

- [2] ГП НПКГТ "Зоря–Машпроект" (2004). Николаевские газовые турбины промышленного применения. Николаев.
- [3] Khaliq, A., Dincer, I., Sharma, P.B. (2010). Development and analysis of industrial waste heat based trigeneration for combined production of power heat and cold. *Journal of Energy Institute*, 83 (2), 79–85.
- [4] Elberry, M.F. et al. (2018). Performance improvement of power plants using absorption cooling system. *Alexandria Engineering Journal*, 57, 2679–2686.
- [5] Popli, S., Rodgers, P., Evely, V. (2013). Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. *Applied Thermal Engineering*, 50, 918–931.
- [6] Elbel, S., Lawrence, N. (2016). Review of recent developments in advanced ejector technology. *International Journal of Refrigeration*, 62, 1–18.
- [7] Meteomanz. Meteomanz Homepage. Retrieved from <http://www.meteomanz.com>.

Radchenko, N.I., Radchenko, A.N., Tsoy, A.P., Kantor, S.A., Portnoi, B.S.

INCREASING THE EFFICIENCY OF GAS TURBINE INLET AIR COOLING IN CLIMATIC CONDITIONS OF KAZAKHSTAN AND UKRAINE

Air cooling at the inlet of gas turbine units in the climatic conditions of Kazakhstan and Ukraine is analyzed. Calculations were made for cooling the ambient air to 15°C with an absorption lithium bromide refrigeration machine (RM) and down to 10°C with an absorption-ejector RM. It is shown that air cooling to 10°C provides about 1.5 times greater annual reduction in fuel consumption.

Keywords: gas turbine, air cooling, refrigeration machine, reduced fuel consumption, climate

Радченко, М.І., Радченко, А.М., Цой, А.П., Кантор, С.А., Портной, Б.С.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГАЗОВИХ ТУРБІН В КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ КАЗАХСТАНА І УКРАЇНИ

Проаналізовано охолодження повітря на вході газотурбінних установок в умовах експлуатації Казахстану і України. Розрахунки виконані для охолодження зовнішнього повітря до 15°C абсорбційної бромистолітієвою холодильною машиною (ХМ) і до 10°C абсорбційно-ежекторною ХМ. Показано, що охолодження повітря до 10°C забезпечує приблизно в 1,5 рази більше річне скорочення витрати палива.

Ключові слова: газотурбінна установка, охолодження повітря, холодильна машина, скорочення споживання палива, клімат.

УДК 621.58

МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОЕКТНОЙ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ УКРАИНЫ И КАЗАХСТАНА

Радченко Н.И., д.т.н., профессор¹, Трушляков Е.И., к.т.н., профессор НУК¹,
Радченко А.Н., к.т.н., доцент¹, Цой А.П., к.т.н., профессор², Щесюк, А.В., к.т.н., доцент³

¹ Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова;

² Алматинский Технологический Университет;

³ Черноморский национальный университет им. Петра Могилы

^{1, 3} Украина, Николаев; ² Республика Казахстан, Алматы

¹ nirad50@gmail.com

Аннотация. В общем случае весь диапазон текущих тепловых нагрузок любой системы кондиционирования воздуха (СКВ) включает диапазон нестабильных тепловых нагрузок и сравнительно стабильный диапазон при охлаждении воздуха от определенной пороговой температуры до требуемой. Предложено, обеспечивать стабильную часть работы СКВ обычным компрессором в близком номинальному режиме, тогда как предварительное охлаждение – регулированием холодопроизводительности.

Ключевые слова: система кондиционирования воздуха, тепловая нагрузка, компрессор, холодопроизводительность.

Введение

Эффективность работы систем кондиционирования воздуха (СКВ) и их холодильных машин (ХМ) зависит от текущей тепловой нагрузки в соответствии с потребностями в охлаждении и продолжительности работы в течение года [1]. Чем больше годовая выработка холода, тем более эффективно работает СКВ. Вполне правомерно принять годовую выработку холода в качестве критерия при выборе проектной (установленной) холодопроизводительности СКВ. Рациональная проектная холодопроизводительность СКВ не должна быть завышенной и в то же время удовлетворять ее текущим расходам.

