/с),  $g_{HTc} = 300$  кг/(кг/с) (рис. 2,б), а в абсолютных (при  $G_b = 40$  кг/с) соответственно  $W \approx 16$  м<sup>3</sup>,  $W_{BT} \approx 12$  м<sup>3</sup>,  $W_{HT} \approx 4$  м<sup>3</sup> (рис. 3,б).

Такое двухступенчатое охлаждение циклового воздуха в  $VO_{BT}$  и  $VO_{HT}$  на входе ГТУ создает условия для раздельного отвода и аккумуляции конденсата с разной температурой и последующего его рационального использования в системе охлаждения, в частности конденсат с повышенной температурой может быть использован для подпитки градиент системы обратного охлаждения конденсаторов АБХМ и ЭХМ, а конденсат с пониженной темпера-

турой – как хладоноситель для  $VO_{BT}$ , например, при работе АБХМ в качестве высокотемпературной ступени каскадной абсорбционно-эжекторной холодильной машины с охлаждением конденсатора ЭХМ холодной водой из АБХМ.

## Выводы

Исследована возможность получения воды с разной температурой как сопутствующего продукта в процессе двухступенчатого охлаждения циклового воздуха на входе ГТУ теплоиспользующими абсорбционной бромистолитиевой и хладоновой эжекторной холодильными машинами, утилизирующими теплоту отработавших газов. Показано, что для климатических условий юга Украины при рациональных проектных тепловых нагрузках на высоко- и низкотемпературные ступени охлаждения  $VO_{BT}$  и  $VO_{HT}$  можно получить в  $VO_{BT}$  в 2-3 раза большее количество конденсата с более низкой температурой по сравнению с полученным в  $VO_{HT}$  для последующего его использования в системах охлаждения.

## Литература

1. Popli, S. *Trigeneration scheme for energy efficiency enhancement in a natural gas processing plant through turbine exhaust gas waste heat utilization [Text] / Sahil Popli, Peter Rodgers, Valerie Eveloy // Applied Energy. – 2012. – №93. – С. 623–636.*
2. Popli, S. *Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry [Text] / Sahil Popli, Peter Rodgers, Valerie Eveloy // Applied Thermal Engineering. – 2013. – №50. – P. 918–931.*
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. *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.*

## References

1. Popli, Sahil., Rodgers, Peter., Eveloy, Valerie. *Trigeneration scheme for energy efficiency enhancement in a natural gas processing plant through turbine*

exhaust gas waste heat utilization. *Applied Energy*, 2012, no. 93, pp. 623–636.

2. Popli, Sahil., Rodgers, Peter., Eveloy, Valerie. Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. *Applied Thermal Engineering*, 2013, no. 50, pp. 918–931.

3. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Metodologicheskii podhod k racionalnomu proektirovaniyu kombinirovannoi teploispolzuyushchey sistemy okhlazhdeniya vozdukha na vhode gazoturbinnoy ustanovky [Methodological approaches of rational designing of combined waste heat recovery system for gas turbine unit

intake air cooling]. *Avitsionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya – Aerospace technics and technology*, 2015, no. 4 (121), pp. 76–79.

4. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Metod vybora racionalnoy teplovoy nagruzky absorbcionno-ezhektornogo termotransformatora okhlazhdeniya vozdukha na vhode regenerativnyh GTU kompressornyh stanciy [The method of evaluation of rational heat load on absorption-ejector thermotransformer for cooling regenerative GTU intake air of compressor stations]. *Avitsionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya – Aerospace technics and technology*, 2015, no. 5 (122), pp. 61–64.

Поступила в редакцию 15.04.2017, рассмотрена на редколлегии 7.06.2017

### ОТРИМАННЯ КОНДЕНСАТУ ПРИ ОХОЛОДЖЕННІ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ

*А. М. Радченко, Б. С. Портной, О. І. Прядко, А. А. Андреев*

Досліджено можливість отримання води при конденсації водяної пари в процесі двоступеневого охолодження циклового повітря на вході ГТУ тепловикористовуючими абсорбційною бромистолітєвою і хладоною ежекторною холодильними машинами, що утилізують теплоту відпрацьованих газів. Проаналізовано залежність кількості конденсату, що випадає в ступенях попереднього охолодження повітря на вході ГТУ холодною водою від АБХМ і глибокого охолодження хладоною ежекторною холодильною машиною, від розподілу теплових навантажень між ступенями. Наведено результати розрахунків кількості конденсату, що випадає, для кліматичних умов півдня України.

**Ключові слова:** охолодження, охолоджувач повітря, конденсат, тепловикористовуюча холодильна машина, газотурбінна установка.

### PRODUCING CONDENSATE DURING AIR COOLING AT THE INLET OF GTU

*A. N. Radchenko, B. S. Portnoy, A. I. Prjadko, A. A. Andreev*

A possibility of producing a condensate during condensing a steam in two stages cooling of cyclic air at the inlet of GTU by waste heat recovery absorption lithium bromide chiller and refrigerant ejector chiller utilizing the heat of exhaust gases was investigated. The dependence of quantity of condensate, dropped in the stage of previous air cooling at the inlet of GTU by chilled water from absorption lithium bromide chiller and in the stage of deep cooling by refrigerant ejector chiller, from heat load distribution between the stages has been analyzed. The results of calculations of dropped condensate quantity for climatic conditions of the south of Ukraine are presented.

**Key words:** cooling, air cooler, condensate, waste heat recovery chiller, gas turbine unit.

**Радченко Андрей Николаевич** – канд. техн. наук, доц., Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: nirad50@gmail.com, andrad69@mail.ru.

**Портной Богдан Сергеевич** – аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: Bodaya1184@yandex.ru.

**Прядко Александр Игоревич** – аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина.

**Андреев Андрей Адольфович** – канд. техн. наук, доц., Херсонский филиал Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Херсон, Украина.

**Radchenko Andrey Nikolaevich** – Candidate of Technical Science, Assistant Professor of Dept. of Ship Electroenergetic Systems, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: nirad50@gmail.com, andrad69@mail.ru.

**Portnoi Bohdan Sergeevich** – Post Graduated Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: Bodaya1184@yandex.ru.

**Prjadko Alexandr Igorevich** – Post Graduated Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine.

**Andreev Andrey Adolfovich** – Candidate of Technical Science, Assistant Professor of Kherson Filial of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine.