

А. М. РАДЧЕНКО<sup>1</sup>, А. А. ЗУБАРЄВ<sup>1</sup>, С. Г. ФОРДУЙ<sup>2</sup>,  
В. В. БОЙЧУК<sup>1</sup>, А. В. КОНОВАЛОВ<sup>1</sup>

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

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

## АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ КОГЕНЕРАЦІЙНОГО ГАЗОПОРШНЕВОГО МОДУЛЯ НА ЧАСТКОВИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

Паливна економічність газопоршневих двигунів погіршується з підвищенням температур зовнішнього повітря на вході в радіатор системи оборотного охолодження наддувної газоповітряної суміші на вході в робочі циліндри та повітря на вході наддувного турбокомпресора. Особливістю когенераційних газопоршневих модулів установок комбінованого виробництва електричної енергії, тепла і холоду є експлуатація переважно на часткових навантаженнях відповідно до графіків споживання електричної енергії, тепла та холоду. Ефективність охолодження повітря когенераційного газопоршневого модуля на часткових навантаженнях проаналізовано на прикладі установки автономного енергозабезпечення, яка включає два когенераційних газопоршневих двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, що виконані у вигляді когенераційних модулів з теплообмінниками для відведення теплоти вихідних газів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила на нагрів води. Теплота гарячої води трансформується абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною AR-D500L2 Century в холод, який витрачається на технологічні потреби і для роботи центрального кондиціонера, що охолоджує припливне повітря машинного відділення, звідки воно всмоктується наддувним турбокомпресором двигуна. Через значні теплоприпливи від працюючих двигунів та іншого обладнання, а також через огорожі машинного відділення зовні до охолодженого в центральному кондиціонері повітря у машинному відділенні, звідки воно всмоктується наддувним турбокомпресором, температура повітря на вході турбокомпресора доволі висока: 25...30 °С. При підвищених температурах зовнішнього повітря на вході радіатора охолодження газоповітряної суміші та повітря на вході наддувного турбокомпресора паливна економічність двигуна погіршується, що свідчить про необхідність ефективного охолодження повітря. Ефективність охолодження повітря газопоршневого модуля оцінювали за зменшенням витрати газоподібного палива і зростанням електричної потужності двигуна. Для цього були оброблені дані моніторингу паливної ефективності газопоршневого двигуна з сумісного впливу температур зовнішнього повітря на вході радіатора охолодження газоповітряної суміші та повітря на вході турбокомпресора з метою отримання даних з їхнього роздільного впливу на часткових навантаженнях та визначення шляхів подальшого вдосконалення системи охолодження повітря газопоршневого модуля.

**Ключові слова:** когенераційний газопоршневий модуль; установка автономного енергозабезпечення; абсорбційна бромистолітєва холодильна машина; витрата палива; електрична потужність.

### 1. Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

При підвищених температурах повітря на всмоктуванні турбокомпресора (ТК) і наддувної газоповітряної суміші (ГПС) на вході в циліндри газопоршневого двигуна (ГПД) його паливна економічність погіршується, що свідчить про доцільність охолодження повітря [1-3].

Особливістю когенераційних газопоршневих модулів (ГПМ) установок автономного енергозабезпечення є експлуатація переважно на часткових навантаженнях відповідно до графіків

споживання електроенергії, тепла та холоду.

Метою роботи є отримання даних з впливу температури зовнішнього повітря  $t_{зп}$  на вході в радіатор охолодження наддувної ГПС і повітря на вході в турбокомпресор  $t_{вх}$  на паливну економічність ГПД на часткових навантаженнях для визначення шляхів її підвищення.

### 2. Результати дослідження

Аналіз ефективності охолодження повітря когенераційного газопоршневого модуля (ГПМ) розглянуто на прикладі установки автономного електро-

тепло- і холодозабезпечення ТОВ "Сандора" (м. Миколаїв), яка включає два когенераційних ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність 1400 кВт, тепла потужність 1500 кВт). Теплота випускних газів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і масла використовується для нагріву води, теплота якої трансформується в АБХМ AR-D500L2 Century в холод (холодильна потужність 2000 кВт), що витрачається на технологічні потреби і для роботи центрального кондиціонера (ЦК) охолодження припливного повітря машинного відділення (МВ), звідки воно всмоктується ТК двигуна (рис. 1).

На рис. 1 наведена схема типової системи охолодження припливного повітря в повітроохолоджувачі (ПО) центрального кондиціонера (ЦК) з холодопостачанням від АБХМ, що трансформує в холод скидку теплоту ГПД.

Аналіз даних моніторингу газового двигуна JMS 420 GS-N.L показав низьку ефективність традиційного охолодження всього припливного повітря МВ, звідки воно всмоктується ТК двигуна, оскільки при підвищених температурах зовнішнього повітря через значні теплоприпливи з МВ до повітря на вході ТК його температура доволі висока: 25...30 °С.

Ефект від охолодження повітря ГПД аналізували за зміною електричної потужності  $N_e$  і об'ємної витрати газу  $B_e$  як показників паливної економічності ГПД. Фірма-виробники ГПД, як правило, не да-

ють в доступних інформаційних джерелах даних зі зміни  $N_e$  і  $B_e$  в залежності від кліматичних умов експлуатації. Обробка даних зі зміни  $N_e$  і  $B_e$ , отриманих в процесі моніторингу ГПД, викликає певні труднощі через сумісний вплив на  $N_e$  і  $B_e$  температур зовнішнього повітря  $t_{зп}$  на вході в радіатор і повітря на вході ТК ГПД  $t_{вх}$ . Тому була розроблена методика обробки даних по  $N_e$  і  $B_e$  з урахуванням впливу окремо температур зовнішнього повітря на вході в радіатор  $t_{зп}$  і повітря на вході ТК  $t_{вх}$ .

Результати моніторингу паливної економічності ГПД представляли у вигляді залежності потужності двигуна  $N_e = f(t_{вх})$  та об'ємної витрати природного газу  $B_e = f(t_{вх})$  від температури повітря  $t_{вх}$  на вході ТК ГПД при різних температурах зовнішнього повітря  $t_{зп}$  на вході в радіатор охолодження наддувної ГПС (рис. 2 і 3).

Метою обробки даних  $N_e = f(t_{вх})$  і  $B_e = f(t_{вх})$  є знаходження зміни потужності ГПД  $dN_e$  і витрати газу  $dB_e$  при зміні температури  $t_{вх}$  повітря на вході ТК на 1 °С, тобто  $dN_e/dt_{вх}$  і  $dB_e/dt_{вх}$ . При цьому окремі масиви даних моніторингу  $N_e = f(t_{вх})$  і  $B_e = f(t_{вх})$  формувалися при різних, та практично незмінних температурах  $t_{зп}$ , а коливання температури  $t_{зп}$  обмежувалися діапазоном в 1 °С. Це давало можливість досліджувати вплив температури повітря  $t_{вх}$  на вході ТК при різних температурах  $t_{зп}$  на вході радіатора (рис. 4...7).

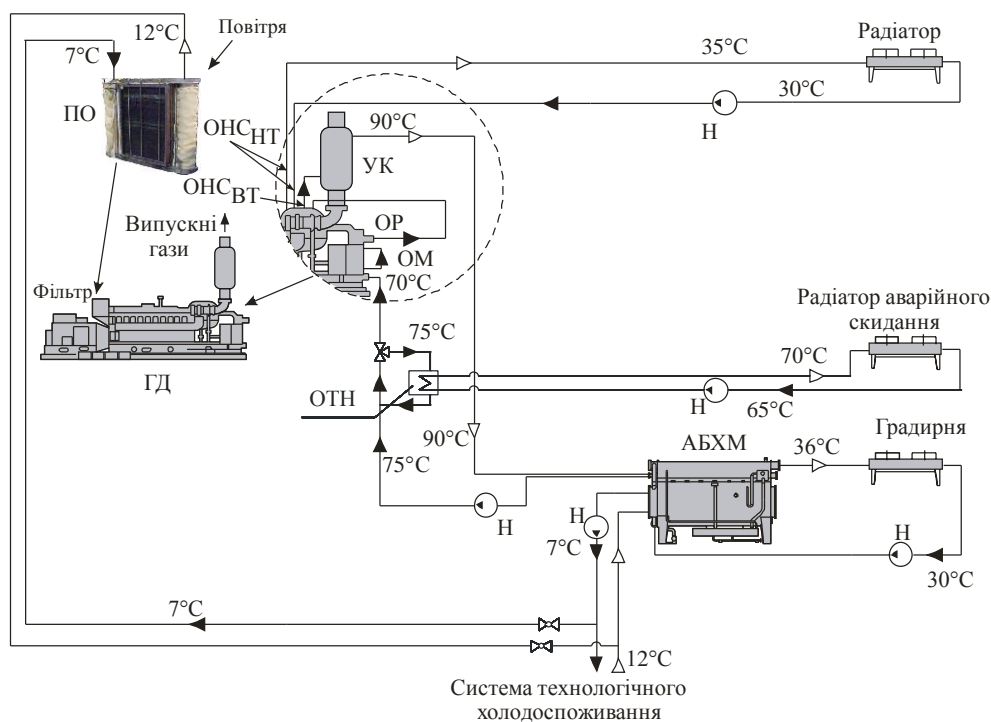


Рис. 1. Схема установки автономного енергозабезпечення заводу "Sandora": ОМ – охолоджувач масла; ОР – охолоджувач рубашки двигуна; УК – утилізаційний котел; Г – глушник; ОНП<sub>ВТ</sub> і ОНП<sub>НТ</sub> – високо- і низькотемпературний охолоджувачі наддувного повітря; Ф – фільтр; Н – насос

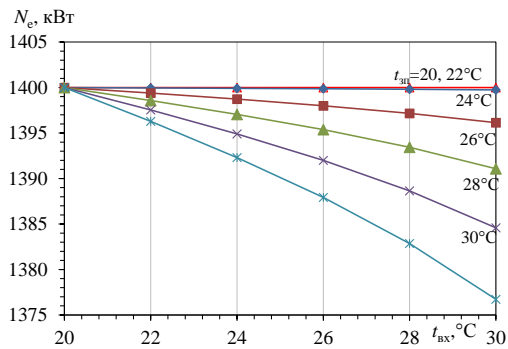


Рис. 2. Зміна електричної потужності ГПД  $N_e$  в залежності від температури на вході ТК  $t_{BX}$  при експлуатації на частковому навантаженні  $N_e = 1000 \dots 1100$  кВт і різних температурах зовнішнього повітря на вході радіатора  $t_{3П}$ :  $\Delta$  – 20 °С,  $\blacklozenge$  – 22 °С;  $\blacksquare$  – 24 °С;  $\blacktriangle$  – 26 °С;  $\times$  – 28 °С;  $\text{ж}$  – 30 °С

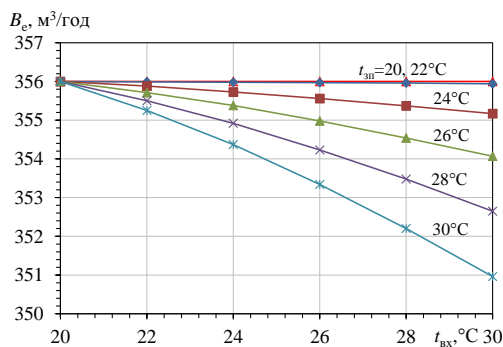


Рис. 3. Зміна об'ємної витрати газу ГПД  $V_e$  в залежності від  $t_{BX}$  при різних температурах  $t_{3П}$

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні на 1 °С температури повітря на вході ТК  $t_{BX}$  ( $dt_{BX} = 1$  °С) електрична потужність ГПД змінюється на величину  $dN_e/dt_{BX} = -0,7 \dots -1,5$  кВт/°С при  $t_{3П} = 26$  °С та на величину  $dN_e/dt_{BX} = 2,0 \dots 4,0$  кВт/°С при  $t_{3П} = 30$  °С і  $t_{BX} = 20 \dots 30$  °С (рис. 4).

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні на 1 °С температури повітря на вході ТК  $t_{BX}$  ( $dt_{BX} = 1$  °С) об'ємна витрата газу змінюється на  $dB_e/dt_{BX} = (0,17 \dots 0,35)$  м³/(год·°С) при  $t_{3П} = 25$  °С та на  $dB_e/dt_{BX} = (0,4 \dots 0,8)$  м³/(год·°С) при  $t_{3П} = 30$  °С і  $t_{BX} = 20 \dots 30$  °С (рис. 5).

Питому об'ємну витрату  $b_{ev}$  газу визначали за його об'ємною витратою  $V_e$  і потужністю двигуна  $N_e$  як  $b_{ev} = V_e / N_e$ , м³/(кВт·год) (рис. 6).

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні температури повітря на вході ТК  $t_{BX}$  від 20 °С до 30 °С об'ємна питома витрата газу  $b_{ev}$  зростає на величину  $b_{ev} = 0,2 \cdot 10^{-3}$  м³/(кВт·год) при температурі зовнішнього повітря на вході радіатора охолодження наддувної ГПС  $t_{3П} = 26$  °С та на величину  $\Delta b_{ev} = 0,6 \cdot 10^{-3}$  м³/(кВт·год) при  $t_{3П} = 30$  °С і  $t_{BX} = 20 \dots 30$  °С (рис. 6).

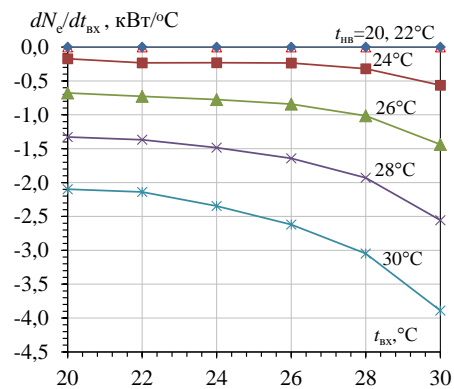


Рис. 4. Зміна електричної потужності ГПД  $dN_e/dt_{BX}$  при зміні температури повітря на вході ТК  $dt_{BX} = 1$  °С в залежності від  $t_{BX}$  при різних  $t_{3П}$

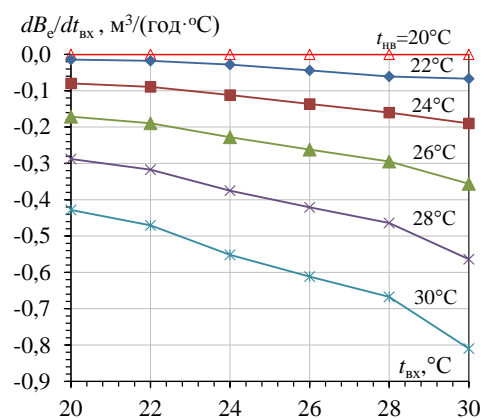


Рис. 5. Зміна об'ємної витрати газу ГПД  $dB_e/dt_{BX}$  при зміні температури на вході ТК  $\Delta t_{BX} = 1$  °С в залежності від  $t_{BX}$  при різних  $t_{3П}$

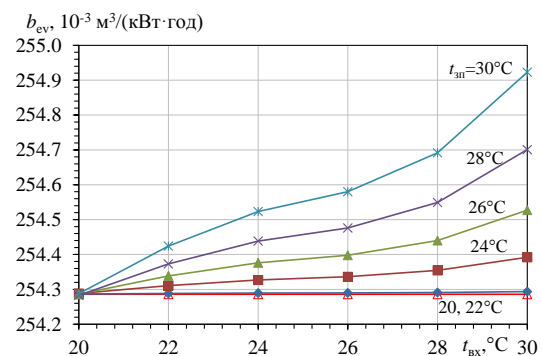


Рис. 6. Зміна об'ємної питомої витрати газу ГПД  $b_{ev}$  від температури на вході ТК  $t_{BX}$  при різних  $t_{3П}$

При зміні на 1 °С температури повітря на вході ТК  $t_{BX}$  ( $\Delta t_{BX} = 1$  °С) питома витрата газу змінюється на величину  $db_e/dt_{BX} = (0,01 \dots 0,04)$  г/(кВт·год·°С) при  $t_{3П} = 25$  °С і на  $db_e/dt_{BX} = (0,06 \dots 0,15)$  г/(кВт·год·°С) при  $t_{3П} = 30$  °С і  $t_{BX} = 26 \dots 30$  °С (рис. 7).

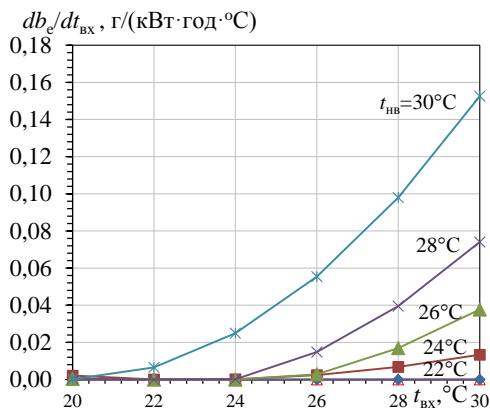


Рис. 7. Зміна масової питомої витрати газу ГПД  $db_e/dt_{вх}$  при  $\Delta t_{вх} = 1^\circ\text{C}$  в залежності від  $t_{вх}$  при різних  $t_{нв}$

## Висновки

За результатами обробки даних моніторингу паливної економічності газового двигуна JMS 420 GS-N.L отримано дані з роздільного впливу температури зовнішнього повітря  $t_{зп}$  на вході в радіатор охолодження наддувної ГПС і повітря на вході в ТК  $t_{вх}$  на паливну економічність ГПД на часткових навантаженнях.

Аналіз отриманих даних показав низьку ефективність традиційного охолодження всього припливного повітря МВ, через значні теплоприпливи з МВ до повітря на вході ТК і необхідність більш глибокого охолодження повітря на вході ТК та подачі

охолодженого повітря безпосередньо на вхід ТК, щоб звести до мінімуму теплоприпливи до нього з МВ.

## Література

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations [Text]. – GE Jenbacher Company Overview, June 13 2007. 39 p.
2. Elsenbruch, T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications [Text] / T. Elsenbruch. – București, October 28 2010. – 73 p.
3. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype [Text] / G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118. – Gas Technology Institute (GTI), January 2006. – 495 p.

## References

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. GE Jenbacher Company Overview. June 13, 2007. 39 p.
2. Elsenbruch, T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications. București, October 28, 2010. 73 p.
3. Rouse, G., Czachorski, M., Bishop, P., Patel, J. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype. GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI), January 2006. 495 p.

Поступила в редакцию 15.04.2019, рассмотрена на редколлегии 7.08.2019

## АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ КОГЕНЕРАЦИОННОГО ГАЗОПОРШНЕВОГО МОДУЛЯ НА ЧАСТИЧНЫХ НАГРУЗКАХ

*А. Н. Радченко, А. А. Зубарев, С. Г. Фордуй, В. В. Бойчук, А. В. Коновалов*

Топливная экономичность газопоршневых двигателей ухудшается с повышением температур наружного воздуха на входе в радиатор системы оборотного охлаждения наддувочной газозвушной смеси на входе в рабочие цилиндры и воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора. Особенностью когенерационных газопоршневых модулей установок комбинированного производства электрической энергии, тепла и холода является эксплуатация преимущественно на частичных нагрузках в соответствии с графиками потребления электрической энергии, тепла и холода. Эффективность охлаждения воздуха когенерационного газопоршневого модуля на частичных нагрузках проанализирована на примере установка автономного энергообеспечения, которая включает два когенерационных газопоршневых двигателя JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, выполненных в виде когенерационных модулей с теплообменниками для отвода теплоты выпускных газов, наддувочной газозвушной смеси, охлаждающей воды рубашки двигателя и масла на нагрев воды. Теплота горячей воды трансформируется абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной AR-D500L2 Century в холод, который расходуется на технологические нужды и для работы центрального кондиционера, охлаждающего приточный воздух машинного отделения, откуда он всасывается наддувочным турбокомпрессором двигателя.

