

УДК 621.512.011

doi: 10.32620/aktt.2019.8.07

Є. І. ТРУШЛЯКОВ<sup>1</sup>, М. І. РАДЧЕНКО<sup>1</sup>, А. М. РАДЧЕНКО<sup>1</sup>, С. Г. ФОРДУЙ<sup>2</sup>,  
С. А. КАНТОР<sup>3</sup>, В. С. ТКАЧЕНКО<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, Україна

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

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ШЛЯХОМ РОЗПОДІЛУ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ЗА СТУПЕНЕВИМ ПРИНЦИПОМ

*Підтримання роботи холодильних компресорів в номінальному або близькому до нього режимах шляхом вибору раціонального проектного теплового навантаження та його розподілу за характером зміни поточного теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов є одним з перспективних резервів підвищення енергетичної ефективності систем кондиціювання повітря, реалізація якого забезпечує досягнення максимального або близького до нього річного виробництва холоду відповідно до його витрат на кондиціювання повітря. В загальному випадку весь діапазон поточних теплових навантажень будь-якої системи кондиціювання повітря включає діапазон нестабільних навантажень, обумовлених попереднім охолодженням зовнішнього повітря зі значними коливаннями витрат холодопродуктивності відповідно до поточних кліматичних умов, і діапазон порівняно стабільної холодопродуктивності, що витрачається на подальше зниження температури повітря від певної порогової температури до кінцевої температури на виході. Якщо діапазон стабільного теплового навантаження може бути забезпечений при роботі звичайного компресора в режимі, близькому до номінального, то попереднє охолодження зовнішнього повітря зі значними коливаннями теплового навантаження потребує регулювання холодопродуктивності шляхом застосування компресора з регульованою швидкістю або ж використання надлишку холоду, закумульованого при знижених теплових навантаженнях. Такий ступеневий принцип охолодження забезпечує узгодження роботи холодильних машин з характером зміни поточних теплових навантажень будь-якої системи кондиціювання повітря, чи то центральної системи кондиціювання повітря з його тепловологісною обробкою в центральному кондиціонері, чи то її комбінації з місцевою рециркуляційною системою кондиціювання повітря в приміщеннях, по суті, як комбінації підсистем – попереднього охолодження зовнішнього повітря з регулюванням холодопродуктивності та подальшого охолодження повітря до встановленої кінцевої температури в умовах відносно стабільного теплового навантаження.*

**Ключові слова:** система кондиціювання; холодопродуктивність; теплове навантаження; річне виробництво холоду.

### 1. Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Робота систем кондиціювання повітря (СКП) характеризується значними коливаннями теплового навантаження, які значною мірою визначаються тепловологісними параметрами зовнішнього повітря. Тому проблема вибору встановленої (проектної) холодопродуктивності холодильних машин (ХМ) СКП в умовах нерівномірних теплових навантажень є досить гострою, і від її вирішення залежать навантаження та тривалість експлуатації ХМ упродовж року, тобто ефективність використання встановлених холодильних потужностей [3]. Завищені встановлені холодильні потужності ХМ (проектні теплові навантаження СКП) спричиняють невиправдані

капітальні витрати на ХМ, а занизькі – призводять до порушення режимів тепловологісної обробки повітря через нестачу холоду, що неприпустимо, передусім для комфортного кондиціювання.

**Мета** дослідження – розробити метод визначення проектною холодопродуктивності СКП та її раціонального розподілу за пороговою температурою відповідно до кліматичних умов експлуатації.

### 2. Результати дослідження

Для узагальнення результатів, отриманих для СКП різної продуктивності, доцільно представляти їх характеристики як питомі, тобто у відносних величинах, віднесених до витрати повітря в повітроохолоджувачі (ПО).

Характер зміни темпу питомого річного виробництва холоду  $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ , віднесеного до встановленої питомої холодопродуктивності (холодильної потужності ХМ)  $q_0$ , в залежності від проектної питомої холодопродуктивності  $q_0 = Q_0/G_a$ , кДж/кг, встановленої ХМ для температур охолодженого повітря  $t_{п2} = 20, 17, 15$  та  $10^\circ\text{C}$  і кліматичних умов Миколаївської обл., 2017 рік, представлено на рис. 1.

Як видно, максимальний темп приросту річного виробництва холоду  $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$  при охолодженні повітря до  $t_{п2} = 10^\circ\text{C}$  має місце при проектній питомій холодопродуктивності  $q_{0.10\text{опт}} = 27$  кДж/кг, для температур  $t_{п2} = 15, 17$  та  $20^\circ\text{C}$  відповідно:  $q_{0.15\text{опт}} = 18$  кДж/кг,  $q_{0.17\text{опт}} = 15$  кДж/кг та  $q_{0.20\text{опт}} = 12$  кДж/кг (оптимальні значення  $q_{0.опт}$ ).

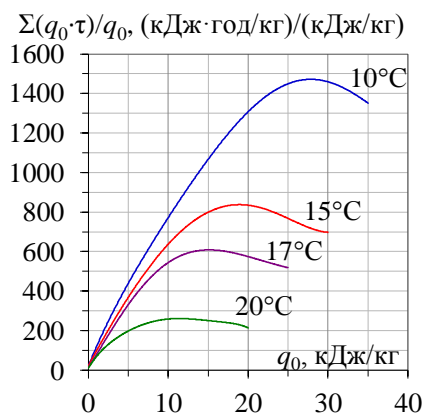
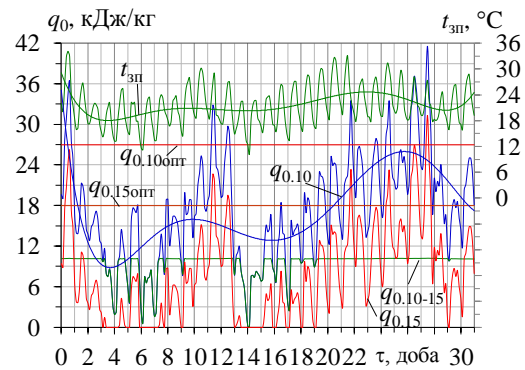


Рис. 1. Значення питомого (при  $G_n = 1$  кг/с) річного виробництва холоду  $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ , віднесеного до встановленої питомої холодопродуктивності ХМ СКП  $q_0$ , в залежності від проектної питомої холодопродуктивності  $q_0$  при температурах охолодженого повітря  $t_{п2} = 10, 15, 17$  та  $20^\circ\text{C}$

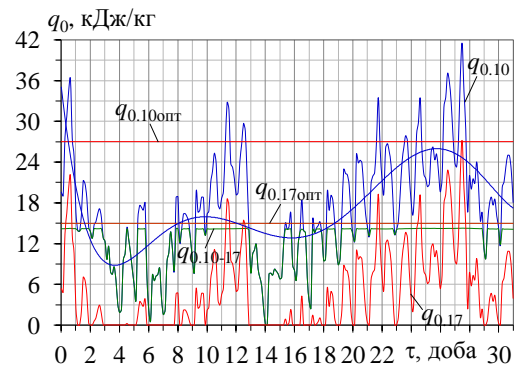
Для обґрунтування підходу до розподілу проектного теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов поточні значення питомих теплових навантажень СКП  $q_0$  при охолодженні зовнішнього повітря від  $t_{зп}$  до  $t_{п2}$  С, теплового навантаження  $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$  для охолодження повітря від  $20^\circ\text{C}$  до  $10^\circ\text{C}$  і  $q_{0.10-17} = q_{0.10} - q_{0.17}$  – від  $17^\circ\text{C}$  до  $10^\circ\text{C}$  та  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  – від  $15^\circ\text{C}$  до  $10^\circ\text{C}$  для липня 2017 р. представлено на рис. 2.

Як видно з рис. 2, питомі холодильні потужності  $q_{0.10-20}$  та  $q_{0.10-17}$  охолодження повітря від  $20$  та  $17^\circ\text{C}$  до  $t_{п2} = 10^\circ\text{C}$  доволі нестабільні. Це спричинено більш раннім (при більш високій проміжній температурі  $20$  і  $17^\circ\text{C}$  у порівнянні з  $15^\circ\text{C}$ ) падінням до нуля теплових навантажень  $q_{0.20}$  та  $q_{0.17}$  попереднього охолодження зовнішнього повітря, що викликано зменшенням температурного діапазону  $\Delta t_{20} = t_{зп} - 20^\circ\text{C}$  та  $\Delta t_{17} = t_{зп} - 17^\circ\text{C}$  (у порівнянні з  $\Delta t_{15} = t_{зп} - 15^\circ\text{C}$ ), результатом чого є відповідне збільшення холодильних потужностей  $q_{0.10-20}$  і  $q_{0.10-17}$ ,