Поскольку тепловые нагрузки СКВ отличаются значительными колебаниями в соответствии с текущими климатическими условиями, то целесообразно уже на этапе проектирования распределить проектную величину общей холодопроизводительности СКВ на две зоны в соответствии с характером изменения текущей тепловой нагрузки: диапазон переменных тепловых нагрузок в соответствии с текущими затратами холодопроизводительности на тепловлажностную обработку наружного воздуха и диапазон относительно стабильной тепловой нагрузки, соответствующий дальнейшему более глубокому охлаждению воздуха от определенной пороговой температуры до требуемой температуры охлажденного воздуха [2]. Если второй диапазон тепловых нагрузок обеспечивается работой холодильного компрессора в близком к номинальному режиму, то первый – применением компрессора с регулируемой холодопроизводительностью или использованием холода, аккумулированного при пониженных текущих тепловых нагрузках.

Высокой энергоэффективностью отличаются системы с регулируемым переменным расходом хладагента (Variable Refrigerant Flow – VRF), поскольку СКВ работают обычно в диапазоне 40...80% номинальной холодопроизводительности. Исследованию энергетической эффективности систем VRF посвящены многочисленные работы [3], предложены практические рекомендации по ее повышению [4]. Результаты моделирования систем VRF [5] показывают, что они позволяют сократить энергопотребление на 15–42% и 18–33% по сравнению с СКВ с переменным расходом воздуха. Особенно эффективно применение систем VRF на частичных нагрузках [6], характерных как для сезонной эксплуатации СКВ, так и в течение суток, поскольку большая часть времени приходится на диапазон нагрузок от 40% до 80% номинальной [7]. Работа системы VRF с вентиляцией и рекуперацией теплоты исследована в [8], а с системой предварительной обработки наружного воздуха – в [9]. Оценка комфортных условий в помещениях и энергопотребления системы VRF проведена в [10], а с тепловым насосом-осушителем – в [11].

Некоторые из технических решений и методологических подходов, разработанных для систем охлаждения на базе теплоиспользующих холодильных машин могут быть успешно применены и для традиционных парокомпрессионных СКВ, в частности, испарительного [12] и двухступенчатого охлаждения воздуха [2]. Однако проблема выбора рациональной проектной холодопроизводительности СКВ и ее распределения согласно текущим тепловым нагрузкам в соответствии с переменными климатическими условиями требует решения.

Целью исследования является анализ различных подходов к определению проектной холодопроизводительности СКВ и её распределения в соответствии с текущими нагрузками в климатических условиях Украины и Казахстана.

Методы исследования

Эффективность эксплуатации СКВ и их ХМ зависит от тепловой нагрузки Q_0 и продолжительности эксплуатации τ в течение года. Поэтому в качестве показателя эффективности СКВ принята годовая выработка холода в соответствии с его текущими затратами на кондиционирование воздуха, которую рассчитывают суммируя текущие затраты: $\sum(Q_0 \cdot \tau)$. С целью распространения результатов расчетов на СКВ разной холодопроизводительности Q_0 , соответственно и разного расхода воздуха G_B через ВО, ее представляют в относительном виде как удельную холодопроизводительность $q_0 = Q_0 / G_B$, кВт/(кг/с), или кДж/кг, приходящуюся на единицу массового расхода воздуха: $G_B = 1$ кг/с.

Значения годовой удельной выработки холода $\sum(q_0 \cdot \tau)$, кДж/(кг/ч) или кДж·ч/кг:

$$\sum(q_0 \cdot \tau) = \sum \frac{Q_0 \cdot \tau}{G_B},$$

где Q_0 – текущая тепловая нагрузка (текущие затраты холодопроизводительности), кВт, τ – промежуток времени, ч; G_B – массовый расход воздуха через воздухоохладитель (ВО), кг/с.

Удельная холодопроизводительность q_0 , кДж/кг:

$$q_0 = \xi \cdot c_{\text{вл}} \cdot (t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}}),$$

где ξ – коэффициент влаговыпадения; $t_{нв}$ – текущая температура наружного воздуха, °C; $t_{в2}$ – температура охлажденного воздуха, °C; $c_{вл}$ – удельная теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·K).

Соответственно годовую выработку холода ХМ в соответствии с его затратами на СКВ $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, кДж/(кг/ч) или кДж·ч/кг, рассчитывают также в удельных величинах (для единичного расхода воздуха через ВО $G_B = 1$ кг/с):

$$\Sigma(q_0 \cdot \tau) = \Sigma \frac{Q_0 \cdot \tau}{G_B},$$

где Q_0 – текущая тепловая нагрузка на ВО СКВ (текущая холодопроизводительность ХМ), кВт, τ – промежуток времени, ч; G_B – массовый расход воздуха через ВО.

