

ЛІТЕРАТУРА

- [1] Kumar Tiwari, A., Muzaffarul, H.M., Islam, M. (2013). Effect of ambient temperature on the performance of a combined cycle power plant. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 37 (4), 1177–1188.
- [2] Popli, S., Rodgers, P., Eveloy, V. (2013). Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. *Applied Thermal Engineering*, 50, 918–931.
- [3] Радченко, А. Н., Радченко, Н.И., Кантор, С.А., Портной, Б.С. (2016). Методологический подход к выбору тепловой нагрузки комбинированной системы охлаждения воздуха на входе ГТУ. *Авиационно-космическая техника и технология*, 6(133), 55–59.
- [4] Meteomanz. Meteomanz Homepage. Retrieved from <http://www.meteomanz.com>.
- [5] ГП НПКГТ "Зоря-Машпроект" (2004). *Николаевские газовые турбины промышленного применения*. Николаев.

Radchenko, A.M., Portnoi, B.S., Kantor, S.A., Esin, I.P.

ESTIMATION OF EFFICIENCY OF DEEP AIR COOLING AT THE INLET OF GTU BY WASTE HEAT RECOVERY CHILLER

The efficiency of deep cooling of air at the inlet of gas turbine units was investigated with variable during 2015-2018 for climatic conditions of operation at the compressor station Krasnopolie, Dnepropetrovsk region (Ukraine). It is shown that due to the insignificant discrepancy between the results obtained for different years, a preliminary assessment of the efficiency of air cooling at the inlet of gas turbine units can be carried out for one year.

Keywords: gas turbine unit, air cooling, chiller, climate.

УДК 621.438.13:621.57

ВИЗНАЧЕННЯ ПРОЕКТНОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ В КОНКРЕТНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ І РІЗНИМИ МЕТОДАМИ

Трушляков Є.І., к.т.н., професор НУК¹, Радченко А.М., к.т.н., доцент¹, Кантор, С.А., к.т.н.², Ткаченко В.С.², Фордуй С.Г.³, Зонмін Я.⁴

¹ Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова;

² ПАТ "Завод "Екватор"; ³ PepsiCo, Inc., CTS ESSA;

⁴ Цзяньсунський університет науки і технологій

^{1, 2} Україна, Миколаїв; ³ Україна, Київ; ⁴ КНР, Чженьцзян

¹ nirad50@gmail.com, ² btd@zavod-ekvator.com, ³ serhiy.forduy@pepsico.com,

Анотація. Запропоновано використання скорочення питомого споживання палива та вироблення холоду для визначення проектної холодопродуктивності холодильних машин системи кондиціювання повітря. Показано, що значення проектної холодопродуктивності, розраховані за обома показниками ефективності однакові для одних і тих же кліматичних умов.

Ключові слова: кондиціювання, холодопродуктивність, клімат, споживання палива, вироблення холоду.

Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Витрати холоду в системах кондиціювання повітря (СКП) залежать від поточних температури $t_{\text{нв}}$ та відносної вологості $\phi_{\text{нв}}$ навколишнього повітря [1–2]. Скорочення споживання палива енергетичною установкою, наприклад рік $\sum b_e$, кг/кВт, характеризує використання встановлених холодильних потужностей [5], а також економічну доцільність використання охолодження повітря.

Оскільки як скорочення споживання палива (у разі охолодження повітря на вході енергоустановки), так і річне вироблення холоду (для СКП) характеризують ефективність використання встановленої холодильної потужності, то доцільно порівняти результати її визначення за обома показниками.

Мета дослідження проаналізувати визначення проектної холодопродуктивності (встановленої холодильної потужності) q_0 за різними показниками для різних кліматичних умов.

Результати дослідження

Як приклад, на рис. 1 представлено зміну температури $t_{\text{зп}}$, відносної вологості $\phi_{\text{зп}}$ та вологовмісту $d_{\text{зп}}$ зовнішнього повітря упродовж 2017 року для м. Вознесенськ, Україна (помірний клімат), та м. Нанкін, КНР (субтропічний клімат). Особливістю субтропічного клімату є велика відносна вологість повітря $\phi_{\text{зп}}$, відповідно й вологовміст $d_{\text{зп}}$ при водночас високих його температурах $t_{\text{зп}}$ (рис. 1,б). Це свідчить про значну частку

прихованої теплоти конденсації водяної пари з повітря, яку треба відводити при його охолодженні, відповідно й про великі теплові навантаження (витрати холодопродуктивності ХМ) на систему кондиціювання повітря.

