

УДК 621.452.3-71:621.527:551.581.2

doi: 10.32620/aktt.2020.1.02

**М. І. РАДЧЕНКО¹, Є. І. ТРУШЛЯКОВ¹, Б. С. ПОРТНОЙ¹,
С. А. КАНТОР², Я. ЗОНМІН³**¹ Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна² ПАТ "Завод "Екватор", Україна³ Цзяньсунський університет науки і технологій, КНР

ПОРІВНЯННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГЛИБОКОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ ДЛЯ РІЗНОГО ТИПУ КЛІМАТУ

Досліджено ефективність глибокого охолодження повітря на вході газотурбінних установок при змінних упродовж місяця кліматичних умовах експлуатації. Для охолодження повітря розглянуто використання тепловикористовуючих холодильних машин, які трансформують теплоту відпрацьованих газів газотурбінних установок в холод. Проаналізовано ефективність охолодження повітря на вході газотурбінних установок до різних температур: до 15°C – абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною, яка використовується в якості першого ступеня попереднього охолодження зовнішнього повітря, та до 10°C – комбінованою абсорбційно-ежекторною холодильною машиною, з ежекторною хладоною холодильною машиною як другим ступенем охолодження повітря.

Ефективність охолодження повітря оцінюється для різних кліматичних умов: помірного клімату на прикладі м. Одеса (Україна) та субтропічного клімату для м. Гуанчжоу (КНР). Особливістю субтропічного клімату є висока відносна вологість повітря, відповідно, й вологовміст при водночас високих його температурах. Як показник при оцінці ефективності охолодження повітря на вході газотурбінних установок до 15 °C в абсорбційній бромистолітєвій холодильній машині та глибокого охолодження до 10 °C у комбінованій абсорбційно-ежекторній холодильній машині та глибокого застосовано зменшення питомої витрати палива. При цьому порівнюються потреби в питомій холодильній потужності та питомій потужності градирень охолодження тепловикористовуючих холодильних машин при охолодженні повітря до різних температур. Показано, що, через вкрай різні тепловолісні параметри зовнішнього повітря його охолодження на вході газотурбінних установок до 10 °C для кліматичних умов України забезпечує поточне зменшення питомої витрати палива за рахунок більш глибокого охолодження повітря на вході ГТУ у 1,6...1,7 рази порівняно з охолодженням до 15 °C, а для кліматичних умов КНР – 1,4...1,45 рази. Проте необхідно зазначити, що більш глибоке охолодження повітря на вході газотурбінної установки до температури 10°C в комбінованій абсорбційно-ежекторній холодильній машині порівняно з його традиційним охолодженням до 15°C в абсорбційній бромистолітєвій холодильній машині потребує збільшення необхідної питомої кількості холоду у 1,7...2,0 рази та необхідної питомої потужності градирень охолодження холодильних машин у 2,6...3,0 рази для кліматичних умов України, тоді як для КНР – 1,25...1,3 та 1,5...1,6 рази, відповідно.

Ключові слова: газотурбінна установка; охолодження повітря; холодильна машина; градирня; клімат.

1. Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Зі збільшенням температури зовнішнього повітря зменшується паливна ефективність енергетичних установок [1]. Одним з найбільш ефективних напрямів підвищення ефективності газотурбінних установок (ГТУ) є охолодження повітря на вході тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), які перетворюють теплоту відпрацьованих газів у холод [2]. Ефективність охолодження повітря на вході ГТУ залежить від глибини зменшення температури повітря. Так, в абсорбційних бромистолітєвих холодильних машинах (АБХМ) можливе охолодження повітря до температури

$t_{n2} = 15^\circ\text{C}$, а в ежекторних хладонових холодильних машинах (ЕХМ) – до $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$. Однак ефективність трансформації теплоти в ЕХМ невисока порівняно з АБХМ: тепловий коефіцієнт ЕХМ $\zeta_{\text{ЕХМ}} = 0,2...0,3$ проти $\zeta_{\text{АБХМ}} = 0,7...0,8$ для АБХМ, що потребує в 2–3 рази більших витрат теплоти (тепловий коефіцієнт $\zeta = Q_0 / Q_{\text{г}}$ – відношення отриманої холодопродуктивності Q_0 до витрат теплоти гарячого теплоносія-води $Q_{\text{г}}$). Тому доцільно використовувати двоступеневе перетворення теплоти в ТХМ комбінованого типу з АБХМ в якості ступеня охолодження повітря до $t_{n2} \approx 15^\circ\text{C}$ і ЕХМ – для більшого охолодження повітря до $t_{n2} \approx 10^\circ\text{C}$ [3].

Мета роботи – оцінка і порівняння ефективності охолодження повітря на вході газотурбінної ус-

тановки тепловикористовуючими холодильними машинами та необхідних витрат для забезпечення їх роботи в різних кліматичних умовах.

2. Результати дослідження

При роботі ГТУ мають місце значні коливання параметрів зовнішнього повітря (температури $t_{зп}$, відносної вологості $\varphi_{зп}$, вологовмісту $d_{зп}$). Як приклад, на рис. 1 подано поточні кліматичні умови впродовж липня 2017 року для м. Одеса, Україна та м. Гуанчжоу, КНР.

Особливістю клімату для м. Гуанчжоу є високі показники відносної вологості зовнішнього повітря $\varphi_{зп}$, що призводить до, відповідно, високого вологовмісту $d_{зп}$ при високих температурах $t_{зп}$ повітря (рис. 1, б), що свідчить про велику кількість прихованої теплоти водяної пари, а, отже, про великі навантаження на повітроохолоджувачі. При цьому необхідно відзначити незначні коливання параметрів зовнішнього повітря у м. Гуанчжоу, КНР (рис. 1, б), у порівнянні з показниками для м. Одеса, Україна (рис. 1, а).

Повітря на вході ГТУ охолоджується за двоступеневим принципом комбінованою абсорбційно-

ежекторною холодильною машиною (АЕХМ): першим ступенем якої виступає АБХМ, яка охолоджує повітря до $t_{п2} = 15^\circ\text{C}$, а другим ступенем – ежекторна холодильна машина, з охолодженням повітря до $t_{п2} = 10^\circ\text{C}$ [3, 4].

Оскільки від ТХМ теплота відводиться градирнями системи оборотного охолодження, то питоме теплове навантаження на них, в свою чергу, залежить від теплових коефіцієнтів ТХМ:

$$q_{гр} = (q_{0.АБХМ} / \zeta_{АБХМ} + q_{0.АБХМ}) + (q_{0.ЕХМ} / \zeta_{ЕХМ} + q_{0.ЕХМ}),$$

де $q_{0.АБХМ}$ і $q_{0.ЕХМ}$ – теплові навантаження з боку зовнішнього повітря на АБХМ і ЕХМ.

Про поточні упродовж липня значення питомої холодильної потужності $q_{0.15}$ в результаті охолодження повітря на вході ГТУ від $t_{зп}$ до $t_{п2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ і $q_{0.10}$ при охолодженні повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2} = 10^\circ\text{C}$, відповідні зменшення питомої витрати палива Δb_{e15} та Δb_{e10} , необхідної питомої потужності градирень охолодження ТХМ $q_{гр15}$ та $q_{гр10}$ для кліматичних умов м. Одеса, та м. Гуанчжоу, КНР, можна судити з рис. 2 і 3.

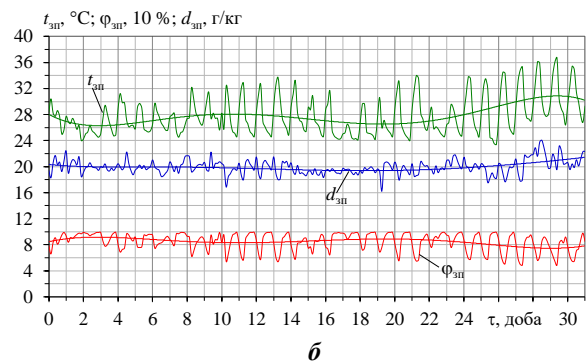
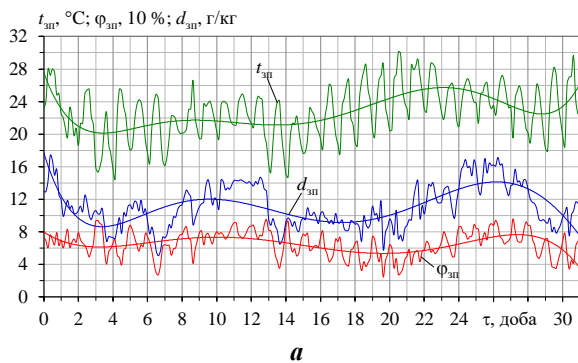


Рис. 1. Поточні значення температури $t_{зп}$, відносної вологості $\varphi_{зп}$ та вологовмісту $d_{зп}$ зовнішнього повітря впродовж липня 2017 році: а – м. Одеса, Україна; б – м. Гуанчжоу, КНР

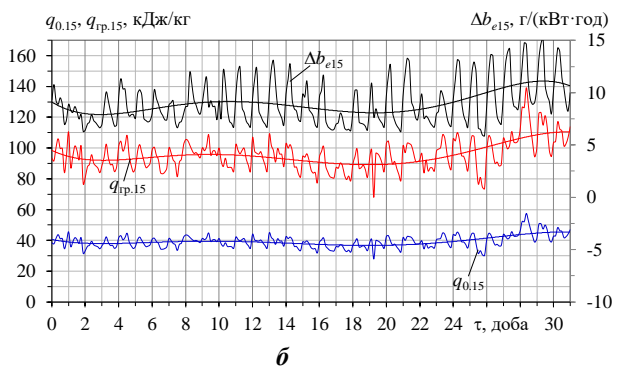
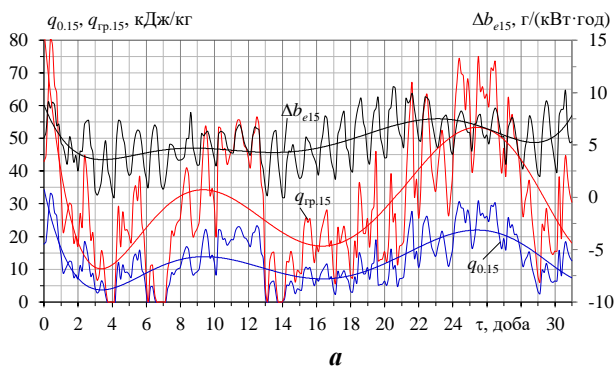


Рис. 2. Поточні значення питомої холодильної потужності $q_{0.15}$ при охолодженні повітря до 15°C в АБХМ, відповідних зменшення питомої витрати палива Δb_{e15} та необхідної питомої потужності градирень охолодження АБХМ $q_{гр15}$ упродовж липня 2017 року: а – м. Одеса, Україна; б – м. Гуанчжоу, КНР

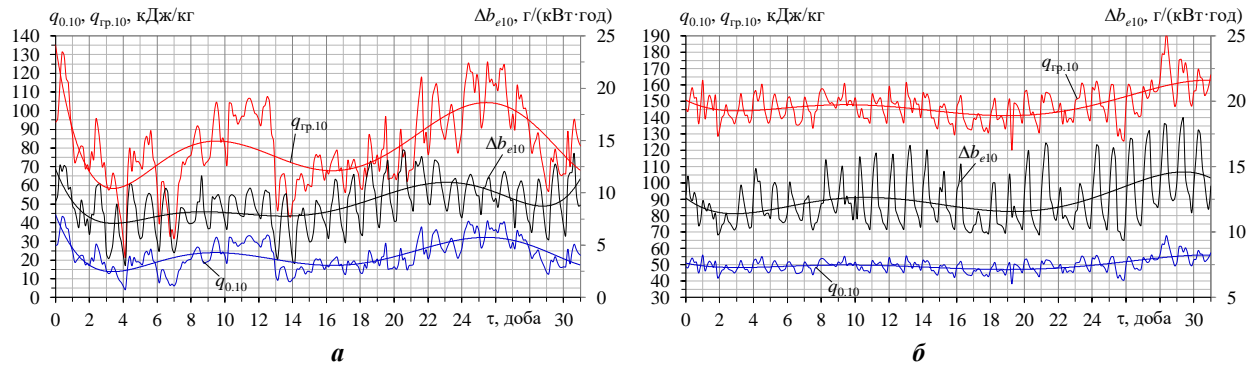


Рис. 3. Поточні значення питомої холодильної потужності $q_{0,10}$ при охолодженні повітря до 10°C в комбінованій АЕХМ, відповідних зменшення питомої витрати палива Δb_{e10} та необхідної питомої потужності градирень охолодження ТХМ $q_{гр,10}$ упродовж липня 2017 року: **а** – м. Одеса, Україна; **б** – м. Гуанчжоу, КНР

Для розрахунку обрано ГТУ виробництва ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект UGT 10000 номінальною потужністю 10 МВт, для яких зниження температури повітря Δt_n на 1°C приводить до зменшення питомої витрати палива на $0,7 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

