

УДК 621.438:621.57

А. Н. РАДЧЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ С УЧЁТОМ КЛИМАТИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

*Проанализировано охлаждение воздуха на входе ГТУ с использованием теплоты отработавших газов в абсорбционно-эжекторной холодильной машине комбинированного типа с абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной в качестве высокотемпературной ступени охлаждения и хладоновой эжекторной холодильной машиной как низкотемпературной ступенью. Выявлены резервы повышения эффективности охлаждения воздуха на входе ГТУ при максимальных в течение суток наружных температурах, которые состоят в смещении во времени максимумов тепловых нагрузок и температур наружного воздуха и открывают возможности дополнительного уменьшения удельного расхода топлива путём более глубокого охлаждения воздуха на входе как при повышенных температурах наружного воздуха, так и при пониженных тепловых нагрузках на воздухоохладители.*

**Ключевые слова:** абсорбционно-эжекторная холодильная машина, газотурбинная установка, ступень охлаждения, тепловая нагрузка, температура воздуха.

### 1. Постановка проблемы

При повышенных температурах наружного воздуха  $t_{нв}$  на входе топливная эффективность газотурбинных установок (ГТУ) ухудшается. Так, для ГТУ производства ГП НПКГ "Зоря-Машпроект" с повышением температуры  $t_{нв}$  на  $10^\circ\text{C}$  удельный расход топлива уменьшается на  $7...8$  г/(кВт·ч) [1]. Поэтому охлаждение воздуха на входе ГТУ, в частности, теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), утилизирующими теплоту отработавших газов, является одним из основных направлений сокращения потребления топлива [2–4]. В наиболее распространённых абсорбционных бромистолитиевых холодильных машинах (АБХМ) воздух можно охладить до температуры не ниже  $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$  (температура холодной воды  $t_x \approx 7^\circ\text{C}$ ), а в эжекторных холодильных машинах (ЭХМ) при использовании хладонов – до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  и ниже (температура кипения хладонов  $t_x = t_0 = 2...4^\circ\text{C}$ ). Однако эффективность трансформации теплоты в холод в ЭХМ гораздо ниже, чем в АБХМ: их тепловые коэффициенты  $\zeta_3 = 0,2...0,3$  по сравнению с  $\zeta_A = 0,7...0,8$  для АБХМ, где тепловой коэффициент  $\zeta = Q_0/Q_T$  – отношение холодопроизводительности к затраченной теплоте отработавших газов.

### 2. Анализ последних исследований и публикаций

Охлаждение воздуха на входе ГТУ в ТХМ комбинированного типа с АБХМ в качестве высокотем-

пературной ступени охлаждения наружного воздуха от текущей температуры  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$  и ЭХМ как низкотемпературной ступенью более глубокого охлаждения до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  и ниже рассмотрено в [2, 3]. Показано, что применение таких комбинированных ТХМ особенно целесообразно для охлаждения воздуха на входе ГТУ в умеренных климатических условиях. Однако резервы повышения эффективности охлаждения воздуха на входе ГТУ в наиболее нагруженные летние месяцы не исследованы.

**Цель работы** – повышение эффективности охлаждения воздуха на входе ГТУ с учётом особенностей изменения тепловых нагрузок.

### 3. Изложения основного материала

При охлаждении воздуха на входе ГТУ в ТХМ комбинированного типа, например, абсорбционно-эжекторных (АЭХМ), сбросная теплота отработавших газов используется для получения горячей воды, которая в свою очередь служит источником теплоты для АБХМ и ЭХМ [2, 3]. Конденсаторы АБХМ и ЭХМ охлаждаются системой оборотного охлаждения с отводом теплоты градирнями мокрого типа. Двухступенчатый воздухоохладитель (ВО) комбинированного типа включает высокотемпературную ступень  $ВО_{вТ}$  охлаждения воздуха холодной водой от АБХМ и испаритель хладона-воздухоохладитель (И-ВО) ЭХМ как низкотемпературную ступень  $ВО_{нТ}$ .