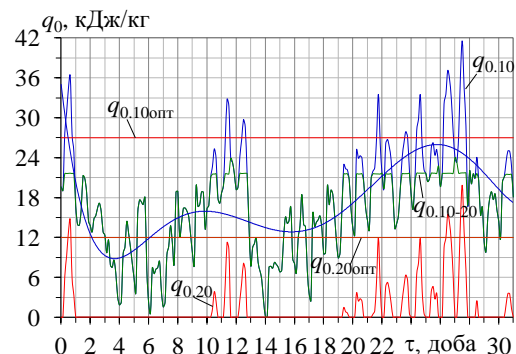
необхідних для подальшого охолодження повітря від температур  $20$  та  $17^\circ\text{C}$  до  $t_{п2} = 10^\circ\text{C}$  (рис. 3).



а



б



в

Рис. 2. Поточні значення питомих холодильних потужностей  $q_{0.20}$ ,  $q_{0.17}$ ,  $q_{0.15}$  та  $q_{0.10}$ , необхідних для охолодження зовнішнього повітря від  $t_{зп}$  до температур  $20, 17, 15$  і  $10^\circ\text{C}$ , відповідно, питомі холодильні потужності:  $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$  при охолодження повітря від  $20^\circ\text{C}$  до  $t_{п2} = 10^\circ\text{C}$ ,  $q_{0.10-17} = q_{0.10} - q_{0.17}$  (від  $17^\circ\text{C}$  до  $t_{п2} = 10^\circ\text{C}$ ),  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  (від  $15^\circ\text{C}$  до  $t_{п2} = 10^\circ\text{C}$ ), загальних оптимальних проектних питомих холодильних потужностей  $q_{0.20\text{опт}}$ ,  $q_{0.17\text{опт}}$ ,  $q_{0.15\text{опт}}$  і  $q_{0.10\text{опт}}$  для охолодження зовнішнього повітря до  $20, 17, 15$  і  $10^\circ\text{C}$ , відповідно, за липень 2017 р.: а – порогова температура  $15^\circ\text{C}$ ; б –  $17^\circ\text{C}$ ; в –  $20^\circ\text{C}$

Як наслідок, питомі холодильні потужності  $q_{0.10-20}$  та  $q_{0.10-17}$  для подальшого охолодження повітря від  $20$  і  $17^\circ\text{C}$  до  $t_{п2} = 10^\circ\text{C}$  суттєво перевищують

відносно стабільні величини  $q_{0.10-15}$  і відзначаються значними коливаннями.

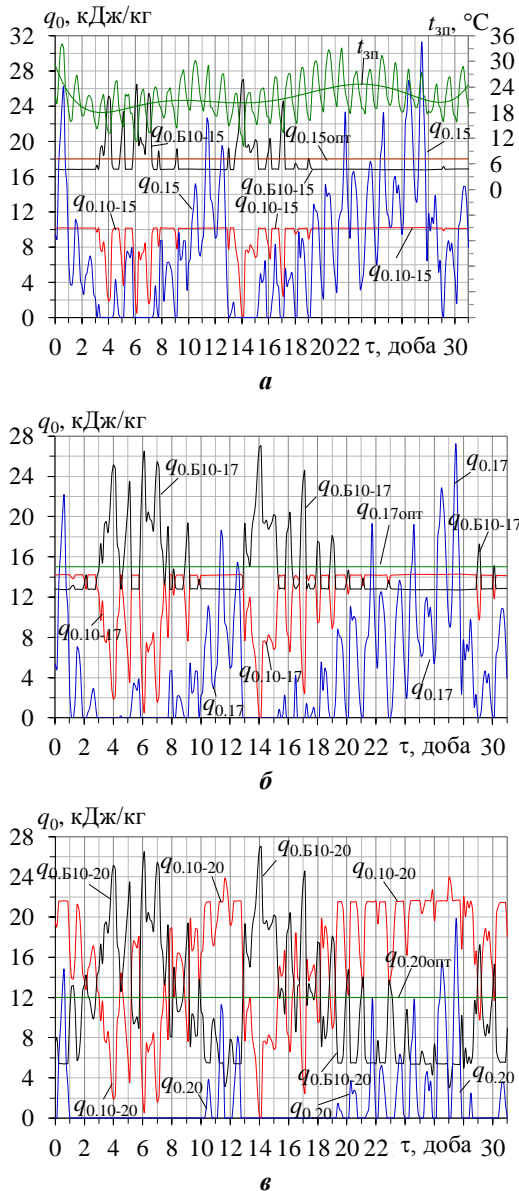


Рис. 3. Поточні значення питомих холодительних потужностей  $q_{0.20}$ ,  $q_{0.17}$  та  $q_{0.15}$ , необхідних для охолодження зовнішнього повітря від  $t_{зп}$  до 20, 17 і 15°C, відповідно, холодительні потужності  $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ , необхідні для охолодження повітря від 20°C до  $t_{п2}=10^\circ\text{C}$ ,  $q_{0.10-17} = q_{0.10} - q_{0.17}$  (від 17°C до 10°C),  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  (від 15°C до 10°C), теплові навантаження  $q_{0.б10-20\text{опт}} = q_{0.10\text{опт}} - q_{0.10-20}$  попереднього охолодження зовнішнього повітря від  $t_{зп}$  до 20°C,  $q_{0.б10-17\text{опт}} = q_{0.10\text{опт}} - q_{0.10-17}$  (від  $t_{зп}$  до 17°C),  $q_{0.б10-15\text{опт}} = q_{0.10\text{опт}} - q_{0.10-15}$  (від  $t_{зп}$  до 15°C), загальні оптимальні проектні холодительні потужності  $q_{0.20\text{опт}}$ ,  $q_{0.17\text{опт}}$  і  $q_{0.15\text{опт}}$  для охолодження повітря до 20, 17 і 15°C, відповідно, за липень 2017 р. для кліматичних умов Миколаївської обл.: **а** – порогова температура 20°C; **б** – 17°C; **в** – 15°C

На відміну від поділу загальної питомої холодительної потужності СКП на два діапазони: нестабільної  $q_{0.15}$  і порівняно стабільної  $q_{0.10-15}$  за пороговою температурою  $t_{п2}=15^\circ\text{C}$ , у разі поділу загальної оптимальної проектної холодительної потужності  $q_{0.10\text{опт}}$  за проміжними температурами 20 і 17°C теплові навантаження в діапазонах  $q_{0.20}$  і  $q_{0.10-20}$ , а також  $q_{0.17}$  і  $q_{0.10-17}$  дуже нестабільні (див. рис. 2), як і визначені за остаточним принципом їх значення при попередньому (бустерному) охолодженні зовнішнього повітря  $q_{0.б10-20\text{опт}} = q_{0.10\text{опт}} - q_{0.10-20}$  і  $q_{0.б10-17\text{опт}} = q_{0.10\text{опт}} - q_{0.10-17}$  до 20 і 17°C та  $q_{0.10-20}$  і  $q_{0.10-17}$  подальшого охолодження від 20 і 17°C до  $t_{п2} = 10^\circ\text{C}$  (див. рис. 3).

Наслідком зниження холодительних потужностей  $q_{0.20}$  та  $q_{0.17}$  і, відповідно, значень  $q_{0.б10-20\text{опт}}$  та  $q_{0.б10-17\text{опт}}$  для попереднього бустерного охолодження зовнішнього повітря до 20 і 17°C, залишкова частка змінних навантажень переноситься зі ступеня попереднього охолодження зовнішнього повітря на ступінь глибокого охолодження повітря від 20 та 17°C до  $t_{п2}=10^\circ\text{C}$ , що призводить до збільшення питомих холодительних потужностей  $q_{0.10-20}$  та  $q_{0.10-17}$  (див. рис. 3).

То ж температуру охолодженого повітря 15°C слід вважати за порогову, подальше охолодження повітря нижче якої проходить за відносно стабільного теплового навантаження  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ .

Таким чином, загальне нестабільне поточне теплове навантаження  $q_{0.10}$  при охолодженні зовнішнього повітря від  $t_{зп}$  до  $t_{п2}=10^\circ\text{C}$  може покриватися двоступеневим охолодженням зовнішнього повітря з оптимальною проектною холодительною потужністю  $q_{0.10\text{опт}}$ : з попереднім охолодженням зовнішнього повітря до порогової температури 15°C і використанням холодительної потужності (для покриття змінного теплового навантаження)  $q_{0.б10-15\text{опт}}$  у бустерному ступені та глибоким охолодженням повітря від порогової температури 15°C до кінцевої температури  $t_{п2}=10^\circ\text{C}$  з використанням базової холодопродуктивності  $q_{0.10-15}$  для покриття порівняно стабільного теплового навантаження у другому ступені.

## Висновки

Запропоновано методологічний підхід до визначення теплових навантажень СКП з урахуванням поточних кліматичних умов експлуатації, що полягає в розділенні поточних теплових навантажень на діапазони відносно стабільного навантаження і нестабільного теплового навантаження охолодження зовнішнього повітря, що розраховується за остаточним принципом як різниця проектного теплового навантаження СКП і його стабільної складової.

## 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] / J. Ortiga, J. C. Bruno, A. Coronas // Applied Thermal Engineering. – 2013. – Vol. 50. – P. 1536–1542.*
3. *Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions [Text] / E. Trushliakov, M. Radchenko, A. Radchenko, S. Kantor, Y. Zongming // The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018". – 2018. – P. 1303–1307.*

## 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, 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.
3. Trushliakov, E., Radchenko, M., Radchenko, A., Kantor, S., Zongming, Y. 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"*, 2018, pp. 1303–1307.

Поступила в редакцию 15.04.2019, рассмотрена на редколлегии 7.08.2019

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ПУТЕМ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ ПО СТУПЕНЧАТОМУ ПРИНЦИПУ

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

Поддержание работы холодильных компрессоров в номинальном или близком к нему режимах путем выбора рациональной проектной тепловой нагрузки и ее распределения согласно характеру изменения текущей тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями является одним из перспективных резервов повышения энергетической эффективности систем кондиционирования воздуха, реализация которого обеспечивает достижение 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, обусловленных предварительным охлаждением наружного воздуха со значительными колебаниями затрат холодопроизводительности в соответствии с текущими климатическими условиями, и диапазон сравнительно стабильной холодопроизводительности, расходуемой на дальнейшее понижение температуры воздуха от некоторой пороговой температуры до конечной температуры на выходе. Если диапазон стабильной тепловой нагрузки может быть покрыт при работе обычного компрессора в режиме, близком к номинальному, то предварительное охлаждение наружного воздуха со значительными колебаниями тепловой нагрузки требует регулирования холодопроизводительности путем применения компрессора с регулируемой скоростью или использования избытка холода, аккумулированного при пониженных тепловых нагрузках. Такой ступенчатый принцип охлаждения обеспечивает согласование работы холодильных машин с характером изменения текущих тепловых нагрузок любой системы кондиционирования воздуха, то ли центральной системы кондиционирования воздуха с его тепловлажностной обработкой в центральном кондиционере, то ли ее комбинации с местной рециркуляционной системой кондиционирования воздуха в помещениях, по сути, как комбинации подсистем – предварительного охлаждения наружного воздуха с регулированием холодопроизводительности и последующего охлаждения воздуха до конечной температуры в условиях относительно стабильной тепловой нагрузки.

**Ключевые слова:** система кондиционирования; холодопроизводительность; тепловая нагрузка; годовое производство холода.

## INCREASING THE EFFICIENCY OF AIR CONDITIONING SYSTEMS BY DISTRIBUTING THE THERMAL LOAD ACCORDING TO THE STAGE PRINCIPLE

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

Maintaining the operation of refrigeration compressors in nominal or close modes by selecting a rational design thermal load and distributing it in response to the behavior of the current thermal load according to the current climatic conditions is one of the promising reserves for improving the energy efficiency of air conditioning systems,

which implementation ensures maximum or close to it in the annual cooling production according to air conditioning duties. In general case, the total range of current thermal loads of any air-conditioning system includes a range of unstable loads caused by precooling of ambient air with significant fluctuations in the cooling capacity according to current climatic conditions, and a range of relatively stable cooling capacity expended for further lowering the air temperature from a certain threshold temperature to the final outlet temperature. If a range of stable thermal load can be provided within operating a conventional compressor in a mode close to nominal, then precooling the ambient air with significant fluctuations in thermal load requires adjusting the cooling capacity by using a variable speed compressor or using the excess of heat accumulated at reduced load. Such a stage principle of cooling ensures the operation of refrigerating machines matching the behavior of current thermal loads of any air-conditioning system, whether the central air conditioning system with ambient air procession in the central air conditioner or its combination with the local indoors recirculation air conditioning systems in the air-conditioning system. In essence, as combinations of subsystems – precooling of ambient air with the regulation of cooling capacity and subsequent cooling air to the mouth of the set point temperature under relatively stable thermal load.

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

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

**Радченко Микола Іванович** – д-р техн. наук, проф., зав. каф. кондиціювання і рефрижерації Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

**Радченко Андрій Миколайович** – канд. техн. наук, доц. 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.

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

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

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

**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.

**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.

**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.

**Tkachenko Veniamin Sergiyovych** – PhD Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: btd@zavod-ekvator.com, ORCID Author ID: 0000-0003-0790-8698.

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