

УДК 621.512.011

doi: 10.32620/aktt.2019.7.09

Є. І. ТРУШЛЯКОВ<sup>1</sup>, А. М. РАДЧЕНКО<sup>1</sup>, М. І. РАДЧЕНКО<sup>1</sup>, С. Г. ФОРДУЙ<sup>2</sup>,  
С. А. КАНТОР<sup>3</sup>, Б. С. ПОРТНОЙ<sup>1</sup>

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

<sup>2</sup> PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна

<sup>3</sup> ПАТ "Завод "Екватор", Україна

## МЕТОДОЛОГІЧНІ ПІДХОДИ ДО ВИЗНАЧЕННЯ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ЗА ЗМІННИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВ

Одним з найбільш привабливих резервів підвищення енергетичної ефективності систем кондиціонування повітря є забезпечення роботи холодильних компресорів в номінальному або близькому до номінального режимі шляхом вибору раціонального проектного теплового навантаження та його розподілу в межах його проектної величини відповідно до характеру поточного теплового навантаження за змінних поточних кліматичних умов з метою максимального або близького до нього річного виробництва холоду відповідно до його витрат на кондиціонування повітря. В загальному випадку весь діапазон поточних теплових навантажень будь-якої системи кондиціонування повітря включає діапазон нестабільних навантажень, пов'язаних з попереднім охолодженням зовнішнього повітря зі значними коливаннями витрат холодопродуктивності відповідно до поточних кліматичних умов, і порівняно стабільну частку холодильної потужності, що витрачається на подальше зниження температури повітря від певної порогової температури до кінцевої температури на виході. Цілком очевидно, що стабільний діапазон теплового навантаження може бути забезпечений при роботі звичайного компресора в режимі, близькому до номінального режимі, тоді як попереднє охолодження зовнішнього повітря зі значними коливаннями теплового навантаження потребує регулювання холодопродуктивності шляхом застосування компресора з регульованою швидкістю. Таким чином, за характером зміни поточних теплових навантажень будь-яка система кондиціонування повітря, чи то центральна система кондиціонування повітря з його тепловологісною обробкою в центральному кондиціонері, чи то її комбінація з місцевою рециркуляційною системою кондиціонування повітря в приміщеннях, по суті, складається з двох підсистем: попереднього охолодження зовнішнього повітря і його подальшого охолодження до встановленої кінцевої температури. Запропонований метод розподілу проектного теплового навантаження в залежності від характеру поточних теплових навантажень є корисним для раціонального проектування систем центрального кондиціонування повітря та їх комбінованих версій з місцевою системою кондиціонування повітря.

**Ключові слова:** кондиціонування; проектна холодопродуктивність; теплове навантаження; річне виробництво холоду.

### 1. Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Ефективність систем кондиціонування повітря (СКП) та їх холодильних машин (ХМ) залежить від поточного теплового навантаження відповідно до потреб та тривалості роботи протягом року [1, 2]. Чим вони вище, тим більше річне виробництво холоду. Цілком правомірно прийняти річне виробництво холоду за критерій при виборі проектної холодопродуктивності СКП. Раціональна проектна холодопродуктивність СКП повинна бути не завищеною і в той же час задовольняти її поточним витратам.

Оскільки поточні теплові навантаження СКП відзначаються значними коливаннями відповідно до

поточних кліматичних умов, то з погляду різних умов експлуатації ХМ доцільно розподілити проектну величину загального теплового навантаження ХМ СКП на дві зони відповідно до характеру зміни поточного теплового навантаження вже на етапі проектування: діапазон змінних теплових навантажень відповідно до витрат холодопродуктивності на тепловологісну обробку зовнішнього повітря та діапазон відносно стабільних витрат холодильної потужності на подальше зниження температури повітря від певної порогової (граничної) її величини до кінцевої температури охолодженого повітря. Якщо останній покривається роботою холодильного компресора у близькому до номінального режимі, то перший – застосуванням компресора регульованої холодопродуктивності або використанням холо-

ду, закумуляованого при знижених навантаженнях.

Високою енергоефективністю відзначаються системи зі змінною витратою холодоагенту (VRF), оскільки СКП працюють зазвичай в діапазоні 40...80 % номінальної холодопродуктивності [3].

Але проблема вибору раціонального теплового навантаження СКП та його розподілу відповідно до поточного навантаження потребує вирішення.

**Метою аналізу** є розробка підходу для визначення проектної холодопродуктивності та її раціонального розподілу відповідно до поточного навантаження в кліматичних умовах України.

## 2. Результати дослідження

Розроблено та досліджено два методи визначення проектної (встановленої) холодопродуктивності СКП, відповідно й холодильної потужності холодильної машини (ХМ): перший – за максимальним (близьким до нього) значенням річного виробництва холоду  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$  в залежності від проектної питомої холодопродуктивності  $q_0$ , а другий – за максимальним темпом приросту річного виробництва холоду  $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0$ , віднесеного до питомої проектної холодопродуктивності  $q_0$ .

Значення річної питомої холодопродуктивності  $\Sigma(q_0 \cdot \tau) = \Sigma(Q_0 \cdot \tau) / G_n$ , кДж/(кг/год), або кДж·год/кг, де  $Q_0$  – поточне теплове навантаження, кВт,  $\tau$  – проміжок часу, год;  $G_n$  – масова витрата повітря в повітроохолоджувачі (ПО), кг/с, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності  $q_0 = Q_0 / G_n$ , кДж/кг, при температурах охолодженого повітря  $t_{n2} = 10$  і  $15$  °С для кліматичних умов Миколаївської та Львівської областей, 2017 рік, представлені на рис.1.

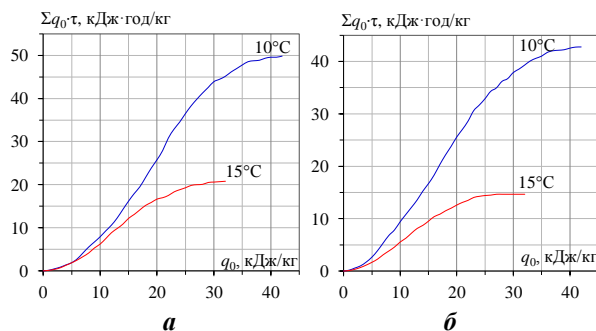


Рис. 1. Значення питомої (при  $G_n = 1$  кг/с) річної холодопродуктивності  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$  в залежності від проектної питомої холодильної потужності  $q_0$  при температурах охолодженого повітря  $t_{n2} = 10$  і  $15$  °С за 2017 р.: **а** – Миколаївська обл., **б** – Львівська обл.

Як видно, при охолодженні повітря до  $t_{n2} = 10$  °С проектна питома холодопродуктивність

$q_{0.10} = 35...37$  кДж/кг (при  $G_n = 1$  кг/с) забезпечує практично максимальну річну холодопродуктивність  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{10}$  без різкого падіння темпу її приросту. То ж величину  $q_{0.10rat} = 35...37$  кДж/кг приймають за раціональну. Аналогічно визначають раціональну холодопродуктивність при охолодженні повітря до  $t_{n2} = 15$  °С і  $t_{n2} = 20$  °С:  $q_{0.15rat} = 25$  кДж/кг і  $q_{0.20rat} = 15$  кДж/кг

Річна питома холодопродуктивність  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ , віднесена до проектної питомої холодопродуктивності  $q_0$  в залежності від проектної холодопродуктивності  $q_0 = Q_0 / G_n$ , кДж/кг, при охолодженні повітря до  $t_{n2} = 10$  і  $15$  °С для кліматичних умов Миколаївської та Львівської областей, Україна, 2017 рік, представлена на рис. 2.