Як видно з результатів розрахунку, глибоке охолодження повітря на вході ГТУ до температури $t_{n2} = 10^{\circ}\text{C}$ забезпечує зменшення питомої витрати палива Δb_{e10} на $6...13 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ для кліматичних умов України (рис. 3, **а**) та $11...16 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ для кліматичних умов КНР (рис. 3, **б**). Тобто глибоке охолодження у $1,2...1,8$ рази ефективніше, в кліматичних умовах КНР. Однак, для досягнення цих показників для кліматичних умов КНР необхідні питома холодильна потужність q_0 $45...55 \text{ кДж}/\text{кг}$ та питома потужність градирень охолодження ТХМ $q_{гр}$ $135...160 \text{ кДж}/\text{кг}$, що більше в $1,8...4,5$ та $1,4...2,3$ рази, відповідно, проти аналогічних показників для клімату України. Проте, реальна економія палива буде дещо меншою через витрати потужності ГТУ, відповідно й палива, на подолання аеродинамічного

опору повітроохолоджувачів на вході та привід електровентиляторів градирень охолодження ТХМ.

На рис. 4 наведено відношення показників роботи та ефективності системи охолодження зовнішнього повітря при його охолодженні від температури $t_{зп}$ до $t_{n2} = 10^{\circ}\text{C}$ та відповідних показників при охолодженні повітря від температури $t_{зп}$ до $t_{n2} = 15^{\circ}\text{C}$ за липень 2017 року.

З рис. 4 видно, що зменшення питомої витрати палива Δb_e за рахунок більш глибокого охолодження повітря на вході ГТУ до $t_{n2} = 10^{\circ}\text{C}$ (порівняно з $t_{n2} = 15^{\circ}\text{C}$ в АБХМ) для умов клімату м. Одеса становить $1,6...1,7$ рази, тоді як для клімату м. Гуанчжоу – $1,4...1,45$ рази, при цьому збільшується необхідна питома кількість холоду від ХМ $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ у $1,7...2,0$ рази проти $1,25...1,3$, відповідно. А необхідна питома потужність градирень охолодження ТХМ $\Sigma(q_{гр} \cdot \tau)$ збільшується у $2,6...3,0$ рази (для м. Одеса) проти $1,5...1,6$ рази (для м. Гуанчжоу).

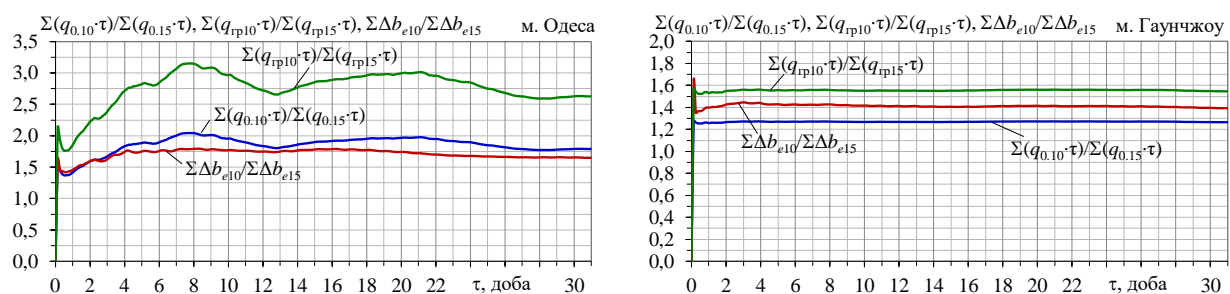


Рис. 4. Значення відношення необхідної кількості холоду від ХМ $\Sigma(q_{0,10} \cdot \tau) / \Sigma(q_{0,15} \cdot \tau)$, відношення необхідної потужності градирень охолодження ТХМ $\Sigma(q_{гр,10} \cdot \tau) / \Sigma(q_{гр,15} \cdot \tau)$ та зменшення питомої витрати палива $\Sigma \Delta b_{e10} / \Sigma \Delta b_{e15}$ при порівнянні охолодження повітря в АЕХМ до 10°C та в АБХМ до 15°C за липень 2017 р. для м. Одеса, Україна та м. Гуанчжоу, КНР

Висновки

Досліджено ефективність охолодження повітря на вході ГТУ до температур $t_{п2} = 15^{\circ}\text{C}$ в АБХМ і до $t_{п2} = 10^{\circ}\text{C}$ у двоступеневій АЕХМ для кліматичних умов м. Одеса, Україна і м. Гуанчжоу, КНР, як приклад – упродовж липня 2017 р.

Глибоке охолодження повітря до 10°C в АЕХМ порівняно з 15°C в АБХМ для кліматичних умов України забезпечує зменшення питомої витрати палива Δb_e для UGT 10000 в 1,6...1,7 рази, тоді як для КНР – в 1,4...1,45 рази.

При цьому для кліматичних умов півдня України питомі витрати холоду за липень $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ збільшуються в 1,7...2,0 рази, що значно більше ніж для м. Гуанчжоу, КНР: 1,25...1,3 рази. Відповідне збільшення кількості відведеної від ТХМ теплоти градієнтами $\Sigma(q_{тр} \cdot \tau)$ для клімату України: 2,6...3,0 рази, тоді як для м. Гуанчжоу – 1,5...1,6.

Література

1. *The effect of ambient temperature on electric power generation in natural gas combined cycle power plant-A case study [Text] / Şen G. Günnur, et al // Energy Reports. – 2018. – No. 4. – P. 682–690.*
2. *Ghaebi, H. Integration of an absorption chiller in a total CHP site for utilizing its cooling production potential based on R-curveconcept [Text] / H. Ghaebi, Sh. Karimkashi, M. H. Saidi // International journal of refrigeration. – 2012. – No. 35 – P. 1384–1392.*
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.*

но-космическая техника и технология. – 2015. – № 1(118). – С. 95–98.

4. *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.*

References

1. Günnur, Şen G., et al. The effect of ambient temperature on electric power generation in natural gas combined cycle power plant-A case study. *Energy Reports*, 2018, no. 4, pp. 682–690.
2. Ghaebi, H., Karimkashi, Sh., Saidi, M. H., Integration of an absorption chiller in a total CHP site for utilizing its cooling production potential based on R-curveconcept. *International journal of refrigeration*, 2012, no. 35, pp. 1384–1392.
3. 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]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tehnologiya - Aerospace technic and technology*, 2015, no. 1 (118), pp. 95–98.
4. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Otsenka potentsiala okhlazhdeniya vozdukha na vkhode gazoturbinnnykh 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]. *Avitsionno-kosmicheskaya tekhnika i tehnologiya – Aerospace technics and technology*, 2014, no. 4 (111), pp. 56 – 59.

Поступила в редакцию 17.12.2019, рассмотрена на редколлегии 20.01.2020

СРАВНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГЛУБОКОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ ДЛЯ РАЗНОГО ТИПА КЛИМАТА

Н. И. Радченко, Е. И. Трушляков, Б. С. Портной, С. А. Кантор, Я. Зонмин

Исследована эффективность глубокого охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок при переменных в течение месяца климатических условиях эксплуатации. Для охлаждения воздуха рассмотрено использование теплоиспользующих холодильных машин, которые трансформируют теплоту отработанных газов газотурбинных установок в холод. Проанализирована эффективность охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок до разных температур: до 15°C – абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной, которая используется в качестве первой ступени предварительного охлаждения наружного воздуха и до 10°C – комбинированной абсорбционно-эжекторной холодильной машиной, с эжекторной хладоновой холодильной машиной как второй ступени охлаждения воздуха.

Эффективность охлаждения воздуха оценивается для разных климатических условий: умеренного климата на примере г. Одесса (Украина) и субтропического климата для г. Гуанчжоу (КНР). Особенностью субтропического климата является высокая относительная влажность воздуха, соответственно, и влагосодержание при одновременно высоких его температурах. В качестве показателя при оценке эффективности охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок до 15°C в абсорбционной бромистолитиевой холодильной машине и глубокого охлаждения воздуха до 10°C в комбинированной абсорбционно-эжекторной холодильной машине применено уменьшение удельного расхода топлива. При этом сравниваются потребности в удельной холодильной мощности и удельной мощности градиен охлаждения теплоиспользующих холодильных машин при охлаждении воздуха до разных температур. Показано, что, из-за крайне разных теп-

ловлажностных параметров наружного воздуха, его охлаждение на входе газотурбинных установок до 10 °C для климатических условий Украины обеспечивает текущее уменьшение удельного расхода топлива за счёт более глубокого охлаждения воздуха на входе ГТУ в 1,6...1,7 раза по сравнению с охлаждением до 15 °C, а для климатических условий КНР – 1,4...1,45 раза. Однако, необходимо отметить, что более глубокое охлаждение воздуха на входе газотурбинной установки до температуры 10°C в комбинированной абсорбционно-эжекторной холодильной машине в сравнении с его традиционным охлаждением до 15°C в абсорбционной бромистолитиевой холодильной машине требует увеличения необходимого удельного количества холода в 1,7...2,0 раза и необходимой удельной мощности градиен охлаждения холодильных машин в 2,6...3,0 раза для климатический условий Украины, тогда как для КНР – 1,25...1,3 и 1,5...1,6 раза, соответственно.

Ключевые слова: газотурбинная установка; охлаждение воздуха; холодильная машина; градиен; климат.

COMPARISON OF CHARACTERISTICS OF DEEP AIR COOLING AT THE GTU INLET IN DIFFERENT CLIMAT TYPE

M. I. Radchenko, E. I. Trushliakov, B. S. Portnoi, S. A. Kantor, Y. Zongming

The efficiency of deep air cooling at the inlet of gas turbine units has been investigated for changed climatic conditions of operation during the month. For air cooling, the use of waste heat recovery chiller has been considered, which transform the heat of exhaust gases of gas turbine units into the cold. The efficiency of air cooling at the inlet of gas turbine units to different temperatures has been analysed: to 15°C – an absorption lithium-bromide chiller, which is used as the first pre-cooling stage of ambient air and down to 10°C – a combined absorption-ejector chiller, with ejector refrigerant chiller as the second stage of air cooling.

The air cooling efficiency is estimated for different climatic conditions: a temperate climate on the example of Odessa (Ukraine) and a subtropical climate for Guangzhou (China). The subtropical climate peculiarity of Guangzhou is the high relative humidity of the air, respectively, and its moisture contents at the same time its high temperatures. As an indicator, when evaluating the efficiency of air cooling at the inlet of gas turbine units to 15°C in an absorption lithium-bromide chiller and deep cooling of air to 10°C in a combined absorption-ejector chiller, the specific fuel consumption reduced has been used. In this case, the needs for specific production of refrigeration capacity and specific capacity of cooling towers for cooling waste heat recovery chillers when cooling air to different temperatures are compared. It is shown that, through extremely different thermal and humidity parameters of ambient air, its cooling at the inlet of gas turbine units to 10°C for the climatic conditions of Ukraine provides the current decrease in specific fuel consumption due to deeper cooling of the air at the inlet of the GTU in 1.6 ... 1.7 times compared with cooling to 15°C, and for climatic conditions of the PRC - 1.4 ... 1.45 times. However, it should be noted that a deeper cooling of the air at the inlet of the gas turbine unit to a temperature of 10°C in a combined absorption-ejector chiller compared to its traditional cooling to 15°C in an absorption bromine-lithium chiller requires an increase in the required specific amount of cold by 1.7 ... 2, 0 times and the required specific capacity of cooling towers for cooling chillers by 2.6 ... 3.0 times for the climatic conditions of Ukraine, while for China - 1.25 ... 1.3 and 1.5 ... 1.6 times, respectively.

Keywords: gas turbine unit; air cooling; chiller; cooling tower; climate.

Радченко Микола Іванович – д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри кондиціювання і рефрижерації Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

Трушляков Євген Іванович – канд. техн. наук, проф. Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

Портной Богдан Сергійович – аспірант Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

Кантор Сергій Анатолійович – канд. техн. наук, ПАТ "Завод "Екватор", Миколаїв, Україна.

Зонмін Ян – доцент, Цзяньсунський університет науки і технології, Цзеньцзянь, КНР.

Radchenko Mykola Ivanovych – Doctor of Technical Science, Professor, a head Conditioning and Refrigeration Dept., Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: nirad50@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0001-5796-5370.

Trushliakov Eugeniy Ivanovych – Candidate of Technical Science, Professor of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: eugeniyt@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0001-6171-5438.

Portnoi Bohdan Sergiyovych – Post Graduated Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: , ORCID Author ID: 0000-0002-3142-2148.

Kantor Sergiy Anatoliyovych – Candidate of Technical Science, PJSC "Zavod "Ekvator", Mykolaiv, Ukraine, e-mail: s_kantor@mail.ru, ORCID Author ID: 0000-0001-5050-5937.

Zongming Yang – associated Professor, School of Energy and Power, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang, China, e-mail: nirad50@gmail.com.