Из-за значительных теплопритоков от работающих двигателей и другого оборудования, а также через ограждения машинного отделения извне к охлажденному в центральном кондиционере воздуху в машинном отделении, откуда он всасывается наддувочным турбокомпрессором, температура воздуха на входе турбокомпрессора довольно высокая: 25...30 ° С. При повышенных температурах наружного воздуха на входе радиатора охлаждения газозвушной смеси и воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора топливная

экономичность двигателя ухудшается, что свидетельствует о необходимости эффективного охлаждения воздуха. Эффективность охлаждения воздуха газопоршневого модуля оценивали по сокращению расхода газообразного топлива и возрастанию электрической мощности двигателя. Для этого были обработаны данные мониторинга топливной эффективности газопоршневого двигателя при совместном влиянии температур наружного воздуха на входе радиатора охлаждения газоздушнoй смеси и воздуха на входе турбокомпрессора с целью получения данных по их раздельному влиянию и определения путей дальнейшего совершенствования системы охлаждения воздуха газопоршневого модуля.

**Ключевые слова:** когенерационный газопоршневой модуль; установка автономного энергообеспечения; абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина; расход топлива; электрическая мощность.

## ANALIZING THE EFFICIENCY OF COOLING AIR AT THE INLET OF COGENERATION RECIPROCATING GAS MODULE ON PART LOADS

*A. M. Radchenko, A. A. Zubarev, S. G. Forduy, V. V. Boychuk, A. V. Konovalov*

The fuel efficiency of the reciprocating gas engine deteriorates with the increase of ambient air temperatures at the inlet to the radiator of the recirculating cooling water system for cooling the scavenge gas/air mixture at the inlet of the working cylinders and the air at the inlet of the scavenge air turbocharger. The peculiarity of cogeneration reciprocating gas modules of plants for combined production of electricity, heat, and cold is the operation mainly at partial loads according to the schedules of consumption of electricity, heat, and cold. The efficiency of cooling air of cogeneration gas module on the partial loads was analyzed on the example of an integrated power supply installation, which includes two cogeneration reciprocating gas engines JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, manufactured as the cogeneration modules with exchangers using the heat of exhaust gases, scavenge gas-air mixture, cooling water of the engine shirt and lubricating oil for heating water. Hot water heat is transformed by the AR-D500L2 Century absorption lithium-bromide chiller into a cold that is spent on technological needs and for the operation of a central air conditioner that cools the engine room intake air from where it is sucked by a scavenge air turbocharger.

Because of significant heat influx from working engines and other equipment, as well as through the enclosures of the engine room from the outside to the air-cooled in the central air conditioner in the engine room, from where it is sucked by a turbocharger, the air temperature at the inlet of the turbocharger is quite high: 25...30 °C. At elevated temperatures of the ambient air at the inlet of the radiator for cooling scavenge gas-air mixture and the air at the turbocharger inlet the fuel economy of engine is falling, which indicates the need for efficient cooling of air. The efficiency of cooling the air of the reciprocating gas module was estimated by a reduction in the consumption of gas fuel and an increase in electric power of the engine. For this purpose, the data of monitoring on the fuel efficiency of the reciprocating gas engine with the combined influence of the ambient air temperature at the inlet of the radiator and the air at the turbocharger inlet were processed to obtain data on their separate effects and to determine the ways to further improve the air cooling system of the reciprocating gas module.

**Keywords:** cogeneration reciprocating gas module; integration energy system; absorption lithium-bromide chiller; fuel consumption; electric power.

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

**Зубарев Анатолій Анатолійович** – ст. викладач кафедри кондиціювання та 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.

**Бойчук Володимир Володимирович** – науковий співробітник Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

**Коновалов Андрій Вікторович** – науковий співробітник Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

**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.

**Zubarev Anatolii Anatoliyovych** – senior lecturer of the Conditioning and Refrigeration Department, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: anatoly.zubarev@nuos.edu.ua

**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

**Boychuk Volodymyr Volodymyrovych** – scientific researcher of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: sertan-65@ukr.net.

**Konovalov Andrii Victorovych** – scientific researcher of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: konovalov.ava@gmail.com.