Питому холодопродуктивність обчислюють як  $q_0 = \xi c_{вл} (t_{zn} - t_{n2})$ , кДж/кг, де  $\xi$  – коефіцієнт вологивипадіння;  $t_{zn}$  – поточна температура зовнішнього повітря, °С;  $t_{n2}$  – температура охолодженого повітря, °С;  $c_{вл}$  – питома теплоємність повітря, кДж/(кг·К).

Як видно, максимума графіків відповідають максимальному темпу зростання річної холодопродуктивності  $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0$ : оптимальне значення  $q_{0,opt} \approx 26$  кДж/кг при охолодженні зовнішнього повітря до  $t_{n2} = 10$  °С;  $q_{0,opt} \approx 16$  кДж/кг при  $t_{n2} = 15$  °С, тобто значно менше, ніж значення раціональних  $q_0$ .

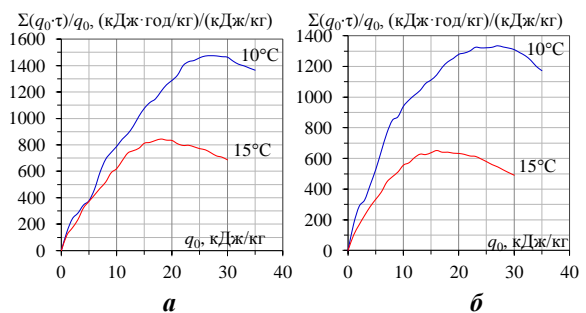


Рис. 2. Значення питомої (при  $G_n = 1$  кг/с) річної холодопродуктивності  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ , віднесені до проектної питомої холодопродуктивності  $q_0$ , в залежності від проектної холодопродуктивності  $q_0$  при температурах охолодженого повітря  $t_{n2} = 10$  і  $15$  °С за 2017 р.: **а** – Миколаївська обл., **б** – Львівська обл.

Про можливість і доцільність розподілу загального проектного теплового навантаження відповідно до поточного теплового навантаження між двома ступенями охолодження з різним характером зміни теплового навантаження: коливаннями теплового навантаження  $q_{0.15}$  першого ступеня охолодження зовнішнього повітря до порогової температури  $t_{n2} = 15$  °С і відносно стабільним тепловим навантаженням  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  другого ступеня подальшого охолодження повітря до кінцевої температури  $t_{n2} = 10$  °С – можна судити по рис. 3.

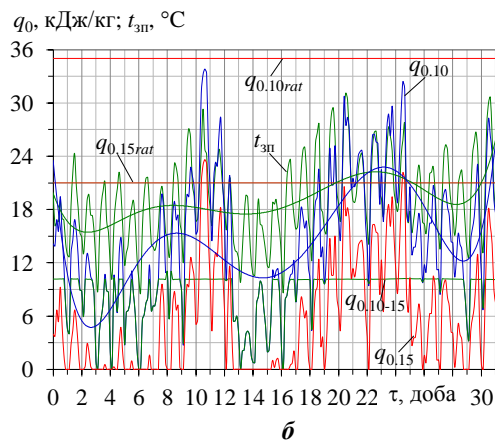
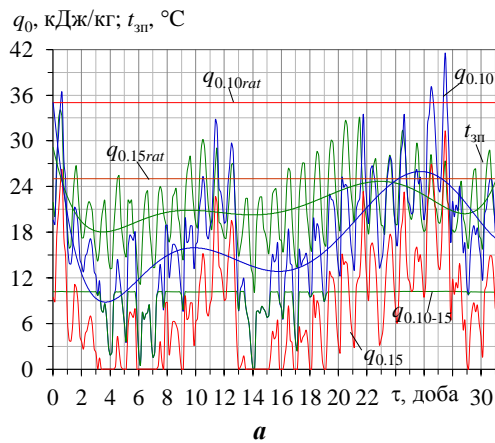
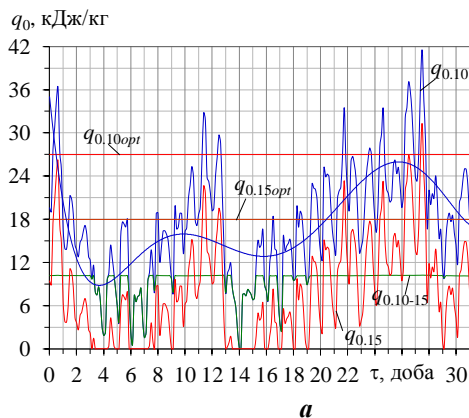


