

М. І. РАДЧЕНКО¹, Є. І. ТРУШЛЯКОВ¹, С. А. КАНТОР²,
Б. С. ПОРТНОЙ¹, А. А. ЗУБАРЄВ¹

¹ Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна

² ПАТ "Завод "Екватор", Україна

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ЗА МАКСИМАЛЬНИМ ТЕМПОМ ПРИРОЩЕННЯ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ (на прикладі кондиціювання повітря енергетичного призначення)

Обґрунтовано необхідність врахування змінних теплових навантажень на систему кондиціювання повітря (тепловологісної обробки повітря шляхом його охолодження зі зниженням температури й вологовмісту) відповідно до поточних кліматичних умов експлуатації. Оскільки ефект від охолодження повітря залежить від тривалості його застосування та обсягів споживання холоду, то запропоновано визначити його за обсягами холоду, витраченого за рік на кондиціювання повітря на вході ГТУ, тобто за річною холодопродуктивністю. На прикладі тепловикористовуючого кондиціювання повітря на вході газотурбінної установки (системи кондиціювання повітря енергетичного призначення) проаналізовано значення річних витрат холоду на охолодження зовнішнього повітря до температури 15 °С абсорбційною бромистолітієвою холодильною машиною та двоступеневого охолодження повітря: до температури 15 °С – в абсорбційній бромистолітієвій холодильній машині та до температури 10 °С – в ежекторній холодильній машині як ступенях двоступінчастої абсорбційно-ежекторної холодильної машини, в залежності від встановленої (проектної) холодопродуктивності тепловикористовуючих холодильних машин.

Показано, що виходячи з різного темпу нарощування річного виробництва холоду (річної холодопродуктивності), обумовленого зміною теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов, необхідно вибирати таке проектне теплове навантаження на систему кондиціювання повітря (встановлену холодопродуктивність холодильних машин), яке забезпечує досягнення максимального або близького до нього річного виробництва холоду при відносно високих темпах його нарощування. З метою визначення встановленої холодопродуктивності, яка забезпечує максимальний темп нарощування річної холодопродуктивності (річного виробництва холоду), проаналізовано залежність прирощення річної холодопродуктивності, віднесеної до встановленої холодопродуктивності, від встановленої холодопродуктивності. За результатами досліджень запропоновано метод визначення раціонального теплового навантаження системи кондиціювання повітря (встановленої – проектної холодопродуктивності холодильної машини) відповідно до змінних кліматичних умов експлуатації упродовж року, яке забезпечує близьке до максимального річне виробництво холоду при відносно високих темпах його нарощування.

Ключові слова: кондиціювання повітря, тепловикористовуюча холодильна машина, теплове навантаження, холодопродуктивність, кліматичні умови.

1. Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Сумісне виробництво енергії, тепла та холоду – перспективний напрям в сучасній енергетиці [1–2]. Як базові двигуни таких установок комбінованого виробництва енергії застосовуються двигуни внутрішнього згоряння (переважно газопоршневі) та газотурбінні. З підвищенням температури зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ на вході термодинамічна ефективність теплових двигунів, і передусім газотурбінних, знижується. Підвищити ефективність ГТУ можна

шляхом кондиціювання повітря (охолодження з осушенням) на вході тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), що утилізують теплоту відпрацьованих газів [1–2].

В найбільш поширених абсорбційних бромистолітієвих холодильних машинах (АБХМ) повітря охолоджують до температури $t_{\text{п2}} \approx 15$ °С за високої ефективності трансформації скидної теплоти в холод: їх тепловий коефіцієнт $\zeta = 0,7 \dots 0,8$. Більше зниження температури повітря до $t_{\text{п2}} = 10$ °С і нижче можливе в ежекторних холодильних машинах (ЕХМ), однак за менших теплових коефіцієнтів: $\zeta = 0,2 \dots 0,3$ [3]. Доцільним є двоступеневе охоло-

дження повітря на вході ГТУ: до $t_{n2} = 15...20\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АБХМ, а до $t_{n2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ в ЕХМ, в абсорбційно-ежекторних холодильних машинах (АЕХМ) [4].

