

А. М. РАДЧЕНКО<sup>1</sup>, М. І. РАДЧЕНКО<sup>1</sup>, Б. С. ПОРТНОЙ<sup>1</sup>,  
С. А. КАНТОР<sup>2</sup>, А. І. ПРЯДКО<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна

<sup>2</sup> ПАТ "Завод "Екватор", Україна

## ВИКОРИСТАННЯ НАДЛИШКУ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН ПРИ ОХОЛОДЖЕННІ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ

Проаналізовано процеси охолодження повітря на вході в газотурбінну установку тепловикористовуючими холодильними машинами, які утилізують теплоту відпрацьованих газів газотурбінної установки, перетворюючи її в холод. Досліджено застосування двоступеневого охолодження повітря: до температури 15°C – в абсорбційній бромистолітєвій холодильній машині і нижче до температури 10°C – в ежекторній холодильній машині як ступенях двоступеневої абсорбційно-ежекторної холодильної машини. Для моделювання процесів охолодження повітря була застосована програма "Guentner Product Calculator", однієї з провідних фірм-виробників теплообмінних апаратів "Guentner". Досліджено можливість використання накопиченого надлишку холодопродуктивності комбінованої абсорбційно-ежекторної холодильної машини, який утворюється при знижених поточних теплових навантаженнях на повітроохолоджувачі на вході газотурбінної установки, для покриття дефіциту холодопродуктивності, що виникає при підвищених теплових навантаженнях, через високі температури зовнішнього повітря. Холодопродуктивність, необхідна для охолодження повітря на вході в газотурбінну установку, порівнювалася з надлишковою холодопродуктивністю, яка перевищує поточні теплові навантаження. Система охолодження повітря, яка досліджується, забезпечує попереднє охолодження повітря на вході в газотурбінну установку за рахунок використання надлишку холодопродуктивності абсорбційно-ежекторної холодильної машини, накопиченого в акумуляторі холоду, для забезпечення необхідної холодопродуктивності бустерного ступеня попереднього охолодження повітря. Результати моделювання доводять доцільність охолодження повітря на вході газотурбінних установок з використанням накопиченого надлишку холодопродуктивності комбінованої абсорбційно-ежекторної холодильної машини. Запропоноване рішення забезпечує зниження приблизно на 50% проектної холодопродуктивності і, відповідно, вартості встановленої абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини, яка виступає високотемпературним ступенем охолодження зовнішнього повітря на вході газотурбінної установки.

**Ключові слова:** холодильна машина; ГТУ; повітроохолоджувач; надлишок холодопродуктивності.

### 1. Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Ефективність газотурбінних установок (ГТУ) зменшується зі збільшенням температури повітря на їх вході [1]. Одним зі способів підвищення ефективності ГТУ при високих температурах зовнішнього повітря є його охолодження тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), які перетворюють теплоту відхідних газів у холод [2]. Однак, експлуатація ГТУ при змінних кліматичних умовах (температурі  $t_{\text{зп}}$  та відносній вологості  $\phi_{\text{зп}}$  зовнішнього повітря), супроводжується значними коливаннями теплового навантаження на повітроохолоджувачі (ПО) ТХМ.

Накопичення надлишку холодопродуктивності, який утворюється при знижених поточних теплових навантаженнях на ПО на вході в ГТУ, і його вико-

ристання для попереднього охолодження зовнішнього повітря при збільшених поточних теплових навантаженнях, вважається одним з напрямів вирішення проблеми узгодження поточних змінних кліматичних умов та режимів роботи холодильних машин [3].

Мета дослідження – визначити можливість використання надлишку холодопродуктивності ТХМ, який утворюється при знижених поточних теплових навантаженнях на ПО на вході в ГТУ, для попереднього охолодження зовнішнього повітря при підвищених поточних теплових навантаженнях.