Рис. 3. Поточні значення температури зовнішнього повітря  $t_{zn}$ , питомої холодопродуктивності  $q_{0.15}$  для охолодження зовнішнього повітря від  $t_{zn}$  до  $t_{n2} = 15^{\circ}\text{C}$ ,  $q_{0.10}$  – охолодження зовнішнього повітря від  $t_{zn}$  до  $t_{n2} = 10^{\circ}\text{C}$  і холодопродуктивності  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  охолодження повітря від  $t_{n2} = 15^{\circ}\text{C}$  до  $t_{n2} = 10^{\circ}\text{C}$ , раціональних значень холодопродуктивності  $q_{0.15rat}$  і  $q_{0.10rat}$  охолодження зовнішнього повітря до  $15^{\circ}\text{C}$  і  $10^{\circ}\text{C}$  за липень 2017 р.: **а** – Миколаївська обл., **б** – Львівська обл.



Значні зміни поточних теплових навантажень СКП  $q_{0.15}$  вказують на те, що якщо проектне теплове навантаження вибрати за максимальним (близьким до нього) значенням річного виробництва холоду  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$  згідно з рис. 1, то це призведе до значного надлишку холодопродуктивності при помірних температурах зовнішнього повітря  $t_{zn}$  навіть влітку.

Вочевидь, що в діапазоні змінних теплових навантажень  $q_{0.15}$  необхідне відповідне регулювання холодопродуктивності ХМ, що можливе шляхом застосування компресора зі змінною швидкістю.

У той же час при охолодженні повітря від  $t_{n2} = 15^{\circ}\text{C}$  до  $t_{n2} = 10^{\circ}\text{C}$ , коливання теплового навантаження  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  порівняно незначні та й викликані зменшенням поточних навантажень  $q_{0.15}$  ступеня попереднього охолодження зовнішнього повітря. То ж в діапазоні  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  велими ефективною буде робота традиційного компресора нерегульованої холодопродуктивності.

Отже температуру охолодженого повітря  $15^{\circ}\text{C}$  цілком правомірно використовувати в якості порогової температури для розподілу загального проектного теплового навантаження СКП на ступені охолодження з різним характером зміни теплового навантаження. Чим менше коливання поточного теплового навантаження, тим вище порогова температура і більше діапазон роботи ХМ за практично постійної холодопродуктивності  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ .

Результати розподілу проектного теплового навантаження, обчисленого за максимальним темпом прирощення річного виробництва холоду  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$  згідно з рис. 2, тобто за другим методом визначення оптимальної проектно холодопродуктивності  $q_{0.10opt}$  охолодження зовнішнього повітря до  $t_{n2} = 10^{\circ}\text{C}$  і  $q_{0.15opt}$  – відповідно до  $t_{n2} = 15^{\circ}\text{C}$  подано на рис. 4.

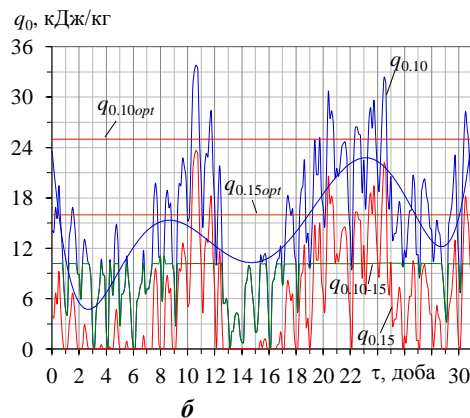


Рис. 4. Поточні значення питомої холодопродуктивності  $q_{0.15}$  для охолодження зовнішнього повітря від  $t_{zn}$  до  $t_{n2} = 15^{\circ}\text{C}$ , відповідно  $q_{0.10}$  – охолодження зовнішнього повітря від  $t_{zn}$  до  $t_{n2} = 10^{\circ}\text{C}$  і холодопродуктивності  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  охолодження повітря від  $t_{n2} = 15^{\circ}\text{C}$  до  $t_{n2} = 10^{\circ}\text{C}$ , оптимальних значень холодопродуктивності  $q_{0.15opt}$  та  $q_{0.10opt}$  охолодження зовнішнього повітря до  $15^{\circ}\text{C}$  і  $10^{\circ}\text{C}$  за липень 2017 р.: **а** – Миколаївська обл., **б** – Львівська обл.

Як видно з рис. 4, оптимальні холодильні потужності  $q_{0.15opt}$  та  $q_{0.10opt}$  в основному покривають поточні теплові навантаження  $q_{0.15}$  та  $q_{0.10}$ , за винятком деяких найтепліших досить коротких періодів.

### Висновки

Розроблено методи визначення проектного теплового навантаження СКП за максимальним значенням річного виробництва холоду і максимальним темпом його прирощення та його розподілу на ступені охолодження з різним характером навантаження: його коливаннями у першому ступені охолодження зовнішнього повітря до порогової температури 15°C, що потребує застосування компресора зі змінною швидкістю або використання надлишку холоду, накопиченого при знижених поточних навантаженнях, для покриття пікових навантажень, і відносно стабільним навантаженням другого ступеня подальшого охолодження повітря до кінцевої температури.

### Література

1. Ortiga, J. *Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Text]* / J. Ortiga, J. C. Bruno, A. Coronas // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 50. – P. 1536–1542.
2. *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.
3. Goetzler, W. *Variable Refrigerant Flow System [Text]* / W. Goetzler // *ASHRAE Journal*. – 2007. – V. 49. – P. 24–31.

### References

1. Ortiga, J., Bruno, J. C., Coronas, A. *Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network. Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 50, pp. 1536–1542.
2. 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.
3. Goetzler, W. *Variable Refrigerant Flow Systems. ASHRAE Journal*, 2007, vol. 49, pp. 24–31.

*Поступила в редакцію 12.04.2019, рассмотрена на редколлегии 7.08.2019*

## МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ПОДХОДЫ К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

*Е. И. Трушляков, А. Н. Радченко, Н. И. Радченко,  
С. Г. Фордуй, С. А. Кантор, Б. С. Портной*

Одним из самых привлекательных резервов повышения энергетической эффективности систем кондиционирования воздуха является обеспечение работы холодильных компрессоров в номинальном или близком к номинальному режимам путем выбора рационального проектной тепловой нагрузки и ее распределения в пределах ее проектной величины в соответствии с характером текущей тепловой нагрузки в соответствии с меняющимися текущими климатическими условиями с целью максимального или близкого к нему годового производства холода в соответствии с его расходом на кондиционирование воздуха. В общем случае весь диапазон текущих тепловых нагрузок любой системы кондиционирования воздуха включает диапазон нестабильных нагрузок, связанных с предварительным охлаждением наружного воздуха со значительными колебаниями затрат холодопроизводительности в соответствии с текущими климатическими условиями, и сравнительно стабильную долю холодопроизводительности, расходуемой на снижение температуры воздуха от определенной пороговой температуры до конечной температуры на выходе. Совершенно очевидно, что стабильный диапазон тепловой нагрузки может быть обеспечен при работе обычного компрессора в режиме, близком к номинальному, тогда как предварительное охлаждение наружного воздуха со значительными колебаниями тепловой нагрузки требует регулирования холодопроизводительности путем применения компрессора с регулируемой скоростью. Таким образом, по характеру изменения текущих тепловых нагрузок любая система кондиционирования воздуха, то ли центральная система кондиционирования воздуха с его тепловлажностной обработкой в центральном кондиционере, то ли ее комбинация с местной рециркуляционной системой кондиционирования воздуха в помещениях, по сути, состоит из двух подсистем: предварительного охлаждения наружного воздуха и его дальнейшего охлаждения до установленной конечной температуры. Предложенный метод распределения проектного тепловой нагрузки в зависимости от характера текущих тепловых нагрузок весьма полезный для

рационального проектирования систем центрального кондиционирования воздуха и их комбинированных версий с местной системой кондиционирования воздуха.

**Ключевые слова:** кондиционирование; проектная холодопроизводительность; тепловая нагрузка; годовая выработка холода.

## METHODOLOGICAL APPROACHES TO DETERMINING THE AIR CONDITIONING SYSTEMS COOLING CAPACITY AT VARYING CLIMATIC CONDITIONS

*E. I. Trushliakov, A. M. Radchenko, M. I. Radchenko,  
S. G. Forduy, S. A. Kantor, B. S. Portnoi*

One of the most attractive reserves for improving the energy efficiency of air conditioning systems is to ensure the operation of refrigeration compressors in nominal or close to nominal modes by selecting a rational design heat load and distributing it within its design value according to the behavior of the current heat load under variable current climatic conditions to provide the maximum or close to maximum annual cooling capacity generation according to cooling duties of air conditioning. In the general case, the overall range of current thermal loads of any air conditioning system includes a range of unstable loads associated with the precooling of ambient air with significant fluctuations in cooling capacity according with current climatic conditions, and a relatively stable range of cooling capacity consumed to further reduce air temperature from a certain threshold temperature to the final outlet temperature. It is quite obvious that a stable range of heat load can be ensured within operating a conventional compressor in a mode close to the nominal mode while precooling the ambient air with significant fluctuations in heat load requires regulation of the cooling capacity through the use of a variable speed compressor. Thus, in response of the behavior of the change in current heat loads, any air conditioning system, whether the central air-conditioning system with its heat procession in a central air conditioner, or a combination thereof with a local recirculation system of indoor air, essentially consists of two subsystems: pre-cooling the ambient air and then cooling it to the set point temperature. The proposed method of distribution of design heat load depending on the behavior of the current heat load is useful for the rational design of central air conditioning systems and their combined versions with the local air conditioning system.

**Keywords:** conditioning; design cooling capacity; heat load; annual refrigeration generation.

**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.

**Радченко Микола Іванович** – д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри кондиціонування і рефрижерації Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

**Фордуй Сергій Георгійович** – канд. техн. наук, технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна.

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

**Портной Богдан Сергійович** – аспірант Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

**Trushliakov Eugeny Ivanovych** – Candidate of Technical Science, Assistant Professor of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: eugenyt@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0001-6171-5438.

**Radchenko Andrii Mykolayovych** – 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, ORCID Author ID: 0000-0002-8735-9205.

**Radchenko Mykola Ivanovych** – Doctor of Technical Science, Professor, a head Conditioning and Refrigeration Dept., Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: nirad50@gmail.com, RCID Author ID: 0000-0001-5796-5370.

**Forduy Serhiy Georgiyovych** – Candidate of Technical Science, Sr. Engineering manager PepsiCo, Inc., Central Technical Team-Europe and Sub Saharan Africa (CTS ESSA), Kyiv, Ukraine, e-mail: serhiy.forduy@pepsico.com

**Kantor Sergiy Anatoliyovych** – Candidate of Technical Science, PJSC "Zavod "Ekvator", Mykolaiv, Ukraine, e-mail: s\_kantor@mail.ru, ORCID Author ID: 0000-0001-5050-5937.

**Portnoi Bohdan Sergiyovych** – Post Graduated Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: , ORCID Author ID: 0000-0002-3142-2148.