Експлуатація систем кондиціювання повітря (СКП) на вході ГТУ характеризується як сезонними, так і добовими коливаннями температур, відповідно й теплових навантажень Q_0 на СКП і ТХМ. То ж важливо вибрати проектне теплове навантаження на СКП, тобто встановлену холодильну потужність (холодопродуктивність) ТХМ Q_0 , відповідно до змінних кліматичних умов.

Більшу частину року СКП працюють при знижених теплових навантаженнях, що призводить до непродуктивних витрат потужності ГТУ на подолання аеродинамічного опору повітроохолоджувачів (ПО) на вході ГТУ, а також додаткових капітальних витрат, зокрема вартість ТХМ завищеної потужності. То ж необхідно вибрати таке проектне теплове навантаження на СКП, яке забезпечує досягнення максимального або близького до нього ефекту у вигляді економії палива, збільшення виробництва енергії (механічної/електричної) за певний період, наприклад рік. Оскільки величина ефекту залежить від тривалості τ застосування охолодження та обсягів споживання холоду, то непрямою його характеристикою можуть слугувати обсяги холоду, витраченого за рік на кондиціювання повітря на вході ГТУ, тобто річна холодопродуктивність СКП: $\sum(Q_0 \cdot \tau)$.

Мета дослідження – розробка методу визначення раціонального теплового навантаження системи кондиціювання повітря на вході ГТУ.

2. Результати дослідження

Для поширення отриманих результатів на СКП різної холодопродуктивності й ГТУ різної потужно-

сті зручніше їх представляти у відносних величинах – для одиночної витрати повітря $G_n = 1\text{ кг/с}$, тобто у вигляді питомої холодопродуктивності ТХМ (питомого теплового навантаження СКП): $q_0 = Q_0 / G_n$.

Встановлена (проектна) питома холодопродуктивність ТХМ q_0 , з одного боку, повинна покривати витрати холоду на кондиціювання повітря на вході ГТУ на протязі якомога більшого часу упродовж року, що забезпечувало б найбільшу річну холодопродуктивність (річне виробництво холоду) $\sum(Q_0 \cdot \tau)$. З іншого боку, вона не повинна бути завищеною, щоб більшу частину року СКП експлуатувалась при теплових навантаженнях, близьких до номінального (проектного), інакше матиме місце невисокий коефіцієнт використання ТХМ (експлуатація на часткових навантаженнях, далеких від проектного), а при занижених q_0 , навпаки, – недоохолодження повітря на вході ГТУ при високих температурах $t_{нв}$.

На рис. 1 наведено значення питомої річної холодопродуктивності, тобто питомого річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau) = \sum(Q_0 \cdot \tau) / G_n$ в залежності від встановленої питомої холодильної потужності (холодопродуктивності) ТХМ q_0 при температурах повітря $t_{n2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, охолодженого в АБХМ, та $t_{n2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ для АЕХМ в різних регіонах України.

Як видно з рис. 1, для кліматичних умов експлуатації ГТУ при охолодженні повітря до температури $t_{n2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ раціональною можна вважати проектну питому холодильну потужність ступінчастої АЕХМ (для $G_n = 1\text{ кг/с}$) $q_0 \approx 34\text{ кВт/(кг/с)}$, при якій темп нарощування річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)$ зберігається достатньо високим, а при охолодженні повітря до $t_{n2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АБХМ – відповідно $q_0 \approx 24\text{ кВт/(кг/с)}$. Виходячи з раціональної питомої холодильної потужності вибирають повну встановлену холодильну потужність АЕХМ відповідно до витрати повітря G_n через ГТУ: $Q_0 = G_n \cdot q_0$, кВт.