### 2. Результати дослідження

В найбільш поширених абсорбційних бромистолітєвих холодильних машинах (АБХМ) охолодження повітря можливе до 15°C [2]. Для

досягнення більш глибокого охолодження, ніж може забезпечити АБХМ, доцільно використовувати двоступеневе охолодження повітря на вході ГТУ: до  $t_{п2}=15...20^{\circ}\text{C}$  у АБХМ (високотемпературний ступінь  $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$  двоступеневого  $\text{ПО}$ ) і подальше доохолодження до  $t_{п2}=7...10^{\circ}\text{C}$  в хладоновій ежекторній холодильній машині (ЕХМ) (низькотемпературний ступінь  $\text{ПО}_{\text{НТ}}$  двоступеневого  $\text{ПО}$ ), тобто у комбінованій абсорбційно-ежекторній холодильній машині (АЕХМ) [4]. Вплив змінних поточних кліматичних умов (температури  $t_{\text{зп}}$  і відносної вологості  $\phi_{\text{зп}}$  зовнішнього повітря), а, отже, і теплового навантаження на двоступеневий  $\text{ПО}$  на вході ГТУ, призводять до відповідних змін холодопродуктивності АЕХМ. Надлишок холодопродуктивності АЕХМ, розрахований як різниця проектної холодопродуктивності і поточного теплового навантаження, який накопичується при зменшених теплових навантаженнях, доцільно використовувати для покриття дефіциту холодопродуктивності при підвищених теплових навантаженнях, що дозволить зменшити проектну холодопродуктивність АЕХМ. Оскільки, зміна кліматичних умов впливає, в першу чергу, на високотемпературний ступінь  $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ , доцільно дослідити можливість його часткового заміщення ступенем попереднього охолодження  $\text{ПО}_{\text{Б}}$  з відповідним зниженням проектної холодопродуктивності АБХМ.

Проектною холодопродуктивністю АБХМ (тепловим навантаженням на  $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ ) визначається така холодопродуктивність, яка забезпечує максимальний темп приросту питомого річного скорочення споживання палива  $\Sigma(\Delta b_e \cdot \tau)/q_0$  (рис. 1):

$$Q_{0.\text{ВТ}16\text{пр}} = q_{0.\text{ВТ}16\text{пр}} \cdot G_{\text{п}} = 16 \cdot 40 = 640 \text{ кВт},$$

де  $Q_{0.\text{ВТ}16\text{пр}}$  – проектна холодопродуктивність АБХМ (теплове навантаження на  $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ );  $G_{\text{п}}$  – масова витрата повітря на вході ГТУ;  $q_{0.\text{ВТ}16\text{пр}}$  – проектна питома холодопродуктивність АБХМ (теплове навантаження на  $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ ).

При цьому сумарне проектне теплове навантаження на  $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$  та ступеня попереднього охолодження  $\text{ПО}_{\text{Б}}$  визначається як [4]:

$$Q_{0.\text{ВТ}24\text{пр}} = q_{0.\text{ВТ}24\text{пр}} \cdot G_{\text{п}} = 24 \cdot 40 = 960 \text{ кВт},$$

де  $Q_{0.\text{ВТ}24\text{пр}}$  – поточне необхідне теплове навантаження на  $\text{ПО}$  для охолодження зовнішнього повітря до  $15^{\circ}\text{C}$ ;  $q_{0.\text{ВТ}24\text{пр}}$  – поточне питома необхідне теплове навантаження на  $\text{ПО}$  для охолодження зовнішнього повітря до  $15^{\circ}\text{C}$ .

Теплове навантаження на бустерний ступінь  $\text{ПО}_{\text{Б}}$ :

$$Q_{0.\text{Б}8\text{пр}} = Q_{0.\text{ВТ}24\text{пр}} - Q_{0.\text{ВТ}16\text{пр}} = 960 - 640 = 320 \text{ кВт}.$$

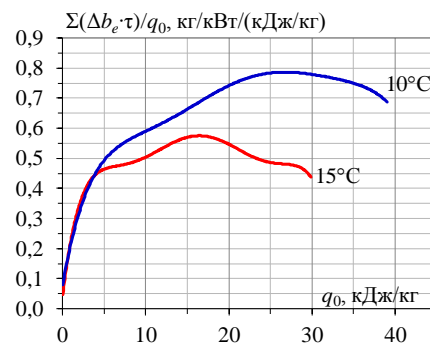


Рис. 1. Значення питомого річного скорочення споживання палива  $\Sigma(\Delta b_e \cdot \tau)/q_0$ , віднесенного до встановленої питомої холодої потужності  $q_0$ , в залежності від питомої холодопродуктивності  $q_0$  при температурах охолодженого повітря 10 і  $15^{\circ}\text{C}$  за 2017 р. для кліматичних умов м. Южноукраїнськ, Миколаївська обл.

Сума обраних проектних теплових навантажень  $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$  та  $\text{ПО}_{\text{Б}}$  забезпечує близьке до максимального річне питома скорочення споживання палива за рахунок охолодження повітря на вході ГТУ до температури  $t_{\text{ВТ}2} \approx 15^{\circ}\text{C}$  у АБХМ [4].

Проектна холодопродуктивність ЕХМ (теплове навантаження на  $\text{ПО}_{\text{НТ}}$ ) згідно з рис. 1:

$$Q_{0.\text{НТ}10\text{пр}} = (q_{0.10} - q_{0.15}) \cdot G_{\text{п}} = \\ = q_{0.\text{НТ}10\text{пр}} \cdot G_{\text{п}} = 10 \cdot 40 = 400 \text{ кВт},$$

де  $Q_{0.\text{НТ}10\text{пр}}$  – проектна холодопродуктивність ЕХМ,  $q_{0.\text{НТ}10\text{пр}}$  – проектна питома холодопродуктивність ЕХМ.

Поточна надлишкова холодопродуктивність АБХМ  $Q_{0.\text{ВТ}16\text{н}}$ :

$$Q_{0.\text{ВТ}16\text{н}} = Q_{0.\text{ВТ}16\text{пр}} - Q_{0.\text{ВТ}24} = 640 - Q_{0.\text{ВТ}24}, \text{ кВт}.$$

Дефіцит холодопродуктивності АБХМ  $Q_{0.\text{ВТ}16\text{д}}$ :

$$Q_{0.\text{ВТ}16\text{д}} = Q_{0.\text{ВТ}24} - Q_{0.\text{ВТ}16\text{пр}} = Q_{0.\text{ВТ}24} - 640, \text{ кВт}.$$

Надлишок холодопродуктивності ЕХМ  $Q_{0.\text{НТ}10\text{н}}$ :

$$Q_{0.\text{НТ}10\text{н}} = Q_{0.\text{НТ}10\text{пр}} - Q_{0.\text{НТ}10} = 400 - Q_{0.\text{НТ}10}, \text{ кВт},$$

де  $Q_{0.\text{НТ}10}$  – поточне необхідне теплове навантаження на  $\text{ПО}$  для охолодження повітря від  $15^{\circ}\text{C}$  до  $10^{\circ}\text{C}$ .

Дефіцит холодопродуктивності ЕХМ  $Q_{0.\text{НТ}10\text{д}}$ :

$$Q_{0.\text{НТ}10\text{д}} = Q_{0.\text{НТ}10} - Q_{0.\text{НТ}10\text{пр}} = Q_{0.\text{НТ}10} - 400, \text{ кВт}.$$

Приклад реалізації способу визначення проектних теплових навантажень на  $\text{ПО}$  (холодопродуктивностей ТХМ) за рахунок використання надлишку холодопродуктивності АБХМ, представлено на рис. 2.