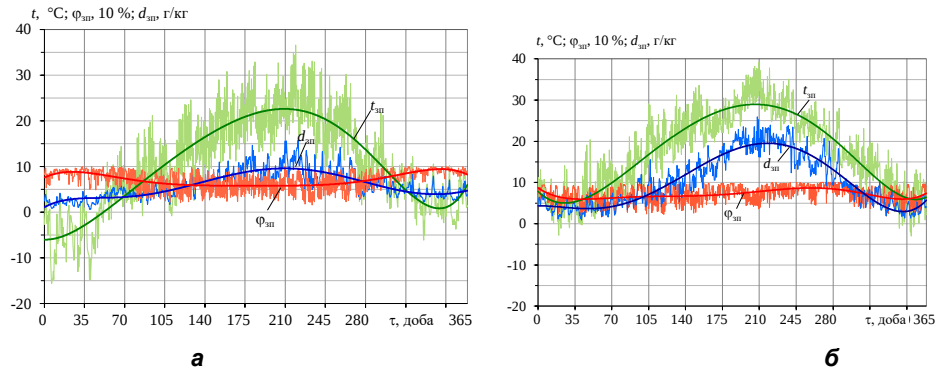


Рис. 1. Поточні значення температури $t_{вп}$, відносної вологості $\phi_{вп}$ та вологовмісту $d_{вп}$ зовнішнього повітря у 2017 році: **а** – м. Вознесенськ, Миколаївська обл., Україна; **б** – м. Нанкін, КНР

Питоме річне скорочення споживання палива – економія палива, яке споживається установкою, в результаті охолодження повітря на її вході $\Sigma b_e = \Sigma B_e / N_e$, що припадає на 1 кВт потужності, в залежності від витрат холодопродуктивності $q_0 = Q_0 / G_n$, яка припадає на одиничну витрату повітря ($G_n = 1$ кг/с). Питоме річне виробництво холоду – витрати холодопродуктивності на кондиціювання повітря одиничної витрати ($G_n = 1$ кг/с) $\Sigma q_0 \cdot \tau = (\Sigma(Q_0 \cdot \tau)) / G_n$, кДж·год/кг, де $\Sigma(Q_0 \cdot \tau)$ – повне річне виробництво холоду, кВт·год; Q_0 – холодопродуктивність, кВт; τ – період, год.

Про характер зміни питомого скорочення споживання палива Σb_e та питомого річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ в залежності від проектної питомої холодопродуктивності $q_0 = Q_0 / G_n$, кДж/кг, встановленої холодильної машини для температури охолодженого повітря $t_{n2} = 10, 15, 17$ та 20°C та кліматичних умов України та КНР, за 2017 рік, можна судити по рис. 2.

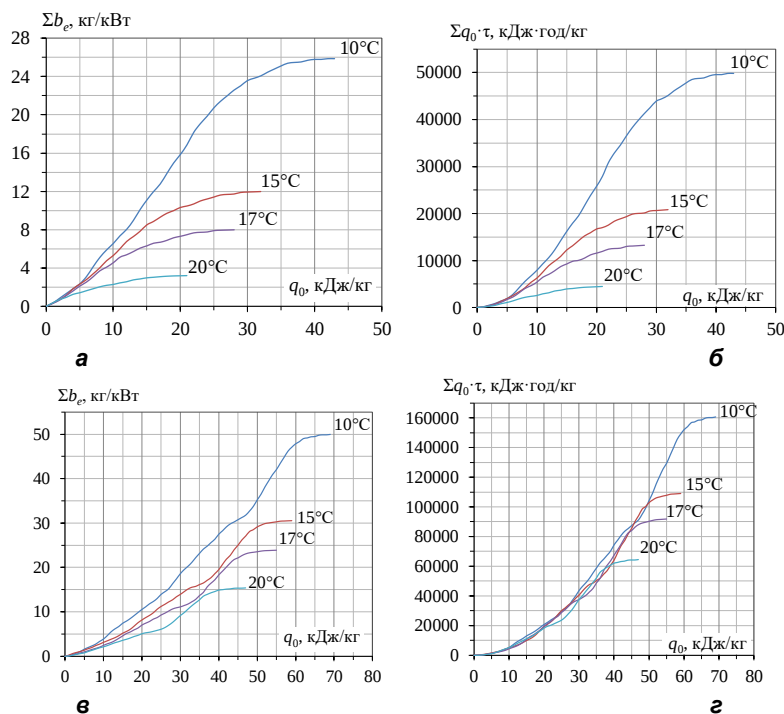


Рис. 2. Значення питомого скорочення споживання палива Σb_e (**а**, **в**) та питомого річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ (**б**, **г**), в залежності від проектної питомої холодопродуктивності ХМ СКП q_0 за 2017 рік для м. Вознесенськ, Миколаївська обл., Україна (**а**, **б**) та м. Нанкін, КНР (**в**, **г**)

Як можна побачити з розрахунків на рис. 2, через падіння темпу приросту питомого скорочення споживання палива Σb_e та питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ подальше збільшення проектної питомої холодопродуктивності q_0 не призводить до помітного збільшення річного виробництва холоду. Таке припинення активного росту показників, не залежить від показника визначення проектної питомої холодопродуктивності q_0 і припиняється на приблизно однакових значеннях, причому необхідно зазначити, що подібна поведінка характерних показників не залежить від типу клімату, для якого проводиться дослідження.

Також доцільно дослідити метод визначення мінімальної проектної (встановленої) холодопродуктивності, яка забезпечує максимальний темп приросту показників ефективності ХМ СКП.

Значення річного питомого скорочення споживання палива $\Sigma b_e/q_0$, віднесеного до встановленої питомої холодильної потужності q_0 та річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$, віднесеного до встановленої питомої холодильної потужності q_0 дозволяє визначити мінімальну проектну (встановлену) холодопродуктивність, що забезпечує максимальний темп скорочення споживання палива та приросту річного виробництва холоду відповідно до збільшення встановленої холодильної потужності ХМ (рис. 3).

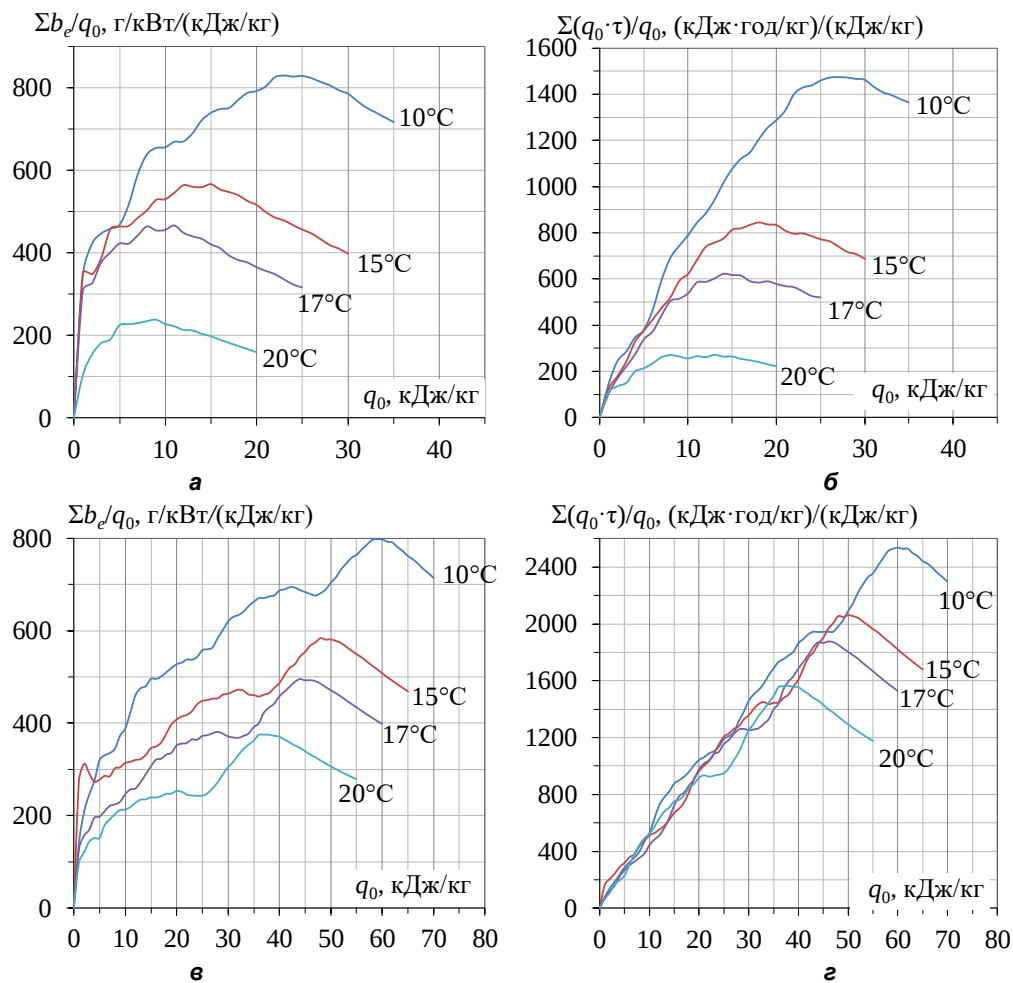


Рис. 3. Значення питомого скорочення споживання палива $\Sigma b_e/q_0$, віднесеного до питомої холодної потужності ХМ СКП q_0 (а, в) та річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$, віднесеного до питомої холодної потужності ХМ СКП q_0 (б, г), в залежності від проектної питомої холодопродуктивності ХМ СКП q_0 за 2017 рік для м. Вознесенськ, Миколаївська обл., Україна (а, б) та м. Нанкін, КНР (в, г)

Максимальний темп питомого скорочення споживання палива $\Sigma b_e/q_0$ та приросту річного виробництва холоду у вигляді співвідношення $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ досягається при дещо різних проектних питомих холодопродуктивностях q_0 , в умовах помірного клімату України, проте для субтропічного клімату КНР, необхідно відзначити практично однакові результати, при різних показниках визначення проектної питомої холодопродуктивності q_0 .

Висновки

Проаналізовано визначення проектної холодопродуктивності систем кондиціонування повітря за річними скороченням споживання палива і виробництвом холоду для помірних кліматичних умов (на прикладі м. Вознесенськ, Україна) та субтропічних умов (м. Нанкін, КНР). Показано, що значення проектної холодопродуктивності, отримані за двома методами, практично однакові.

ЛІТЕРАТУРА

- [1] Marques, R.P., Hacon, D., Tessarollo, A., Parise, J.A.R. (2010). Thermodynamic analysis of tri-generation systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands. *Energy and Buildings*, 42, 2323 - 2330.
- [2] Ortiga, J., Bruno, J.C., Coronas, A. (2013). Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network. *Applied Thermal Engineering*, 50, 1536 - 1542.
- [3] Trushliakov, E., Radchenko, M., Radchenko, A., Kantor, S., Zongming, Y. (2018). Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions, *The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018"*, Jiangsu, Nanjing, China.

Trushliakov, E.I., Radchenko, A.M., Kantor, S.A., Tkachenko, V.S., Forduy, S.G., Zongming, Y.

DETERMINE OF PROJECT COOLING CAPACITY OF THE AIR CONDITIONING SYSTEM IN ACTUAL CLIMATE CONDITIONS AND BY DIFFERENT METHODS

It is proposed to use a reduction in specific fuel consumption and cold production to determine the design refrigeration capacity of refrigeration machines of the air conditioning system. It is shown that the value of the design refrigerating capacity calculated by both efficiency indicators are the same for the same climatic conditions.

Keywords: air conditioning, cooling capacity, climate, fuel consumption, cooling capacity generation.

УДК 621.438.13:621.57

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

Радченко М.І., д.т.н., професор¹, Трушляков Є.І., к.т.н., професор НУК¹,
Портной Б.С.¹, Кантор, С.А., к.т.н.², Зонмін Я.³

¹ Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова;

² ПАТ "Завод "Екватор"; ³ Цзяньсунський університет науки і технології

^{1, 2} Україна, Миколаїв; ³ КНР, Чженьцзян

¹ nirad50@gmail.com, ² s_kantor@mail.ru

Анотація. Досліджено ефективність глибокого охолодження повітря на вході ГТУ. Порівнюються потреби в питомій холодильній потужності тепловикористовуючих холодильних машин та градієнтів для їх охолодження. Показано, що охолодження повітря до 10°C порівняно з його традиційним охолодженням до 15°C потребує збільшення необхідної кількості холоду у 1,7...2,0 рази та потужності градієнтів у 2,6...3,0 рази для клімату України, тоді як для КНР – 1,25...1,3 і 1,5...1,6 рази, відповідно.

Ключові слова: газотурбінна установка, охолодження повітря, холодильна машина, градієнт, клімат.

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 $\zeta = Q_0 / Q_r$ – відношення отриманої холодопродуктивності Q_0 до витрат теплоти гарячого теплоносія-води Q_r). 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].