

Є. І. ТРУШЛЯКОВ¹, А. М. РАДЧЕНКО¹, Я. ЗОНМІН²,
А. А. ЗУБАРЄВ¹, В. С. ТКАЧЕНКО¹

¹ Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна

² Цзяньсунський університет науки і технологій, КНР

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ УСТАНОВОК КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ КОМФОРТНОГО Й ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Ефективність застосування установок кондиціювання повітря комфортного й енергетичного призначення упродовж певного періоду, як і будь-якої енергоустановки, визначається отримуваним при цьому ефектом, передусім у вигляді зменшення споживання палива за рік або збільшення виробництва електричної (механічної) енергії у разі кондиціювання повітря на вході теплового двигуна та річного виробництва холоду як показника ефективності використання холодної потужності установок комфортного кондиціювання повітря. Оскільки в обох випадках ефект залежить від тривалості та глибини охолодження, то цілком правомірною є його оцінка у першому наближенні термочасовим потенціалом, який представляє собою добуток зниження температури повітря та тривалості експлуатації при зниженій температурі і, таким чином, враховує поточні кліматичні умови. Вочевидь, що реалізація потенціалу охолодження (кондиціювання) зовнішнього повітря залежить від встановленої (проектної) холодопродуктивності установок кондиціювання, яка, в свою чергу, повинна враховувати коливання теплових навантажень відповідно до поточних змінних тепловологісних параметрів зовнішнього повітря. Виходячи з різного темпу прирощення річного термочасового потенціалу охолодження зі збільшенням встановленої холодопродуктивності установок кондиціювання повітря, обумовленого зміною теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов упродовж року, необхідно вибирати таке проектне теплове навантаження на установку кондиціювання повітря (його встановлену холодопродуктивність), яке забезпечує досягнення максимального або близького до нього річного термочасового потенціалу охолодження при відносно високих темпах його прирощення, відповідно й ефекту від охолодження у вигляді зменшення витрати палива за рік у разі кондиціювання повітря на вході теплового двигуна та річного виробництва холоду установками комфортного кондиціювання повітря. Показано, що при однакових кліматичних умовах упродовж року та глибині охолодження зовнішнього повітря раціональні значення проектної холодопродуктивності установок кондиціювання комфортного й енергетичного призначення співпадають.

Ключові слова: кондиціювання повітря; холодопродуктивність; термочасовий потенціал; річне виробництво холоду.

1. Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Ефективність застосування кондиціювання повітря комфортного й енергетичного призначення залежить від отримуваного за його рахунок ефекту. Оскільки термодинамічна ефективність теплових двигунів, насамперед газотурбінних, підвищується зі зниженням температури зовнішнього повітря $t_{зп}$, то ефективність охолодження повітря на їх вході визначається скороченням споживання палива або збільшенням виробництва електричної (механічної) енергії, тоді як у випадку установок комфортного кондиціювання з тепловологісною обробкою зовнішнього повітря (передусім в центральних і автономних кондиціонерах) – річним виробництвом холо-

ду як показником ефективності використання холодної потужності.

В установках кондиціювання повітря (УКП) на вході теплових двигунів найбільш поширене застосування абсорбційних бромистолітєвих холодильних машин (АБХМ), в яких повітря охолоджують від зовнішньої температури $t_{зп}$ до $t_{п2} \approx 15^\circ\text{C}$ з високою ефективністю трансформації скидної теплоти в холод: їх тепловий коефіцієнт $\zeta = 0,7 \dots 0,8$ [1]. В ежекторних холодильних машинах (ЕХМ) можливе більш глибоке охолодження повітря до температури $t_{п2} = 7 \dots 10^\circ\text{C}$, однак за значно нижчих теплових коефіцієнтів: $\zeta = 0,2 \dots 0,3$. Двоступеневе охолодження повітря на вході двигунів в ступінчастій абсорбційно-ежекторній холодильній машині

(АЕХМ): в АБХМ – до $t_{n2} = 15 \dots 20^\circ\text{C}$, в ЕХМ – до $t_{n2} = 7 \dots 10^\circ\text{C}$, запропоновано в роботі [2].

Оскільки мають місце як сезонні, так і добові коливання температур, то проектне теплове навантаження УКП на вході двигунів доцільно визначати за річним термочасовим потенціалом $\Sigma\P, ^\circ\text{C}\cdot\text{год}$, який представляє собою добуток зниження температури Δt_n зовнішнього повітря та тривалості τ роботи двигуна при зниженій температурі упродовж року $\Sigma\P = \sum(\Delta t_n \cdot \tau)$ [3, 4]. Вочевидь, виходячи з річного термочасового потенціалу $\Sigma\P$, можна визначати й холодопродуктивність установок комфортного кондиціювання повітря.

Мета дослідження – встановити особливості застосування методів визначення встановленої (проектної) холодопродуктивності установок кондиціювання повітря комфортного й енергетичного призначення за максимальним (близьким до максимального) значенням та за максимальним темпом приросту річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту у вигляді зменшення споживання палива за рік у разі кондиціювання повітря на вході теплових двигунів та річного виробництва холоду установками комфортного кондиціювання повітря.

2. Результати дослідження

З метою узагальнення результатів розрахунків теплові навантаження УКП доцільно визначати у відносних величинах – як питомі теплові навантаження, або ж питома холодопродуктивність, що припадають на одиницю витрати повітря: $q_0 = Q_0 / G_n$, де Q_0 – повна холодопродуктивність, кВт; G_n – витрата повітря G_n , кг/с.

Питома холодопродуктивність

$$q_0 = \xi c_{\text{вл}} (t_{\text{зп}} - t_{n2}), \text{кВт}/(\text{кг}/\text{с}),$$

де ξ – коефіцієнт вологовипадіння; $t_{\text{зп}}$ – поточна температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$; t_{n2} – температура охолодженого повітря, $^\circ\text{C}$; $c_{\text{вл}}$ – питома теплоємність вологого повітря, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$.

Для визначення проектної холодопродуктивності УКП необхідно проаналізувати залежність від неї річного термочасового потенціалу $\Sigma\P$, відповідно й ефекту від охолодження у вигляді скорочення витрати палива та виробництва холоду за рік.

Значення річних термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\P$, зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e$ за рік, віднесеної до 1 кВт потужності ГТУ, та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, віднесеного до одиниці витрати повітря $G_n = 1 \text{ кг/с}$, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 (при $G_n = 1 \text{ кг/с}$) при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і 15°C за 2017 р., м. Южноукраїнськ, наведені на рис. 1, а віднесені до їх максимальних за рік величин $\Sigma\P / \Sigma\P_{\text{max}}$, $\Sigma\Delta b_e / \Sigma\Delta b_{e,\text{max}}$ і $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\text{max}}$ в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП $q_0 / q_{0\text{max}}$, віднесеної до максимального за рік теплового навантаження $q_{0\text{max}}$ – на рис. 2.

Як видно з рис. 1, раціональні значення проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і 15°C , визначені за близьким до максимального зменшенням питомої витрати палива за рік $\Sigma\Delta b_e$ для УКП ГТУ на рис. 1,б, становлять $q_0 \approx 34 \dots 36 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ і $q_0 \approx 24 \dots 26 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ відповідно, і практично такі ж за річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ для комфортної УКП на рис. 3,в.

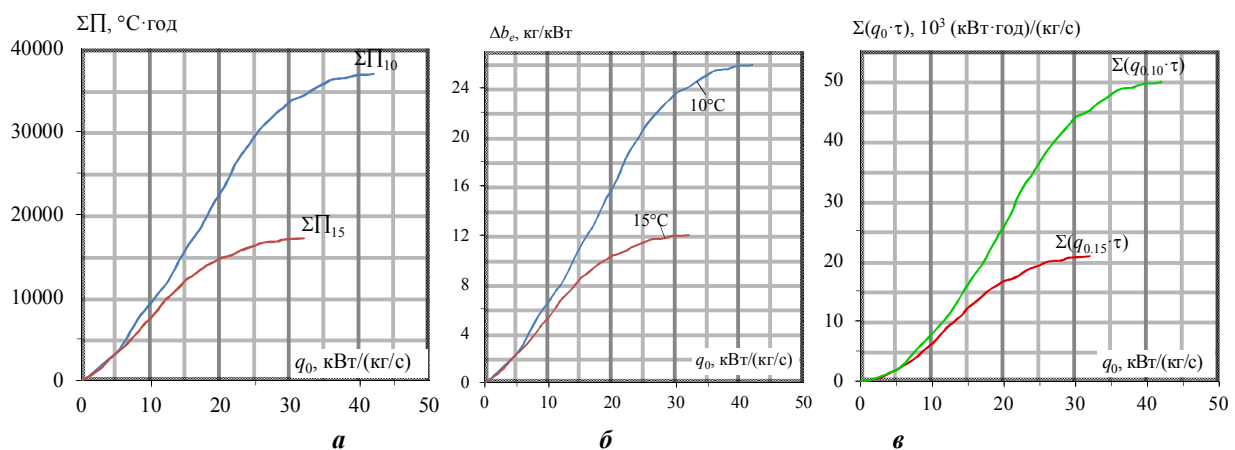


Рис. 1. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\P$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e$ за рік, віднесеної до 1 кВт потужності ГТУ (б), та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, віднесеного до одиниці витрати повітря $G_n = 1 \text{ кг/с}$ (в), в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 (при $G_n = 1 \text{ кг/с}$) при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і 15°C за 2017 р.

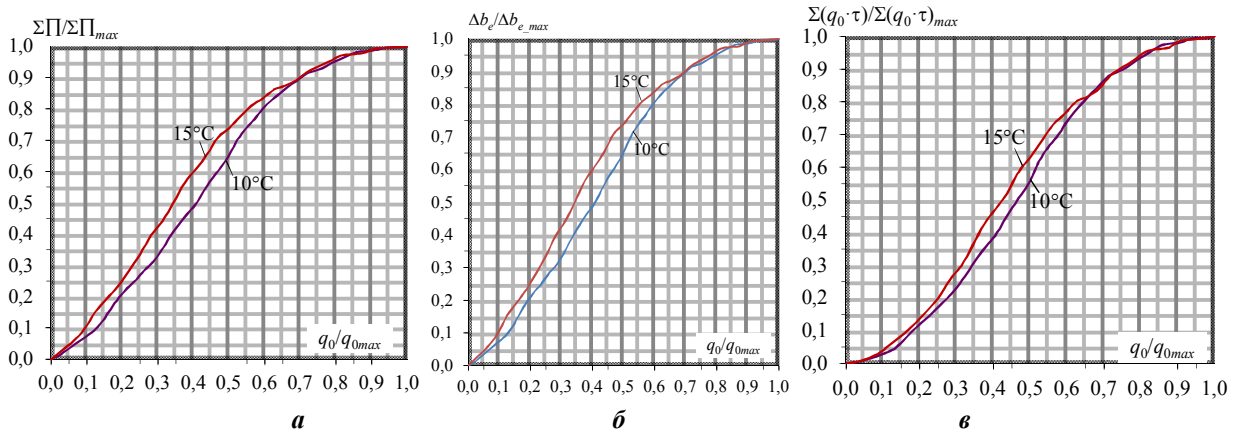


Рис. 2. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi/\Sigma\Pi_{\max}$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e/\Sigma\Delta b_{e,\max}$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік (б), та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\max}$ при $G_{\Pi} = 1$ кг/с (в), віднесені до їхніх максимальних за рік величин, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності $q_0/q_{0\max}$, віднесеної до максимального за рік питомого теплового навантаження $q_{0\max}$, при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і 15°C за 2017 р.

Як видно з рис. 2, зростання річного потенціалу охолодження $\Sigma\Pi/\Sigma\Pi_{\max}$ і відповідних величин ефекту $\Sigma\Delta b_e/\Sigma\Delta b_{e,\max}$ та $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\max}$ від нього зберігається достатньо помітним при збільшенні проектної питомої холодопродуктивності приблизно до 80 % максимального за рік питомого теплового навантаження $q_{0\max}$: $q_0/q_{0\max} \approx 0,8$. Подальше підвищення питомої холодопродуктивності від 80 % до 100 % приводить до незначного (менше ніж на 5 %) зростання величин $\Sigma\Delta b_e/\Sigma\Delta b_{e,\max}$ та $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\max}$, що свідчить про недоцільність завищення встановленої холодопродуктивності.

Зменшення темпу нарощування річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi$ і, відповідно, ефекту від охолодження при високій холодопродуктивності УКП q_0 свідчить про наявність надлишку холоду.

То ж доцільно визначити холодопродуктивність, яка забезпечує максимальний темп нарощування $\Sigma\Pi$.

Для визначення холодопродуктивності УКП, яка забезпечує максимальний темп нарощування річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi/q_0$, зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e/q_0$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік та річного питомого (при $G_{\Pi} = 1$ кг/с) виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$, необхідно проаналізувати їх залежність від встановленої питомої холодопродуктивності УКП q_0 (рис. 3) або їх відносних величин $\Sigma\Pi/q_0/(\Sigma\Pi/q_0)_{\max}$, $\Sigma\Delta b_e/q_0/(\Sigma\Delta b_e/q_0)_{\max}$ і $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0/(\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0)_{\max}$ від встановленої питомої холодопродуктивності УКП q_0 , віднесеної до максимального за рік теплового навантаження $q_{0\max}$ (рис. 4).

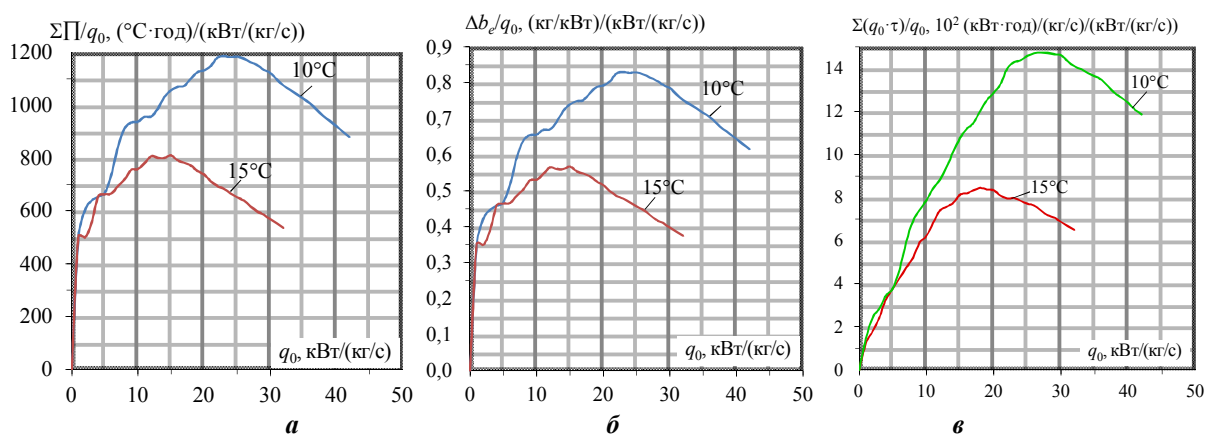


Рис. 3. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi/q_0$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e/q_0$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік (б), та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ при $G_{\Pi} = 1$ кг/с (в), віднесених до встановленої питомої холодопродуктивності q_0 УКП, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 (при $G_{\Pi} = 1$ кг/с), при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і 15°C за 2017 р. м. Южноукраїнськ

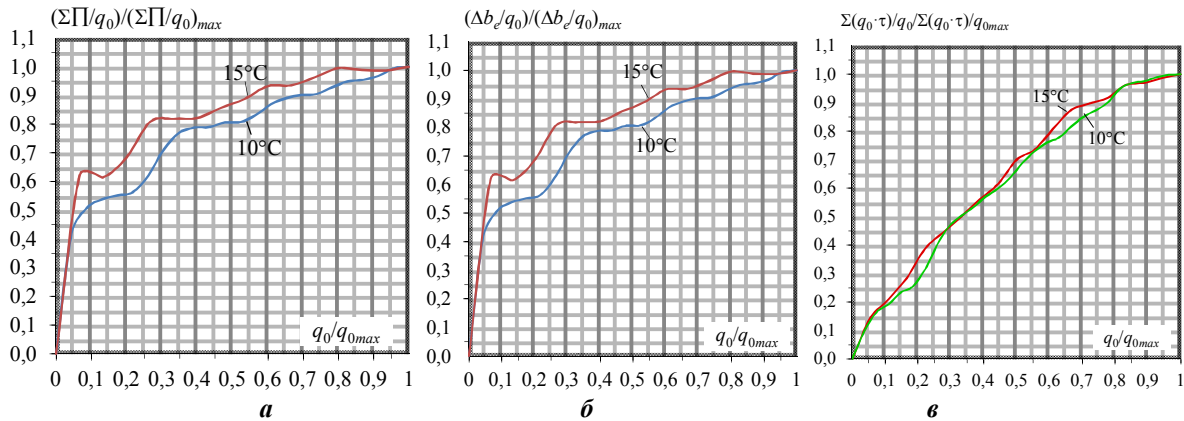


Рис. 4. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік (б) та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ при $G_{\Pi} = 1$ кг/с (в), віднесених до встановленої питомої холодопродуктивності q_0 та до їхніх максимальних за рік величин, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_0 (при $G_{\Pi} = 1$ кг/с), віднесеної до максимального за рік теплового навантаження q_{0max} , при температурах охолодженого повітря $t_{н2} = 10$ і 15 °С за 2017 р. м. Южноукраїнськ

Як видно, оптимальні значення проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{н2} = 10$ і 15 °С, визначені за максимальним темпом зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e/q_0$ для УКП ГТУ на рис. 3,б, становлять $q_0 \approx 23 \dots 26$ кВт/(кг/с) і $q_0 \approx 12 \dots 16$ кВт/(кг/с) відповідно, тоді як за темпом прирощення річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ для комфортної УКП на рис. 3,в дещо більше і становлять $q_0 \approx 25 \dots 30$ кВт/(кг/с) і $q_0 \approx 16 \dots 20$ кВт/(кг/с).

Як видно, при однакових кліматичних умовах упродовж року та глибині охолодження зовнішнього повітря раціональні значення проектної холодопродуктивності установок кондиціонування комфортного й енергетичного призначення співпадають, причому за методом максимального прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту, величина проектної холодопродуктивності менше.

Оскільки величини встановленої питомої холодопродуктивності q_0 , які забезпечують максимальний темп прирощення річного термочасового потенціалу Π_{Σ}/q_0 і, відповідно, ефекту від кондиціювання повітря (рис. 2, 4), менше їх величин, визначених відповідно до максимальних їх значень за рік на рис. 1, 3, то при підвищених температурах зовнішнього повітря $t_{зп}$ матиме місце дефіцит холодопродуктивності, тоді як при знижених температурах повітря $t_{зп}$, навпаки, її надлишок. То ж надлишок холоду, який утворюється в періоди знижених теплових навантажень, доцільно використовувати для більш глибокого охолодження повітря, або накопичувати в акумуляторі холоду та використовувати при підвищених теплових навантаженнях.

Висновки

Проаналізовано визначення проектної холодопродуктивності установок кондиціонування комфортного й енергетичного призначення за двома методами: максимальним (близьким до максимального) значенням та за максимальним темпом прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту у вигляді зменшення споживання палива за рік у разі кондиціювання повітря на вході теплового двигуна та річного виробництва холоду як показника ефективності використання холодильної потужності установок комфортного кондиціонування повітря. За результатами аналізу встановлено, що при однакових кліматичних умовах упродовж року та глибині охолодження зовнішнього повітря раціональні значення проектної холодопродуктивності установок кондиціонування комфортного й енергетичного призначення співпадають, причому за методом максимального прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту, величина проектної холодопродуктивності менше.

Література

1. 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.
2. 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.

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. Радченко, А. Н. Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных GTU компрессорных станций [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 5(122). – С. 61–64.

References

1. Bortmany, J. N. Assesstment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air. *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*, Paper GT-2002-30657. 12 p.

2. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Metodologicheskiy podkhod k ratsional'nomu proyektirovaniyu kombinirovannoy teploispol'zuyushchey sistemy okhlazhdeniya vozdukha na vkhode

gazoturbinnoy ustanovki [Methodological approaches of rational designing of combined waste heat recovery system for gas turbine unit intake air cooling]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia - Aerospace technic and technology*, 2015, no. 4 (121), pp. 76–79

3. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Otsenka potentsiala okhlazhdeniya vozdukha na vkhode gazoturbinnikh ustanovok transformatsiya teploty otrabotannykh gazov v teploispol'zuyushchikh kholodil'nykh mashinakh [Evaluation of cooling potential of gas turbine unit intake air by transforming the exhaust gas heat in waste heat recovery cooling machines]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia - Aerospace technic and technology*, 2014, no. 4 (111), pp. 56–59.

4. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Metod vybora ratsional'noy teplovoy nagruzki absorbtionno-ezhektornogo termotransformatora okhlazhdeniya vozdukha na vkhode regenerativnykh GTU kompressornykh stantsiy [The method of evaluation of rational heat load on absorption-ejector thermotransformer for cooling regenerative gtu intake air of compressor stations]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia - Aerospace technic and technology*, 2015, no. 5 (122), pp. 61–64

Поступила в редакцию 05.01.2019, рассмотрена на редколлегии 14.02.2019

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА КОМФОРТНОГО И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

**Е. И. Трушляков, А. Н. Радченко, Я. Зонмин,
А. А. Зубарев, В. С. Ткаченко**

Эффективность применения установок кондиционирования воздуха комфортного и энергетического назначения в течение определенного периода, как и любой энергоустановки, определяется получаемым при этом эффектом, прежде всего в виде уменьшения потребления топлива за год или увеличения производства электрической (механической) энергии в случае кондиционирования воздуха на входе теплового двигателя и годового производства холода как показателя эффективности использования холодильной мощности установок комфортного кондиционирования воздуха. Поскольку в обоих случаях эффект зависит от продолжительности и глубины охлаждения, то вполне правомерной является его оценка в первом приближении термочасовым потенциалом, который представляет собой произведение снижения температуры воздуха и продолжительности эксплуатации при пониженной температуре и, таким образом, учитывает текущие климатические условия. Очевидно, что реализация потенциала охлаждения (кондиционирования) наружного воздуха зависит от установленной (проектной) холодопроизводительности установок кондиционирования, которая, в свою очередь, должна учитывать колебания тепловых нагрузок в соответствии с текущими переменными тепловлажностными параметрами наружного воздуха. Исходя из разного темпа приращение годового термочасового потенциала охлаждения с увеличением установленной холодопроизводительности установки кондиционирования воздуха, обусловленного изменением тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями в течение года, необходимо выбирать такую проектную тепловую нагрузку на установку кондиционирования воздуха (его установленную холодопроизводительность), которая обеспечивает достижение максимального или близкого к нему годового термочасового потенциала охлаждения при относительно высоких темпах его приращение, соответственно и эффекта от охлаждения в виде уменьшения расхода топлива за год в случае кондиционирования воздуха на входе теплового двигателя и годового производства холода установками комфортного кондиционирования воздуха. Показано, что при одинаковых климатических условиях в течение года и глубине охлаждения наружного воздуха рациональные значения проектной холодопроизводительности установок кондиционирования комфортного и энергетического назначения совпадают.

Ключевые слова: кондиционирование воздуха; холодопроизводительность; термочасовой потенциал; годовое производство холода.

A METHOD OF DEFINING THE REFRIGERATION CAPACITY OF AIR CONDITIONING PLANTS FOR COMFORT AND ENERGETICS

*E. I. Trushliakov, A. M. Radchenko, Y. Zongming,
A. A. Zubarev, V. S. Tkachenko*

The efficiency of applying air conditioning units for comfort and energetics for a certain period, as well as any power plant, is determined by the effect obtained, primarily in the form of reducing fuel consumption over the year or increasing the production of electrical (mechanical) energy in the case of air conditioning at the heat engine inlet and by annual cold production as an indicator of the efficiency of using the cooling capacity of comfort air-conditioning plants. Since in both cases the effect depends on the duration and depth of cooling, it is quite justified to estimate it in the first approximation by the thermal hourly potential, which is the result of summation hour by hour of air temperature drops multiplied by duration of operation at a lowered temperature and, thus, takes into account current climatic conditions. Obviously, the realization of the cooling potential (air conditioning) of the ambient air depends on the installed (design) cooling capacity of the air conditioning units, which, in turn, must take into account the fluctuations in thermal loads in accordance with the current variable thermal and humidity parameters of the ambient air. Based on the different rates of the increment of the annual thermal hourly cooling potential with an increase in the installed cooling capacity of the air conditioning unit due to a change in the heat load in accordance with current climatic conditions during the year, it is necessary to choose such a design thermal load on the air conditioning unit (its installed cooling capacity) that ensures maximum or close to it the annual thermo-hour cooling potential at a relatively high rate of its increment, respectively, and the effect of cooling in the form of a decrease in fuel consumption per year in the case of air conditioning at the inlet of heat engine and annual cold production of comfort air conditioning units. It is shown that under the same climatic conditions during the year and the depth of ambient air cooling, the rational values of the design cooling capacity of air conditioning units for comfort and energy purposes are the same.

Keywords: air conditioning; cooling capacity; thermohour potential cooling; annual cold production.

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

Радченко Андрій Миколайович – канд. техн. наук, доц. Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

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

Зубарев Анатолій Анатольєвич – ст. преподаватель кафедри кондиціонування і рефрижерации, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Николаев, Україна.

Ткаченко Веніамін Сергійович – аспірант Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

Trushliakov Eugeniy Ivanovich – Candidate of Technical Science, Professor of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: eugeniyt@gmail.com.

Radchenko Andrii Mykolaiovych – 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.

Zongming Yang – associated Professor, School of Energy and Power, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang, China.

Zubarev Anatolii Anatoliyovych – senior lecturer of the Conditioning and Refrigeration Department, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: nirad50@gmail.com.

Tkachenko Veniamin Sergiyovych – PhD Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: btd@zavod-ekvator.com.