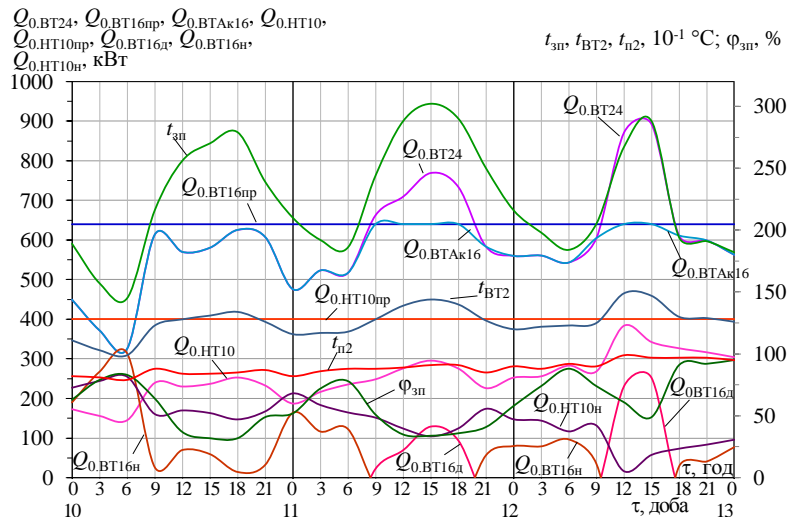


Рис. 2. Поточні значення температури  $t_{zp}$  та відносної вологості  $\varphi_{zp}$  зовнішнього повітря, температури повітря на виході з ПО<sub>ВТ</sub>  $t_{BT2}$  та ПО<sub>НТ</sub>  $t_{n2}$ , теплового навантаження на ПО<sub>ВТ</sub>  $Q_{0.BT24}$  (без використання надлишку холоду в ПО<sub>Б</sub>) та  $Q_{0.BTAK16}$  (при використанні надлишку холоду в ПО<sub>Б</sub>), теплового навантаження на ПО<sub>НТ</sub>  $Q_{0.HT10}$ , дефіциту  $Q_{0.BT16d}$  і надлишку  $Q_{0.BT16n}$  холодопродуктивності АБХМ (при використанні надлишку холоду в ПО<sub>Б</sub>), надлишку  $Q_{0.HT10n}$  холодопродуктивності ЕХМ, при проектних теплових навантаженнях на ПО<sub>ВТ</sub>  $Q_{0.BT16np} = 640$  кВт і ПО<sub>НТ</sub>  $Q_{0.HT10np} = 400$  кВт за 10–12.07.2017 р. для кліматичних умов м. Южноукраїнськ, Миколаївська обл.

Як видно з рис. 2, навіть в літній період року (липень), більшу частину часу спостерігається надлишок  $Q_{0.BT16np} > Q_{0.BT24}$  теплового навантаження для ПО<sub>ВТ</sub> (холодопродуктивності АБХМ), і лише іноді дефіцит  $Q_{0.BT24} > Q_{0.BT16np}$ . Тоді як для ПО<sub>НТ</sub> весь час присутній лише надлишок холодопродуктивності ЕХМ  $Q_{0.HT10np} > Q_{0.HT10}$ . Це можна пояснити підвищеною інтенсивністю теплопередачі з відповідним зменшенням різниці температур між теплоносіями при застосуванні вискоєфективних гофрованих поверхонь у теплообмінниках фірми "Guentner" [5]. Тому при розрахунках із використанням програмного пакету "Guentner Product Calculator" різниця температур між водою  $t_{w1} = 7^\circ\text{C}$  на вході в ПО<sub>ВТ</sub> і повітрям на виході  $t_{BT2}$  з нього менше за загально прийняті  $8^\circ\text{C}$  і становить  $5...6^\circ\text{C}$ . При цьому повітря в ПО<sub>ВТ</sub> охолоджується з випадінням вологи (конденсату), що різко інтенсифікує процеси теплообміну і дає змогу досягти більш низьких значень температури повітря на виході з ПО<sub>ВТ</sub>  $t_{BT2} = 12...13^\circ\text{C}$  порівняно з традиційними  $15^\circ\text{C}$ . Наслідком цього є зниження температури повітря на виході з ПО<sub>НТ</sub>  $t_{n2}$  нижче  $10^\circ\text{C}$  й утворення надлишку холодопродуктивності ЕХМ  $Q_{0.HT10np} > Q_{0.HT10}$ . При подальших розрахунках цей ефект також зберігається.