В работах [2, 3] показано, что для климатических условий эксплуатации Южнобугской компрессорной станции (г. Южноукраинск, Николаевская обл., 2009 г.) при охлаждении воздуха на входе ГТУ до температуры  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  максимальную годовую экономию топлива можно получить при удельной, приходящейся на единичный расход воздуха ( $G_b = 1 \text{ кг/с}$ ), тепловой нагрузке двухступенчатого ВО (холодопроизводительности АЭХМ)  $q_0 \approx 34 \text{ кВт/(кг/с)}$ , которую можно принять за рациональную  $q_{0,10p}$  и исходя из нее проектировать ВО и выбирать полную установленную холодопроизводительность АЭХМ:  $Q_0 = G_b \cdot q_0$ , кВт.

Для того, чтобы оценить величину избытка проектной (рациональной) удельной холодопроизводительности по сравнению с текущей величиной  $\Delta q_0 = q_{0,p} - q_{0,10}$ , где  $q_{0,p} = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$ , дефицита холодопроизводительности  $-\Delta q_0 = q_{0,10} - q_{0,p} = -(q_{0,p} - q_{0,10}) = 34 - q_{0,10}$ , кВт/(кг/с) и обусловленное дефицитом недоохлаждение воздуха  $-\Delta t_d$ , с одной стороны, и выявить резервы более глубокого снижения температуры воздуха на входе ГТУ  $+\Delta t_{10}$ , образующиеся при снижении тепловой нагрузки на ВО<sub>ВТ</sub>, соответственно, и на АБХМ, с другой стороны, проанализировано изменение параметров процесса охлаждения воздуха на входе ГТУ в течение наиболее тёплых суток июля месяца.

Недоохлаждение воздуха  $-\Delta t_d$  на входе ГТУ (из-за дефицита холодопроизводительности) по сравнению с потенциально возможным снижением температуры воздуха  $\Delta t_{10}$  от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  в

АЭХМ рассчитывают как  $-\Delta t_d = \Delta t_{10} - \Delta t_{10,p}$ , где  $\Delta t_{10} = t_{нв} - 10^\circ\text{C}$  и  $\Delta t_{10,p} = q_{0,p10} / \xi$ , где  $\xi$  – коэффициент влаговываждения, т.е. отношение полного количества теплоты, отведённой от влажного воздуха в ВО на входе ГТУ (разности энтальпий воздуха на входе и выходе из ВО), к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур  $\Delta t$ .

О том, что максимальные значения удельной тепловой нагрузки (требуемых затрат удельной холодопроизводительности)  $q_{0,10}$  на воздухоохладитель смещены во времени относительно максимальных значений температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  можно судить по рис. 1, на котором приведены текущие значения снижения температуры наружного воздуха  $\Delta t_{10}$  в двухступенчатой АЭХМ (до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ ), соответствующие затраты удельной холодопроизводительности  $q_{0,10}$ , избыток проектной удельной холодопроизводительности по сравнению с её текущими затратами  $+\Delta q_0$  и её дефицит  $-\Delta q_0$ , соответствующие дополнительное охлаждение  $+\Delta t_{10}$  и недоохлаждение  $-\Delta t_d$  воздуха на входе ГТУ (из-за дефицита проектной удельной холодопроизводительности  $q_{0,10p}$ ) по сравнению со снижением его температуры  $\Delta t_{10}$  от текущих значений  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ , действительная (она же потенциально возможная при дополнительном глубоком охлаждении) температура охлаждённого воздуха на входе ГТУ  $t_{в2д}$  при  $q_{0,10p} = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$  в течение 20.07.2009 г. (г. Южноукраинск, Николаевская обл.).

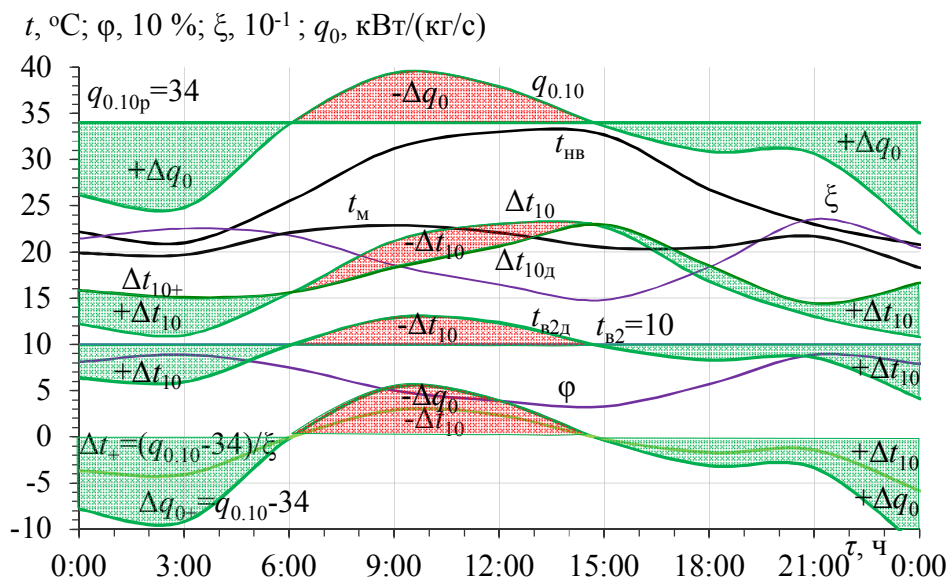


Рис. 1. Текущие значения температуры  $t_{нв}$  и относительной влажности  $\phi$  наружного воздуха, коэффициента влаговываждения  $\xi$  при охлаждении воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ , снижения температуры наружного воздуха  $\Delta t_{10}$  в АЭХМ (до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ ), соответствующие затраты удельной холодопроизводительности  $q_{0,10}$ , избыток проектной удельной холодопроизводительности (по сравнению с её текущими затратами)  $+\Delta q_0$  и её дефицит  $-\Delta q_0$ , соответствующие дополнительное охлаждение  $+\Delta t_{10}$  и недоохлаждение  $-\Delta t_d$  воздуха на входе ГТУ, действительная температура охлаждённого воздуха  $t_{в2д}$  при  $q_{0,10p} = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$

На рис. 1 обозначено:  $+\Delta q_0 = q_{0.10p} - q_{0.10} = 34 - q_{0.10}$  – избыток удельной холодопроизводительности;  $-\Delta q_0 = q_{0.10} - q_{0.10p} = q_{0.10} - 34$ , кВт/(кг/с) – дефицит удельной холодопроизводительности;  $-\Delta t_d$  – недоохлаждение воздуха на входе ГТУ (из-за дефицита удельной холодопроизводительности). Области, ограниченные графиками  $q_{0.p}$  и  $q_{0.10}$ ,  $\Delta t_{10d}$  и  $\Delta t_{10}$ , представляют резерв (дефицит) удельной холодопроизводительности  $+\Delta q_0$  (дефицит  $-\Delta q_0$ ), потенциал дополнительного охлаждения  $+\Delta t_{10}$  (недоохлаждение  $-\Delta t_{10}$ ) воздуха.

То обстоятельство, что дефицит удельной холодопроизводительности  $-\Delta q_0$  (по сравнению с требуемой величиной  $q_{0.10}$  для охлаждения воздуха до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ ) и, следовательно, соответствующее недоохлаждение воздуха на входе ГТУ  $-\Delta t_{10d}$  приходится не на максимальные значения  $t_{нв}$ , открывает возможности более глубокого охлаждения воздуха реализацией избытка располагаемой холодопроизводительности  $+\Delta q_0 = q_{0.10p} - q_{0.10}$  при максимальных  $t_{нв}$ .

Охлаждение воздуха до более низких  $t_{в2}$  возможно путём снижения температуры хладонотителя  $t_x$ , т.е. кипящего хладона  $t_0$ . Поскольку тепловой коэффициент ЭХМ  $\zeta$  при снижении температуры кипения хладона  $t_0$  уменьшается, а при снижении температуры

конденсации  $t_k$  наоборот – возрастает, то демпфировать негативное влияние снижения  $t_0$  на  $\zeta$  можно понижением температуры конденсации хладона  $t_k$ . Как видно из рис. 1, (при  $\tau = 0 \dots 6$  ч и  $15 \dots 24$  ч), когда имеет место избыток располагаемой холодопроизводительности  $+\Delta q_0 = q_{0.10p} - q_{0.10}$  (область под горизонтальной линией  $q_{0.10p} = 34$ , ограниченная снизу графиком  $q_{0.10}$ ), температура  $t_m$  (соответственно и охлаждающей конденсатор ЭХМ воды, поступающей из градирни мокрого типа в ВО<sub>НТ</sub>, более низкая (примерно на  $2^\circ\text{C}$  по сравнению с утренними часами  $\tau = 6 \dots 10$  ч).

В случае недостаточно низкой температуры воздуха по мокрому термометру  $t_m$ , соответственно охлаждающей конденсатор ЭХМ воды, поступающей из градирни мокрого типа, и температуры конденсации  $t_k$ , увеличить тепловой коэффициент ЭХМ  $\zeta$  и холодопроизводительность, а, следовательно, и глубину охлаждения воздуха на входе ГТУ можно в ступенчато-каскадной АЭХМ с охлаждением конденсатора ЭХМ холодной водой из АБХМ (рис. 2).

Реализация выявленных резервов повышения эффективности охлаждения воздуха на входе ГТУ обеспечивает увеличение глубины охлаждения воздуха на величину  $+\Delta t_{10} = \Delta t_{10d} - \Delta t_{10}$  и соответствующее дополнительное уменьшение удельного расхода топлива ГТУ  $+\Delta b_{e10} = \Delta b_{e10} - \Delta b_{e10d}$  (рис. 3).

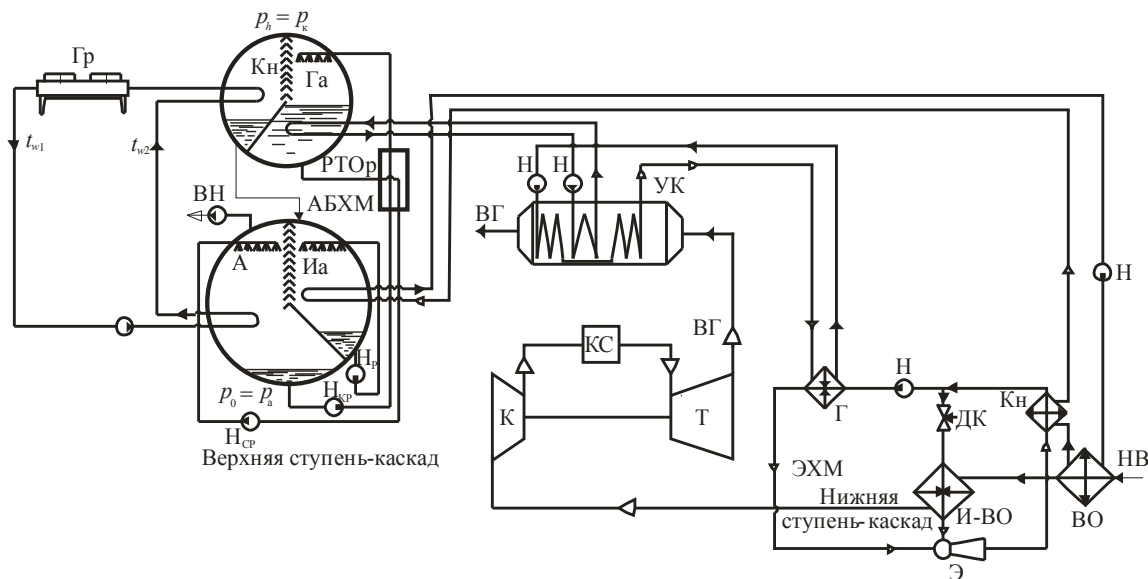


Рис. 2. Схема системы двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГТУ холодной водой с температурой  $t_x = 7^\circ\text{C}$  (от АБХМ) и кипящим НРТ ( $t_0 = 3 \dots 5^\circ\text{C}$ ) в ЭХМ абсорбционно-эжекторной холодильной машины (АЭХМ) с использованием теплоты выпускных газов ГТУ: К – компрессор; Т – турбина; КС – камера сгорания; Эж – экономайзер нагрева воды (теплоносителя для АБХМ и ЭХМ); ВО – воздухоохладитель (ВО<sub>ВТ</sub>); И-ВО – испаритель хладона-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>сп</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 НРТ; ДК – дроссельный клапан

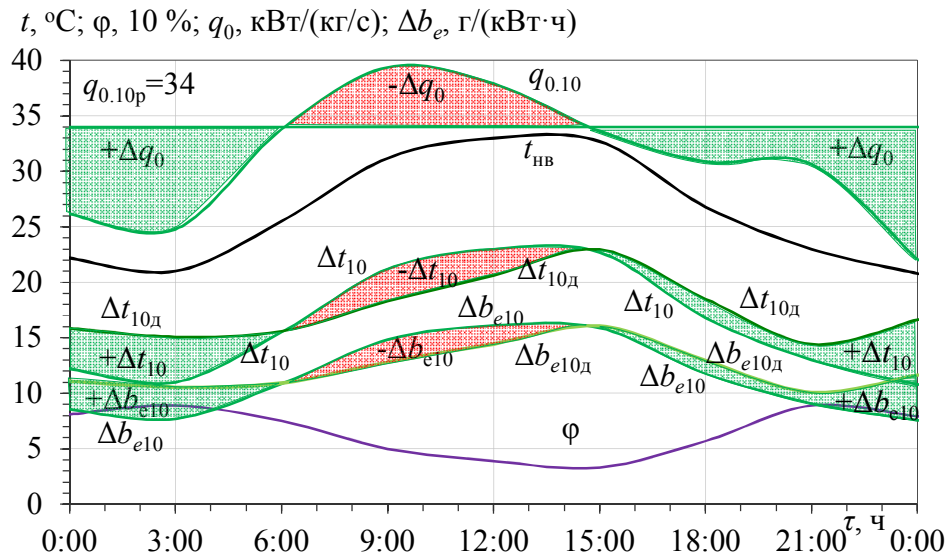


Рис. 3. Текущие приращения сокращения удельного расхода топлива ГТУ  $+\Delta b_{e10}$  (избыток) и  $-\Delta b_{e10}$  (дефицит) по сравнению с охлаждением воздуха на величину  $\Delta t_{10}$  от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  и действительное сокращение удельного расхода топлива ГТУ  $\Delta b_{e10д}$  за счёт охлаждения воздуха на величину  $\Delta t_{10д}$  от  $t_{нв}$  до  $t_{в2д}$  (остальные обозначения, что и на рис. 1)

На рис. 3 области, ограниченные графиками  $q_{0.p}$  и  $q_{0.10}$ ,  $\Delta t_{10д}$  и  $\Delta t_{10}$ ,  $\Delta b_{e10}$  и  $\Delta b_{e10д}$ , представляют резерв (или дефицит) удельной холодопроизводительности  $+\Delta q_0$  (дефицит  $-\Delta q_0$ ), потенциал для дополнительного охлаждения  $+\Delta t_{10}$  (недоохлаждение  $-\Delta t_{10}$ ) воздуха и соответственно дополнительного уменьшения удельного расхода топлива ГТУ  $+\Delta b_{e10}$  (сокращение уменьшения удельного расхода топлива ГТУ  $-\Delta b_{e10}$  из-за дефицита удельной холодопроизводительности  $-\Delta q_0$  по сравнению с требуемой для охлаждения воздуха до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ ).

Применение ступенчато-каскадной АЭХМ с охлаждением конденсатора ЭХМ холодной водой из АБХМ обеспечивает дополнительное уменьшение удельного расхода топлива ГТУ  $+\Delta b_{e10} = \Delta b_{e10} - \Delta b_{e10д}$  за счёт увеличения глубины охлаждения воздуха на величину  $+\Delta t_{10} = \Delta t_{10д} - \Delta t_{10} = (t_{в2д} - 10^\circ\text{C})$  при умеренных температурах наружного воздуха  $t_{нв}$  ( $\tau = 0...6$  и  $20...24$  ч) и ликвидацию дефицита удельной холодопроизводительности  $\Delta q_{0.10}$  при  $\tau = 7...14$  ч (рис. 3).

### Выводы

Впервые выявлены резервы повышения эффективности охлаждения воздуха на входе ГТУ при максимальных в течение суток температурах  $t_{нв}$ , обусловленные особенностями изменения климатических условий эксплуатации и соответствующих тепловых нагрузок на систему охлаждения, которые состоят в смещении во времени максимальных тепловых нагрузок  $q_{0.10}$  и температур

наружного воздуха  $t_{нв}$  и открывают возможности дополнительного уменьшения удельного расхода топлива за счёт более глубокого охлаждения воздуха (до более низких  $t_{в2}$ ) при максимальных в течение суток температурах  $t_{нв}$ .

### Литература

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. 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. DOI:10.1115/GT2002-30657.

### References

1. Nikolayevskiye gazovyye turbiny promyshlennogo primeneniya [Nikolaev gas turbine of industrial applications]. Mykolaiv, SE SPCGT "Zorya"–"Mashproekt", 2004. 20 p.

2. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Effektivnost sposobov okhlazhdeniya vozdukha na vkhode GTU kompressornykh stantsiy v zavisimosti ot klimaticheskikh usloviy [Effective way of cooling the inlet air to the gas turbine compressor stations, depending on climatic conditions]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia - Aerospace technic and technology*, 2015, no. 1 (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 [Evaluation the potential of cooling gas turbines inlet air by transforming the heat of exhaust gases in the chillers]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia - Aerospace technic and technology*, 2014, no. 4 (111), pp. 56 – 59.

4. Bortmany, J. N. Assesment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air. Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002, Paper GT-2002-30657. 12 p. DOI:10.1115/GT2002-30657.

*Поступила в редакцию 12.10.2017, рассмотрена на редколлегии 23.11.2017*

### ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ З УРАХУВАННЯМ КЛІМАТИЧНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

*А. М. Радченко*

Проаналізовано охолодження повітря на вході ГТУ з використанням теплоти відпрацьованих газів в абсорбційно-ежекторній холодильній машині комбінованого типу з абсорбційною бромистолітійовою холодильною машиною як високотемпературним ступенем охолодження та хладоною ежекторною холодильною машиною як низькотемпературним ступенем. Виявлено резерви підвищення ефективності охолодження повітря на вході ГТУ при максимальних упродовж доби зовнішніх температурах, які полягають у зміщенні у часі максимумів теплових навантажень і температур зовнішнього повітря і відкривають можливості додаткового зменшення питомої витрати палива шляхом більш глибокого охолодження повітря на вході як при підвищених температурах зовнішнього повітря, так і при знижених теплових навантаженнях на повітроохолоджувачі.

**Ключові слова:** абсорбційно-ежекторна холодильна машина, газотурбінна установка, ступінь охолодження, теплове навантаження, температура повітря.

### INCREASING THE EFFICIENCY OF GTU INTAKE AIR COOLING TAKING INTO ACCOUNT THE CLIMATIC PECULIARITIES OF PERFORMANCE

*A. N. Radchenko*

Cooling the air at the inlet of gas turbine units by utilizing the exhaust gas waste heat in the combined absorption-ejector chiller with absorption lithium-bromide chiller as a gas turbine unit and refrigerant ejector chiller as a low temperature cooling stage has been analyzed for changeable climatic conditions. The climatic peculiarities of ambient air cooling processes consisting in time removing of maximal values of ambient air temperature and air cooler heat load have been investigated. Taking this into account the current heat loads on the two-stage gas turbine unit intake air cooler were analyzed in comparison with designed installed cooling capacity of absorption-ejector chiller, i.e. in comparison with designed heat load on the two-stage gas turbine unit intake air cooler. The lack and surplus of designed installed cooling capacity of absorption-ejector chiller was calculated. The reserves of increasing the fuel efficiency of gas turbine units by intake air deep cooling taking into account the mentioned above climatic peculiarities of air cooling processes were revealed. A combined absorption-ejector chiller with absorption lithium-bromide chiller as gas turbine unit intake air high temperature cooling stage and refrigerant ejector chiller with condenser cooled by absorption chiller as turbine intake air low temperature cooling stage has been proposed for turbine intake air deep cooling at maximal values of ambient air temperature and during decreased air cooler heat loads. So as the coefficient of performance of refrigerant ejector chiller is much lower compared with its value for absorption lithium-bromide chiller the efforts were aimed to increase the first one. Such a gas turbine unit intake air cooling system with combined absorption-ejector chiller provides increasing of its coefficient of performance due to refrigerant ejector chiller condenser cooling by absorption chiller and increasing of ejector chiller coefficient of performance as a result. The realization of gas turbine unit intake air deep cooling provides the maximal annual fuel saving for site climatic performance conditions.

**Keywords:** absorption-ejector chiller, gas turbine unit, cooling stage, heat load, air temperature.

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

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