Разработаны два метода определения проектной холодопроизводительности СКВ – исходя из максимальных значений годовой выработки холода в соответствии с его текущими затратами на СКВ и максимального темпа ее приращения. При тепловой нагрузке, рассчитанной вторым методом, максимальная годовая выработка холода возможна, но уже путем покрытия дефицита холодопроизводительности при повышенных текущих тепловых нагрузках за счет избыточного холода, аккумулируемого при пониженных нагрузках.

Дальнейшим развитием метода проектирования СКВ стало разделение общей проектной тепловой нагрузки (холодопроизводительности), рассчитанной любым из методов, на две составляющие: первую, приходящуюся на предварительную тепловлажностную обработку наружного воздуха и отличающуюся значительными ее колебаниями в соответствии с текущими параметрами воздуха, и вторую составляющую, характеризующую сравнительно постоянной тепловой нагрузкой последующего охлаждения воздуха до заданной температуры.

Результаты исследования

Параметры наружного воздуха значительно изменяются во время работы СКВ и существенно зависят от региона эксплуатации. Для сравнения результатов исследования рассмотрены климатические условия Казахстана (г. Алматы и г. Актобе) и юга Украины (г. Южноукраинск). Для южного региона Украины характерен умеренно континентальный климат, тогда как для Актобинской области – резко выраженный континентальный климат, а для г. Алматы характерен континентальный климат со значительным влиянием горно-долинной циркуляции.