Отримані результати вказують на можливість зменшення проектного теплового навантаження на ПО<sub>ВТ</sub> (холодопродуктивності АБХМ) нижче  $Q_{0.BT16np} = 640$  кВт з його перенесенням на ПО<sub>Б</sub>.

Для підвищення ефективності використання надлишку холодопродуктивності АЕХМ, розраховано два випадки зменшення проектного теплового навантаження на ПО<sub>ВТ</sub> (холодопродуктивності АБХМ) удвічі з 960 до 480 кВт, проте в першому випадку теплове навантаження перекладається на бустерний ступінь ПО<sub>Б</sub>, збільшуючи його проектну потужність до  $Q_{0.B12np} = Q_{0.BT24np} - Q_{0.BT12np} = 960 - 480 = 480$  кВт (рис. 3, а), а у другому, – зменшуючи проектну холодопродуктивність бустерного ступеня удвічі разом з ПО<sub>ВТ</sub> до  $Q_{0.B4np} = 160$  кВт (рис. 3, б), тобто зменшуючи сумарне проектне теплове навантаження на ПО<sub>ВТ</sub> і ПО<sub>Б</sub> з  $Q_{0.BT24np} = 960$  кВт до  $Q_{0.BT16np} = 640$  кВт. Залишаючи незмінним проектне теплове навантаження на ПО<sub>НТ</sub>  $Q_{0.HT10np} = 400$  кВт.

Як видно з рис. 3, збільшуючи проектне теплове навантаження на ПО<sub>Б</sub> до  $Q_{0.B12np} = Q_{0.BT24np} - Q_{0.BT12np} = 960 - 480 = 480$  кВт (рис. 3, а), майже весь період часу ПО<sub>ВТ</sub> працює на проектному навантаженні  $Q_{0.BT12np}$  з утворенням дефіциту  $Q_{0.BT12d}$ , тобто бустерний ступінь  $Q_{0.B12np}$  працює майже постійно, при цьому збережено незмінним проектне теплове навантаження на ПО<sub>НТ</sub>  $Q_{0.HT10np} = 400$  кВт. Тоді ж як у другому випадку (рис. 3, б) при зменшенні сумарного проектного теплового навантаження на ПО<sub>ВТ</sub> і ПО<sub>Б</sub> до  $Q_{0.BT16np} = 640$  кВт спостерігається коливання поточного теплового навантаження на ПО<sub>ВТ</sub>, з утворенням як дефіциту  $Q_{0.BT12d}$ , так і надлишку  $Q_{0.BT12n}$  холодопродуктивності. Через значне зменшення сумарного проектного теплового наванта-



$\Sigma Q_{0.ВТ12н} = 0,18$  МВт·год холодопродуктивності АБХМ. Необхідно зазначити, що має місце також і незначний дефіцит  $\Sigma Q_{0.НТ10д} = 0,6$  МВт·год холодопродуктивності ЕХМ, однак він значно менший, ніж його надлишок  $\Sigma Q_{0.НТ10н} = 5,2$  МВт·год. Для другого варіанту розрахунку (рис. 4, б) також, як і для попередніх розрахунків, загального надлишку  $\Sigma Q_{0.Σн} = 7,05$  МВт·год холодопродуктивності АЕХМ вистачає для покриття дефіциту  $\Sigma Q_{0.Σд} = 4,55$  МВт·год і забезпечення роботи бустерного ступеня охолодження повітря ПО<sub>Б</sub>.