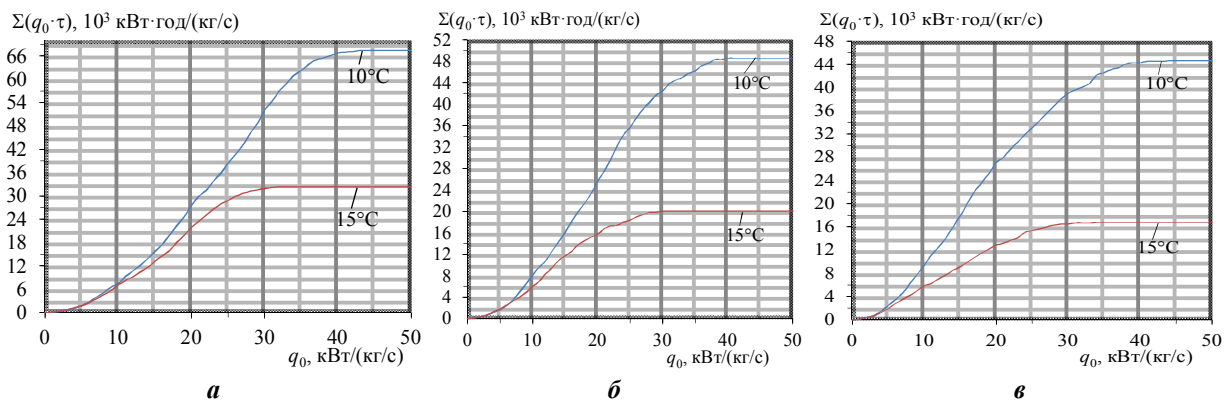


Рис. 1. Значення питомої (при $G_n = 1\text{ кг/с}$) річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau) = \sum(Q_0 \cdot \tau) / G_n$ в залежності від встановленої (проектної) питомої холодильної потужності ТХМ q_0 (при $G_n = 1\text{ кг/с}$) при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ за 2017 р.: **а** – Тарутине, Одеська обл., **б** – Шебелинка, Харківська обл., **в** – Ковель, Волинська обл.

Для визначення встановленої холодильної потужності (питомої q_0 та повної $Q_0 = q_0 \cdot \tau$), яка забезпечує максимальний темп нарощування річної холодопродуктивності (річного виробництва холоду) необхідно проаналізувати залежність прирощення питомої (при $G_{\text{п}} = 1$ кг/с) річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau)$, віднесеної до встановленої питомої холодильної потужності ТХМ q_0 , від встановленої питомої холодильної потужності q_0 (рис. 2).

Як видно з рис. 2, для кліматичних умов експлуатації ГТУ в межах України за 2017 р. максимальний темп прирощення річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ (екстремум графіка) при охолодженні повітря до $t_{\text{п}2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ має місце при проектній питомій холодильній потужності $q_0 = 12 - 16$ кВт/(кг/с), а при його охолодженні до $t_{\text{п}2} = 10^\circ\text{C}$ в ступінчастій АЕХМ $q_0 = 22 - 26$ кВт/(кг/с). Відповідні повні встановлені холодильні потужності АБХМ і АЕХМ, $Q_0 = G_{\text{п}} \cdot q_0$, кВт, забезпечують максимальний темп прирощення річного виробництва холоду.

Оскільки величини встановленої питомої холодильної потужності q_0 , які забезпечують максимальний темп прирощення річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ (рис. 2), менше їх величин, визначених відповідно до максимальної річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau)$ на рис. 1, то при підвищених температурах зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ матиме місце дефіцит холоду, тоді як при знижених температурах повітря $t_{\text{зп}}$, навпаки, його надлишок. То ж надлишок холоду, який утворюється в періоди знижених теплових навантажень, доцільно накопичувати в акумуляторі холоду та використовувати під час збільшених теплових навантажень.

Висновки

За результатами аналізу даних з річної холодопродуктивності (річного виробництва холоду) та її величини, віднесеної до встановленої холодильної потужності, в залежності від встановленої холодильної потужності холодильної машини запропоновано метод визначення раціонального теплового навантаження системи кондиціонування повітря, отже і встановленої – проектної холодопродуктивності холодильної машини, відповідно до змінних кліматичних умов експлуатації упродовж року, який забезпечує близьке до максимального річне виробництва холоду при відносно високих темпах його нарощування.

Література

1. *Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands [Text] / R. P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J. A. R. Parise // Energy and Buildings. – 2010. – Vol. 42. – P. 2323–2330.*
2. *Ortiga, J. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Text] / Ortiga Jordi, Bruno Joan Carles, Coronas Alberto // Applied Thermal Engineering. – 2013. – Vol. 50. – P. 1536–1542.*
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.*

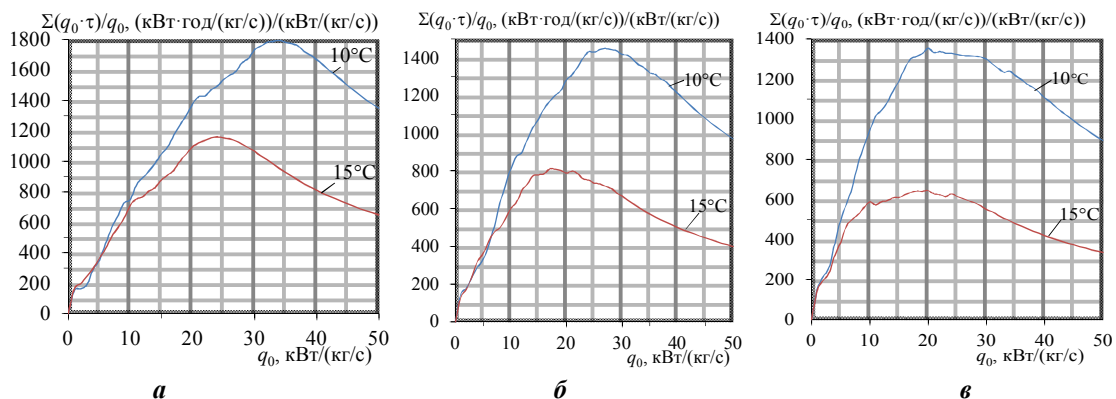


Рис. 2. Значення питомої (при $G_{\text{п}} = 1$ кг/с) річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau)$, віднесеної до встановленої питомої холодильної потужності q_0 ТХМ, $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ в залежності від встановленої питомої холодильної потужності q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{\text{п}2} = 10$ і 15°C за 2017 р., **а** – Тарутине, Одеська обл., **б** – Шебелинка, Харківська обл., **в** – Ковель, Волинська обл.

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

References

1. Marques, R. P., Hacon, D., Tessarollo, A., Parise, J.A.R. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands. *Energy and Buildings*, 2010, vol. 42, pp. 2323–2330.

2. Ortiga, Jordi., Bruno, Joan Carles., Coronas, Alberto. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 50, pp. 1536–1542.

3. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Otsenka potentsiala okhlazhdeniya vozdukha na vkhode gazoturbinnnykh 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 teplovoj 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 12.05.2018, рассмотрена на редколлегии 7.08.2018

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ПО МАКСИМАЛЬНОМУ ТЕМПУ ПРИРАЩЕНИЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ (на примере кондиционирования воздуха энергетического назначения)

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

Обосновано необходимость учёта изменения тепловых нагрузок на систему кондиционирования воздуха (тепловлажностной обработки воздуха путём его охлаждения со снижением температуры и влагосодержания) в соответствии с текущими климатическими условиями эксплуатации. Поскольку эффект от охлаждения воздуха зависит от длительности его использования и объёмов потребления холода, то предложено определять его по объёму холода, потраченного за год на кондиционирование воздуха на входе ГТУ, то есть, по годовой холодопроизводительности. На примере теплоиспользующего кондиционирования воздуха на входе газотурбинной установки (систем кондиционирования воздуха энергетического назначения) проанализировано значения годовых затрат холода на охлаждение внешнего воздуха до температуры 15 °С абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной и двухступенчатого охлаждения воздуха: до температуры 15 °С – в абсорбционной бромистолитиевой холодильной машине и до температуры 10 °С – в эжекторной холодильной машине как степенях двухступенчатой абсорбционно-эжекторной холодильной машины, в зависимости от установленной (проектной) холодильной мощности теплоиспользующих холодильных машин.

Показано, что исходя из различного темпа приращения годового производства холода (годовой холодопроизводительности), обусловленного изменением тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями, необходимо выбирать такую проектную тепловую нагрузку на систему кондиционирования воздуха (установленную холодопроизводительность холодильных машин), которая обеспечивает достижение максимального или близкого к нему годового производства холода при относительно высоких темпах его приращения. С целью определения установленной холодопроизводительной мощности, которая обеспечивает максимальный темп приращения годовой холодопроизводительности (годового производства холода), проанализирована зависимость приращения годовой холодопроизводительности, относительно установленной холодопроизводительной мощности, от установленной холодопроизводительной мощности. По результатам исследований предложено метод определения рациональной тепловой нагрузки системы кондиционирования воздуха (установленной – проектной холодопроизводительности холодильной машины) в соответствии с меняющимися климатическими условиями эксплуатации в течение года, которое обеспечивает близкое максимальному годовому производству холода при относительно высоких темпах его приращения.

Ключевые слова: кондиционирование воздуха, теплоиспользующая холодильная машина, тепловая нагрузка, холодопроизводительность, климатические условия.

**METHOD OF DETERMINATION OF THERMAL LOAD AIR CONDITIONING SYSTEMS
BY MAXIMUM COLD PERFORMANCE RATE****(on the example of air conditioning for energy purposes)***M. I. Radchenko, E. I. Trushliakov, S. A. Kantor, B. S. Portnoi, A. A. Zubarev*

It is justified the necessity of taking into consideration changes in thermal loads on the air conditioning system (heat and moisture treatment of air by cooling it with decreasing temperature and moisture content) in accordance with the current climatic conditions of operation. Since the effect of air cooling depends on the duration of its use and the amount of cold consumption, it is suggested that it be determined by the amount of cold spent per year for air conditioning at the GTU inlet, that is, for annual refrigerating capacity. The example of heat-using air conditioning at the inlet of a gas turbine unite (energy-efficient air conditioning systems) analyzes the annual costs of cooling for cooling ambient air to the temperature of 15 °C by an absorption lithium-bromide chiller and two-stage air cooling: to a temperature of 15 °C in an absorption lithium-bromide chiller and down to temperature 10 °C – in a refrigerant ejector chiller as the stages of a two-stage absorption-ejector chiller, depending on the installed (project) refrigerating capacity of waste heat recovery chiller.

It is shown that, based on the varying rate of increment in the annual production of cold (annual refrigeration capacity) due to the change in the thermal load in accordance with current climatic conditions, it is necessary to select such a design thermal load for the air conditioning system (installed refrigeration capacity of chillers), which ensures the achievement of maximum or close to it annual production of cold at a relatively high rate of its increment. It is analyzed the dependence of the increment on the annual refrigerated capacity, relative to the installed refrigeration capacity, on the installed refrigeration capacity, in order to determine the installed refrigeration capacity, which provides the maximum rate of increase in the annual refrigerating capacity (annual production of cold). Based on the results of the research, it is proposed the method for determining the rational thermal load of the air conditioning system (installed – the design refrigeration capacity of the chiller) in accordance with the changing climatic conditions of operation during the year, which provides nearby the maximum annual production of cold at relatively high rates of its growth.

Keywords: air conditioning, waste heat recovery chiller, thermal load, refrigeration capacity, climatic conditions.

Радченко Микола Іванович – д-р техн. наук, проф. Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: nirad50@gmail.com.

Трушляков Євген Іванович – канд. техн. наук, проф. Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: eugeniyt@gmail.com.

Кантор Сергій Анатолійович – канд. техн. наук, ПАТ "Завод "Екватор", Миколаїв, Україна, e-mail: s_kantor@mail.ru.

Портной Богдан Сергійович – аспірант Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail:

Зубарєв Анатолій Анатолійович – ст. викладач Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: nirad50@gmail.com.

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

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

Kantor Sergey Anatoliyovych – Candidate of Technical Science, PJSC "Zavod "Ekvator", Mykolaiv, Ukraine, e-mail: s_kantor@mail.ru.

Portnoi Bohdan Sergiyovych – Post Graduated Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail:

Zubarev Anatolii Anatoliyovych – senior lecturer of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: eugeniyt@gmail.com.