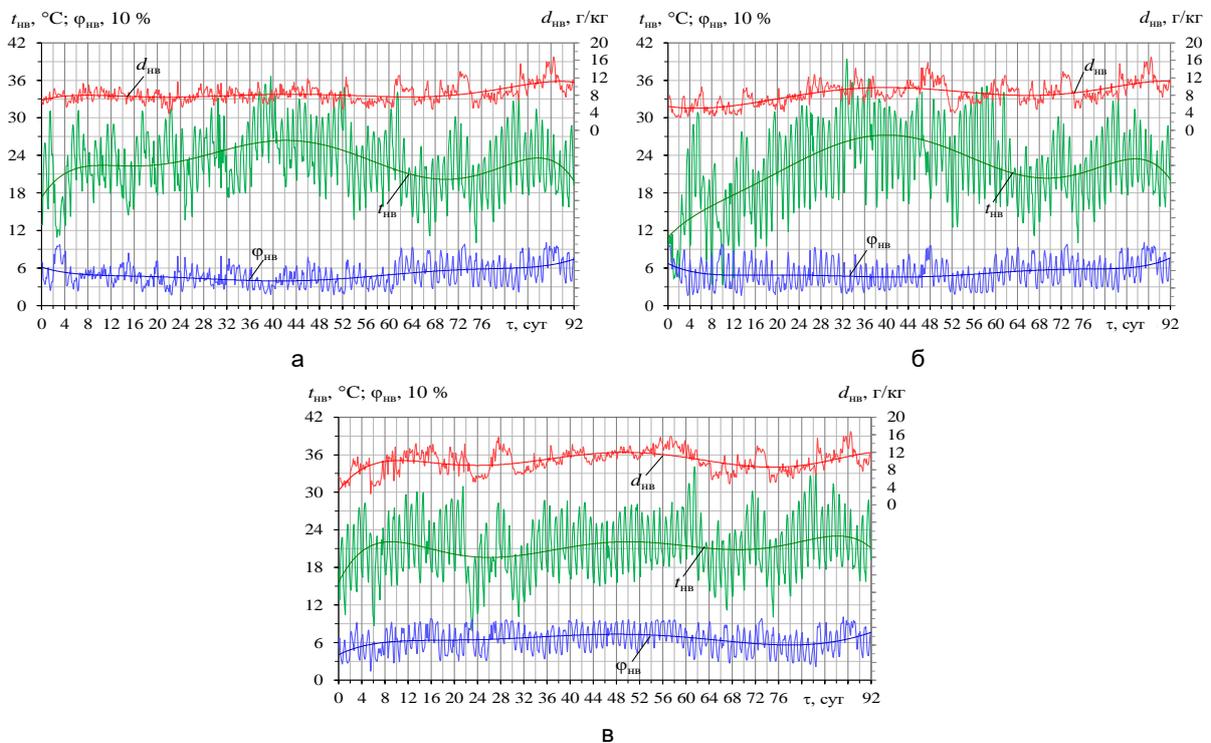


Рис. 1. Текущие значения температуры $t_{нв}$, относительной влажности $\phi_{нв}$ и влагосодержания $d_{нв}$ наружного воздуха (июнь-август 2018г.): а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина
 На рис. 1 представлены текущие климатические условия для выбранных регионов (июнь-август 2018 года).

Значения годовой удельной выработки холода в соответствии с его затратами на СКВ $\sum(q_0 \cdot \tau)$, в зависимости от проектной удельной холодопроизводительности q_0 , при температурах охлаждённого воздуха $t_{б2} = 10$ и 15 °С для климатических условий Украины и Казахстана, 2018 год, представлены на рис. 2.

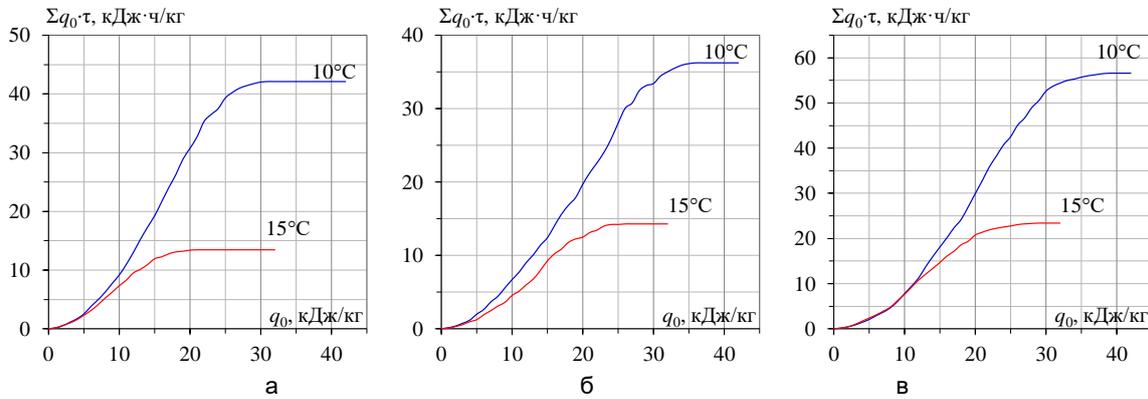


Рис. 2. Значения удельных (при $G_b = 1$ кг/с) годовых затрат холодопроизводительности $\sum(q_0 \cdot \tau)$ в зависимости от проектной удельной холодопроизводительности q_0 при температурах охлаждённого воздуха $t_{б2} = 10$ и 15 °С за 2018 г.: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Как видно, при охлаждении воздуха до $t_{б2} = 10$ °С проектная удельная холодопроизводительность (для климатических г. Южноукраинск, Украина и г. Актобе, Казахстан) $q_{0,10} = 33...35$ кДж/кг (при $G_b = 1$ кг/с) обеспечивает практически максимальную удельную годовую выработку холода (максимально покрывает потребности холодопроизводительности) $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$ без резкого падения темпа её прироста. Величину $q_{0,10rat} = 33...35$ кДж/кг принимают за рациональную. Для климатических условий г. Алматы значение проектной удельной холодопроизводительности, обеспечивающей близкую к максимальной годовую выработку холода $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$, существенно меньше: $q_{0,10rat} = 25...27$ кДж/кг. Аналогично определяют рациональную холодопроизводительность при охлаждении воздуха до $t_{б2} = 15$ °С: $q_{0,15rat} = 22...24$ кДж/кг – для г. Южноукраинск и г. Актобе; $q_{0,15rat} = 18...20$ кДж/кг – для г. Алматы.

Годовая удельная выработка холода $\sum(q_0 \cdot \tau)$, отнесенная к проектной удельной холодопроизводительности q_0 , в зависимости от проектной холодопроизводительности $q_0 = Q_0 / G_b$, кДж/кг, при охлаждении воздуха до $t_{б2} = 10$ и 15 °С для климатических условий Украины и Казахстана, 2018 год, представлена на рис. 3.

Как видно, максимумы графиков соответствуют максимальному темпу приращения годовой выработки холода $\sum(q_0 \cdot \tau) / q_0$: оптимальное значение $q_{0,10opt} = 28...30$ кДж/кг при охлаждении наружного воздуха до $t_{б2} = 10$ °С; $q_{0,15opt} \approx 18$ кДж/кг при $t_{б2} = 15$ °С (для климатических условий г. Южноукраинск и г. Актобе), $q_{0,10opt} \approx 22$ кДж/кг и $q_{0,15opt} \approx 14$ кДж/кг для г. Алматы, что значительно ниже, чем значения рациональных $q_{0,rat}$.

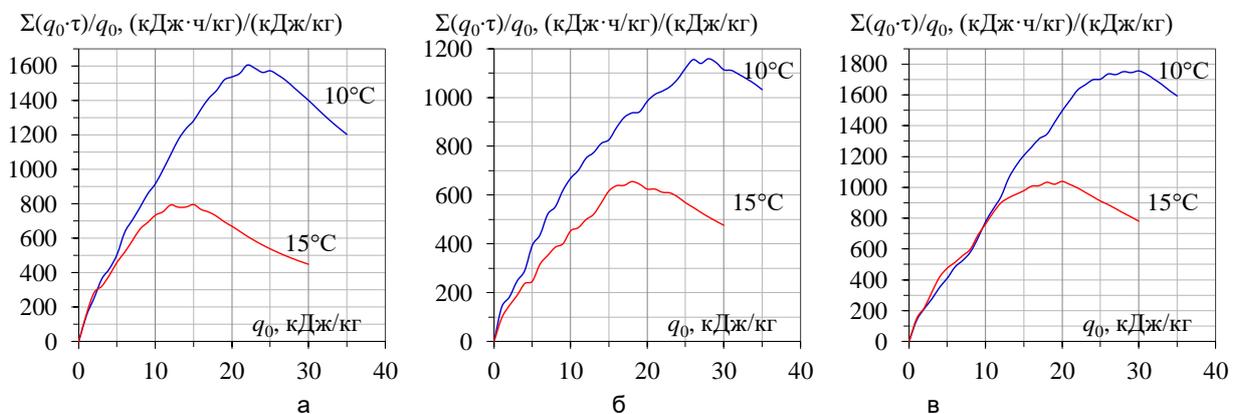


Рис. 3. Значения удельной (при $G_b = 1$ кг/с) годовой выработки холода $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, отнесенные к проектной удельной холодопроизводительности q_0 , в зависимости от проектной холодопроизводительности q_0 при температурах охлажденного воздуха $t_{b2} = 10$ и 15 °С за 2018 г.: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

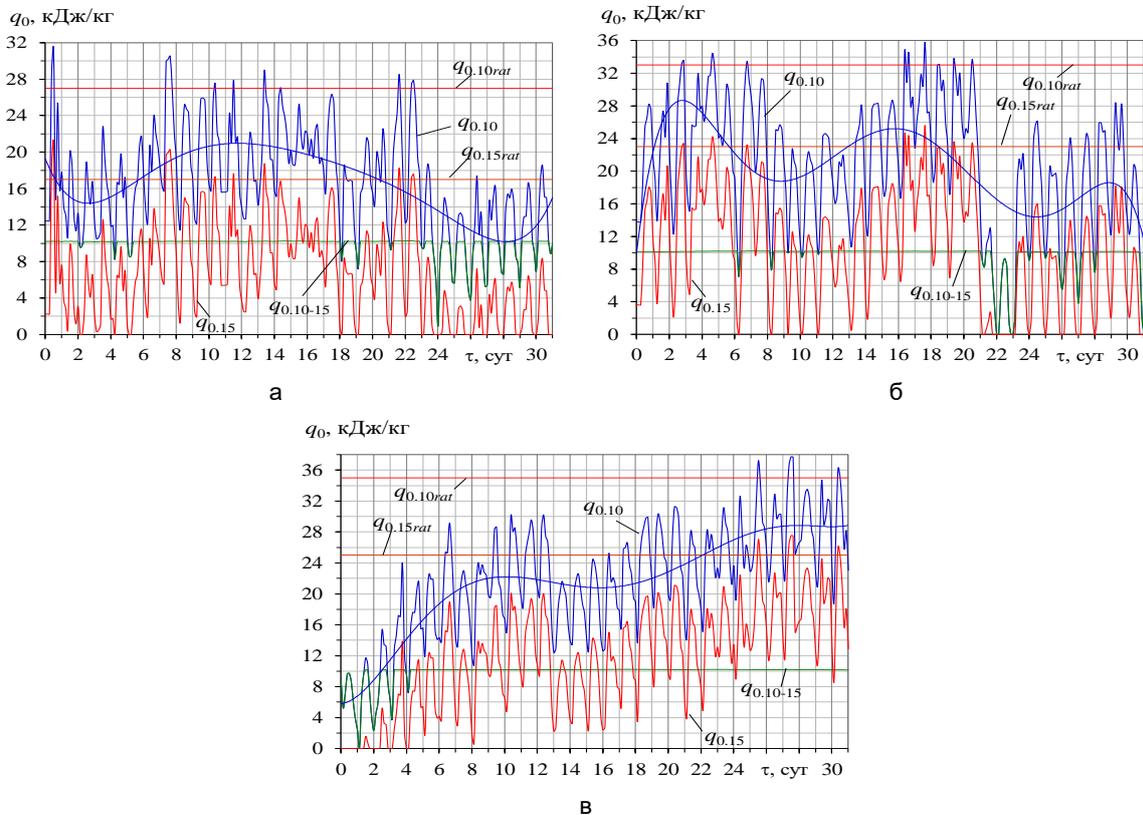


Рис. 4. Текущие значения удельной холодопроизводительности $q_{0.15}$, расходуемой для охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{b2} = 15$ °С, $q_{0.10}$ – охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{b2} = 10$ °С и холодопроизводительности $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ охлаждения воздуха от $t_{b2} = 15$ °С до $t_{b2} = 10$ °С, рациональных значений холодопроизводительности $q_{0.15rat}$ и $q_{0.10rat}$ охлаждения наружного воздуха до 15 °С и 10 °С за июль 2018 г.:
а – г. Алматы; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

О целесообразности распределения общей проектной холодопроизводительности в соответствии с текущей тепловой нагрузкой между двумя ступенями охлаждения с разным характером изменения тепловой нагрузки: колебаниями тепловой нагрузки $q_{0.15}$ первой ступени охлаждения наружного воздуха до пороговой температуры $t_{b2} = 15$ °С и относительно стабильной тепловой нагрузкой $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ второй ступени дальнейшего более глубокого охлаждения воздуха до конечной температуры $t_{b2} = 10$ °С – можно судить по рис. 4.

Значительные изменения текущих тепловых нагрузок СКВ $q_{0.15}$ указывают на то, что если проектная тепловая нагрузка выбрана по максимальному (близкому к нему) значению годовой выработки холода $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ согласно рис. 1, то это приведёт к значительному избытку холодопроизводительности при умеренных температурах наружного воздуха $t_{нв}$ даже летом.

В диапазоне переменных тепловых нагрузок $q_{0.15}$ необходимо соответствующее регулирование холодопроизводительности ХМ, что возможно путём применения компрессора с переменной частотой вращения электродвигателя. В тоже время при охлаждении воздуха от 15 °С до 10 °С колебания тепловой нагрузки $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ сравнительно незначительные и вызваны уменьшением текущих нагрузок $q_{0.15}$ ступени предварительного охлаждения наружного воздуха. Следовательно, в диапазоне $q_{0.10-15}$ достаточно эффективной будет работа традиционного компрессора нерегулируемой холодопроизводительности.

При этом промежуточную температуру охлаждённого воздуха 15°C правомерно использовать как пороговую для распределения общей проектной тепловой нагрузки СКВ на ступени охлаждения с разным характером изменения тепловой нагрузки. Чем меньше амплитуда колебаний текущей тепловой нагрузки, тем выше пороговая температура и больше диапазон работы ХМ при практически постоянной холодопроизводительности $q_{0.10-15}$.

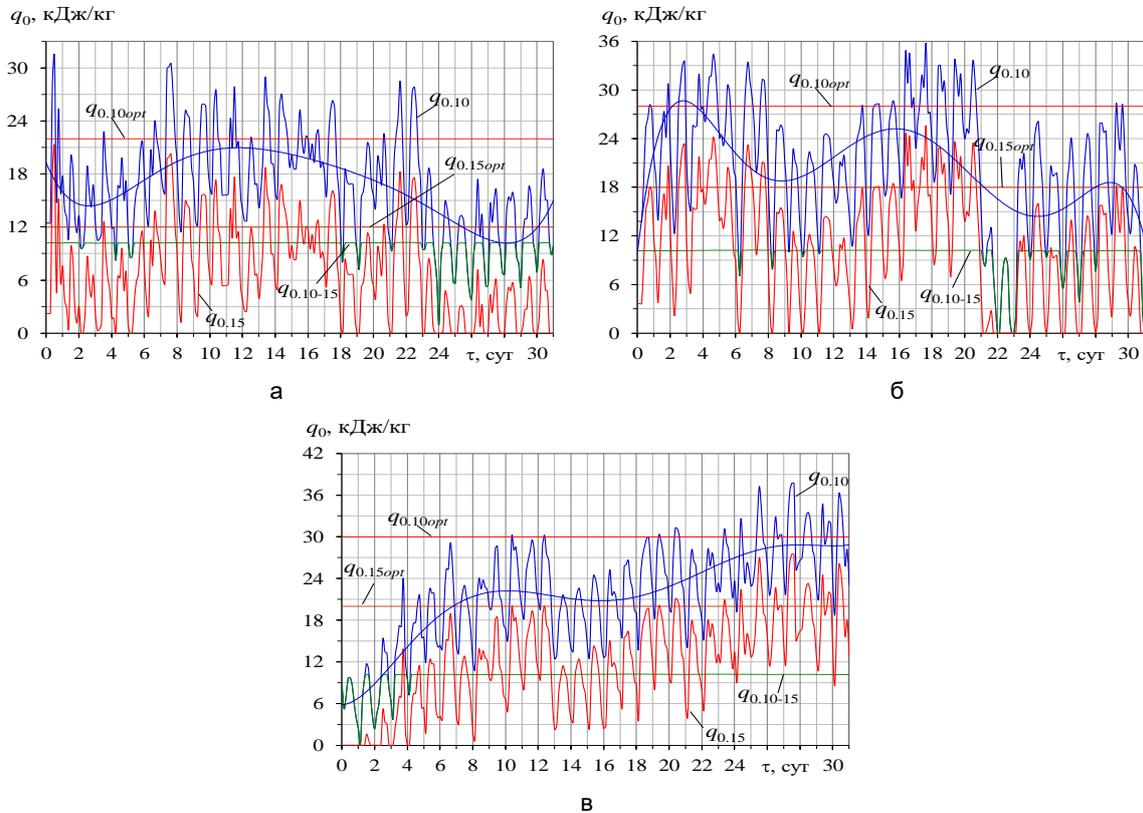


Рис. 5. Текущие значения удельной холодопроизводительности $q_{0.15}$ для охлаждения наружного воздуха от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 15^{\circ}\text{C}$, соответственно $q_{0.10}$ – охлаждения наружного воздуха от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 10^{\circ}\text{C}$ и холодопроизводительности $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ охлаждения воздуха от $t_{\text{нв}} = 15^{\circ}\text{C}$ до $t_{\text{в}2} = 10^{\circ}\text{C}$, оптимальные значения холодопроизводительности $q_{0.15opt}$ и $q_{0.10opt}$ охлаждения наружного воздуха до 15°C и 10°C за июль 2018 г.: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Результаты распределения проектной тепловой нагрузки, рассчитанной по максимальному темпу приращения годовой выработки холода $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ согласно рис.2, то есть по второму методу определения оптимальной проектной холодопроизводительности $q_{0.10opt}$ охлаждения наружного воздуха до $t_{\text{в}2} = 10^{\circ}\text{C}$ и $q_{0.15opt}$ – соответственно до $t_{\text{в}2} = 15^{\circ}\text{C}$, представлены на рис. 5.

Как видно из рис. 5, оптимальные величины холодопроизводительности $q_{0.15opt}$ и $q_{0.10opt}$ в основном покрывают текущие тепловые нагрузки $q_{0.15}$ и $q_{0.10}$ за исключением некоторых самых жарких весьма коротких периодов.

Выводы

Разработаны два метода определения проектной тепловой нагрузки СКВ – исходя из максимальных значений годовой выработки холода в соответствии с его текущими затратами на СКВ и максимального темпа ее приращения. При тепловой нагрузке, рассчитанной вторым методом, максимальная годовая выработка холода также возможна, но уже путем покрытия дефицита холодопроизводительности при повышенных текущих тепловых нагрузках за счет избыточного холода, аккумулируемого при пониженных нагрузках.

Предложен метод проектирования СКВ путем разделения общей тепловой нагрузки, рассчитанной любым из методов, на две составляющие: первую, приходящуюся на предварительную тепловлажностную

обработку наружного воздуха до некоторой пороговой температуры, например 15°C, и отличающуюся значительными колебаниями в соответствии с текущими параметрами воздуха, и вторую составляющую, характеризующую сравнительно постоянной тепловой нагрузкой последующего более глубокого охлаждения воздуха до заданной температуры. Такое разделение всего процесса охлаждения наружного воздуха на две ступени с разным характером изменения тепловой нагрузки позволяет наиболее эффективно использовать компрессорное оборудование: компрессор регулируемой производительности (с переменной скоростью вращения) – в области нестабильных тепловых нагрузок предварительной тепловлажностной обработки наружного воздуха, а традиционный компрессор нерегулируемой производительности – в области практически стабильной нагрузки более глубокого охлаждения воздуха до заданной температуры.

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] Radchenko, R., Radchenko, A., Serbin, S., Kantor, S., Portnoi, B. (2018). Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler. *E3S Web of Conferences. HTRSE-2018*, 70 (03012), 6 p.
- [3] Alahmer, A., Alsaqoor, S. (2017). Simulation and optimization of multi-split variable refrigerant flow systems. *Ain Shams Eng. J.*
- [4] Yun, G.Y., Choi, J., Kim, J.T. (2014). Energy performance of direct expansion air handling unit in office buildings. *Energy Build*, 77, 425–431.
- [5] Kim, D. et al. (2017). Evaluation of energy savings potential of variable refrigerant flow (VRF) from variable air volume (VAV) in the U.S. climate locations. *Energy Rep*, 3, 85–93.
- [6] Ilie, A. et al. (2017). Study on Technical and Economical Solutions for Improving Air-conditioning Efficiency in Building Sector. *Energy Procedia*, 112, 537–544.
- [7] Enteria, N. et al. (2016). Performance evaluation of the variable refrigerant flow (VRF) air-conditioning system subjected to partial and unbalanced thermal loadings. *Journal of Thermal Science and Technology*, 11 (1), 1–11.
- [8] Fengxia, H., Zhongbin, Z., Hu, H., Zemin, C. (2018). Experimental Study on the All-fresh-air Handling Unit with Exhaust Air Energy Recovery. *Energy Procedia*, 152, 431–437.
- [9] Park, D.Y., Yun, G., Kim, K.S. (2017). Experimental evaluation and simulation of a variable refrigerant-flow (VRF) air-conditioning system with outdoor air processing unit. *Energy Build*, 146, 122–140.
- [10] Aynur, T.N., Hwang, Y., Radermacher, R. (2010). Integration of variable refrigerant flow and heat pump desiccant systems for the heating season. *Energy Build*, 42, 468–476.
- [11] Aynur, T.N., Hwang, Y., Radermacher, R. (2008). Field performance measurements of a heat hump desiccant unit in dehumidification mode. *Energy Build*, 40, 2141–2147.
- [12] Eidan, A.A., Alwan, K.J. (2017). Enhancement of the Performance Characteristics for Air-Conditioning System by Using Direct Evaporative Cooling in Hot Climates. *Energy Procedia*, 142, 3998–4003.

Radchenko, N.I., Trushliakov, E.I., Radchenko, A.N., Tsoy, A.P., Shchesiuk, O.V.

METHODS TO DETERMINE A DESIGN COOLING CAPACITY OF AMBIENT AIR CONDITIONING SYSTEMS IN CLIMATIC CONDITIONS OF UKRAINE AND KAZAKHSTAN

In general, the entire range of current heat loads of any air conditioning system (ACS) includes a range of unstable heat loads and a relatively stable range when the air is cooled from a certain threshold temperature to the required one. It is proposed to provide a stable part of the ACS operation with a conventional compressor in a close nominal mode, while pre-cooling – by regulating the cooling capacity.

Keywords: air conditioning system, heat load, compressor, refrigeration capacity.