Таким чином, результати моделювання показали, що надлишок холодопродуктивності комбінованої АЕХМ, акумульований в часи знижених теплових навантажень на ПО на вході ГТУ, може бути використаний в часи підвищених теплових навантажень на ПО при зменшенні проектної холодопродуктивності АБХМ приблизно на 50 %.

### Висновки

Результати моделювання процесів охолодження повітря на вході ГТУ комбінованою абсорбційно-ежекторною холодильною машиною (АЕХМ) із застосуванням програми "Guentner Product Calculator" показали доцільність використання надлишку холодопродуктивності АЕХМ, накопиченого під час знижених теплових навантажень, для попереднього охолодження повітря, що дозволяє зменшити проектну холодопродуктивність абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини приблизно на 50%.

### Література

1. *The effect of ambient temperature on electric power generation in natural gas combined cycle power plant-A case study [Text] / Ş.G. Günnur et al. // Energy Reports. – 2018. – Vol.4. – P.682–690.*

2. *Performance improvement of power plants using absorption cooling system [Text] / M. F. Elberry et al. // Alexandria Engineering Journal. – 2018. – Vol. 57. – P. 2679–2686.*

3. *Forsyth, J. L. Gas turbine inlet air chilling for LNG [Text] / J. L. Forsyth // IGT International Liquefied Natural Gas Conference Proceedings, 2013. – 16 p.*

4. *Методологический подход к выбору тепловой нагрузки комбинированной системы охлаждения воздуха на входе ГТУ [Текст] / А. Н. Радченко, Н. И. Радченко, С. А. Кантор, Б. С. Портной // Авиационно-космическая техника и технология. – 2016. – № 6 (133). – С. 55–59.*

5. *Hans Güntner GmbH [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.guentner.de: Güntner Product Calculator>. – 20.04.2020.*

### References

1. Günnur, Ş. 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, vol. 4, pp. 682–690.

2. Elberry, M. F. et al. Performance improvement of power plants using absorption cooling system. *Alexandria Engineering Journal*, 2018, vol. 57, pp. 2679–2686.

3. Forsyth, J. L. Gas turbine inlet air chilling for LNG. *IGT International Liquefied Natural Gas Conference Proceedings*, 2013. 16 p.

4. Radchenko, A. N., Radchenko, N. I., Kantor, S. A., Portnoy, B. S. Metodologicheskii podhod k vyboru teplovoy nagruzky kombinirovannoy systemy okhlazhdeniya vozdukha na vhode GTU [A methodological approach of choosing the rational heat load on combined system of GTU intake air cooling]. *Aviacionno-kosmichna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2016, no. 6(133), pp. 55–59.

5. Hans Güntner GmbH. Available at: <http://www.guentner.de: Güntner Product Calculator>. (accessed 20.04.2020).

Поступила в редакцию 16.06.2020, рассмотрена на редколлегии 15.08.2020

### ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИЗБЫТОЧНОЙ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ

А. Н. Радченко, Н. И. Радченко, Б. С. Портной, С. А. Кантор, А. И. Прядко

Проанализированы процессы охлаждения воздуха на входе в газотурбинную установку теплоиспользующими холодильными машинами, утилизирующими теплоту выхлопных газов газотурбинной установки, преобразуя её в холод. Исследовано применение двухступенчатого охлаждения воздуха: до температуры 15°C – в абсорбционной бромистолитєвой холодильной машине и ниже до температуры 10°C – в ежекторной холодильной машине как ступенях двухступенчатой абсорбционно-ежекторной холодильной машины. Для моделирования процессов охлаждения воздуха была использована программа "Guentner Product Calculator", одной из ведущих фирм-производителей теплообменных аппаратов "Guentner". Исследована возможность использования накопленного избытка холодопроизводительности комбинированной абсорбционно-ежекторной холодильной машины, который образуется при пониженных текущих тепловых нагрузках на воздухоохладители на входе газотурбинной установки, для покрытия дефицита холодопроизводительности, возникающего при повышенных тепловых нагрузках из-за высоких температур наружного воздуха. Холодопроизводительность, необходимая для охлаждения воздуха на входе в газотурбинную установку.

ку, сравнивалась с избыточной холодопроизводительностью, превышающей текущие тепловые нагрузки. Рассматриваемая система охлаждения воздуха обеспечивает предварительное охлаждение воздуха на входе в газотурбинную установку за счет использования избытка холодопроизводительности абсорбционно-эжекторной холодильной машины, накопленной в аккумуляторе холода, для обеспечения необходимой холодопроизводительности бустерной ступени предварительного охлаждения воздуха. Результаты моделирования доказали целесообразность охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок с использованием накопленного избытка холодопроизводительности комбинированной абсорбционно-эжекторной холодильной машины. Предложенное решение обеспечивает снижение примерно на 50% проектной холодопроизводительности и, соответственно, стоимости установленной абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, которая выступает высокотемпературной ступенью охлаждения наружного воздуха на входе газотурбинной установки.

**Ключевые слова:** холодильная машина; ГТУ; воздухоохладитель; избыток холодопроизводительности.

## USE OF THE CHILLERS REFRIGERATION CAPACITY EXCESS FOR THE GT INLET AIR COOLING

*A. Radchenko, N. Radchenko, B. Portnoi, S. Kantor, A. Prjadko*

The processes of the gas turbine inlet air cooling by exhaust heat conversion chillers, which utilizing the gas turbine exhaust gas heat, converting it into cold were analyzed. The use of two-stage air cooling has been investigated: to a temperature of 15°C – in an absorption lithium-bromide chiller and below to a temperature of 10°C – in an ejector chiller as stages of a two-stage absorption-ejector chiller. To simulate air cooling processes, the program "Guentner Product Calculator", one of the leading manufacturers of heat exchangers "Guentner", was used. The possibility of using the accumulated excess refrigeration capacity of a combined absorption-ejector chiller, which is formed at reduced current heat loads on air coolers at the gas turbine inlet, to cover the refrigeration capacity deficit arising at increased heat loads due to high ambient air temperatures has been investigated. The refrigeration capacity required to the gas turbine inlet air cooling was compared to an excess refrigeration capacity which excess of the current heat load. The considered air cooling system provides pre-cooling of air at the gas turbine inlet by using the excess refrigeration capacity of the absorption-ejector chiller, accumulated in the cold accumulator, to provide the required refrigeration capacity of the air pre-cooling booster stage. The simulation results proved the expediency of the gas turbine inlet air cooling using the accumulated excess refrigeration capacity of the combined absorption-ejector chiller. The proposed solution reduces by about 50% the design refrigeration capacity and, accordingly, the cost of the installed absorption lithium-bromide chiller, which acts as a high-temperature stage for cooling the ambient air at the gas turbine inlet.

**Keywords:** chiller; gas turbine; air cooler; refrigeration capacity excess.

**Радченко Андрій Миколайович** – канд. техн. наук, доц., Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

**Радченко Микола Іванович** – д-р техн. наук, проф., Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

**Портной Богдан Сергійович** – аспірант, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

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

**Прядко Олександр Ігорович** – аспірант, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

**Andrii Radchenko** – Candidate of Technical Science, Assistant Professor, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: nirad50@gmail.com.

**Mykola Radchenko** – Doctor of Technical Science, Professor, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: nirad50@gmail.com.

**Bohdan Portnoi** – PhD Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: bodya1184@yandex.ru.

**Sergiy Kantor** – Candidate of Technical Science, PJSC "Zavod"Ekvator", Mykolaiv, Ukraine.

**Olexandr Prjadko** – PhD Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine.