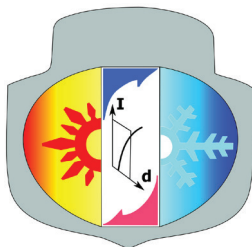


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова  
Кафедра кондиціонування і рефрижерації



## **ХОЛОД В ЕНЕРГЕТИЦІ І НА ТРАСПОРТІ**

### **МАТЕРІАЛИ**

VI Міжнародної науково-технічної конференції  
(*наукові статті, доповіді, тези*)

*16–17 жовтня 2025 року*



ВИДАВНИЦТВО  
НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ  
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ  
ІМ. АДМІРАЛА МАКАРОВА

2025

УДК 621.5(062.552)

X-73

**Партнери конференції:**

- Міністерство освіти і науки України;
- Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (НУК);
- Одеський національний технологічний університет (ОНТУ);
- ПАТ «Завод «Екватор»;
- ТОВ «Хладотехника»

*Матеріали публікуються за оригіналами, поданими авторами.*

*Претензії до організаторів не приймаються.*

**Холод** в енергетиці і на транспорті : матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції, м. Миколаїв, 16–17 жовтня 2025 року / Є. І. Трушляков (відп. ред.) та ін. – Миколаїв : НУК, 2025. – 486 с.

ISBN 978-966-321-492-4

У збірнику наведені матеріали (наукові статті, доповіді, тези) VI Міжнародної науково-технічної конференції «Холод в енергетиці і на транспорті», яка відбулась у Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова (м. Миколаїв) 16-17 жовтня 2025 року.

Розглянуто питання, пов'язані з дослідженням, проєктуванням, виготовленням та експлуатацією холодильного обладнання, дослідженням робочих процесів у системах рефрижерації та кондиціонування, когенераційними та тригенераційними технологіями, використанням холоду в енергетичних установках транспортних засобів та з охороною навколишнього середовища.

Для науковців, викладачів, студентів та аспірантів.

**УДК 621.5(062.552)**

ISBN 978-966-321-492-4

© Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова, 2025

## ОРГАНІЗАЦІЙНО-ПРОГРАМНИЙ КОМІТЕТ

*Голова:*

**Трушляков Є. І.** – д-р техн. наук, проф., ректор НУК

*Співголови:*

**Радченко М. І.** – д-р техн. наук, професор (UA)

**Хмельнюк М. Г.** – д-р техн. наук, професор (UA)

**Тітлов О. С.** – д-р техн. наук, професор (UA)

*Заступники голови:*

**Кантор С. А.** – канд. техн. наук (UA)

**Радченко А. М.** – канд. техн. наук, старш. наук. співроб., доцент (UA)

**Литош О. В.** – канд. техн. наук, доцент (UA)

**Андрєєв А. А.** – канд. техн. наук, доцент (UA)

**Кобалава Г. О.** – канд. техн. наук, доцент (UA)

*Члени організаційного комітету:*

**Бохдаль Т.** – д-р техн. наук, проф. (Польща)

**Мікелевич Д.** – д-р техн. наук, проф. (Польща)

**Павленко А. М.** – д-р техн. наук, проф. (Польща)

**Wen Huabing** – д-р техн. наук, проф. (КНР)

**Chen Daifen** – д-р техн. наук, проф. (КНР)

*Вчений секретар:*

**Грич А. В.** – канд. техн. наук, доцент (UA)

## МІЖНАРОДНИЙ ПРОГРАМНИЙ КОМІТЕТ

**(за погодженням):**

- Gdansk University of Technology, Gdansk, Poland;
- West Pomeranian University of Technology, Szczecin, Poland;
- Koszalin University of Technology, Koszalin, Poland;
- Kielce University of Technology, Kielce, Poland;
- School of Naval Architecture & Intelligent Manufacturing, Nanjing, China;
- Harbin Engineering University, China; West;
- School of Energy and Power, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang, China

## ЗМІСТ

|                                                                                                                                                                                                     |           |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ.....</b>                                                                                                                                                                      | <b>1</b>  |
| <b>Eugeniy Trushliakov, Radchenko Andrii, Tadeusz Bohdal,<br/>Radchenko Mykola, Kantor Serhiy. ALTERNATIVE VARIABLE<br/>REFRIGERANT FLOW (VRF) AIR CONDITIONING SYSTEMS .....</b>                   | <b>1</b>  |
| <b>Трандафілов В. В., Хмельнюк М. Г. ІННОВАЦІЙНЕ РІШЕННЯ<br/>ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ<br/>СИСТЕМ НА CO<sub>2</sub>.....</b>                                                    | <b>14</b> |
| <b>Radchenko Andrii, Forduy Serhiy, Zubarev Anatolii,<br/>Pavlenko Anatolii, Radchenko Mykola. INTEGRATED<br/>TRIGENERATION FOR COMBINED COOLING, HEAT<br/>AND POWER.....</b>                       | <b>19</b> |
| <b>Radchenko Roman, Andreev Andrii, Wen Huabing, Serogin Sergii.<br/>POTENTIAL OF SHIP ENGINE INTAKE AIR COOLING AND ITS<br/>REALIZATION ON THE ROUTE .....</b>                                     | <b>32</b> |
| <b>Radchenko Andrii, Chen Daifen, Bao Guozhi, Radchenko Mykola.<br/>IN-CYCLE TRIGENERATION IN GAS TURBINES.....</b>                                                                                 | <b>50</b> |
| <br><b>СЕКЦІЯ № 1</b>                                                                                                                                                                               |           |
| <b>ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ І УСТАНОВКИ.....</b>                                                                                                                                                           | <b>73</b> |
| <b>Калініченко І. В., Корнєєва Є. В. ПІДВИЩЕННЯ<br/>ЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРИ ТЕПЛОПОСТАЧАННІ<br/>З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ .....</b>                                                     | <b>73</b> |
| <b>Калініченко І. В., Казенов Є. Є. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ<br/>СТУПЕНЕВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ<br/>ДЛЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ .....</b>                                                                  | <b>78</b> |
| <b>Фордуй С. Г., Радченко А. М., Зубарев А. А., Остапенко О. В.<br/>УСТАНОВКА АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ<br/>ПІДПРИЄМСТВА З СТУПЕНЕВОЮ ЕЖЕКТОРНО-<br/>АБСОРБЦІЙНОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ.....</b> | <b>83</b> |
| <b>Тітлов О. С., Гратій Т. І., Дмитренко Д. В. РОЗРОБКА<br/>АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ<br/>КОМБІНОВАНОЇ ДІЇ.....</b>                                                                         | <b>87</b> |
| <b>Пономарев К. О., Березовська Л. В., Тітлов О. С. РОЗРОБКА<br/>АБСОРБЦІЙНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ.....</b>                                                                                         | <b>93</b> |

|                                                                                                                                                                                                                                                     |            |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>Огурцов Д. В., Хлісва О. Я. ПЕРСПЕКТИВНІ ХОЛОДОАГЕНТИ<br/>З НИЗЬКИМ ПОТЕНЦІАЛОМ ГЛОБАЛЬНОГО ПОТЕПЛІННЯ<br/>ДЛЯ СУДНОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.....</b>                                                                                        | <b>98</b>  |
| <b>Тітлов О. С., Дорошенко В. М., Попов В. О. РОЗРОБКА<br/>БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО АБСОРБЦІЙНОГО<br/>ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИЛАДУ.....</b>                                                                                                                    | <b>101</b> |
| <b>Тітлов О. С., Нікітін Д. М., Біленко Н. О., Осадчук Є. О.,<br/>Агатій І. В. ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ<br/>СИСТЕМ ОДЕРЖАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ<br/>ЗА ДОПОМОГОЮ АБСОРБЦІЙНИХ<br/>ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ.....</b>                | <b>107</b> |
| <b>Книш С. В. ДОСВІД ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМ<br/>АДІАБАТНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ СУХИХ ГРАДИРЕНЬ<br/>ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОМИСЛОВОЇ<br/>ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ.....</b>                                                                                 | <b>111</b> |
| <b>Хлісва О. Я., Шестопапов К. О., Єрін В. О., Гао Ненг. ПРОБЛЕМА<br/>РОБОТИ ЖИВИЛЬНИХ НАСОСІВ У СКЛАДІ ЕЖЕКТОРНИХ<br/>ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН.....</b>                                                                                                   | <b>115</b> |
| <b>Шафоростов Д. Д., Тарасова В. О. ЕНТРОПІЙНО-СТАТИСТИЧНИЙ<br/>АНАЛІЗ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ТА ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН,<br/>ЩО ПРАЦЮЮТЬ ЗА ТРАНСКРИТИЧНИМ ЦИКЛОМ НА CO<sub>2</sub>.....</b>                                                                   | <b>118</b> |
| <b>Петраш В. Д., Барішев В. П., Шевченко Л. Ф., Хоменко О. І.,<br/>Голубенко О. В. УМОВИ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ<br/>ГЕНЕРАЦІЇ ТЕПЛОТИ В ПАРОКОМПРЕСІЙНІЙ СИСТЕМІ<br/>ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....</b>                                                             | <b>124</b> |
| <b>Грич А. В., Радченко А. М., Зубарев А. А., Фордуй С. Г.,<br/>Павленко А. М., Кантор С. А. АНАЛІЗ СИСТЕМИ ПОВІТРЯНОГО<br/>ОХОЛОДЖЕННЯ МАШИННОГО ЗАЛУ АВТОНОМНОЇ<br/>ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ З ВИКОРСИТАННЯМ КАСКАДНОЇ<br/>ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ.....</b> | <b>128</b> |
| <b>Olena V. Lytosh, Anatolii Prylutskyi. COMPRESSOR<br/>STRUCTURAL OPTIMIZATION IN HVAC SYSTEMS:<br/>METHODS, OUTCOMES, AND TRENDS.....</b>                                                                                                         | <b>133</b> |
| <b>Olena V. Lytosh, Anatolii Prylutskyi. COMPRESSOR<br/>PERFORMANCE AND REFRIGERANT TRANSITION<br/>IN HVAC SYSTEMS.....</b>                                                                                                                         | <b>140</b> |

|                                                                                                                                                                       |            |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>Тітлов О. С., Дорошенко В. М., Сатир Н. С. РОЗРОБКА АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ У ШИРОКОМУ ДІАПАЗОНІ КЛІМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ .....</b>           | <b>146</b> |
| <b>Тітлов О. С., Дорошенко В. М., Сугер В. В. РОЗРОБКА АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОВИХ ТРУБ І ДВОФАЗНИХ ТЕРМОСИФОНІВ.....</b>             | <b>150</b> |
| <b>Тітлов О. С., Ашик Т. А., Біленко Н. О., Волчок В. О. ПОШУК І РОЗРОБКА ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ СПОСОБІВ УПРАВЛІННЯ МАЛИМИ АБСОРБЦІЙНИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ АГРЕГАТАМИ.....</b> | <b>156</b> |
| <b>Тітлов О. С., Попов В. О. ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ШТУЧНОГО ХОЛОДУ НА КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЯХ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ .....</b>                                   | <b>161</b> |

## **Секція № 2**

### **СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ТА ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ.....**

|                                                                                                                                                                                              |            |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>Halina Kobalava, Andrii Tytarenko, Inna Klova. MODELING OF AIRFLOWS IN SHIP COMPARTMENTS TO IMPROVE THE EFFICIENCY OF AIR CONDITIONING AND VENTILATION SYSTEMS.....</b>                   | <b>167</b> |
| <b>Бондаренко А. О., Кузнецов М. О. РОЗРАХУНКОВИЙ АЛГОРИТМ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВОЛОГОГО ПОВІТРЯ ПІД ЧАС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО АНАЛІЗУ КІЛЬЦЕВИХ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ.....</b> | <b>170</b> |
| <b>Бузник А. І., Радченко А. М. ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ КАСКАДНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ В УКРАЇНІ.....</b>                             | <b>176</b> |
| <b>Titlov O. S., Belyi O. S. DEVELOPMENT OF AUTONOMOUS SOLAR SYSTEMS FOR PRODUCING WATER FROM ATMOSPHERIC AIR USING ABSORPTION THERMAL TRANSFORMERS.....</b>                                 | <b>180</b> |
| <b>Осадчук Є. О., Тітлов О. С., Василів О. Б. АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВ ПЕРЕВАЖНОГО ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ.....</b>                                               | <b>185</b> |

|                                                                                                                                                                                                                                         |            |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>Artem Hrych, Andrii Radchenko, Serhiy Forduy, Anatolii Pavlenko, Anatolii Zubarev, Serhiy Kantor. ANALYSIS OF EFFICIENCY ENHANCEMENT OPPORTUNITIES IN HVAC SYSTEMS OF INTEGRATED POWER PLANTS FOR THE ENTERPRISE.....</b>            | <b>190</b> |
| <b>Titlov O. S., Kravchenko V. V. DEVELOPMENT OF AUTONOMOUS SOLAR SYSTEMS FOR PRODUCING WATER FROM ATMOSPHERIC AIR USING PUMPED AND PUMPLESS ABSORPTION WATER-AMMONIA THERMOTRANSFORMERS.....</b>                                       | <b>195</b> |
| <b>Грич А. В., Радченко А. М., Павленко А. М., Зубарев А. А., Кантор С. А. СТУПЕНЕВЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ В СИСТЕМАХ КОНДИЦІОНУВАННЯ АВТОНОМНИХ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ ПІДПРИЄМСТВ ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ.....</b>                          | <b>200</b> |
| <b>Selivanov A. P., Titlov O. S. DEVELOPMENT OF AUTONOMOUS SOLAR SYSTEMS FOR PRODUCING WATER FROM ATMOSPHERIC AIR USING ABSORPTION THERMAL TRANSFORMERS.....</b>                                                                        | <b>205</b> |
| <b>Годик К. О., Тітлов О. С. ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ВОДИ, ОТРИМАНОЇ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ, У ХАРЧОВІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ .....</b>                                                                                                        | <b>213</b> |
| <b>Секція № 3<br/>КОГЕНЕРАЦІЙНІ ТА ТРИГЕНЕРАЦІЙНІ<br/>ТЕХНОЛОГІЇ.....</b>                                                                                                                                                               | <b>217</b> |
| <b>Serhiy Forduy, Andrii Radchenko, Tadeusz Bohdal, Waldemar Kuczynski, Dmytro Konovalov, Anatolii Zubarev, Mykola Radchenko. INCREASING THE FUEL EFFICIENCY OF GAS ENGINES IN INTEGRATED ENERGY SYSTEM BY CHILLING CYCLIC AIR.....</b> | <b>217</b> |
| <b>Radchenko Andrii, Chen Daifen, Bao Guozhi, Radchenko Mykola. INNOVATIVE GAS TURBINE INLET AIR COOLING.....</b>                                                                                                                       | <b>229</b> |
| <b>Victoria Kornienko, Roman Radchenko, Huabing Wen, Andrii Andreev, Mykola Radchenko. THE WET POLLUTION LAYER ON EXHAUST GAS BOILER CONDENSING HEATING SURFACES THERMAL CHARACTERISTICS.....</b>                                       | <b>241</b> |
| <b>Тарасенко О. І., Литюш О. В. ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ НА ПАРАМЕТРИ ОДНОВАЛЬНОГО ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА ДЛЯ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ.....</b>                                                                                      | <b>250</b> |

|                                                                                                                                                                                                                                    |            |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>Тарасенко О. І., Литош О. В. РОБОТА КОМПРЕСОРА<br/>ОДНОВАЛЬНОГО ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА<br/>І ДВИГУНА ІЗ ВІЛЬНОЮ СИЛОВОЮ ТУРБІНОЮ<br/>ПРИ ЗМІНІ ТЕМПЕРАТУРИ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ.....</b>                                         | <b>254</b> |
| <b>Тарасенко О. І., Литош О. В. СХЕМА ПОТУЖНОГО БЛОКУ<br/>НА ОСНОВІ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА ДЛЯ АВТОНОМНОЇ<br/>ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ, ЯКА ПРАЦЮЄ В УМОВАХ ЗМІНИ<br/>ТЕМПЕРАТУРИ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ.....</b>                               | <b>257</b> |
| <b>Victoria Kornienko. EXERGY LOSS ANALYSIS IN WASTE<br/>HEAT RECOVERY BOILERS FOR EXHAUST GASES .....</b>                                                                                                                         | <b>259</b> |
| <b>Victoria Kornienko. RESEARCH OF EXHAUST GAS<br/>BOILER CONDENSING HEAT EXCHANGE SURFACES WHEN<br/>WATER-FUEL EMULSION COMBUSTION.....</b>                                                                                       | <b>266</b> |
| <b>Oleksiy Ostapenko, Andrii Radchenko, Serhiy Forduy,<br/>Anatolii Pavlenko, Anatolii Zubarev. INCREASE THE EFFICIENCY<br/>OF TRANSFORMATION THE GAS ENGINE EXHAUST HEAT<br/>IN TWO- STAGE ABSORPTION-ADSORPTION CHILLER.....</b> | <b>272</b> |

## **Секція № 4**

### **ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ**

|                                                                                                                                                                                                           |            |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....</b>                                                                                                                                                                          | <b>278</b> |
| <b>Козловський А. В. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МОДЕЛЕЙ<br/>ТУРБУЛЕНТНОСТІ ПРИ ЧИСЛОВОМУ МОДЕЛЮВАННІ<br/>ПРОЦЕСІВ У КАМЕРАХ ЗГОРЯННЯ ГАЗОТУРБІННИХ<br/>ДВИГУНІВ.....</b>                                         | <b>278</b> |
| <b>Roman Radchenko, Andrii Andreev, Zongming Yang, Guozhi Bao,<br/>Sergii Serogin. INCREASING THE FUEL EFFICIENCY<br/>OF MARINE DIESEL ENGINE BY DEEP WASTE HEAT<br/>RECOVERY ON THE ROUTE LINE .....</b> | <b>284</b> |
| <b>Roman Radchenko, Zhang Qiang, Guozhi Bao, Dmytro Kononov,<br/>Andrii Andreev. SHIP ENGINE INTAKE AIR COOLING<br/>BY EJECTOR AND TURBOCOMPRESSOR CHILLERS<br/>IN TROPICAL CLIMATE.....</b>              | <b>303</b> |
| <b>Roman Radchenko, Daifen Chen, Ning Chen, Serhiy Vanyeyev,<br/>Andrii Andreev. SHIP ENGINE CYCLIC AIR COOLING<br/>BY TURBOEXPANDER CHILLER ON EQUATORIAL<br/>VOYAGES .....</b>                          | <b>318</b> |

|                                                                                                                                                                                   |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <b>Halina Kobalava.</b> CFD-BASED HYBRID MODELING OF HYDROGEN AND AMMONIA APU.....                                                                                                | 332 |
| <b>Dmytro Konovalov, Ignat Tolstorebrov, Yuhiro Iwamoto, Halina Kobalava.</b> EFFICIENT LOW-TEMPERATURE THREE-CIRCUIT COOLING FOR ELECTRIC MOTORS.....                            | 335 |
| <b>Dmytro Konovalov, Ignat Tolstorebrov, Trygve Magne Eikevik.</b> ADVANCED COOLING AND THERMAL MANAGEMENT SOLUTIONS FOR MODERN ELECTRIC MOTORS.....                              | 339 |
| <b>Калініченко І. В., Бовкун Б. О.</b> ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ ОХОЛОДЖУЮЧОЇ РІДИНИ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ НА ПАЛИВНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ .....                                                      | 345 |
| <b>Victoria Kornienko, Serhiy Forduy.</b> INVESTIGATION OF ROTARY CUP ATOMIZER CHARACTERISTICS USED AS AFTERBURNING INSTALLATION IN EXHAUST GAS BOILER FLUE.....                  | 350 |
| <b>Victoria Kornienko.</b> REDUCING THE HARMFUL EMISSIONS WHILE COMBUSTION OF WATER-FUEL EMULSIONS.....                                                                           | 362 |
| <b>Петухов І. І., Ковальов А. В., Михайленко Т. П.</b> ДО ПИТАННЯ ВПЛИВУ ВІДБОРІВ ПОВІТРЯ НА СТРУКТУРУ ПОТОКУ В КАМЕРІ ПІДШИПНИКА ГТД.....                                        | 369 |
| <b>Петухов І. І., Лисиця О. Ю., Михайленко Т. П., Ковальов А. В.</b> ДО ПИТАННЯ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗАХОЛОДЖУВАННЯ КРІОГЕННИХ СИСТЕМ.....                                         | 372 |
| <b>Михайленко Т. П., Горідько О. В., Петухов І. І.</b> ПРОБЛЕМА ДВОФАЗНОГО ПОТОКУ ОЛИВИ Й ПОВІТРЯ В СИСТЕМАХ ЗМАЩЕННЯ АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ .....                     | 375 |
| <b>Андрєєв А. А., Андрєєва Н. Б., Андрєєв А. А.</b> ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВИХ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ.....                          | 378 |
| <b>Radchenko Roman, Andreev Andrii, Wen Huabing, Serogin Sergii.</b> A NEW APPROACH TO SHIP DIESEL ENGINE IN-CYCLE AIR COOLING BY WASTE HEAT RECOVERY CHILLERS ON THE ROUTE ..... | 386 |

## Секція № 5

### ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

#### ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА....400

**Кузнецов В. В., Кузнецова С. А.** ПІДВИЩЕННЯ  
ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛООБМІННИКІВ  
СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ..... 400

**Halina Kobalava.** THERMODYNAMIC ANALYSIS OF  
THERMOPRESSORS FOR CONTACT COOLING SYSTEMS.....404

**Victoria Kornienko, Anatoliy Pavlenko.** ASSESSMENT OF  
CONTAMINATION PROCESSES ON CONDENSING SURFACES  
OF EXHAUST BOILERS UNDER WATER-FUEL EMULSION  
COMBUSTION: A SEMI-EMPIRICAL APPROACH..... 409

**Калініченко І. В., Гуріна Д. В.** ВИКОРИСТАННЯ  
ГІДРОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ  
ДЛЯ ЕЛЕКТРОЖИВЛЕННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК  
ТА СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ КОТЕДЖІВ.....422

**Victoria Kornienko, Aleksander Stachel.** OPERATIONAL  
IMPACTS OF WATER-FUEL EMULSIONS ON FOULING  
IN CONDENSING BOILER SYSTEMS.....428

**Victoria Kornienko, Dariusz Mikielewicz.** IMPROVING  
OPERATIONAL EFFICIENCY OF ROTARY CUP ATOMIZERS  
FOR WATER-FUEL MIXTURES IN BOILER SYSTEMS..... 440

**Крятов А. Г.** ЗАСТОСУВАННЯ ЕНЕРГІЇ МІКРОХВИЛЬОВОГО  
ПОЛЯ ДЛЯ НАГРІВАННЯ ТА СПІКАННЯ КЕРАМІЧНИХ  
ВИРОБІВ..... 455

**Грич А. В.** ВПЛИВ ДВОСТУПЕНЕВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ  
ПОВІТРЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ АВТОНОМНОЇ  
ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ НА БАЗІ ГАЗОВИХ ДВИГУНІВ  
НА ЗМЕНШЕННЯ ВИКИДІВ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН  
В АТМОСФЕРУ.....460

**Фатєєва К. О.** ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ  
МІКРОХВИЛЬОВОГО НАГРІВАННЯ МАТЕРІАЛІВ  
ОРГАНІЧНОГО ПОХОДЖЕННЯ..... 464

**Мукмінов І. І.** РОЗРОБКА СИСТЕМИ ЗБОРУ ІНФОРМАЦІЇ  
В ТЕПЛОФІЗИЧНОМУ ЕКСПЕРИМЕНТІ НА ПРИКЛАДІ  
ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АКУМУЛЮВАННЯ  
НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНОЇ ТЕПЛОТИ.....468

**ALTERNATIVE VARIABLE REFRIGERANT  
FLOW (VRF) AIR CONDITIONING SYSTEMS**

**Eugeniy Trushliakov<sup>1</sup>**, D.E.Sc, Professor

**Radchenko Andrii<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor

E-mail: andrad1978@gmail.com

**Tadeusz Bohdal<sup>2</sup>**, D.E.Sc, Professor

**Radchenko Mykola<sup>1</sup>**, D.E.Sc, Professor

**Kantor Serhiy<sup>1</sup>**, Ph.D.

*<sup>1</sup>Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Mykolayiv, Ukraine*

*<sup>2</sup>Koszalin University of Technology,  
Koszalin, Poland*

**Introduction.** One of the most attractive reserves of enhancing the energetic efficiency of air conditioning systems (ACS) is to provide operation of compressors in closed to nominal modes by choosing the rational design refrigeration capacities and their distribution according to current thermal loading to provide closed to maximum annual refrigeration energy generation. Generally, the overall thermal load band of any ACS comprises the unstable load range, corresponding to ambient air precooling with significant load fluctuations, and a comparatively stable load part for further air conditioning from a threshold temperature to a target value. The stable thermal load range can be covered by operation of conventional compressor in closed to nominal mode, meantime ambient air

precooling needs load modulation by applying a variable speed compressor.

The efficiency of ambient air conditioning systems (ACS) performance depends on their loading and a duration of operation all the year round. The higher loading and longer duration of ACS operation during a year, the larger annual refrigeration energy production according to conditioning duties. The rational design refrigeration capacity of ACS has to cover current thermal loads in response to actual ambient air parameters and to provide closed to maximum annual refrigeration production avoiding refrigeration machine (RM) and the whole ACS oversizing. In addition the method of ACS designing should provide rational refrigeration capacity distribution within ambient air processing. Issuing from this the overall thermal load of ACS can be divided into unstable load range, corresponding to ambient air precooling with significant load fluctuations, and a comparatively stable load part for further air conditioning to the target temperature. The unstable thermal load range should be covered through refrigeration capacity regulation, meanwhile the stable range – by operation of the refrigeration compressor practically in nominal mode.

Numerous researchers studied the efficiency of ductless Variable Refrigerant Flow (VRF) systems [1, 2]. A HVAC system combined with roof top unit (RTU) used as outdoor air processing (OAP) system in VRF system was proposed [1]. It was obtained that the multi-split VRF system saved more than 20 % energy compared to a variable air volume (VAV) system [2].

In a number of investigations the air conditioning is considered as one of the technologies for combined cooling, heating and power (CCHP) [3; 4], or trigeneration [5, 6].

Some of principal technical innovations and methodological approaches in waste heat recovery refrigeration might be successfully applied in air conditioning [7, 8], in particular, two-stage air cooling [9, 10], methods to choose design refrigeration capacity

to match current cooling demand [11–15]. All the typical methods, based on the current or summarized annual refrigeration energy production, issue from the assumption of a design refrigeration capacity to cover maximum conditioning needs over the full range of yearly operating conditions [16, 17]. Such approach inevitable leads to considerable ACS oversizing and requires to settle the problem of defining a correct design refrigeration load excluding overestimation [18–20].

Thus, the methods should allow to define a rational design refrigeration capacity issuing from the actual ambient thermal loading to provide closed to maximum annual effect and at the same time rational distribution of refrigeration capacity to provide efficient operation of ACS with considerable deviation of current thermal loads from the rational value. Moreover, they should make it possible to develop the ACS providing such rational distribution of refrigeration capacity in response to actual loading. A developed ACS would enable a wide range of refrigerant flow variation and can be considered as advanced alternative to Variable Refrigerant Flow (VRF) systems.

The general problem to be solved needs decision of the following tasks: defining a rational design refrigeration capacity of ACS to provide closed to maximum annual effect without oversizing; development of ACS providing a rational distribution of refrigeration capacity according to actual loading.

The aim of research is to develop the advanced two-stage ACS and a novel method of their designing that provides rational refrigeration capacity distribution between unstable and stable thermal load ranges to match the current climatic conditions without refrigeration machine oversizing to achieve closed to maximum annual refrigeration energy generation according to conditioning duties.

**Methodology.** The efficiency of ACS and their RM performance depends on their loading and time duration  $\tau$  of their yearly operation. Therefore the annual refrigeration energy generated

by RM in response to current air conditioning duties is considered as a primary criterion for the choice of a rational design refrigeration capacity of ACS.

The proposed method to determine a rational design refrigeration capacity of ACS and their RM is based on the yearly loading cumulative characteristic of ACS as annual summarized refrigeration energy production dependence on a design refrigeration capacity:  $\Sigma(Q_0 \cdot \tau) = f(Q_0)$ . In order to generalize the results and simplify calculations for any total refrigeration capacities  $Q_0$ , it is convenient to present the refrigeration capacity in relative (specific) values per unit air mass flow rate through the air cooler ( $G_a = 1 \text{ kg/s}$ ) – as specific refrigeration capacity  $q_0 = Q_0 / G_a$ , kW/(kg/s) or kJ/kg, and  $q_0 = \xi \cdot c_{ma} \cdot \Delta t_a$ , where  $\Delta t_a = (t_{amb} - t_{a2})$ ;  $t_{amb}$  – ambient air temperature at the inlet of air cooler, K or °C;  $t_{a2}$  – air temperature at the air cooler outlet;  $\xi$  – relative heat ratio;  $c_{ma}$  – specific heat of moist air, kJ/(kg · K). A specific annual refrigeration energy production  $\Sigma(q_0 \cdot \tau) = \Sigma(\xi c_{ma} \cdot (t_a - t_{a2}) \cdot \tau \cdot 10^{-3})$ , kJ · h/kg.

The input data on ambient air temperature  $t_{amb}$  and relative humidity  $\phi_{amb}$  were used by applying the program “meteomanz” (<http://www.meteomanz.com>).

According to a developed method the fluctuations of the current refrigeration energy  $q_0 \cdot \tau$  were considered by the rate of its annual increment  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ . The rate of annual refrigeration energy increment as its relative value  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ , referred to  $q_0$  over the whole range of  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ , is used as an indicator to efficient utilizing a design refrigeration capacity. This is a principally novel approach to ACS designing versus a traditional approach to cover the maximum current thermal duties and maximum annual refrigeration energy accordingly that leads to RM oversizing.

There were two methods developed: the first – by using the annual summarized refrigeration energy dependence on the design refrigeration capacity of the RM to choose its rational

value  $q_{0.rat}$ , that provides closed to maximum annual refrigeration generation  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ , and the second – according to the maximum rate of annual refrigeration energy increment  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$  to choose optimum design refrigeration capacity  $q_{0.opt}$ , that provides minimum sizes of RM and ACS (Fig. 1,a).

The rational value of design specific refrigeration capacity  $q_{0.rat}$ , providing a closed to maximum annual refrigeration energy production  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$  is associated with the second maximum rate of annual specific refrigeration energy production  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$  increment within its range beyond the first maximum rate:  $q_0 > q_{0.opt}$  and  $\Sigma(q_0 \cdot \tau) > \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{opt}$  accordingly. With this a relative parameter  $[\Sigma(q_0 \cdot \tau) - \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{opt}]/q_0$  is used as indicator to choose a rational value  $q_{0.rat}$  (Fig. 1,b).

The results of calculations of optimum  $q_{0.opt}$  and rational  $q_{0.rat}$  specific refrigeration capacity for  $t_{a2} = 10, 15$  and  $20^\circ\text{C}$  and temperate climatic conditions of Voznesensk, Nikolaev region, southern Ukraine, 2017 year, are presented in Fig. 1.

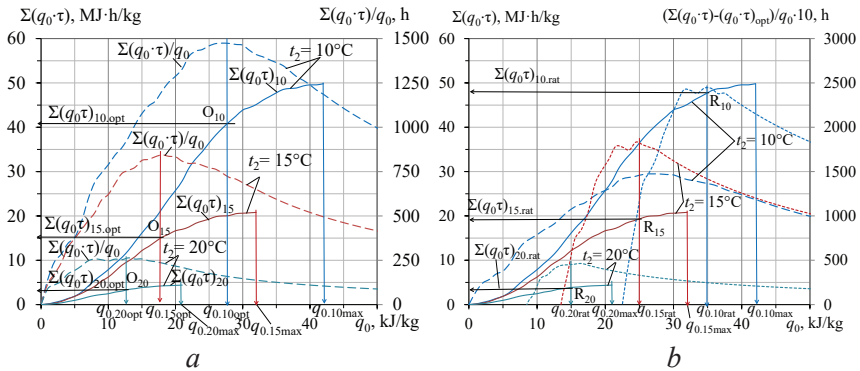


Fig. 1. Specific annual refrigeration energy  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$  and its relative values  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$  referred to design specific refrigeration capacity  $q_0$  over the whole range of  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$  (a) and values  $(\Sigma(q_0 \cdot \tau) - \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{opt})/q_0$  beyond the optimal values of  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{opt}$  and  $q_{0.opt}$  (b) for cooling ambient air to  $t_{a2} = 10, 15$  and  $20^\circ\text{C}$

A maximum rate of annual refrigeration energy increment  $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$  for  $t_{a2} = 10^\circ\text{C}$  takes place at the optimal design refrigeration capacity  $q_{0,\text{opt}}$  of 25 kJ/kg.

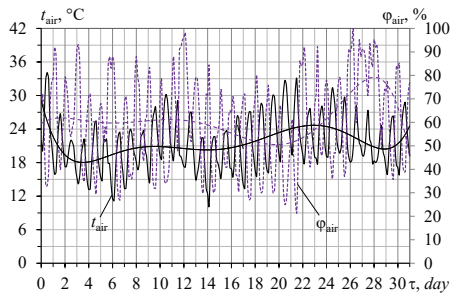
A maximum rate of annual refrigeration energy increment  $(\sum(q_0 \cdot \tau) - \sum(q_0 \cdot \tau)_{\text{opt}})/q_0$  within the range beyond the value  $\sum(q_0 \cdot \tau)_{\text{opt}} = 40 \text{ MWh}/(\text{kg/s})$  corresponding to  $q_{0,\text{opt}} = 25 \text{ kJ/kg}$  takes place at the rational design refrigeration capacity  $q_{0,\text{rat}} = 35 \text{ kJ/kg}$  and provides annual specific refrigeration energy  $\sum(q_0 \cdot \tau)_{\text{rat}} = 49 \text{ MJ} \cdot \text{h}/\text{kg}$  that is very closed to its maximum value  $50 \text{ MJ} \cdot \text{h}/\text{kg}$  but at a design refrigeration capacity  $q_{0,\text{rat}} = 35 \text{ kJ/kg}$  less than  $q_{0,\text{max}} = 42 \text{ kW}/(\text{kg/s})$  by 15 % less.

**Results.** The further development of the method of ACS designing consists in rational distribution of the overall design refrigeration capacity between two ranges. The ambient air processing is considered as a two-stage one and includes a fluctuation range as the high-temperature and stable range as the low-temperature stage (Fig. 2).

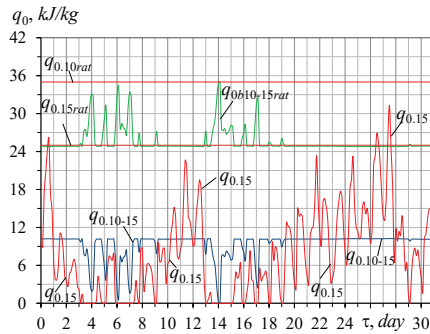
The values of specific refrigeration capacity  $q_{0,15}$ , needed for conditioning ambient to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$ , and  $q_{0,10}$ , needed for conditioning ambient air to  $t_{a2} = 10^\circ\text{C}$ , and the specific refrigeration capacity  $q_{0,10-15}$  as their difference  $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$ , needed for cooling air from  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  to  $t_{a2} = 10^\circ\text{C}$ , is calculated for climatic conditions in Voznesensk, Mykolaiv region in July 2017 (Fig. 2).

As Fig. 2 shows, with conditioning the ambient air to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  the fluctuations of the current thermal load  $q_{0,15}$  are gradual, that points out that if a design maximum current thermal load is chosen, this will result in a significant amount of an excessive refrigeration capacity in the temperate daily hours. At the same time, when air is cooled from  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  to  $t_{a2} = 10^\circ\text{C}$ , the fluctuations in the thermal load  $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$  are comparatively small: within 10 kJ/kg. The temperature of cooled air  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  is reasonably to use as the threshold temperature for shearing the overall design thermal load on the ACS into a comparatively stable load range  $q_{0,10-15}$  and the unstable range of ambient air precooling. So, the stable load value  $q_{0,10-15}$  is chosen

as design basic stable part  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  of the rational refrigeration capacity  $q_{0.10rat} = 35$  kJ/kg (Fig. 1). Accordingly, the remaining part of  $q_{0.10rat}$  can be used for precooling the ambient air to the threshold temperature  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and determined as boost specific refrigeration capacity  $q_{0.b10-15rat} = 35 - q_{0.10-15}$  (Fig. 2,b). The unstable  $q_{0.15}$  and stable  $q_{0.10-15}$  thermal load ranges can be covered by applying variable speed compressors and conventional compressors accordingly.



a



b

Fig. 2. Current ambient air temperature  $t_a$  and relative humidity  $\phi_a$  (a), rational design specific refrigeration capacities  $q_{0.15rat}$  and  $q_{0.10rat}$ , refrigeration capacity  $q_{0.15}$  needed for cooling ambient air to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$ , refrigeration capacity  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  for cooling air from  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  to  $t_{a2} = 10^\circ\text{C}$  and available boost refrigeration capacity  $q_{0.b10-15}$  (b)

As Fig. 2,*b* shows, the available boost refrigeration capacity  $q_{0.b10-15rat}$  generally covers current thermal loads  $q_{0.15}$  for precooling ambient air to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$ . Furthermore, even more less available boost refrigeration capacity  $q_{0.b10-20rat}$  also covers the current loads  $q_{0.15}$  except quite short periods of daylight hours (Fig. 3).

There are corresponding correlations used:

$$\Delta(q_{0.20rat} \tau)_{exc} = q_{0.20rat} \tau - q_{0.15} \tau; \Delta(q_{0.20rat} \tau)_{def} = q_{0.15} \tau - q_{0.20rat} \tau;$$

$$\Delta \Sigma(q_{0.20rat} \tau)_{exc} = \Sigma(q_{0.20rat} - q_{0.15})\tau.$$

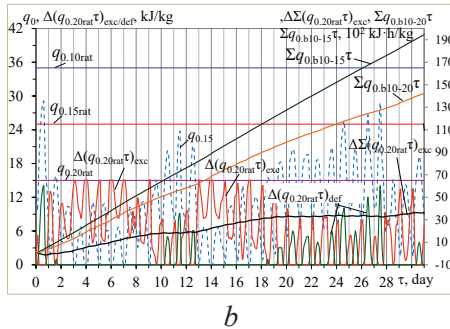
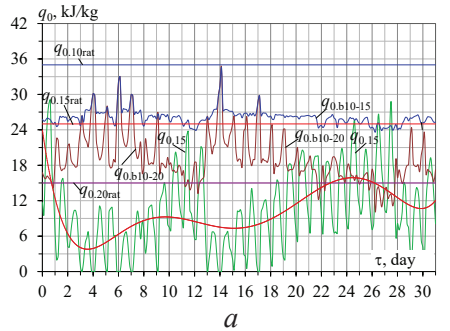


Fig. 3. Current values of available boost specific refrigeration capacity  $q_{0.b10-20}$  and thermal load  $q_{0.15}$  for cooling ambient air to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  (a) excess of available refrigeration energy  $\Delta(q_{0.20rat} \tau)_{exc}$  over required  $q_{0.15}$  and its deficit  $\Delta(q_{0.20rat} \tau)_{def}$ , summarized their differences (excess)  $\Delta \Sigma(q_{0.20rat} \tau)_{exc}$ , refrigeration energy due to boost stages  $\Sigma q_{0.b10-15} \tau$  and  $\Sigma q_{0.b10-20} \tau$  for  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and  $20^\circ\text{C}$  (b), rational design specific refrigeration capacities  $q_{0.10rat}$ ,  $q_{0.15rat}$  and  $q_{0.20rat}$

As Fig. 3,*a* testifies, the available excess of design refrigeration capacity  $q_{0.20rat}$  is enough for deeper cooling ambient air to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  through using the accumulated excessive refrigeration energy  $\Delta(q_{0.20rat-15} \tau)_{exc}$  to cover its deficit  $\Delta(q_{0.20rat-15} \tau)_{def}$ . This statement is also approved by the continuously arising curve of the summarized excess of available design refrigeration energy over its current deficit

$$\Delta \sum (q_{0.20rat-15} \tau)_{exc} = \sum (q_{0.20rat} - q_{0.15}) \tau \text{ (Fig. 3,b).}$$

As Fig. 3,*b* shows, the current values of refrigeration energy deficit  $\Delta(q_{0.20rat-15} \tau)_{def}$  to be covered by the excess  $\Delta(q_{0.20rat-15} \tau)_{exc}$  takes place within the range of thermal load of about  $0.5q_{0.20rat}$ , i.e. from 7 to 8 kJ/kg. Thus, in July the current refrigeration energy deficit can be covered by the accumulated refrigeration excess with the maximum deviation of current thermal load  $q_0$  of about 7.5 kJ/kg from the rational design value  $q_{0.20rat} = 15$  kJ/kg (50 %) with corresponding refrigerant flow variation in boost AC. The excessive refrigeration energy as liquid refrigerant can be accumulated in linear receiver and liquid separator in ACS of VRF type (Fig. 4).

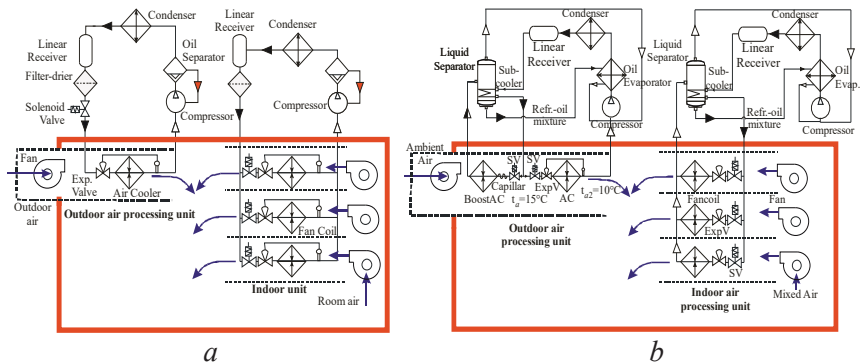


Fig. 4. The scheme of combined outdoor and indoor ACS of VRF type (a) and advanced two-stage central ACS as the outdoor air processing subsystem (b)

The overfilling the AC by refrigerant provides an increase in heat flux by 25...40 % compared with conventional complete refrigerant evaporation [4]. This gives good perspectives of the application of developed two-stage ACS with incomplete refrigerant boiling in the AC as the ASC with refrigerant flow self regulation (Fig. 4,b) and alternative to VRF systems. The injector liquid refrigerant recirculation in the AC can be applied as the advanced variant of AC overfilling.

**Conclusions.** A novel trend in air conditioning by two-stage ambient air processing with unstable and stable thermal loads and different refrigerant feeding to air coolers accordingly has been proposed as advanced or alternative to VRF systems.

A novel methodological approach is developed to determine a rational design thermal load on the ACS that provides closed to maximum annual refrigeration energy generation and decrease of installed refrigeration capacity by 15 to 20 %.

The method allows to design the ACS with efficient operation at varying loading with minimum oversizing and enlarged deviation of refrigerant flows according to current loading from designed value without sensible decreasing heat flux in AC.

A two-stage ACS could be considered as a perspective trend in ACS for space conditioning as well as a subsystem of trigeneration installation. The application of such combined two-stage intake air cooling technologies are especially expedient for operation of ACS in temperate climatic conditions.

### References

1. Zhu, Y., Jin, X., Du, Z., Fang, X., Fan, B., 2014. Control and energy simulation of variable refrigerant flow air conditioning system combined with outdoor air processing unit. Appl. Therm. Eng. 64, 385–395.
2. Zhou, Y.P., Wu, J.Y., Wang, R.Z., Shiochi, S., 2007. Energy simulation in the variable refrigerant flow air-conditioning system under cooling conditions. Energy Build. 39, 212–220.

3. Ortega, J., Bruno, J.C., Coronas, A., 2013. Operational optimization of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network. *Applied Thermal Engineering* 50, 1536–1542.

4. Rodriguez-Aumente P.A., Rodriguez-Hidalgo M.C., Nogueira J.I., Lecuona A., Venegas M.C., 2013. District heating and cooling for business buildings in Madrid. *Applied Thermal Engineering* 50, pp. 1496–1503.

5. Cardona E., Piacentino A. A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas, *Applied Thermal Engineering*. 23 (2003) 15 p.

6. Canova A., Cavallero C., Freschi F., Giaccone L., Repetto M., Tartaglia M., 2009. Optimal energy management. *IEEE Industry Applications Magazine* 15, pp. 62–65.

7. Trushliakov, E., Radchenko, A., Forduy, S., Zubarev, A., Hrych, A. (2020) Increasing the Operation Efficiency of Air Conditioning System for Integrated Power Plant on the Base of Its Monitoring. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) ICTME (ICTM 2019). AISC (2020), vol. 1113. Springer, Cham, pp. 351–360. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5\\_30](https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_30)

8. Forduy, S., Radchenko, A., Kuczynski, W., Zubarev, A., Konovalov, D. Enhancing the fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by chilling cyclic air. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. LNME. Springer, Cham, pp. 500–509 (2020). [https://doi.org/10.1007/978-3-030-40724-7\\_51](https://doi.org/10.1007/978-3-030-40724-7_51)

9. Radchenko A., Trushliakov E., Kosowski K., Mikielewicz D., Radchenko M. Innovative turbine intake air cooling systems and their rational designing. *Energies* 2020, 13(23), 6201. doi:10.3390/en13236201

10. Trushliakov, E., Radchenko, M., Bohdal, T., Radchenko, R., Kantor, S., 2020. An innovative air conditioning system for changeable heat loads. In: Tonkonogyi V.

et al. (eds.) ICAMP, InterPartner-2019. *LNME*, Springer, Cham, 616–625.

11. Radchenko, N., Trushliakov, E., Radchenko, A., Tsoy, A., Shchesiuk, O. Methods to determine a design cooling capacity of ambient air conditioning systems in climatic conditions of Ukraine and Kazakhstan. AIP Conference Proceedings 2285, 030074 (2020). <https://doi.org/10.1063/5.0026790>

12. Radchenko, N., Radchenko, A., Tsoy, A., Mikielawicz, D., Kantor, S., Tkachenko, V. Improving the efficiency of railway conditioners in actual climatic conditions of operation. AIP Conference Proceedings 2285, 030072 (2020). <https://doi.org/10.1063/5.0026789>.

13. Radchenko, M., Radchenko, R., Tkachenko, V., Kantor, S., Smolyanoy, E. (2020) Increasing the operation efficiency of railway air conditioning system on the base of its simulation along the route line. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) ICTME(ICTM 2019). AISC (2020), vol. 1113. Springer, Cham, pp. 461–467. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5\\_39](https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_39)

14. Radchenko, M., Mikielawicz, D., Tkachenko, V., Klugmann, M., Andreev, A. Enhancement of the operation efficiency of the transport air conditioning system. In: Ivanov V. et al. (eds.) Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering, Springer, Cham, 2020, 2, pp. 332–342. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5\\_32](https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_32)

15. Radchenko, M., Radchenko, A., Mikielawicz, D., Radchenko, R., Andreev, A. A novel degree-hour method for rational design loading. Proc. Inst. Mech. Eng. Part A: Journal of Power and Energy 2022: <https://doi.org/10.1177/09576509221135659>

16. Kalhori, S.B., Rabiei, H., Mansoori, Z. Mashad trigeneration potential – An opportunity for CO<sub>2</sub> abatement in Iran. Energy Conversion and Management 2012, 60, 106–114

17. Forsyth, J.L. Gas turbine inlet air chilling for LNG, 2013: IGT International Liquefied Natural Gas Conference Proceedings,

3, pp. 1763–1778. <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84904725071&origin=inward&txGid=b9d07662f250f4a4511cbfc9c242297a>

18. Radchenko, M., Radchenko, A., Trushliakov, E., Pavlenko, A.M., Radchenko, R. Advanced method of variable refrigerant flow (VRF) systems designing to forecast on site operation – Part 1: General approaches and criteria. *Energies* 2023, 16, 1381. <https://doi.org/10.3390/en16031381>

19. Radchenko, M., Radchenko, A., Trushliakov, E., Koshlak, H., Radchenko, R. Advanced method of variable refrigerant flow (VRF) systems designing to forecast on site operation – Part 2: Phenomenological simulation to recuperate refrigeration energy. *Energies* 2023, 16, 1922. <https://doi.org/10.3390/en16041922>

20. Radchenko, M., Radchenko, A., Trushliakov, E., Pavlenko, A., Radchenko, R. Advanced Method of Variable Refrigerant Flow (VRF) System Design to Forecast on Site Operation – Part 3: Optimal Solutions to Minimize Sizes. *Energies* 2023, 16, 2417. <https://doi.org/10.3390/en16052417>

## **ІННОВАЦІЙНЕ РІШЕННЯ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ НА CO<sub>2</sub>**

**Трандафілов В. В.**, канд. техн. наук, доцент,  
доцент кафедри холодильних установок  
і кондиціонування повітря  
E-mail: vlad.trandafilov@gmail.com

**Хмельнюк М. Г.**, д-р техн. наук, професор,  
завідувач кафедри холодильних установок  
і кондиціонування повітря  
E-mail: hmel\_m@ukr.net

*Одеський національний технологічний університет,  
м. Одеса, Україна*

Сучасні тенденції розвитку холодильних систем спрямовані на підвищення енергоефективності та використання природних холодоагентів, насамперед CO<sub>2</sub>. Одним із перспективних напрямів є застосування мультиежекторних блоків, що дозволяють знизити втрати енергії під час дроселювання та забезпечити стабільність роботи систем у різних кліматичних умовах. Іншим напрямом є інтеграція абсорбційних холодильних машин (АХМ), які використовують теплоту нагнітання компресорів для додаткового переохолодження CO<sub>2</sub> і підвищення холодопродуктивності без зростання електроспоживання. Поєднання ежекторних технологій і абсорбційних циклів із системами рекуперації теплоти створює нові можливості для комплексного використання енергії. Такі рішення особливо актуальні для об'єктів комерційного холоду в умовах зростання вартості енергоресурсів і вимог до екологічної безпеки.

Метою є створення комплексної концепції обґрунтування та розробка схемних рішень CO<sub>2</sub>-холодильних систем із застосуванням інтегрованих абсорбційних машин, яка ґрунтується на використанні теплоти нагнітання компресора високого

ступеня для роботи абсорбційної холодильної машини (АХМ) з метою додаткового переохолодження основної бустерної транскритичної холодильної системи. Також використання АХМ дасть змогу ефективно утилізувати тепло і додатково знизити навантаження на основну систему.

З метою практичної реалізації поставлених науково-технічних завдань було запропоновано нове схемне рішення, що ґрунтується на інтеграції процесів рекуперації теплоти нагнітання та додаткового переохолодження холодоагенту. На зазначене технічне рішення подано заявку на винахід № а202504410 «Гібридна абсорбційно-компресійна холодильна система з використанням  $\text{CO}_2$  і пропану» [1], яка представлена на рис. 1.

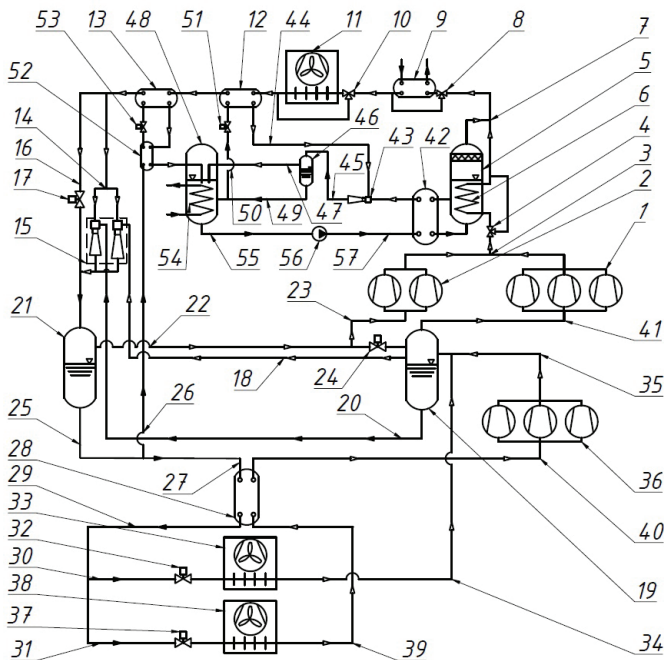


Рис. 1. Гібридна абсорбційно-компресійна холодильна система з використанням  $\text{CO}_2$  і пропану [1]

В основу винаходу поставлено задачу створити гібридну абсорбційно-компресійну холодильну систему з використанням  $\text{CO}_2$  і пропану, яка використовує теплоту, утилізовану під час процесу нагнітання середньотемпературних компресорів, для живлення інтегрованої абсорбційної холодильної машини, що забезпечує додаткове охолодження в контурі системи за рахунок випарника, в якому відбирається теплота від газоподібного  $\text{CO}_2$  після газового охолоджувача перед подачею на розширення в основному циклі.

Гібридна абсорбційно-компресійна холодильна система з використанням  $\text{CO}_2$  і пропану (рис. 1) містить сполучені між собою групу сполучених між собою середньотемпературних компресорів 1, групу сполучених між собою компресорів паралельного стиснення (ПС) 2, перший перепускний клапан 4, генератор 5, рекупераційний теплообмінник нагнітання 6, другий перепускний клапан 8, теплообмінник для зовнішньої рекуперації теплоти 9, третій перепускний клапан 10, газовий охолоджувач 11, теплообмінник-рекуператор 12, випарник АХМ 13, мультиежекторний блок 15, розширювальний клапан високого тиску 17, газорідинний віддільник 19, флеш-бак 21, байпасний клапан 24, перший регенеративний теплообмінник (РТО1) 28, перший регулюючий клапан 32, середньотемпературний випарник 33, групу сполучених між собою низькотемпературних компресорів 36, другий регулюючий клапан 37, низькотемпературний випарник 38, теплообмінник розчину 42, газорідинний ежектор 43, віддільник рідини 46, абсорбер 48, третій регулюючий клапан 51, другий рекуперативний теплообмінник 52, четвертий регулюючий клапан 53, рекупераційний теплообмінник абсорбції 54, насос розчину 56.

Інноваційний підхід даного винаходу полягає у впровадженні гібридної системи, яка поєднує бустерну транскритичну холодильну систему на  $\text{CO}_2$  з абсорбційною холодильною машиною, в якій теплота нагнітання середньотемпературних

компресорів та компресорів паралельного стиснення не втрачається, а використовується як джерело теплової енергії для генератора абсорбційної холодильної машини (АХМ). Особливістю системи є застосування  $\text{CO}_2$  як холодоагенту в основній бустерній транскритичній холодильній системі, а також як робочого тіла в контурі АХМ, де пропан використовується як абсорбент. Така комбінація забезпечує високу термодинамічну ефективність та екологічну безпечність.

Рациональність використання теплоти нагнітання компресорів середньотемпературних компресорів та компресорів паралельного стиснення в якості джерела теплоти для живлення генератора абсорбційної холодильної машини (АХМ), що працює на робочій парі  $\text{CO}_2$ –пропан, ґрунтується на термодинамічній відповідності температурного рівня цих джерел. Температура нагнітання у  $\text{CO}_2$ -компресорах високого тиску за нормальних умов роботи бустерної холодильної системи (особливо в транскритичному режимі влітку) досягає 90–120 °С, що є достатнім для термічного розділення робочої пари  $\text{CO}_2$ –пропан у генераторі АХМ. Згідно з науковими дослідженнями, температура генерації для таких систем зазвичай знаходиться у діапазоні 70–100 °С, що повністю збігається з температурним рівнем утилізованої теплоти стиснення. Таким чином, немає потреби у додаткових джерелах теплоти, що забезпечує високий рівень інтеграції, автономності та енергоефективності системи, зменшуючи її вплив на довкілля та експлуатаційні витрати.

Використання єдиного холодоагенту –  $\text{CO}_2$ , як у бустерній холодильній системі, так і в абсорбційній холодильній машині, забезпечує високий рівень інтеграції, уніфікацію вузлів, спрощення обслуговування, відсутність потреби в додаткових теплоносіях або міжконтурних теплообмінниках, зменшуючи капітальні та експлуатаційні витрати.

Конденсатор абсорбційної холодильної машини (АХМ) структурно інтегрований з газовим охолоджувачем основної

холодильної системи. Частина потужності газового охолоджувача спрямована на функцію охолодження газу (конденсації) в АХМ, що підвищує загальну ефективність системи. Така оптимізація забезпечує більш раціональне використання енергії шляхом інтеграції функцій.

Випарник абсорбційної холодильної машини (АХМ) згідно з винаходом розміщений безпосередньо на лінії транспортування газоподібного  $\text{CO}_2$  після газового охолоджувача основної парокомпресійної холодильної системи. Така конфігурація дозволяє здійснювати пряме охолодження  $\text{CO}_2$  у газоподібному стані за рахунок теплопередачі до випарника АХМ, в якому безпосередньо кипить холодоагент. Безпосередній контакт між контуром випарника АХМ та лінією газоподібного  $\text{CO}_2$  дозволяє збільшити ступінь переохолодження  $\text{CO}_2$  перед дроселюванням, що призводить до підвищення холодопродуктивності та енергоефективності всієї гібридної установки. Це дозволяє уникнути втрат ефективності, пов'язаних з проміжними етапами теплообміну.

В абсорбційній холодильній машині процеси конденсації, випаровування та абсорбції поліпшені за рахунок використання ежектора замість регулюючого вентиля, що в кінцевому підсумку призводить до підвищення ККД.

Таким чином, у результаті проведеного дослідження пропонується розширений підхід: не лише оптимізація окремих елементів, а й інтеграція допоміжних термодинамічних циклів у загальну архітектуру холодильної системи.

### Література

1. Заявка на винахід № а202504410 «Гібридна абсорбційно-компресійна холодильна система з використанням  $\text{CO}_2$  і пропану» / В.В. Трандафілов, М.Г. Хмельнюк. – Подана 2025. – Укрпатент.

## INTEGRATED TRIGENERATION FOR COMBINED COOLING, HEAT AND POWER

**Radchenko Andrii<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor

E-mail: andrad1978@gmail.com

**Forduy Serhiy<sup>1</sup>**, Ph.D.

**Zubarev Anatolii<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor

**Pavlenko Anatolii<sup>2</sup>**, D.E.Sc, Professor

**Radchenko Mykola<sup>1</sup>**, D.E.Sc, Professor

*<sup>1</sup>Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Mykolayiv, Ukraine*

*<sup>2</sup>Kielce University of Technology,  
Kielce, Poland*

**Introduction.** The integrated energy plants (IEP) for combined refrigeration, heat and power supply (trigeneration) have growing application [1, 2]. The reciprocating gas fueled engines are used as prime engines [3, 4]. A widespread application of gas engines in IEP for combined supply of electricity, heat and refrigeration is due to well matching current duties [5, 6]. The gas engines are manufactured as cogeneration engine modules equipped with heat exchangers for producing hot water or steam by using the heat of exhaust gas, intake air and charged gas-air mixture of engines, engine jacket and lubricant oil cooling water.

With rise in intake air temperature the efficiency of gas engines and IEP reduces: electricity decreases and specific fuel consumption increases [7–10]. Therefore, the heat released from the engine and converted into refrigeration can be used for cooling engine cyclic air [11, 12].

The most widespread absorption lithium-bromide chillers (ACh) of a simple cycle enable to provide cooling air to the

temperature of about 15°C with a high coefficient of performance: COP of 0.7 to 0.8 [13, 14]. The most simple in design and cheap are jet devices: thermopressors [15, 16] and refrigerant ejector chillers (ECh) [17, 18]. The ECh are able to provide cooling air to the temperature of 10°C and lower but with less COP of 0.2 to 0.35 [19, 20] that requires enlarged heat and application of high efficient air coolers [21, 22].

The analysis of the IEP efficiency reveals the presence of large heat losses caused by discrepancy of temperature conditions for efficient performance of ACh and gas engine. So, issuing from the condition of engine maintenance at the appropriate thermal rate that provides its reliable operation, the temperature of a return hot water as a coolant entering the engine cogeneration system from ACh, is limited to design value of 70°C [3–5]. If it is exceeded, a surplus heat of return hot water is rejected to atmosphere.

The excessive heat of return hot water rejected to atmosphere in conventional practice of IEP operation can be converted into refrigeration by combined absorption-ejector chillers (AECh) [19, 20, 23]. With this the efficiency of IEP should be estimated by modified criteria [24, 25].

The purpose of the work is increasing the efficiency of conversing the gas engine exhaust heat into refrigeration to match the performance of absorption chiller and gas engine.

**Methodology.** The problem of increasing the efficiency of conversing the gas engine recoverable heat into refrigeration is solved for a IEP for combined energy supply of factory “Sandora”–“PepsiCo Ukraine” (Nikolaev, Ukraine). The trigeneration plant, equipped with two cogeneration Jenbacher gas engines JMS 420 GS-N.LC (electric power  $N_e = 1400$  kW, heat power  $N_h = 1500$  kW) and a single-stage ACh.

The ACh recovers the heat of engine jacket and lubricant oil cooling water, high temperature charged gas-air mixture and

engine exhaust gas to produce a chilled water for technology process cooling and conditioning of air in engine room.

The scheme of the existing system of converting a gas engine recoverable heat into refrigeration by ACh is presented in Fig. 1.

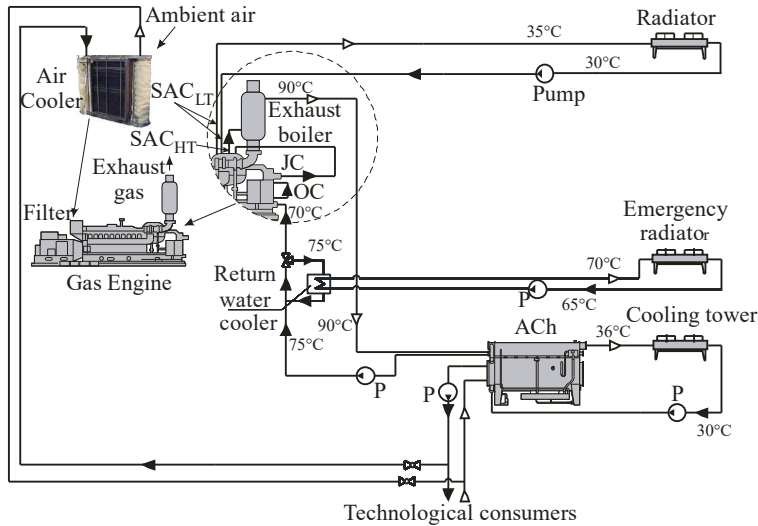


Fig. 1. The scheme of the existing system of converting gas engine recoverable heat into refrigeration by ACh: OC – oil cooler; JC – jacket cooler; SAC<sub>LT</sub> and SAC<sub>HT</sub> – low- and high-temperature scavenger air coolers (of charged gas-air mixture)

According to the conventional scheme in Fig. 1 the temperature of return hot water from ACh  $t_r$  is about 75 to 80 °C, i.e. above its design value of  $t_{r,sp} = 70$  °C at the inlet of heat exchangers of cogeneration engine module, providing appropriate engine thermal rate. Therefore, a part of return water is cooled in a return water cooler (RWC) with rejecting excessive heat by emergency radiator into the atmosphere.

Return of excessive heat to a single-stage absorption chiller is impossible because of its temperature  $t_r = 75...80$  °C lowered

than design temperature of the supply hot water for a single-stage absorption chiller:  $t_{h.sp} = 90...95\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Fall of the supply hot water temperature would cause dropping the efficiency of transforming a gas engine recoverable heat into a refrigeration in a single-stage absorption chiller – decrease in coefficient of performance (COP) from nominal (design) value of about 0.7 to 0.5 and lower.

In order to estimate a magnitude of excessive heat rejected to the atmosphere and to reveal the reserves for its reduction through returning the heat exhausted to the exhaust heat recovery cycle to produce the additional refrigeration, the analyses of the data on hot water temperatures  $t_{w5}$ , received during monitoring of IEP parameters, have been made.

The temperatures of supply hot water  $t_{w1}$  to ACh from cogeneration engine module, of return hot water after ACh  $t_{w4}$  (before return water cooler RWC for rejecting excess heat by emergency radiator to the atmosphere) and of return hot water, cooled by rejecting excessive heat to the atmosphere (after RWC), i.e. hot coolant at the inlet of gas engine module  $t_{w5}$  are given in Fig. 2.

Temperature difference of supply hot water to ACh and return hot water after it, i.e. temperature drop of hot water in the ACh,

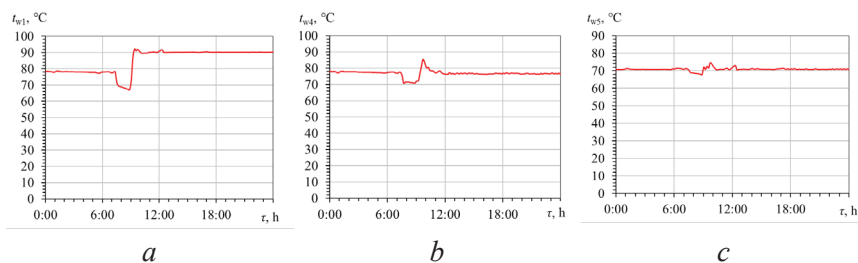


Fig. 2. Temperatures of supply hot water  $t_{w1}$  to ACh (a), return hot water after ACh  $t_{w4}$  (b) and cooled return hot water at the inlet of gas engine  $t_{w5}$  (c)

$t_{w1} - t_{w4}$ , and temperature difference of return hot water from ACh and cooled return hot water at the inlet of gas engine, i.e. temperature drop of return hot water due to rejecting excessive heat to the atmosphere,  $t_{w4} - t_{w5}$ , are given in Fig. 3.

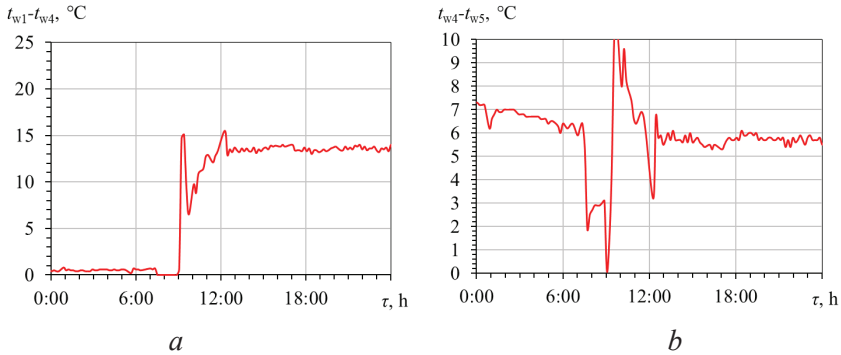


Fig. 3. Temperature drops of hot water in ACh  $t_{w1} - t_{w4}$  (a) and of return hot water due to rejecting excessive heat to the atmosphere  $t_{w4} - t_{w5}$  (b)

As Fig. 3 shows, that temperature drops of hot water in the absorption chiller,  $t_{w1} - t_{w4}$ , are closed to their design value of 15 °C. Meanwhile, the temperature drops of return hot water caused by rejecting excess heat to the atmosphere are rather essential:  $t_{w4} - t_{w5} \approx 5$  °C, that testifies to considerable heat wasted.

**Results.** The results of calculations of the heat  $Q_w$  rejected to the atmosphere were compared with heat  $Q_{hA}$  used by ACh (Fig. 4).

The share of heat rejected to the atmosphere  $Q_w$  caused by necessity to maintain the temperature of cooled return hot water (hot coolant for gas engine) at the input of gas engine module at the rate of 70 °C, is about 40 % of heat consumed by ACh and actually third of cogeneration engine module thermal capacity 1400 kW.

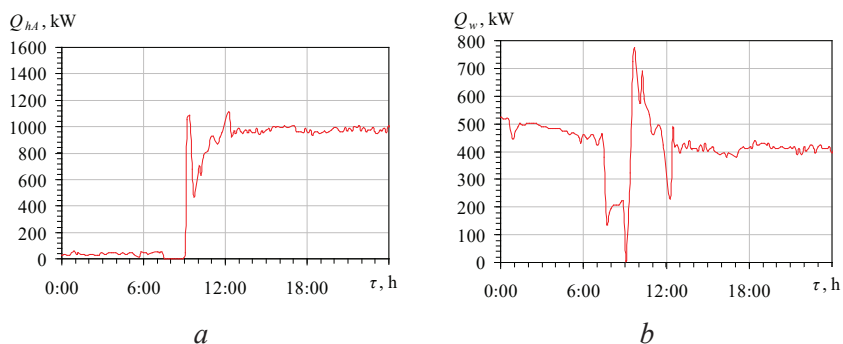


Fig. 4. Values of heat used by absorption chiller  $Q_{hA}$  (a) and heat rejected to the atmosphere  $Q_w$  (b)

The heat recovery system with using the excessive heat (normally rejected to the atmosphere) in ejector chiller (ECh) to produce addition cold for gas engine cyclic air cooling was developed and its efficiency was estimated based on the monitoring data.

It is possible to avoid heat losses inherent in the typical heat recovery system by increasing a temperature rate of excessive heat (normally rejected to the atmosphere) up to design value of 90...95 °C to be used as activation heat source for ACh. A gas boiler, normally available at any factory as booster boiler, can be applied to heat up the return hot water. So, an additional return hot water circulating contour with booster gas boiler might be integrated into the existing heat recovery system (Fig. 5).

Actual refrigeration capacities of ACh using the currently available heat excluding heat losses caused by rejecting excessive heat to the atmosphere (without heating up the return hot water)  $Q_{0A}$  and additional refrigeration capacities  $Q_{0w}$  due to recovering excessive heat boosted by gas boiler  $Q_w$  are given in Fig. 6.

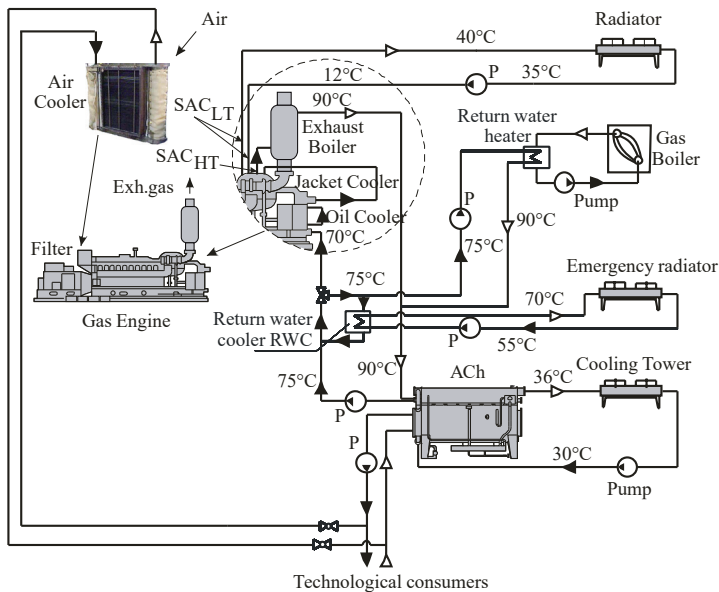


Fig. 5. The scheme of modified system of transforming gas engine recoverable heat into refrigeration by absorption chiller: SACLТ and SACHТ – low- and high-temperature scavenge air coolers of charged gas-air mixture

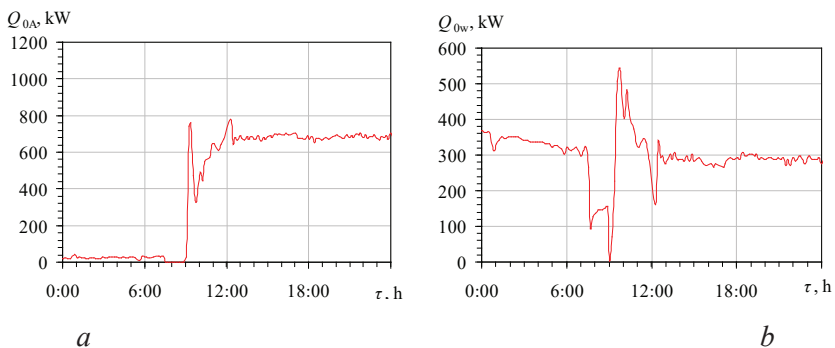


Fig. 6. Refrigeration capacities of ACh without boosting excessive heat  $Q_{0A}$  (a) and additional refrigeration capacities  $Q_{0w}$  due to recovering excessive heat  $Q_w$  (b)

As one can see, due to recovering excessive heat  $Q_w$ , normally rejected to the atmosphere, it is possible to maximize the recovery of the available thermal energy and to increase refrigeration capacity of the actual trigeneration plant by  $Q_{0w} = 300 \text{ kW}$ , picking it by about 50 % up to design refrigeration capacity of a trigeneration Jenbacher gas engine module JMS 420 GS-N. LC:  $Q_{0A} + Q_{0w} = 1000 \text{ kW}$ .

First of all it should be noted, that the approach to transform the gas engine exhaust heat into refrigeration by ACh of a simple cycle through increasing a temperature rate of excessive heat of return hot water (excessive heat normally rejected to the atmosphere) up to desirable value (Fig. 5) is the most efficient for multi engines IEP with at least two ACh. In this case the addition heat is used for boosting the heat feeding to the second ACh thereby increasing the refrigeration capacity and the flexibility of the trigeneration plant operation in the whole. The increased refrigeration capacity can be used for gas engine cyclic air cooling to enlarge the engine power output and electricity production as a result, accompanied by reduction of specific fuel consumption.

The simplest in implementation and most expedient solution to recover the relatively low-temperature heat of return hot water from ACh of the rate of  $75...80^\circ\text{C}$  is the application of ejector chiller (ECh) as a low temperature stage of two-stage absorption-ejector chiller (AECh) with ACh as a high temperature stage [34, 35].

The additional refrigeration capacity, gained due to deep recovering the heat exhausted from the engine, is used for engine cyclic air cooling: intake air at the suction of turbocharger in two-stage air cooler with boiling refrigerant of ECh in the low temperature stage and chilled water from ACh in the high temperature stage of air cooler and scavenge air-gas mixture cooling through using chilled water from ACh for subcooling the scavenge air cooling water, precooled in radiator by ambient air, in booster cooler after radiator (Fig. 7).

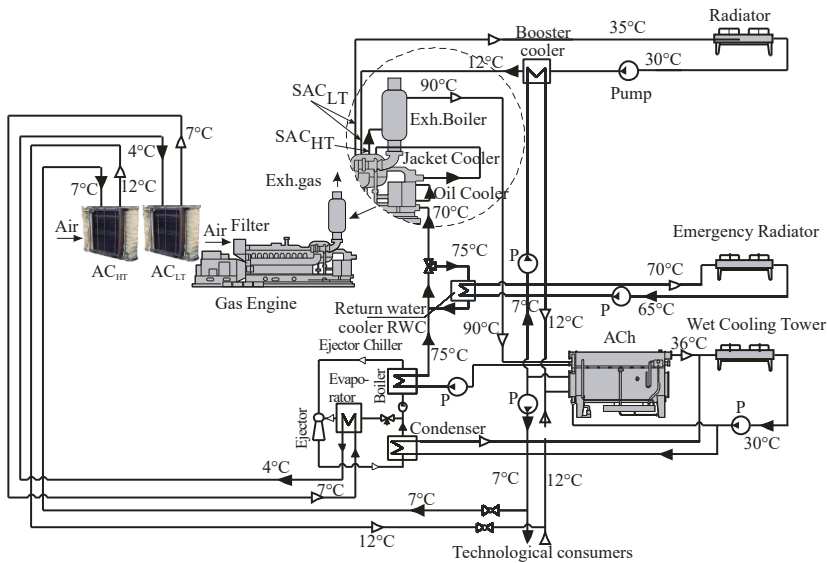


Fig. 7. The scheme of innovative system of deep transforming the gas engine exhaust heat by combined AECh: SAC<sub>LT</sub> and SAC<sub>HT</sub> – low- and high-temperature scavenge air coolers of charged gas-air mixture; AC<sub>LT</sub> and AC<sub>HT</sub> – low- and high-temperature air coolers of engine intake air

Such engine in-cycle trigeneration provides enhancing engine fuel efficiency [5] and prolong the time of efficient operation of trigeneration plant since cooling demands for technological needs have, as a rule, periodic character.

**Conclusions.** The analysis of converting the exhaust heat from gas engine of IEP into refrigeration by ACh, based on monitoring data, has revealed the considerable heat losses of about 40 % of ACh heat consumption and actually third of cogeneration engine module thermal capacity 1400 kW, caused by conflicting requirements of temperature conditions for effective performance of ACh and gas engine. So, issuing from the condition of engine maintenance at the appropriate thermal rate that provides its reliable operation, the temperature of a return hot water (as hot

coolant for gas engine) entering the engine cogeneration system from ACh, is limited to the value of 70°C. If it is exceeded, a surplus heat of return hot water is rejected to atmosphere.

The approach to transform the gas engine exhaust heat into refrigeration by ACh of a simple cycle through increasing a temperature rate of excessive heat of return hot water (excessive heat normally rejected to the atmosphere) up to desirable value is discussed as the most efficient for multi engines IEP with at least two ACh. With this the addition heat is used for boosting the heat feeding to the second ACh thereby increasing the refrigeration capacity and the flexibility of the trigeneration plant operation in the whole.

The innovative heat recovery system with using the excessive heat (normally rejected to the atmosphere) in ejector chiller (ECh) to produce addition refrigeration capacity for gas engine cyclic air cooling was proposed as the simplest regarding to the implementation and the most expedient solution to recover the relatively low-temperature heat of return hot water from ACh of the rate within 75 to 80°C.

Two-stage absorption-ejector chiller (AECh) with ejector chiller (ECh) as a low temperature stage and ACh as a high temperature stage is proposed to utilize the advantages of each chiller.

Two-stage gas engine intake air cooling system with boiling refrigerant of ECh in the low temperature stage and chilled water from ACh in the high temperature stage of air cooler.

Therefore it is reasonable to apply ECh as a low temperature stage and ACh as a high temperature stage of two-stage absorption-ejector chiller (AECh). A combined AECh is able to provide engine cyclic air deep cooling and enhance engine fuel efficiency.

Such in-cycle trigeneration provides engine cyclic air deep cooling leads to enhancing engine fuel efficiency and prolonging the time of efficient operation of trigeneration plant, since cooling demands for technological needs have, as a rule, periodic character.

## References

1. Cogeneration & Trigenation – How to produce energy efficiently. A practical guide for experts in emerging and developing economies. Zellner, S., Burgtorf, J., Kraft-Schäfer, D. (eds.) Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH, 2016, 144 p.
2. Gluesenkamp, K., Hwang, Y., Radermacher, R.: High efficiency micro trigeneration systems. Applied Thermal Engineering, Vol. 50, 2013, 6 p.
3. CIMAC position paper gas engine aftertreatment systems by CIMAC WG 17, Gas Engines, May 2017. [https://www.cimac.com/cms/upload/Publication\\_Press/WG\\_Publications/CIMAC\\_WG17\\_2017\\_Aug\\_Position\\_Paper\\_Gas\\_Engine\\_Aftertreatment\\_Systems.pdf](https://www.cimac.com/cms/upload/Publication_Press/WG_Publications/CIMAC_WG17_2017_Aug_Position_Paper_Gas_Engine_Aftertreatment_Systems.pdf).
4. Jenbacher: [http://www.intma.ru/energetica/power\\_stations/thermal\\_ps\\_trigeneration\\_ru.html](http://www.intma.ru/energetica/power_stations/thermal_ps_trigeneration_ru.html).
5. 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.
6. Elsenbruch, T.: Jenbacher gas engines a variety of efficient applications. București, October 28, 2010, 73 p.
7. Jenbacher: <https://www.jenbacher.com/en/gas-engines/type-4-J420-1500kW-Gas-Engine-Products>
8. Jenbacher: <https://www.jenbacher.com> ...
9. Radchenko, A., Mikielwicz, D., Forduy, S., Radchenko, M., Zubarev, A.: Monitoring the fuel efficiency of gas engine in integrated energy system. In: Nechyporuk M. et al. (eds.) ICTM 2019, AISC, Springer, Cham, Vol. 1113, 2020, 361–370. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5\\_31](https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_31)
10. Forduy, S., Radchenko, A., Kuczynski, W., Zubarev, A., Konovalov, D.: Enhancing the fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by chilling cyclic air. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's ICAMP. InterPartner-2019. LNME, Springer, Cham, 2020, 500–509.

11. Trushliakov, E., Radchenko, A., Forduy, S., Zubarev, A., Hrych, A.: Increasing the operation efficiency of air conditioning system for integrated power plant on the base of its monitoring. In: Nechyporuk M. et al. (eds.). (ICTM 2019). AISC (2020), Springer, Cham, Vol. 1113, 2020, 351–360. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5\\_31](https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_31)

12. Radchenko, A., Scurtu, I-C., Radchenko, M., Forduy, S., Zubarev, A.: Monitoring the efficiency of cooling air at the inlet of gas engine in integrated energy system. *Thermal Science 2020 Thermal Science*. 26(1), Part A (2022) 185–194, <https://doi.org/10.2298/TSCI200711344R>

13. Radchenko A., Mikielewicz D., Radchenko M., Forduy S., Rizun O., Khaldobin V. Innovative combined in-cycle trigeneration technologies for food industries, in V International Scientific and Technical Conference Modern Power Systems and Units (MPSU 2021), E3S Web of Conferences. 323, 2021, 00029. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202132300029>.

14. Radchenko, A., Stachel, A., Forduy, S., Portnoi, B., Rizun, O. Analysis of the efficiency of engine inlet air chilling unit with cooling towers. In: Ivanov V. et al. (eds). *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer, Cham, 2020, 2, pp. 322–331. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5\\_31](https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_31)

15. Yang Z., Konovalov D., Radchenko M., Radchenko M., Kobalava H., Radchenko A., Kornienko V. Analyzing the efficiency of thermopressor application for combustion engine cyclic air cooling, *Energies*. 15 (2022) 2250. <https://doi.org/10.3390/en15062250>.

16. Yu, Z., Løvås, T., Konovalov, D., Trushliakov, E., Radchenko, M., Kobalava, H., Radchenko, R., Radchenko, A.: Investigation of thermopressor with incomplete evaporation for gas turbine intercooling systems. *Energies* 2023, 16, 20. <https://doi.org/10.3390/en16010020>

17. Butrymowicz, D., Gagan, J., Śmierciew, K., Łukaszuk, M., Dudar, A., Pawluczuk, A., Łapiński, A., Kuryłowicz, A.:

Investigations of prototype ejection refrigeration system driven by low grade heat. HTRSE-2018, E3S Web of Conferences 2018, Vol. 70, 7 p.

18. Smierciew, K., Gagan, J., Butrymowicz, D., Karwacki, J.: Experimental investigations of solar driven ejector air-conditioning system. *Energy and Buildings*, vol.80, 2014, pp. 260–267.

19. Radchenko, A., Radchenko, M., Koshlak, H., Radchenko, R., Forduy, S.: Enhancing the efficiency of integrated energy system by redistribution of heat based of monitoring data. *Energies* 2022, 15, 8774. <https://doi.org/10.3390/en15228774>

20. Radchenko A., Radchenko M., Mikielawicz D., Pavlenko A., Radchenko R., Forduy S.: Energy saving in trigeneration plant for food industries, *Energies*. 15 (2022) 1163, <https://doi.org/10.3390/en15031163>.

21. Radchenko, A., Forduy, S., Korobko, V., Zhykharieva, N., Hrych, A., Khaldobin, V., Sichko, V.: Gas Engine Inlet Air Conditioning by Heat Recovery with Recirculation of Refrigerant in Air Cooler. *Lecture Notes in Networks and Systems*, 2025, 1474 LNNS, pp. 239–251. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-94852-7\\_20](https://doi.org/10.1007/978-3-031-94852-7_20)

22. Radchenko, A., Forduy, S., Korobko, V., Zhykharieva, N., Hrych, A., Khaldobin, V., Sichko, V.: Thermophysical Features of Transforming Gas Engine Heat for Conditioning Inlet Air. *Lecture Notes in Networks and Systems*, 2025, 1474 LNNS, pp. 397–408. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-94852-7\\_33](https://doi.org/10.1007/978-3-031-94852-7_33)

23. Radchenko, R., Radchenko, N., Tsoy, A., Forduy, S., Zybaryev, A., Kalinichenko, I.: Utilizing the heat of gas module by an absorption lithium-bromide chiller with an ejector booster stage. *AIP Conference Proceedings*, Vol. 2285, 2020, no. 030084.

24. Radchenko M., Radchenko M., Mikielawicz D., Radchenko D., Andreev A. A novel degree-hour method for rational design loading, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A: Journal of Power and Energy*. (2022), <https://doi.org/10.1177/09576509221135659>.

## POTENTIAL OF SHIP ENGINE INTAKE AIR COOLING AND ITS REALIZATION ON THE ROUTE

**Radchenko Roman<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor  
E-mail: ronirad19@gmail.com

**Andreev Andrii<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor

**Wen Huabing<sup>2</sup>**, Ph.D.

**Serogin Sergii<sup>1</sup>**, Ph.D.

*<sup>1</sup>Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Mykolayiv, Ukraine*

*<sup>2</sup>School of Naval Architecture & Intelligent Manufacturing,  
Nanjing, China*

**Introduction.** A fuel efficiency of ship engines is increased when intake air is lowered [1–3]. This might be performed by cooling air in the chillers which transform a heat of engine exhaust gas and scavenge air to refrigeration [4–8]. The absorption chillers of lithium-bromide type (ACh) have a high efficiency with coefficient of performance (COP) of about 0.7 [8]. But they are complicated and need a special room. The simplest jet thermopressor coolers are not able to provide deep cooling of scavenge air because they require a high temperature difference between air and a highly dispersed water droplets sprayed into accelerated air flow to conduct instantaneous its evaporation with minimum pressure drop of air [7]. The ejector chillers (ECh) include heat exchangers which can be placed on the board side and transverse bulkheads in engine room. Meanwhile their efficiency is less than LBCh:  $COP = 0.2 - 0.3$  depending on the temperatures of heat source, boiling and condensing refrigerant [9–12]. Their application needs enlarged heat which might be satisfied by additional heat sources (hot jacket cooling water as an example) or deep utilization of exhaust gas down to lower

temperatures of about 110–130 °C [11, 12]. The application of ACh with an ejector booster stage would enable to solve the problem [8, 13].

The effect gained due to cooling depends on intake air temperature drop and the time of engine operation at decreased intake air temperature. Thus, as a primary criterion the cooling degree hour (CDH) number is used to estimate the fuel efficiency of engine due to intake air cooling over the ship routes [14]. With this the engine intake air cooling potential, depended on ambient air temperature, is limited by its value available according to engine heat removed and the efficiency of its converting to refrigeration, id est. COP of the chiller applied and a cooling deepness. Therefore it should be determined by comparing both needed and available values of CDH.

Most of criteria of engine intake air cooling (EIAC) efficiency are proceeding from the approach to cover the maximum current and annual summarized values of thermal loads and effect gained, that leads to EIAC system oversizing.

The **purpose** of this work is to evaluate the potential of cooling intake air of ship main diesel engines and its realization in developed system with ejector chiller transforming the engine exhaust heat at the real climatic conditions on the ship route.

**Methods.** The effect due to cooling depends on the suction air temperature drop  $\Delta t_a$  and a time  $\tau$  of engine operation at decreased intake air temperature  $t_{a2}$ . Therefore CDH number is applied as a primary criterion to evaluate the fuel efficiency of marine engine with cooling sucked air along the ship routes:

$$\sum \text{CDH} = \sum (\Delta t_a \cdot \tau), \quad (1)$$

where  $\Delta t_a = t_{a.in} - t_{a2}$  – decrease of engine suction air temperature;  $t_{a.in}$  and  $t_{a2}$  – air temperature at the air cooler inlet and outlet accordingly;

$\tau$  – duration of engine operation at corresponding air temperature depression  $\Delta t_a$ ;

$CDH = \Delta t_a \cdot \tau$  – actual cooling degree hours.

The actual current value of  $CDH = \Delta t_a \cdot \tau$ , id est. for  $\tau = 1$  h, coincides with the value of actual air temperature decrease due to cooling:  $CDH = \Delta t_a$ .

The engine fuel saving  $\Sigma B$  along the ship routes is calculated by summation as:

$$\Sigma B = \Sigma[(\Delta t_a \cdot \tau) (\Delta b_e / \Delta t_a) \cdot P_e] \text{ or } \Sigma B = \Sigma CDH (\Delta b_e / \Delta t_a) \cdot P_e, \quad (2)$$

where  $b_e$  – a specific fuel consumption (for engine power of 1 kW), g/kWh;

$\Delta b_e / \Delta t_a$  – specific fuel reduction due to sucked air temperature depression by 1 °C [1–3]);

$P_e$  – engine power, kW.

As an example a diesel engine 6S60MC6.1-TI is considered as the main ship engine: nominal power  $P_n = 12.24$  MW and continuous service power  $P_s = 10$  MW; sucked air flow rate  $G_a = 23$  kg/s [1, 2].

A cooling capacity  $Q_0$ , when cooling air of flow rate  $G_a$ :

$$Q_0 = c_a \xi \cdot \Delta t_a \cdot G_a, \quad (3)$$

where  $\xi$  – specific heat ratio calculated as the ratio of overall latent and sensible heat released from the air to the sensible heat;

$c_a$  – humid air specific heat, kJ/(kg · K).

The air temperature in the ship engine room  $t_{ER}$  while sailing in warm period is higher the temperature of ambient air  $t_{amb}$  by 10 °C [1, 2]. So, if the engine turbocharger sucks the air from engine room the air temperature at the cooler inlet is  $t_{a.in} = t_{amb} + 10$  °C. But if the ambient air is sucked through

a special air duct, the ambient air temperature is increased only by about  $5^{\circ}\text{C}$  due to heat transfer from engine room to the sucked ambient air and its temperature at the cooler inlet is  $t_{a.in} = t_{amb} + 5^{\circ}\text{C}$  and a thermal load on EIAC system is less than in the first case.

Due to reduced values of temperature drop required for cooling air to  $15^{\circ}\text{C}$  in the case of ambient air sucked through the air duct with a temperature increased by  $5^{\circ}\text{C}$  in contrast to the air sucked from engine room with a temperature increased by  $10^{\circ}\text{C}$  the required cooling capacities  $Q_{0.15}$  for cooling engine sucked air to  $15^{\circ}\text{C}$  are reduced too.

The minimum temperature of air cooled  $t_{a2}$  depends on the boiling refrigerant temperature  $t_0$  and is accepted as  $t_{a2} = t_0 + 8 = 15^{\circ}\text{C}$ , where  $t_0 = 7^{\circ}\text{C}$  and temperature difference at the air cooler outlet  $8^{\circ}\text{C}$ .

A real cooling capacity of ECh  $Q_0$  is calculated proceeding from the actual value of the heat released from the exhaust gas  $Q_h$  as

$$Q_0 = \text{COP } Q_h, \quad (4)$$

with

$$Q_h = c_{exh} \Delta t_{exh} \cdot G_{exh} \quad (5)$$

and exhaust gas parameters:  $c_{exh}$  – specific heat;  $\Delta t_{exh}$  – temperature drop and  $G_{exh}$  – exhaust gas flow rate, kg/s.

The authors developed the original method of EIAC system rational designing focused to define a design thermal load (cooling capacity) through comparing both actual values of CDH (for  $\tau = 1$  h) needed for cooling sucked air to a target cooled air temperature  $t_{a2}$  (1), on one hand, and available actual CDH number proceeding from the exhaust heat converted to cooling capacity with a definite COP according to the chiller applied, calculated as

$$\text{CDH} = Q_0 / c_a \xi \cdot G_a, \quad (6)$$

where actual value of CDH =  $\Delta t_a$  for  $\tau = 1$  h.

Thus, basing on the actual values of CDH and sucked air temperature drop  $\Delta t_a$  accordingly (6) the actual fuel reduction due to sucked air cooling is calculated:

$$B = \Delta t_a (\Delta b_e / \Delta t_a) \cdot P_e \text{ or } B = \text{CDH} (\Delta b_e / \Delta t_a) \cdot P_e. \quad (7)$$

The engine fuel saving  $\sum B$  along the ship routes according to available actual values of CDH and corresponding temperature drop  $\Delta t_a$  is calculated by summation according to (2).

Proceeding from the results of comparing both values of CDH number needed for cooling sucked air and real CDH number proceeding from the exhaust gas heat and corresponding engine fuel saving  $\sum B$  along the ship routes accordingly, the conclusion concerning the required heat sources from the engine can be made.

**Results of investigation.** A scheme of diesel engine (DE) sucked air cooling system has been developed (Fig. 1).

The route Odesa-Yokogama (1.07...27.07.2019) is considered. The values of temperature  $t_{amb}$  and relative humidity  $\phi_{amb}$  of ambient air along the route are taken each 3 hours based on the meteorological data (Fig. 2).

Changes in temperatures  $t_{a.in}$  of air at the inlet of air cooler at the engine turbocharger, current values of temperature drop  $\Delta t_a$  in ECh transforming the heat of exhaust gas and its potential values  $\Delta t_{a15}$  when cooling to 15°C in response to ambient air temperatures  $t_{amb}$  along the route for both cases of sucked air feeding to the air cooler: from engine room and through air duct are presented in Fig. 3.

Current values of air temperature drop  $\Delta t_a$  due to cooling in ECh, using the heat  $Q_h$  of exhaust gas and potential temperature drop  $\Delta t_{a15}$  from the temperature in engine room  $t_{a.in}$  to a target air temperature 15°C as  $\Delta t_{a15} = t_{a.in} - 15^\circ\text{C}$ , corresponding actual CDH and required  $\text{CDH}_{15}$ , as well as the values of real reduction of engine specific fuel consumption  $\Delta b_e$  according to CDH and  $\Delta t_a$ , transformed from the heat  $Q_h$  of engine exhaust gas, and potential reduction of specific fuel consumption  $\Delta b_{e15}$  that would

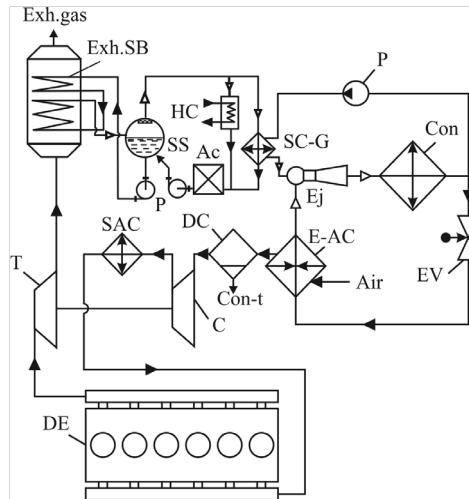


Fig. 1. A scheme of EIAC system with ECh transforming the exhaust gas heat: T and C – turbine and compressor of engine turbocharger; Exh.SB – exhaust steam boiler; SC-G – steam condenser- generator of ECh; SAC – compressed scavenge air cooler; E-AC – evaporator of refrigerant-air cooler; Con – condenser; Ej – ejector; EV – expansion (throttling) valve; P – pump; DC – droplet catcher; Con-t – water condensate; HC – heat consumer, Ac – feed water accumulator; SS – separator of steam

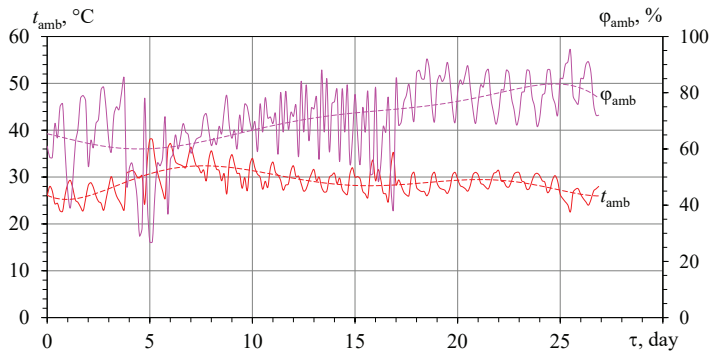


Fig. 2. Changes in temperature  $t_{amb}$  and relative humidity  $\varphi_{amb}$  of ambient air along the route Odesa-Yokogama (1.07...27.07.2019)

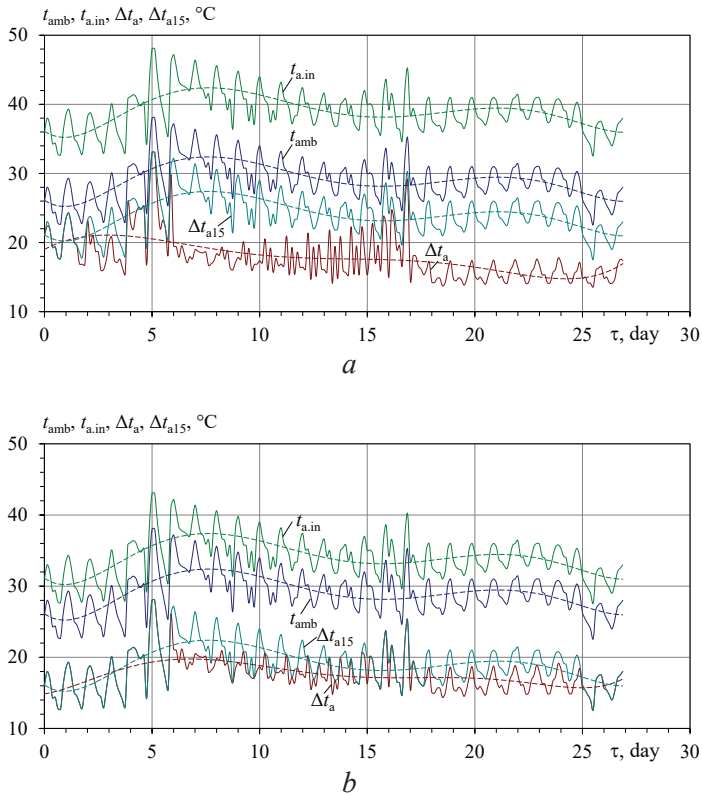


Figure 3. Changes in temperatures  $t_{a.in}$  of air at the inlet of air cooler, real values of temperature drop  $\Delta t_a$  in ECh and its potential values  $\Delta t_{a15}$  when cooling to 15°C in response to ambient air temperatures  $t_{amb}$  along the route:  $a$  – air sucked from engine room,  $t_{a.in} = t_{amb} + 10^\circ\text{C}$ ;  $b$  – ambient air sucked through air duct,  $t_{a.in} = t_{amb} + 5^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_{a15} = t_{a.in} - 15^\circ\text{C}$

be possible due to cooling sucked air to 15°C for both cases of sucked air feeding to the air cooler at the suction of engine turbocharger are presented in Fig. 4 and 5. It should be noted, that current CDH number per 1 hour coincides with actual air temperature drop  $\Delta t_a$ .

The corresponding summary real reduction of fuel consumption  $\Sigma B_f$  (according to real  $\Delta t_a$  due to exhaust heat  $Q_h$ ), and potential summary reduction of fuel consumption  $\Sigma B_{f15}$ , that would be possible due to cooling sucked air to 15°C, as well as corresponding actual CDH and summary  $\Sigma CDH$ , potential current  $CDH_{15}$  and summary  $\Sigma CDH_{15}$  numbers if sucked air cooling to 15°C are plotted too.

With this the specific fuel consumption reductions  $\Delta b_e$  and  $\Delta b_{e15}$  as well as their summary absolute values of fuel saving  $\Sigma B_e$  and  $\Sigma B_{e15}$  on the route were calculated by program “mandieselturbo” [3]. As Fig. 4 shows, the actual values of air temperature reduction due to cooling in ECh, using the exhaust heat  $Q_h$ , are varying within  $\Delta t_a = 10...15^\circ\text{C}$ , whereas potential possible temperature drops  $\Delta t_{a15}$  from inlet air temperature  $t_{a.in}$  to 15°C are considerable higher:  $\Delta t_{a15} = 25...30^\circ\text{C}$ .

As it is seen, the reduction in specific fuel consumption gained through sucked air cooling in ECh transforming exhaust gas heat only,  $\Delta b_e = 1.7...2.5 \text{ g/(kW}\cdot\text{h)}$  (Fig. 4), whereas the potential values  $\Delta b_{e15}$ , possible due to cooling sucked air to 15°C are considerable more  $\Delta b_{e15} = 2.5...3.5 \text{ g/(kW}\cdot\text{h)}$  for air sucked from engine room (Fig. 5,a) and not so exceeding when ambient air is sucked through air duct:  $\Delta b_{e15} = 2.0...3.0 \text{ g/(kW}\cdot\text{h)}$  (Fig. 5,b). As a result the summary fuel consumption reduction real  $\Sigma B_f \approx 14 \text{ t}$  and potential  $\Sigma B_{f15} \approx 19 \text{ t}$  for air sucked from engine room (Fig. 5,a) and  $\Sigma B_{f15} \approx 12 \text{ t}$  for ambient air sucked through air duct (Fig. 5,b).

The correlation between the reduction in specific fuel consumption  $\Delta b_e$  gained by sucked air cooling in ECh transforming exhaust gas heat and its potential value  $\Delta b_{e15}$  due to sucked air cooling to 15°C as well as their summary values  $\Sigma B_f$  and  $\Sigma B_{f15}$  and corresponding available specific cooling capacities of ECh  $q_0$  and required cooling capacities  $q_{0.15}$  for sucked air cooling to 15°C becomes evident from Fig. 6.

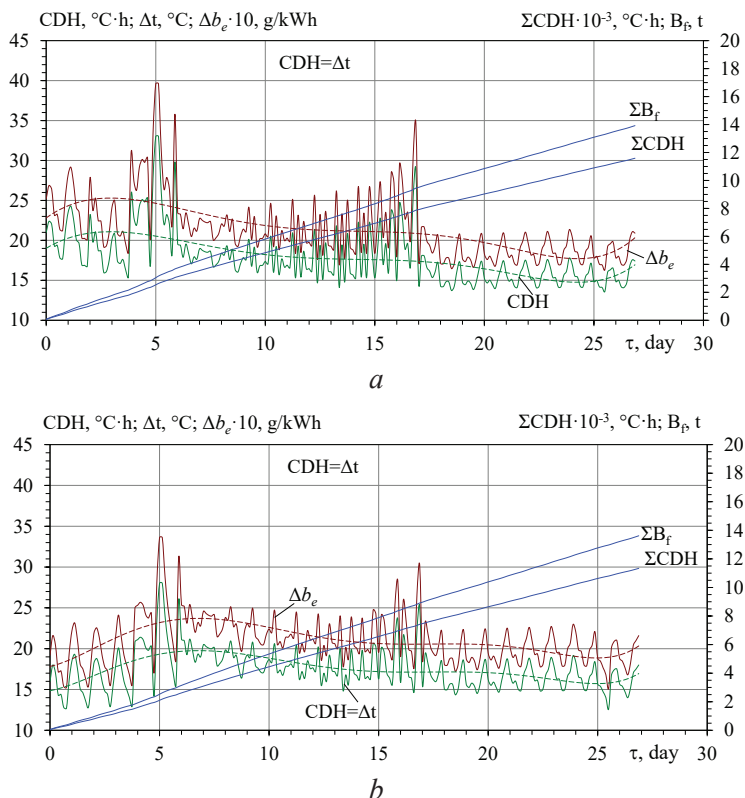


Fig. 4. Actual real values of CDH corresponding air temperature drop  $\Delta t_a$  in ECh and specific fuel consumption reduction  $\Delta b_e$  and real summary  $\Sigma CDH$  and fuel reduction  $\Sigma B_f$  gained when transforming the exhaust heat  $Q_h$  on the route:

$a$  – air sucked from engine room;  $b$  – ambient air sucked through air duct

As Fig. 6 shows, at practically the same summary reduction in specific fuel consumption gained by sucked air cooling in ECh transforming exhaust gas heat  $\Sigma B_f$  for cooling both air sucked from engine room and through air duct, the excess of potential summary fuel consumption reduction  $\Sigma B_{f15}$  due to cooling air sucked from engine room over its real available value  $\Sigma B_f$  (Fig. 6,a) is more higher than its value for ambient air sucked through air duct (Fig. 6,b).

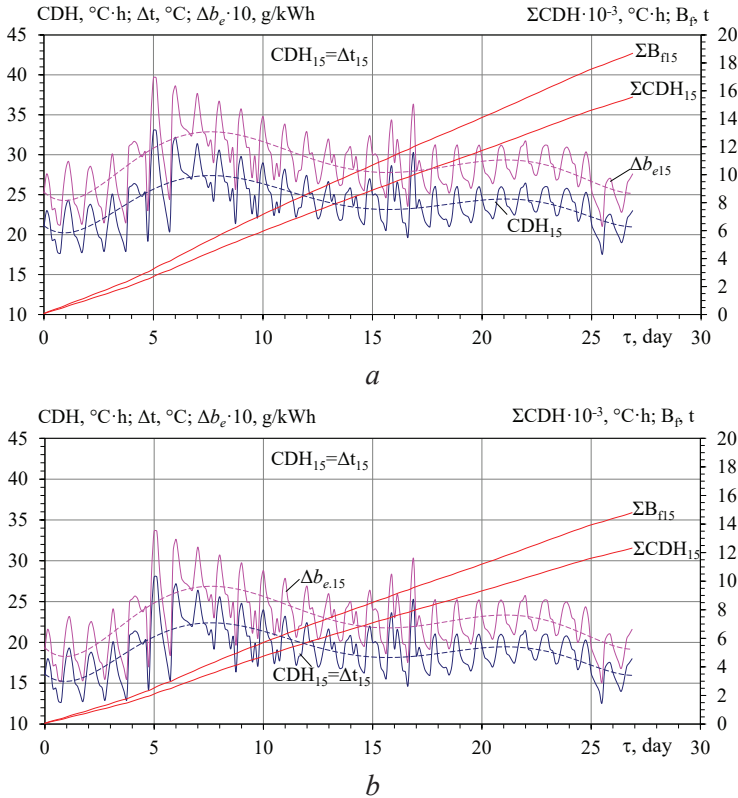


Fig. 5. Current  $CDH_{15}$  numbers corresponding to temperature drop  $\Delta t_{a15}$  when cooling air to 15°C and specific fuel consumption reduction  $\Delta b_{e15}$ , potential summary  $\Sigma CDH_{15}$  and corresponding summary fuel reduction  $\Sigma B_{f15}$  on the route:

$a$  – air sucked from engine room;  $b$  – ambient air sucked through air duct

This is proved by the lack (signed as deficit) of real current specific fuel consumption reduction  $\Delta b_{e,def}$  and summary total fuel reduction  $\Sigma B_{f,def}$ , calculated as excessive values of potential current and summary fuel reduction over the real available values  $\Delta b_e$  and  $\Sigma B_f$ , more higher for cooling air sucked from engine room (Fig. 7,a) than its value for ambient air sucked through air duct (Fig. 7,b). It is caused by reduced lack (deficit)  $q_{0,def}$  of available

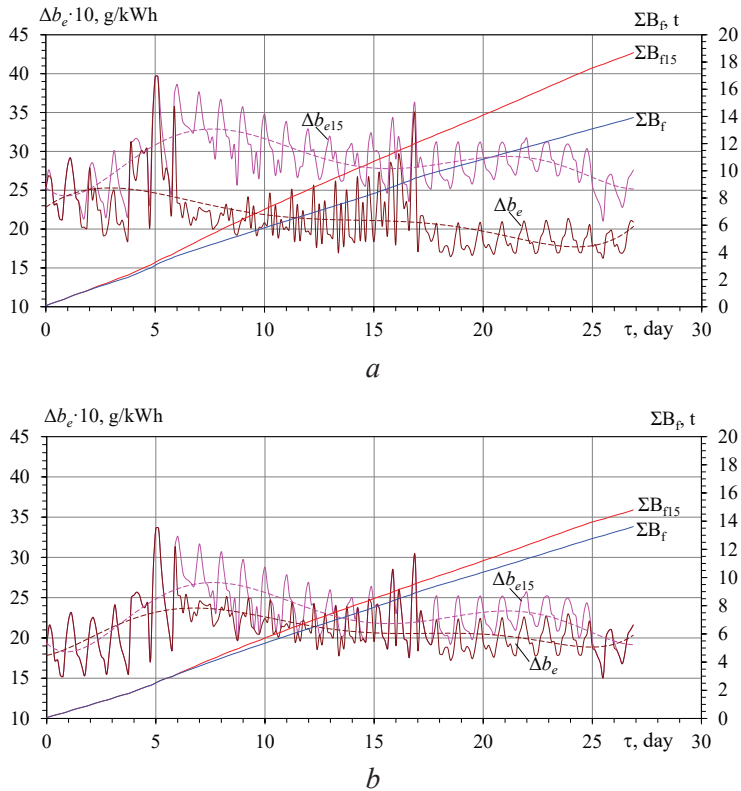


Fig. 6. Actual real values of specific fuel consumption  $\Delta b_e$  by sucked air cooling in ECh transforming exhaust gas heat and its potential value  $\Delta b_{e15}$  due to sucked air cooling to 15 °C, their summary values  $\Sigma B_f$  and  $\Sigma B_{15}$  and corresponding available specific cooling capacities of ECh  $q_0$  and required cooling capacities  $q_{0.15}$  for sucked air cooling to 15 °C on the route

cooling capacities of ECh according to the exhaust gas heat transformed compared to  $q_{0.15}$  needed for cooling air to 15 °C in the second case when air is sucked through air duct (Fig. 7,b).

Thus, the lack of real available current specific fuel consumption reduction  $\Delta b_{e,\text{def}}$  and summary total fuel reduction

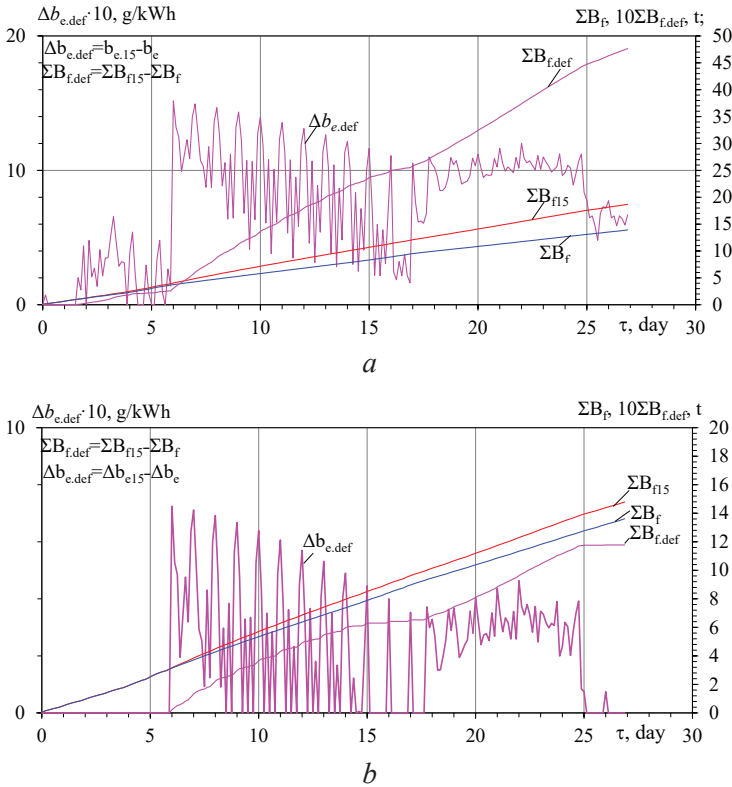


Fig. 7. Actual values of the lack (deficit) of real current specific fuel consumption reduction  $\Delta b_{e,def}$  and summary total fuel reduction  $\Sigma B_{f,def}$ , deficit  $q_{0,def}$  of available specific cooling capacities of ECh  $q_0$  compared to their values needed for cooling air to 15 °C:  $\Delta t_{a15} = t_{a,in} - 15$  °C;  
 $q_{0,def} = q_{0,15} - q_0$  ;  $\Delta b_{e,def} = \Delta b_{e,15} - \Delta b_e$  ;  $\Sigma B_{f,def} = \Sigma B_{f,15} - \Sigma B_f$

$\Sigma B_{f,def}$ , compared to their potential values  $\Delta b_{e,15}$  and  $\Sigma B_{f,15}$ , when cooling air sucked from engine room are more higher than their values for ambient air sucked through air duct. So as it is caused by the deficit of available cooling capacities  $q_{0,def}$  of ECh transforming the exhaust gas heat, the task of raising the available cooling capacities  $q_0$  can be solved by transforming

the addition heat sources, for instance the heat of scavenge air, or by applying the chiller with a higher COP. Thus, in the case of cooling ambient air, sucked through air duct, the application of ECh with  $COP = 0.35$  enables to cover current cooling needs  $Q_{0.15}$  for cooling air to  $15^{\circ}\text{C}$ . When the addition heat sources transformed by ECh are enough to cover actual cooling needs along the ship route a designed thermal load that excludes EIAC system overestimating has to be determined.

**Discussion.** In order to avoid the errors caused by variations of current effect in engine fuel reduction gained due to EIAC along the ship route and to simplify the calculation procedure the fluctuations of current values of fuel reduction are considered by their summation. Thereby the rate of summary fuel reduction over the route characterizes the rate of EIAC system loading id est. the efficiency of its application.

Due to such approach the rate of summary fuel reduction over the route characterizes the rate of EIAC system loading id est. the efficiency of its application. So, the task is to avoid the overestimation of EIAC system installed cooling capacity.

This method allows to reveal the peculiarities of defying the thermal loads of EIAC systems, characterized by increased fluctuations in current values of fuel reduction. With this the summary  $\Sigma CDH_{15}$  for sucked air cooling along the route is applied as a primary criterion for further calculation of fuel saving.

Firstly, the optimum design cooling capacity that provides the maximum rate of the summary  $\Sigma CDH_{15}$  number increment for the route has been determined. With this the ratio  $\Sigma CDH_{15} / q_0$  of the route summary  $\Sigma CDH_{15}$  number to specific cooling capacity  $q_0$  is used as indicative parameter to define its maximum and corresponding optimal cooling capacity  $q_{0.15opt}$  and  $\Sigma CDH_{15opt}$  (Fig. 8).

As Fig. 8 shows, the value of the summary number  $\Sigma CDH_{15opt} \approx 15 \cdot 10^3 {}^{\circ}\text{C} \cdot \text{h}$ , corresponding to the maximum value

of the ratio  $\Sigma CDH_{15} / q_0$  as the point “Opt” on the summary curve  $\Sigma CDH_{15opt} = f(q_0)$ , is very closed to the maximum value  $\Sigma CDH_{15max} \approx 16 \cdot 10^3 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{h}$ . The latter means, that the optimal value  $q_{0.15opt}$  can be used as a rational design cooling capacity. Such conclusion is very useful in practical sense due to simplifying the calculation procedure of design cooling capacity.

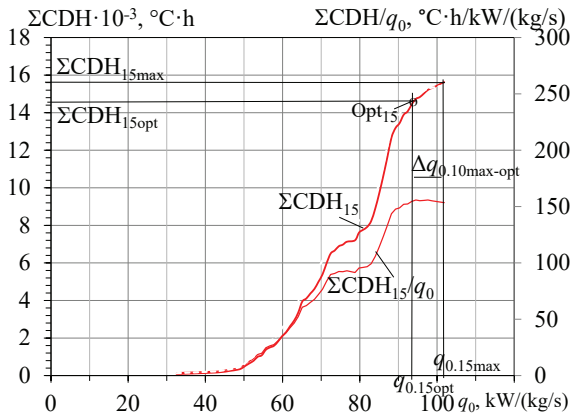


Fig. 8. The curve of the summary  $\Sigma CDH_{15}$  number for cooling engine sucked air to  $15^\circ\text{C}$  and the ratio  $\Sigma CDH_{15} / q_0$  against the specific cooling capacity  $q_0$

Proceeding from the mentioned above and our results [14, 15], the following generalized conclusion can be stated that for marine operation as well for land subtropical and tropical climates the optimal value of cooling capacity  $q_{0,opt}$ , providing the maximum rate of the increment in summary effect, gained due to EIAC, and minimum EIAC system sizing accordingly, can be used as a rational design cooling capacity. Such effect can be estimated by  $\Sigma CDH$  number as primary criterion for calculation of fuel saving and power enhancement as well as refrigeration production in air conditioning systems for comfort or energetic application.

**Conclusion.** The efficiency of application of developed EIAC system with ECh for cooling sucked air of marine diesel engine has been analyzed for operation at real climatic conditions on ship route. The ECh as the cheapest and simplest chiller generally consisting of heat exchanges easy mounted on the transverse and board side bulkheads and free places in ship engine room is considered for transforming engine exhaust gas heat to refrigeration.

Cooling both air sucked from engine room as well as air sucked through air duct has been investigated. While sailing in warm period the temperature of air in engine room is higher than the temperature of ambient air by  $10^{\circ}\text{C}$ , whereas when the ambient air is sucked through duct the ambient air temperature is increased only by about  $5^{\circ}\text{C}$  due to heat transfer from engine room surroundings to the sucked ambient air and a thermal load on EIAC system is less than in the first case.

The original simplified and simultaneously precise method of EIAC system designing focused to determine a design cooling capacity providing a maximum fuel reduction along the ship route line without oversizing has been developed. The method is based on the ship route line fuel reduction according to corresponding summary cooling degree hours (CDH) as primary criteria for further more complicated economical analysis. With this a cooling degree hour CDH number is used for calculation of fuel reduction.

So as the efficiency of transforming engine exhaust gas heat to refrigeration in ECh with COP of about 0.3 to 0.4 is not high enough, a design cooling capacity has been determined by comparing both values of CDH numbers: needed for cooling sucked air to the set cooled air temperature of  $15^{\circ}\text{C}$  and real CDH numbers defined proceeding from the exhaust heat converted to cooling capacity.

The results of calculations based on the developed designing method revealed that for route line in equatorial climatic

conditions the real CDH numbers proceeding from engine exhaust gas heat transformed to cooling capacity by ECh are considerably less than CDH values required for cooling the air sucked from engine room air to 15 °C, that needs to involve the addition heat sources. The application of ECh provides reducing the sucked air temperature of diesel engine by 15...20 °C and respective decrease of specific fuel consumption by 2.0 to 2.5 g/(kW · h).

In the case of cooling ambient air, sucked through air duct, the available cooling capacities of ECh are quite closed to their values needed for cooling air to 15 °C. This is caused by less thermal load on EIAC system due to sucked air temperature lowered by 5 °C compared to their values in engine room. Thus, the application of ECh enables to cover current cooling needs for cooling air, sucked through air duct, to 15 °C.

The excessive values of potential current and summary fuel reduction over the real available values are more higher for cooling air sucked from engine room than its value for ambient air sucked through air duct. In order to increase a depth of air cooling which would provide stably low sucked air temperature at the input of turbocharger of about 15 °C during all the route time, it is necessary to involve additional heat source for ECh, for example a heat of scavenge air after turbocharger. The fuel saving due to engine intake air cooling by ECh could be increased practically twice by using exhaust gas heat and scavenge air.

### References

1. MAN Diesel Turbo, CEAS Engine Calculations [Online], available at: <https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas>. 2019
2. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2010, 15 p.
3. mandieselturbo; <http://www.meteomanz.com> (accessed on 12 September 2024).

4. Yang, Z., Radchenko, R., Radchenko, M., Radchenko, A., Kornienko, V. Cooling potential of ship engine intake air cooling and its realization on the route line. *Sustainability* 2022, 14, 15058. <https://doi.org/10.3390/su142215058>

5. Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M., Bogdanov, M., Andreev, A. Enhancing the Efficiency of Marine Diesel Engine by Deep Waste Heat Recovery on the Base of Its Simulation Along the Route Line. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering (ICTM 2019). Advances in Intelligent Systems and Computing* (2020), vol. 1113. Springer, Cham, pp. 337–350. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5\\_29](https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_29)

6. Radchenko, M., Mikielewicz, D., Andreev, A., Vanyeyev, S., Savenkov, O. Efficient ship engine cyclic air cooling by turboexpander chiller for tropical climatic conditions. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol. 188, pp. 498–507. Springer, Cham (2021).

7. Yang, Z., Konovalov, D., Radchenko, M., Radchenko, R., Kobalava, H., Radchenko, A., Kornienko, V. Analyzing the efficiency of thermopressor application for combustion engine cyclic air cooling. *Energies* 2022, 15, 2250. <https://doi.org/10.3390/en15062250>

8. Radchenko, R., Radchenko, N., Tsoy, A., Forduy, S., Zybarev, A., Kalinichenko, I. Utilizing the heat of gas module by an absorption lithium-bromide chiller with an ejector booster stage. *AIP Conference Proceedings*, 2020; 2285, 030084. <https://doi.org/10.1063/5.0026788>

9. Radchenko, R., Pyrysunko, M., Kornienko, V. Ionut-Cristian Scurtu, Patyk, R.: Improving the ecological and energy efficiency of internal combustion engines by ejector chiller using recirculation gas heat. In Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical*

Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems; Springer: Cham, Switzerland, 2021; vol. 188, pp. 531–541

10. Radchenko, R., Pyrysunko, M., Radchenko, A., Andreev, A., Kornienko, V.: Ship engine intake air cooling by ejector chiller using recirculation gas heat. In: Tonkonogyi, V. et al. (eds.) AMP. InterPartner-2020. LNME, Springer, Cham, 2021, 734–743.

11. Radchenko, R., Kornienko, V., Radchenko, M., Mikielewicz, D., Andreev, A., Kalinichenko, I. Cooling intake air of marine engine with water-fuel emulsion combustion by ejector chiller. In V International Scientific and Technical Conference Modern Power Systems and Units (MPSU 2021), E3S Web of Conferences 2021, 323, 00031. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202132300031>

12. Kornienko, V., Radchenko, R., Radchenko, M., Radchenko, A., Pavlenko, A., Konovalov, D. Cooling cyclic air of marine engine with water-fuel emulsion combustion by exhaust heat recovery chiller. *Energies* 15(1), 248 (2022). <https://doi.org/10.3390/en15010248>

13. Pyrysunko M., Radchenko R., Kornienko V., Shalapko D. Analysis of Cooling Air at the Inlet of Marine Engine with Exhaust Gas Recirculation by Ejector and Absorption Refrigeration. In book: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII*. 2024, 314–323. DOI: 10.1007/978-3-031-63720-9\_27

## IN-CYCLE TRIGENERATION IN GAS TURBINES

**Radchenko Andrii<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor  
andrad1978@gmail.com

**Chen Daifen<sup>2</sup>**, Ph.D.

**Bao Guozhi<sup>2</sup>**, Ph.D.

**Radchenko Mykola<sup>1</sup>**, D.E.Sc, Professor

*<sup>1</sup>Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Mykolayiv, Ukraine*

*<sup>2</sup>School of Energy and Power,  
Jiangsu University of Science and Technology,  
Zhenjiang, China*

**Introduction.** Thermodynamic efficiency of gas turbines (GT) reduces with increasing inlet ambient air temperature  $t_a$ : power output drops by 0.5 to 0.9 % and specific fuel consumption increases by 0.35 to 0.7 g/(kWh) for every 1 °C rise in inlet air temperature [1–3]. An increase in GT efficiency at high air temperatures is possible by turbine inlet air cooling (TIC) in waste heat recovery chillers using exhaust gas heat [4, 5].

In absorption lithium-bromide chillers (ALBCh) of a simple cycle an inlet air can be cooled practically to  $t_{a2} = 15$  °C (temperature of chilled water  $t_w \approx 7$  °C) with high coefficients of performance COP of 0.7 to 0.8 (COP is a ratio of generated refrigeration capacity  $Q_0$ , kW, to the consumed heat  $Q_h$ , kW) [6–10]. Whereas in the simplest and cheap refrigerant ejector chillers (RECh) using high volatile fluids (refrigerants) – to lower temperatures  $t_{a2}$  of 7 to 10 °C (temperature of boiling refrigerant  $t_0$  of 2 °C to 5 °C), but with low COP of 0.2 to 0.3 [11, 12]. Due to simple constructions without moving elements jet technologies (ejector, jet pump and thermopressor) gained widespread applications in gas turbines [13–15], gas engines [16–19] and internal combustion engines.

Therefore it is quite reasonable to apply the chillers of combined absorption-refrigerant ejector (ARECh) type with using a high efficient ALBCh as a high-temperature stage of air cooling from ambient air temperatures  $t_a$  to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and with less efficient RECh as a low-temperature stage for further cooling air lower than  $15^\circ\text{C}$  [17–20].

A large number of publications is aimed for enhancing the efficiency of exhaust gas heat converting to refrigeration for turbine inlet air cooling. To increase the efficiency of cooling air in actual climatic conditions a two-stage deep cooling in combined ARECh [17–20] has been proposed as a novel approach in combustion engine air cooling. Air cooling in ARECh provides for temperate climatic conditions about 1.5 times greater annual reduction in fuel consumption compared to cooling in ALBCh.

For estimation of GT inlet air cooling potential a simple parameter, calculated as air temperature decrease  $\Delta t = t_a - t_{a2}$  multiplied by the corresponding hours lapsed, in terms of cooling degree hours (CDH) and their annual values are used [21–23]. Yearly ambient temperature distribution is important input data for energy analyses and a design cooling load. A sinusoidal function for the ambient temperature probability distribution was proposed [24–26].

A design refrigeration capacity of the cooling systems should be selected to cover the current needs and provide a close to maximum annual effect avoiding oversizing. A lot of researches deal with rational sizing the cooling systems. A majority of approaches for designing the TIC systems is based on the refrigeration capacity to cover the peak cooling load, that can leads to considerable oversizing, or on cumulative effect characteristic built by the samples of its current values [27, 28]. With this a design thermal load is selected proceeding from 80 % of the cumulative effect maximum and overestimating its value corresponding to the maximum of cumulative characteristic [29].

The last researches exposed the great reserves in further development of cooling system designing methods for enhancing the operation efficiency of combustion engines and based on them CCHP systems [30, 31].

The goal of research is to increase the fuel efficiency of gas turbines through rational designing the TIC systems of absorption-refrigerant ejector (ARECh) type with absorption chiller as a high-temperature and ejector chiller as a low-temperature cooling stages as advanced combined version to expose the addition advantages of the novel approaches and methods developed.

**Research methodology.** The installed (design) refrigeration capacity  $Q_0$  of TIC system, on the one hand, has to cover GT inlet air cooling demand during as long time of GT operation all the year round as it is possible, providing the greatest annual fuel saving. On the other hand, a design refrigeration capacity  $Q_0$  should not be overestimated that the most part of year a TIC system would operate at a high load level close to a design value.

The task of the present research is to develop a simplified method of defying the rational design refrigeration capacity that enables to achieve close to maximum annual fuel saving without TIC system oversizing and thereby to improve the turbine performance efficiency.

The progress in designing methods of energy systems firstly consists in novel approaches in fundamental sense, enabling to reveal new possibilities for more efficient performance (including the principal scheme solutions) accompanied by the modern methods of controlling and measurements with required accuracy as the next step. Following this management philosophy the authors issue from the methodological approach to provide more precise values of the TIC system installed refrigeration capacity that results to shortening the unproductive operation without gaining noticeable annual effect increment and reducing the inaccuracies introduced by approximating procedure within input climatic data processing in traditional designing.

The reduction in unproductive range of TIC system operation leads to narrowing the range of controlling and to raising its efficiency.

A method of phenomenological analysis (like in [32]) of the TIC system operation efficiency in site changeable climatic conditions has been conducted through evaluating the system cooling potential and supplemented by the simplest numerical simulation. The author's point is “the simpler numerical simulation due to logical analyses, the wider application of the results in direction of synthesizing new solutions in designing and operation”.

The real input data on site actual climatic conditions (ambient air temperature  $t_{amb}$  and relative humidity  $\phi_{amb}$ ) were taken by using the well known program “meteomanz” (<http://www.meteomanz.com>) as an example.

The annual fuel reduction  $\sum B$  is used as a primary criterion.

The approximation of the current changeable effect, for instance, in fuel reduction by yearly fuel saving cumulative curve or corresponding thermal energy consumed for turbine intake air cooling in chillers (Fig. 1 [27]) leads to inevitable inaccuracies in traditional designing practice.

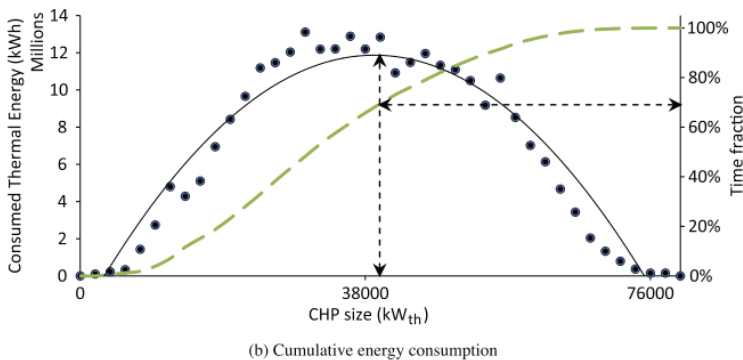


Fig. 1. Cumulative thermal energy consumed by chiller for turbine intake air cooling against the heat load on chiller [27]

As Fig. 1 shows, the approximation of the current changeable thermal energy consumed by chiller for turbine intake air cooling in the form of cumulative loading characteristic (cumulative fuel saving curve accordingly) leads to inevitable inaccuracies in traditional designing practice evaluated as 10 to 20 % discrepancy.

In order to avoid the aforementioned inaccuracies, caused by the approximation of the current values of changeable effect in fuel reduction, their fluctuations (Fig. 1 [27]) were taking into account by the summation of their current values as annual fuel saving with their evaluation by different rate of their annual increment.

Thus, the characteristic of current efficiency of TIC system along the year, evaluated by fuel reduction, has been replaced by the characteristic of its annual efficiency as annual fuel saving dependence on refrigeration capacity.

The rate of its increment according to increasing a design refrigeration capacity, as relative increment of annual fuel reduction referred to refrigeration capacity  $\sum B/Q_0$ , is used as an indicator to a rational design refrigeration capacity without TIC system oversizing.

In order to conduct this methodological approach the advanced methodology of TIC system designing based on the annual fuel saving is developed. It includes addition stages focused to define an optimal value of refrigeration capacity, providing the minimum sizes of TIC system at maximum rate of annual fuel saving increment, and its rational value, providing a close to maximum annual fuel saving without TIC system oversizing (chiller overestimating) at the second maximum rate of annual fuel saving increment within the its range beyond the first maximum rate.

As far as the proposed method does not involve any additional numerical modelling besides a quite simple summation of the current values of fuel reduction, it does not introduce any addition

inaccuracies. Moreover, it excludes the inaccuracies caused by the approximation of the current values of fuel reduction (Fig. 1 [27]).

Issuing from the aforementioned the validation of the proposed designing method is estimated by the effect gained due to reduction of design loads (system sizes accordingly) and excluding the inaccuracies caused by the approximation procedure peculiar to traditional methods (Fig. 1 [27]) as well as by its simplicity and easy implementation in existing practice of designing all types of combustion engines cooling systems.

*General assumptions and hypothesis accepted to prove the novel approaches to designing of TIC systems to improve their operation efficiency are the following.*

The considered method of TIC system designing focuses to provide more precise value of design load at the primary stage of designing as basic data for further complicated detailed economic analysis for targeted purposes.

The annual fuel reduction  $\sum B$  is used as a primary criterion.

The characteristic of current efficiency of TIC system, estimated by fuel reduction as primary criterion, has been replaced by the characteristic of its annual efficiency as annual fuel saving (summarized current fuel reduction) dependence on refrigeration capacity.

The summation of current values of the fuel reduction, gained due to air cooling at varying thermal loading of TIC system, over the year, allows to consider their changes by the rate of annual fuel saving increment in response to design TIC system refrigeration capacities.

The optimal value of refrigeration capacity, providing the minimum TIC system sizes, is associated with the maximum rate of annual fuel saving increment over the overall range of refrigeration capacities and annual effect increment accordingly.

The rational value of TIC system design refrigeration capacity, providing a close to maximum annual fuel saving without TIC system oversizing, is associated with the second maximum rate

of annual fuel saving increment within the range beyond the first maximum rate.

*Calculation procedure.*

The current hourly fuel saving  $B$  is calculated according to correlation:

$$B = \Delta t \cdot (\Delta b_e / \Delta t) \cdot P_e. \quad (1)$$

With this a climatic characteristic of GT as dependence of specific fuel consumption  $b_e$  and power output  $P_e$  on turbine inlet air temperature  $t_{a2}$  is used. In the case of GT without inlet air cooling  $t_{a2} = t_a$ .

The annual fuel saving  $\sum B$  is calculated by summarizing current fuel reduction  $B$  on a step by step (hour by hour) basis as  $\sum B$ :

$$\sum B = \sum [(\Delta t \cdot \tau) (\Delta b_e / \Delta t) \cdot P_e]. \quad (2)$$

As an example the values of decrease  $\Delta b_e$  in specific fuel consumption for every 1K drop in GT inlet air temperature  $\Delta b_e / \Delta t = 0.35$  g/(kWh · K) and power output of 10000 kW were used for easy calculation of current  $B$  and annual  $\sum B$  fuel saving data for other GT power output. With this air mass flow rate  $G_a$  is accepted 40 kg/s.

A total refrigeration capacity  $Q_0$ , kW, when cooling air with mass flow rate  $G_a$ :

$$Q_0 = c_a \cdot \xi \cdot \Delta t_a \cdot G_a, \quad (3)$$

where  $\Delta t_a = t_a - t_{a2}$  – decrease of ambient air temperature;  
 $t_{a2}$  – set cooled air temperature at the outlet of turbine inlet air cooler;  
 $\xi$  – specific heat ratio of the total heat (latent and sensible) to its sensible heat removed from air during cooling;  
 $c_a$  – specific heat of humid air, kJ/(kg·K).

A method of calculating a design cooling load to achieve close to maximum annual fuel saving and to avoid system oversizing

includes new addition stages to determine the refrigeration capacities. The calculation of an optimal refrigeration capacity  $Q_{0,opt}$ , as the first addition step, providing a maximum rate of annual fuel saving increment, is performed over the overall range of refrigeration capacities needed for turbine inlet air cooling to provide maximum annual fuel saving. With this the relative annual fuel saving referred to corresponding refrigeration capacity  $\sum B / Q_0$  is used as indicator of maximum rate of annual fuel saving increment with corresponding optimal values of  $Q_{0,opt}$  and  $\sum B_{opt}$ . It should be noted that the values of  $Q_{0,opt}$  and  $\sum B_{opt}$  are considerable less than their maximum.

The second addition stage of the method focuses to define a precise value of rational design refrigeration capacity  $Q_{0,rat}$ , providing close to maximum annual fuel saving  $\sum B_{rat}$  without TIC system oversizing. With this a rational refrigeration capacity  $Q_{0,rat}$  is associated with second maximum rate of annual fuel saving increment within the range of annual fuel saving  $(\sum B - \sum B_{opt})$ , where  $\sum B > \sum B_{opt}$ , i.e. beyond the optimal annual fuel saving  $\sum B_{opt}$ . With this as indicator the relative annual fuel saving  $[\sum B - \sum B_{opt}] / Q_0$ , where  $\sum B > \sum B_{opt}$ , is applied.

The corresponding rational value of  $Q_{0,rat}$  is less than its maximum value by 15 to 20 %, but  $\sum B_{rat}$  is less than its maximum value not more than by 1 to 3 %, i.e. practically equal to its maximum.

**Results of investigation.** It is reasonable to cool inlet air from current ambient air temperature  $t_a$  to  $t_{a2} = 15$  °C in ALBCh with high coefficient of performance COP is 0.7 to 0.8 but deep air cooling from  $t_{a2} = 15$  °C down to  $t_{a2} = 10$  and 7 °C has to be performed in RECh with low coefficient of performance COP is 0.2 to 0.3, i.e. to apply combined two-stage absorption-refrigerant ejector chiller (ARECh) (Fig. 2).

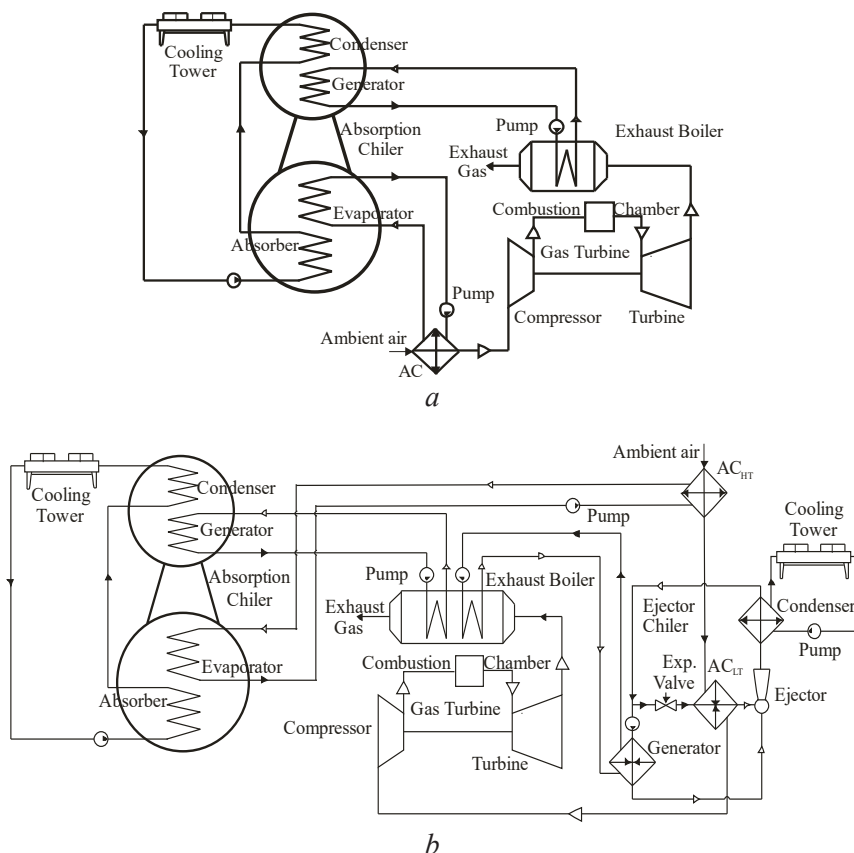


Fig. 2. The schemes of traditional TIC system with ALBCh (a) and developed two-stage TIC system with absorption- refrigerant ejector chiller (ARECh): AC<sub>HT</sub> – air cooler high-temperature stage; AC<sub>LT</sub> – air cooler low-temperature stage; Exp.Valve – expansion valve

Cumulative characteristics  $B = f(Q_0)$  of TIC systems are built as the samples of fuel reduction  $B$  for summarized duration  $\tau$  of every target refrigeration capacity  $Q_0$  needed for cooling ambient air to various temperatures  $t_{a2} = 7, 10$  and  $15^\circ\text{C}$  during 2017 in Mykolayiv region (southern Ukraine) (Fig. 3).

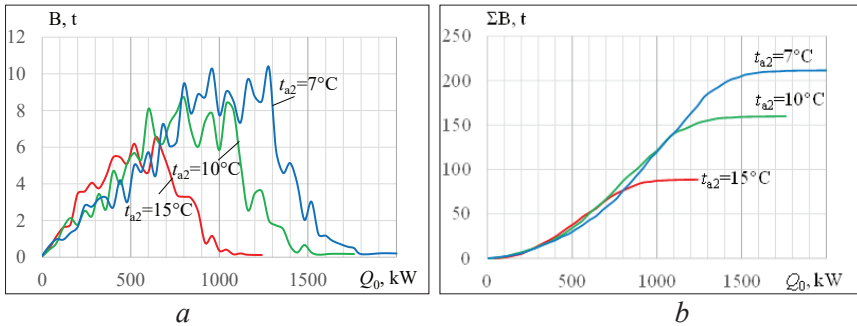


Fig. 3. Cumulative values of samples of fuel reduction  $B$  for summarized duration  $\tau$  of every target refrigeration capacity  $Q_0$  (a) and annual fuel saving  $\Sigma B$  due to cooling ambient air at the inlet of GT versus refrigeration capacities  $Q_0$  needed for cooling ambient air at the inlet of GT to  $t_{a2} = 7, 10$  and  $15^\circ\text{C}$  during 2017 in Mykolayiv region

As Fig. 3,a, shows, the maximum values of current summarized fuel reduction  $B$  take place within wide ranges of refrigeration capacities  $Q_0$ :  $Q_0 = 500 \dots 700$  kW for  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$ ;  $Q_0 = 750 \dots 1100$  kW for  $t_{a2} = 10^\circ\text{C}$ ;  $Q_0 = 950 \dots 1300$  kW for  $t_{a2} = 7^\circ\text{C}$ .

It is evident that the maximum values of current summarized fuel reduction  $B$  should indicate the maximum rate of annual fuel saving  $\Sigma B$  calculated by summarizing all the current fuel reductions  $B$  through step by step procedure along the overall range of refrigeration capacities  $Q_0$  for a considered temperature of cooled air  $t_{a2}$  starting from zero value of  $Q_0$  (Fig. 3,b).

Because of considerable fluctuation of cumulative fuel reduction values  $B$  within a wide range of needed refrigeration capacities  $Q_0$  it is practically impossible to determine a proper value of refrigeration capacity  $Q_0$ , so called an optimal  $Q_{0,\text{opt}}$ , that would provide a maximum rate of annual fuel saving  $\Sigma B$  increment, as well as a rational refrigeration capacity  $Q_{0,\text{rat}}$  (without overestimating), providing the value of annual fuel saving  $\Sigma B$  close to its maximum, according to annual fuel saving

characteristics  $\Sigma B = f(Q_0)$  but without TIC system oversizing (Fig. 4).

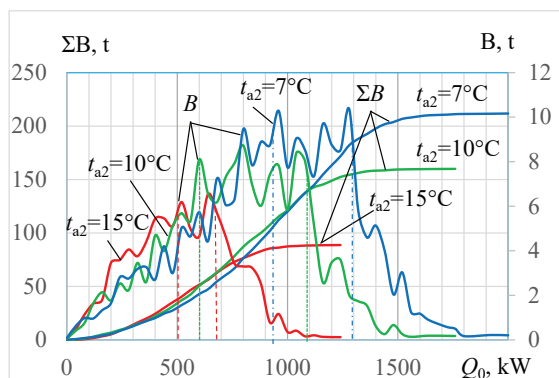


Fig. 4. Cumulative values of fuel reduction  $B$  and annual fuel saving  $\Sigma B$  versus refrigeration capacities  $Q_0$  needed for cooling ambient air at GT inlet to  $t_{a2} = 7, 10$  and  $15^\circ\text{C}$  during 2017 in Mykolayiv region

As Fig.3,b shows, the TIC system with ARECh of installed refrigeration capacities  $Q_{0.10} = 1300\text{--}1750$  kW provide cooling ambient air from current ambient temperatures  $t_a$  to  $t_{a2} = 10^\circ\text{C}$  with annual fuel saving  $\Sigma B_{10} \approx 160$  ton that is close to a maximum value.

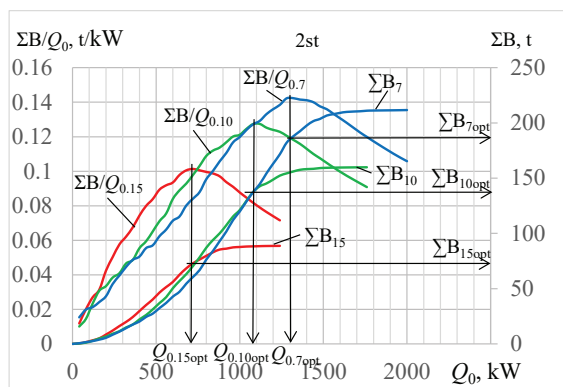
It is evidently seen that a rate of increment of annual fuel saving  $\Sigma B$  is negligible. The range of refrigeration capacities  $Q_0$  needed to provide a maximum value of  $\Sigma B$ , i.e. to cover the maximum current cooling duties  $Q_0$ , is still wide. This approves a considerable oversizing the TIC system, designed traditionally to cover the maximum current cooling needs  $Q_0$ . So, the proper values of design refrigeration capacities  $Q_0$  are to be determined for appropriately sized TIC system.

Furthermore, it is evident, that with increasing a set temperature of cooled air  $t_{a2}$  from  $7^{\circ}\text{C}$  to  $15^{\circ}\text{C}$  it is more problematic to choose quite precise values of rational refrigeration capacity  $Q_{0.15rat}$  so as behaviour of annual characteristic curve  $\Sigma B = f(Q_0)$  becomes more slight (with negligible rate of increment) (Fig. 4). To solve this task the original method of determining a rational design refrigeration capacity [13] has been improved by adding some addition stages aimed for calculation of optimal refrigeration capacity  $Q_{0,opt}$ , corresponding to a maximum rate of annual fuel saving increment  $\Sigma B/Q_0$  (Fig. 5,a), and more precise value of rational refrigeration capacity  $Q_{0,rat}$  (Fig. 5,b and 6).

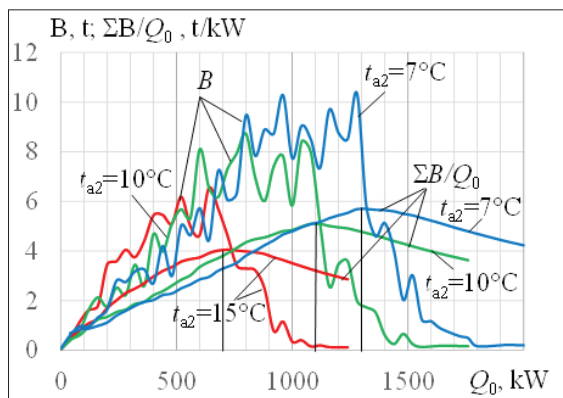
As Fig. 5, a, shows, a maximum rate of annual fuel saving  $\Sigma B/Q_{0.15}$  due to cooling ambient air to the temperature  $t_{a2} = 15^{\circ}\text{C}$  in ALBCh takes place at the optimal design refrigeration capacity  $Q_{0.15opt} = 700 \text{ kW}$  and provides covering the annual fuel saving  $\Sigma B_{15opt} = 75 \text{ t}$  less than its maximum value of about 85 t.

On comparing the results of calculations of optimal design refrigeration capacities  $Q_{0.15opt} = 700 \text{ kW}$  for  $t_{a2} = 15^{\circ}\text{C}$ ,  $Q_{0.10opt} = 1100 \text{ kW}$  for  $t_{a2} = 10^{\circ}\text{C}$  and  $Q_{0.7opt} = 1300 \text{ kW}$  for  $t_{a2} = 7^{\circ}\text{C}$  according to developed method (Fig. 5,a) with their extremely indefinite values  $Q_0$ , caused by fluctuated values of current fuel reduction B (Fig. 3,a), the following conclusion can be made. Because of wide ranges of refrigeration capacities  $Q_0$  in the last case, the only reasonable way to determine the proper values of optimal refrigeration capacities corresponding to a maximum rate of annual fuel saving increment is an application of proposed method (Fig. 5,a).

Another conclusion might be also made on the base of calculation results considered. The optimal values of design refrigeration capacities  $Q_0$  corresponding to a maximum rate of annual fuel saving increment according to proposed method are always higher than those calculated proceeding from current fuel reduction B (Fig. 5,b).



a

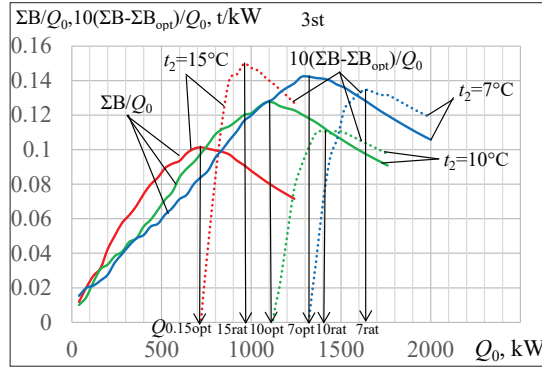


b

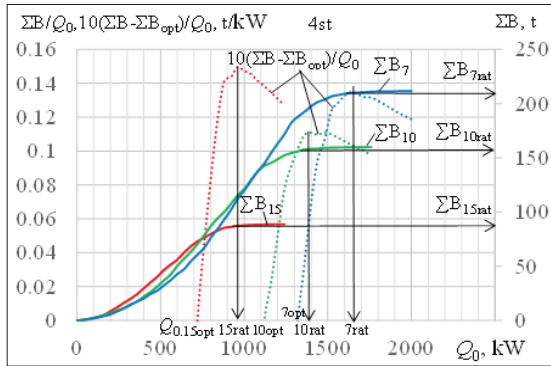
Fig. 5. Annual fuel saving  $\Sigma B$  and its relative increment  $\Sigma B/Q_0$  due to cooling ambient air to  $t_{a2} = 7, 10$  and  $15^\circ\text{C}$  (a), current values of fuel reduction  $B$  and relative increment of annual fuel saving  $\Sigma B/Q_0$  (b) versus refrigeration capacities  $Q_0$  needed for cooling ambient air to  $t_{a2} = 7, 10$  and  $15^\circ\text{C}$  during 2017 in Mykolayiv region

In order to provide a close to maximum annual fuel saving  $\Sigma B$  at more precise value of rational refrigeration capacity  $Q_{0.\text{rat}}$  without TIC system oversizing it is proposed to determine the maximum rate of annual fuel saving increment within

the range beyond its value  $\Sigma B_{15opt} = 70$  t corresponding to optimal design refrigeration capacity  $Q_{0,15opt} = 700$  kW (Fig. 5,a) as  $(\Sigma B - \Sigma B_{opt}) / Q_{0,15} \cdot$  for  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$ ,  $\Sigma B_{10opt} = 140$  t for  $t_{a2} = 10^\circ\text{C}$  and  $\Sigma B_{7opt} = 190$  t for  $t_{a2} = 7^\circ\text{C}$  (Fig. 6,a).



a



b

Figure 6. Relative increments of annual fuel saving  $\Sigma B / Q_0$  for its overall range and  $(\Sigma B - \Sigma B_{opt}) / Q_0$  within the range beyond the optimal value  $\Sigma B_{opt}$  (Fig. 5,a) due to cooling ambient air to  $t_{a2} = 7, 10$  and  $15^\circ\text{C}$  (a), annual fuel saving  $\Sigma B$  and its relative increment  $(\Sigma B - \Sigma B_{opt}) / Q_0$  within the range beyond the optimal value  $\Sigma B_{opt}$  (Fig. 5,a) to find rational value  $Q_{0,rat}$  versus refrigeration capacities  $Q_0$  needed for cooling ambient air to  $t_{a2} = 7, 10$  and  $15^\circ\text{C}$  (b)

As Fig. 6,*a* and 6,*b* shows, a maximum rate of annual fuel saving  $\sum B$  increment  $(\sum B - \sum B_{\text{opt}}) / Q_{0.15}$  within the range beyond its value  $\sum B_{\text{opt}15} = 70 \text{ t}$  (Fig. 5,*a*), corresponding to optimal design refrigeration capacity  $Q_{0.15\text{opt}} = 700 \text{ kW}$  due to cooling ambient air to the temperature  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$ , takes place at a quite precise rational design refrigeration capacity  $Q_{0.\text{rat}15} = 1000 \text{ kW}$  and provides annual fuel saving  $\sum B_{\text{rat}15} = 79 \text{ t}$  that is very close to its maximum value  $80 \text{ t}$ , but at a design refrigeration capacity  $Q_{0.\text{rat}} = 1000 \text{ kW}$  much less than its oversized value  $Q_0 = 1250 \text{ kW}$  (6,*b*).

These values of rational design refrigeration capacities  $Q_{0.\text{rat}}$  provide corresponding rational annual fuel savings  $\sum B_{7\text{rat}}$ ,  $\sum B_{10\text{rat}}$  and  $\sum B_{15\text{rat}}$  very close to their maximum values according to TIC system annual characteristics as dependence of annual fuel saving on refrigeration capacities needed  $\sum B = f(Q_0)$  in Fig. 6,*b*.

As Fig. 6,*b* shows, the TIC with ARECh of installed refrigeration capacities  $Q_{0.10} = 1400 \text{ kW}$  provide cooling ambient air from the current temperatures  $t_a$  to  $t_{a2} = 10^\circ\text{C}$  with annual fuel saving  $\sum B_{10\text{rat}} = 160 \text{ t}$  that is close to its maximum value  $\sum B_{10} = 163 \text{ t}$ .

**Discussion of results.** It is evidently seen that a rate of increment of annual fuel saving  $\sum B$  is negligible. Whereas, the range of refrigeration capacities  $Q_0$  needed to achieve the maximum value of  $\sum B$ , i.e. to cover the maximum current refrigeration duties  $Q_0$ , is still wide. This approves a considerable oversizing the TIC system, designed traditionally to cover the maximum current cooling needs  $Q_0$ .

The proposed method is quite quantitative to evaluate the effect in annual fuel saving due to cooling and determine rational design cooling capacity and the sizes of chillers.

The magnitudes of reductions in TIC system sizes can be evaluated by decreases  $\Delta Q_0 = Q_{0\text{max}} - Q_{0\text{rat}}$  in design refrigeration capacities calculated traditionally as  $Q_{0\text{max}}$  and their rational values  $Q_{0\text{rat}}$  determined by an innovative method of TIC

system designing based on the proposed characteristics as annual fuel saving  $\Sigma B$  versus  $Q_0$  (Fig. 7,a).

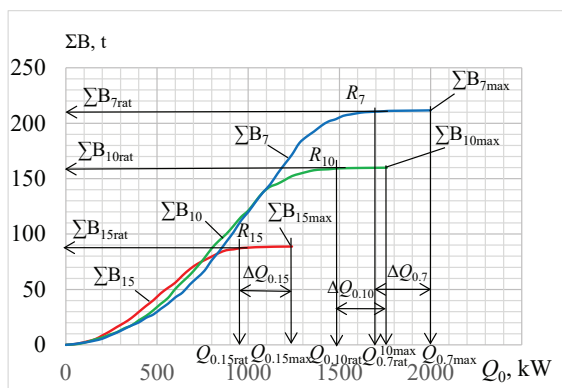
As Fig. 7,a shows, the application of developed method of TIC system designing allows to reduce the sizes of TIC system by 15 to 20 % due to decreased design capacities by  $\Delta Q_0 = Q_{0\max} - Q_{0\text{rat}}$  as compared with their traditional values  $Q_{0\max}$ .

The method also allows to estimate the efficiency of applying a developed innovative TIC system with combined absorption-refrigerant ejector (ARECh) chillers (Fig. 2,b) for deeper inlet air cooling to temperatures of  $t_{a2} = 7$  and  $10^\circ\text{C}$  as compared with traditional TIC to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  in ALBCh of a simple cycle (Fig. 2,a). As Fig. 7,b shows, the application of combined TIC cooling to  $t_{a2} = 10$  and  $7^\circ\text{C}$  in ARECh provides annual fuel saving  $\Sigma B$  in 1.5 to 2.0 times higher compared with TIC cooling to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  in ALBCh for temperate climatic conditions.

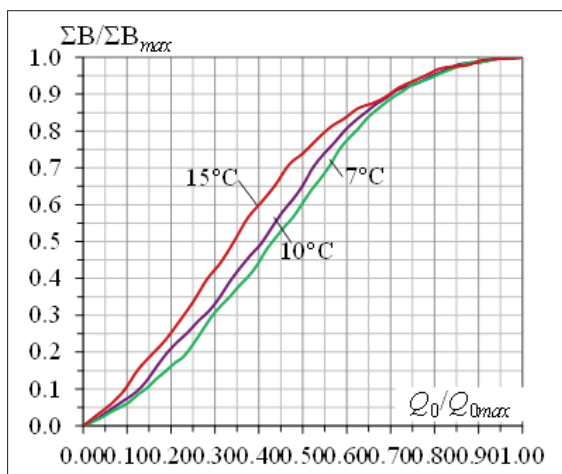
The effect in reduction of the TIC system sizes due to excluding unproductive overestimating refrigeration capacities with negligible annual fuel saving increment becomes quite evident from the generalized plots of their relative values referred to their maximum  $\Sigma B_{\max}$  and  $Q_{0\max}$  according to traditional calculations (Fig. 7,b).

As Fig. 7,b shows, the application of the novel method of designing enables to reduce the sizes of advanced absorption-ejector TIC systems (cooling intake air to  $t_{a2} = 7$  and  $10^\circ\text{C}$ ) as well as traditional absorption TIC ( $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$ ) by about 15 to 20 % ( $Q_0 / Q_{0\max} \approx 0.85$  and  $0.80$ ) as compared with their values  $Q_{0\max}$  according to traditional designing with a noticeable decrease in annual fuel saving of about 3 % ( $\Sigma B / \Sigma B_{\max} \approx 0.97$ ).

Graphs such as Fig. 7 allow users to match refrigeration capacities to provide minimum sizing TIC system at maximum rate of annual cooling effect or to peak practically maximum cooling needs without unproved oversizing system.



a



b

Fig. 7. Annual fuel saving  $\Sigma B$  due to cooling ambient air to  $t_{a2} = 7, 10^\circ\text{C}$  (ARECh) and  $15^\circ\text{C}$  (ALBCh) versus a design refrigeration capacity  $Q_0$  (a), relative values of annual fuel saving  $\Sigma B/\Sigma B_{\max}$  due to cooling ambient air at the inlet of GT to  $t_{a2} = 7, 10^\circ\text{C}$  (ARECh) and  $15^\circ\text{C}$  (ALBCh) versus relative values of design refrigeration capacity  $Q_0 / Q_{0\max}$  :  $\Delta Q_0 = Q_{0\max} - Q_{0\text{rat}}$  – reduction in design refrigeration capacity

**Conclusion.** A phenomenological analysis of an actual efficiency of turbine inlet air cooling (TIC) in site varying climatic conditions has been supplemented by the simplest numerical simulation to generate novel approaches to GT operation efficiency enhancement and TIC system rational designing as well as to synthesize substantiated new principal solutions.

An improved simple and quite universal method to determine a design refrigeration capacity of TIC systems avoiding their chillers oversizing and to cover current cooling duties has been developed. The method involves the simplest numerical simulation based on real input data on site actual climatic conditions without introducing any addition inaccuracies. Moreover, it allows to exclude 10 to 20 % discrepancy inevitable in traditional designing practice and caused by the approximation of the current values of changeable effect at varying thermal loading of TIC systems.

The novelty of the methodological approach consists in replacing the current yearly changeable effect in fuel reduction by its hour-by-hour summation as an annual fuel saving. The relative increment of annual fuel saving referred to design capacity of TIC system is used as an indicator to efficient utilizing a refrigeration capacity.

It includes addition stages, issued from the principal approaches to determine the refrigeration capacities according to two different types of TIC system operation.

The approach to calculation of optimal refrigeration capacity, providing minimum system sizes due to maximum rate of annual fuel saving increment, is behind the first addition stage. This approach is reasonable for TIC systems with thermal energy storages.

A definition of a precise value of rational design refrigeration capacity, providing close to maximum annual fuel saving without system oversizing, is conducted as the second new stage. A rational design refrigeration capacity is associated with

second maximum rate of annual fuel saving increment beyond the optimal refrigeration capacity. The method allows to decrease design thermal loads and the sizes of TIC systems by 15 to 20 % compared with traditional designing practice issuing from the peaked thermal load during a year.

Thus, the validation of the proposed designing method is estimated by the effect gained due to reduction of design loads (system sizes) and excluding the inaccuracies of 10 to 20 % caused by the approximation procedure peculiar to traditional methods.

The application of proposed method is demonstrated by calculating the optimal and rational design refrigeration capacities for two stage cooling air at the inlet of GT in an innovative combined absorption-ejector chiller with a high efficient absorption chiller as a high-temperature stage of turbine inlet air cooling to 15°C and with less efficient refrigerant ejector chiller as a low-temperature stage for further cooling air to 7...10°C. Its application in temperate climate provides annual fuel saving by 1.5 to 2 times higher compared with traditional air cooling in absorption chiller to 15°C.

A proposed designing methodology based on the approach of two maximum rates of annual effect increment is very quantitative and simple for realization in different types of energetic plants including combustion engines and air conditioning systems.

The proposed methodology is quite applicable for cooling, heating and trigeneration plants in stationary as well as in transport relevant applications: combustion engine intake air cooling in marine power plants, railway and road vehicle air condition systems, etc.

### References

1. Tiwari, A.K., Hasan, M., Muzaffarul, M.I. Effect of ambient temperature on the performance of a combined cycle power plant. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering* 2013, 37 (4), 1177–1188.

2. Günnur, Şen G. et. al. The effect of ambient temperature on electric power generation in natural gas combined cycle power plant-A case study. *Energy Reports* 2018, 4, 682–690.

3. Erdem, H.H., Sevilgen, S.H. Case study: Effect of ambient temperature on the electricity production and fuel consumption of a simple cycle gas turbine in Turkey. *Applied Thermal Engineering* 2006, 26, 320–326.

4. Bassily, A.M. The application of novel techniques for gas turbine inlet-cooling that improve both the power and efficiency of the modern commercial steam-air-cooled gas turbine combined cycle power plants in hot and humid climates. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 2015, 229(4), 406–430.

5. Rahim, M.A. Performance and sensitivity analysis of a combined cycle gas turbine power plant by various inlet air-cooling systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 2012, 226(7), 922–931.

6. Popli, S., Rodgers, P., Eveloy, V. Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. *Applied Thermal Engineering* 2013, 50, 918–931.

7. Radchenko, A., Mikielwicz, D., Forduy, S., Radchenko, M., Zubarev, A. Monitoring the fuel efficiency of gas engine in integrated energy system. In: Nechyporuk M. et al. (eds.) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. Advances in Intelligent Systems and Computing*, Springer, Cham, 2020, 1113, pp. 361–370. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5\\_31](https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_31)

8. Forduy, S., Radchenko, A., Kuczynski, W., Zubarev, A., Konovalov, D. Enhancing the Gas Engines Fuel Efficiency in integrated energy system by chilling cyclic air. In: Tonkonogiy V. et al. (eds.) *Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer, Cham, 2020, pp. 500–509.

9. Radchenko, A., Mikielewicz, D., Forduy, S., Radchenko, M., Zubarev, A. Monitoring the fuel efficiency of gas engine in integrated energy system. In: Nechyporuk M. et al. (eds.) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. Advances in Intelligent Systems and Computing*, Springer, Cham, 2020, 1113, pp. 361–370. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5\\_31](https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_31)

10. Radchenko, A., Stachel, A., Forduy, S., Portnoi, B., Rizun, O. Analysis of the efficiency of engine inlet air chilling unit with cooling towers. In: Ivanov V. et al. (eds). *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer, Cham, 2020, 2, pp. 322–331. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5\\_31](https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_31)

11. Radchenko, A., Radchenko, N., Tsoy, A., Portnoi, B., Kantor, S. Increasing the efficiency of gas turbine inlet air cooling in actual climatic conditions of Kazakhstan and Ukraine. In: *AIP Conference Proceedings 2020: Nor Sultan, Kazakhstan*, 2285 (1), 030071. <https://doi.org/10.1063/5.0026787>

12. Elbel, S., Lawrence, N. Review of recent developments in advanced ejector technology. *International Journal of Refrigeration* 2016, 62, 1–18.

13. Radchenko, A., Bohdal, L., Zongming, Y., Portnoi, B., Tkachenko, V. Rational designing of gas turbine inlet air cooling system. In: Tonkonogiy V. et al. (eds.) *Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer, Cham, 2020, pp. 591–599. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-40724-7\\_60](https://doi.org/10.1007/978-3-030-40724-7_60)

14. Konovalov, D., Radchenko, M., Kobalava, H., Radchenko, A., Radchenko, R., Kornienko, V., Maksymov, V. Research of characteristics of the flow part of an aerothermopressor for gas turbine intercooling air. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 2021. <https://doi.org/10.1177/09576509211057952>

15. Yu, Z., Løvås, T., Konovalov, D., Trushliakov, E., Radchenko, M., Kobalava, H., Radchenko, R., Radchenko, A.

Investigation of thermopressor with incomplete evaporation for gas turbine intercooling systems. *Energies* 2023, 16, 20. <https://doi.org/10.3390/en16010020>

16. Trushliakov, E., Radchenko, A., Forduy, S., Zubarev, A., Hrych, A. Increasing the operation efficiency of air conditioning system for integrated power plant on the base of its monitoring. In: Nechyporuk M. et al. (eds.) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. Advances in Intelligent Systems and Computing*, Springer, Cham 2020, 1113, pp. 351–360. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5\\_30](https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_30)

17. Radchenko, A., Scurtu, I-C., Radchenko, M., Forduy, S., Zubarev, A. Monitoring the efficiency of cooling air at the inlet of gas engine in integrated energy system. *Thermal Science* 2020, 164.

18. Radchenko, A., Radchenko, M., Mikielawicz, D., Pavlenko, A., Radchenko, R., Forduy, S. Energy saving in trigeneration plant for food industries. *Energies* 2022, 15, 1163. <https://doi.org/10.3390/en15031163>.

19. Radchenko, A., Radchenko, M., Koshlak, H., Radchenko, R., Forduy, S. Enhancing the efficiency of integrated energy system by redistribution of heat based of monitoring data. *Energies* 2022, 15, 8774. <https://doi.org/10.3390/en15228774>

20. Radchenko, M., Radchenko, A., Radchenko, R., Kantor, S., Konovalov, D., Kornienko, V. Rational loads of turbine inlet air absorption-ejector cooling systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 2021. <https://doi.org/10.1177/09576509211045455>.

21. Satman, A., Yalcinkaya, N. Heating and cooling degree-hours for Turkey. *Energy* 1999, 24(10), 833–840.

22. Pegues, J. The benefits of 8760 hour-by-hour building energy analysis. Carrier Software Systems, New York, USA: HVAC Systems Engineer, 2002.

23. Chaker, M., Meher-Homji, C.B., Mee, T, Nicolson, A. Inlet fogging of gas turbine engines- detailed climatic analysis of gas

turbine evaporative cooling potential. In: ASME International Gas Turbine and Aeroengine Conference; 4–7 June 2001: New Orleans, USA, ASME, 2001-GT-526.

24. Coskun, C., Demiral, D., Ertürk, M., Oktay, Z. Modified degree-hour calculation method. In Prof. R. Rugescu (Ed.), *Solar Power*, InTech, 2012, pp. 55–62.

25. Coskun, C. A novel approach to degree-hour calculation: Indoor and outdoor reference temperature based degree-hour calculation. *Energy* 2010, 35, 2455–2460.

26. Oktay, Z., Coskun, C., Dincer, I. A new approach for predicting cooling degree-hours and energy requirements in buildings. *Energy* 2011, 36(8), 4855–4863.

27. Kalhori, S.B., Rabiei, H., Mansoori, Z. Mashad trigeneration potential – An opportunity for CO<sub>2</sub> abatement in Iran. *Energy Conversion and Management* 2012, 60, 106–114.

28. Forsyth, J.L. Gas turbine inlet air chilling for LNG. In: IGT International Liquefied Natural Gas Conference Proceedings 3, 2013, pp. 1763–1778.

29. Cardona, E., Piacentino, A. A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas. *Applied Thermal Engineering* 2003, 23, 1665–1680.

30. Radchenko A., Trushliakov E., Kosowski K., Mikielwicz D., Radchenko M. Innovative turbine intake air cooling systems and their rational designing. *Energies* 2020, 13, 6201 doi:10.3390/en13236201

31. Yang, Z., Radchenko, M., Radchenko, A., Mikielwicz, D., Radchenko, R. Gas turbine intake air hybrid cooling systems and a new approach to their rational designing. *Energies* 2022, 15, 1474. <https://doi.org/10.3390/en1504147>

32. Hewitt G.F., Govan A.H. Phenomenological modelling of non-equilibrium flows with phase change. *Int. J. Heat Mass Transfer* 1990, 33, 243–252.

## СЕКЦІЯ № 1 ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ І УСТАНОВКИ

---

### ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРИ ТЕПЛОПОСТАЧАННІ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

**Калініченко І. В.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри теплотехніки  
E-mail: [ivan.kalinichenko@nuos.edu.ua](mailto:ivan.kalinichenko@nuos.edu.ua)

**Корнєєва Є. В.**, здобувачка вищої освіти  
*Херсонський навчально-науковий інститут  
Національного університету кораблебудування  
імені адмірала Макарова,  
м. Херсон, Україна*

**Анотація.** Одним з джерел забруднення шкідливими речовинами є використання теплоелектростанцій у якості систем теплопостачання. Для зменшення шкідливих викидів в роботі розглядається спосіб альтернативного теплопостачання на базі теплового насосу. Також, для визначення енергоефективної та екологічно безпечної технологій систем теплопостачання житлових та адміністративних будівель було запропоновано використання сумарного критерію енергоефективності та екологічного забруднення, що включає забруднення парниковими газами та теплове забруднення при експлуатації системи теплозабезпечення.

**Ключові слова:** вуглеводневе паливо, вуглекислий газ, парниковий ефект, системи теплопостачання теплове забруднення, тепловий насос.

**Вступна частина.** Різні сфери нашого життя значно впливають на рівень забруднення атмосфери. На жаль, технології можуть не тільки бути допоміжною силою, а й причиною багатьох екологічних проблем.

Одним з джерел забруднення шкідливими речовинами, такими як CO<sub>2</sub>, за останнє сторіччя яких збільшилося у півтора рази (рис. 1), є використання вуглеводневих палив в системах теплопостачання. Викиди CO<sub>2</sub> в Україні від експлуатації ТЕЦ становлять більше 26 %. Також на сьогоднішній день вугільні ТЕС України забруднюють повітря більше ніж вся енергетика Європейських країн разом.

Таблиця 1 – Основні джерела викидів CO<sub>2</sub> в Україні у 2024 році

| Джерела викидів CO <sub>2</sub>            | Викиди CO <sub>2</sub> , |             |
|--------------------------------------------|--------------------------|-------------|
|                                            | млн тонн/рік             | %           |
| Промисловість                              | 101,3                    | 30,4        |
| <b>Виробництво тепло- і електроенергії</b> | <b>86,6</b>              | <b>26,2</b> |
| Транспорт                                  | 38,4                     | 11,6        |
| Видобування палива                         | 36,3                     | 10,9        |
| Сільське господарство                      | 31,5                     | 9,5         |
| Житловий сектор                            | 27,7                     | 8,3         |
| Переробка відходів                         | 8,2                      | 2,5         |
| Інше                                       | 2,1                      | 0,6         |
| Разом                                      | 332,1                    | 100         |

Серед топ-10 електростанцій з найбільшими викидами зольного пилу (PM<sub>10</sub>), Україні належать 8 електростанцій. Всі ТЕС були введені в експлуатацію у 60–70-х роках минулого століття. В топ-30 по цим викидам входить 18 українських ТЕС. Водночас зазначається, що мікрочастки пилу PM<sub>10</sub> у забрудненому повітрі є причиною близько 80 % передчасних смертей, пов'язаних з викидами вугільних електростанцій у Європі.

Згідно з їх розрахунками, Україна продукує 72 % всіх викидів зольного пилу в Європі, 27 % двоокису сірки та 16 % оксидів азоту.

**Метою даного дослідження** є використання критеріїв оцінки шкідливого та теплового забруднення навколишнього середовища для вибору екологічно ефективних систем теплопостачання громадських та житлових будівель.

**Основна частина.** Існує багато способів визначення екологічно ефективного тепло забезпечення. В даній роботі запропоновано сумарний критерій оцінки екологічного забруднення. З причини неможливості критеріально об'єднати значення емісії CO<sub>2</sub> (вимірюється в т/МВт\*год) та теплового забруднення (вимірюється в температурі °C) розрахунки проводилися не в абсолютних, а відносних значеннях. Сумарний критерій екологічного забруднення дорівнює:

$$\Sigma k = k_{\text{CO}_2} + k_{\text{heat}},$$

де  $k_{\text{CO}_2}$  – критерій прямих викидів CO<sub>2</sub> при теплопостачанні;  
 $k_{\text{heat}}$  – критерій теплового забруднення при теплопостачанні.

Так критерій емісії CO<sub>2</sub> із максимальним забрудненням до – 0,4 т/МВт\*год дорівнює відносному значенню –  $k_{\text{CO}_2} = 4$ , середні значення 0,2...0,3 т/МВт\*год відповідає значенню  $k_{\text{CO}_2} = 3$ , в діапазоні 0,1...0,2 т/МВт\*год відповідає значенню  $k_{\text{CO}_2} = 2$ , а у випадку часткового використання (тепловий насос використовує електроенергію від ТЕЦ і для одержання 1 кВт теплової енергії в ньому витрачається в 4...6 разів менше електроенергії ніж в електричному котлі) значення критерія емісії CO<sub>2</sub> дорівнює –  $k_{\text{CO}_2} = 1$ , при використанні «зеленої енергетики» з 0-вим викидом CO<sub>2</sub> –  $k_{\text{CO}_2} = 0$ .

Також, значення відносного критерію теплового забруднення відповідає значенню  $k_{\text{heat}} = 3$  при температурах експлуатації системи теплопостачання, або викидах відхідних газів вище 100 °C, при діапазоні теплового забруднення

з температурою  $60...100^{\circ}\text{C} - k_{\text{heat}} = 2$ , із температурою менше  $60^{\circ}\text{C} - k_{\text{heat}} = 1$ . Всі системи теплопостачання виділяють тепло в навколишнє середовище при температурі до  $60^{\circ}\text{C}$  і являються у якійсь мірі тепловими забруднювачами. Тому, навіть ті системи теплопостачання, які не використовують вуглеводневого палива мають мінімальний критерій теплового забруднення  $k_{\text{heat}} = 1$ .

Як один з варіантів вибору екологічно безпечної технології в роботі розглядається спосіб альтернативного теплопостачання на базі теплового насосу [1–4].

Економічний розрахунок вартості опалення  $1\text{ м}^2$  для побутових споживачів протягом опалювального періоду також показує доцільність використання теплового насосу у якості системи опалення, адже затрати на опалення в порівнянні з ТЕЦ менші майже в 2,5 рази (рис. 1).

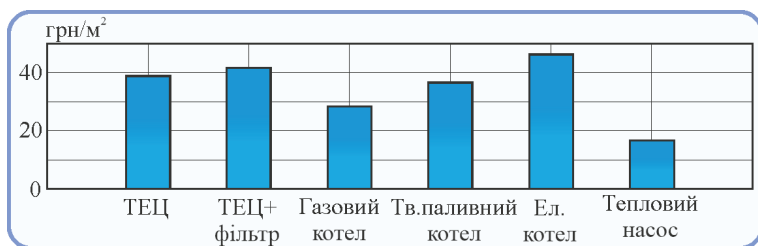


Рис. 1. Вартість опалення  $1\text{ м}^2$  для побутового споживача

**Висновки.** Проведений аналіз та визначено значення найнижчого сумарного критерію екологічного забруднення при використанні теплового насосу для теплопостачання будівлі, що може вважатися екологічно безпечною технологією тому може використовуватися для опалення в майбутньому.

### Література

1. Radchenko R., Kornienko V., Radchenko M., Mikielwicz D., Andreev. A. Kalinichenko I. (2021). Cooling

intake air of marine engine with water-fuel emulsion combustion by ejector chiller. Modern Power Systems and Units. V International Scientific and Technical Conference. Kraków, Poland, Edited by Rerak, M.; Majdak, M.; E3S Web of Conferences. 323. id.00031. 5 p. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202132300031>.

2. Андреев А.А., Смагин Д.Н., Калиниченко И.В. (2004). Совершенствование схем утилизации низкопотенциальной теплоты судовых дизельных установок на основе низкокипящих жидкостей. Збірник наукових праць НУК. Миколаїв НУК. 4. 397.

3. Kobalava, H., Konovalov, D., Kalinichenko, I., Pyrysunko, M. (2024). Study of Thermophysical Processes in the Thermopressor for Contact Cooling Systems. In: Ivanov, V., Pavlenko, I., Edl, M., Machado, J., Xu, J. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII. DSMIE 2024. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-63720-9\\_21](https://doi.org/10.1007/978-3-031-63720-9_21)

4. Savenkov, O., Radchenko, A., Bileka, B., Scurtu, I.C., Kalinichenko, I. (2022). Improving the Efficiency of Operation of Gas Turbine Plants Based on Turbo-Gear Units. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Kritskiy, D. (eds) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2021. ICTM 2021. Lecture Notes in Networks and Systems, vol 367. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-94259-5\\_46](https://doi.org/10.1007/978-3-030-94259-5_46)

## АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СТУПЕНЕВОГО КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

**Калініченко І. В.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри теплотехніки  
E-mail: ivan.kalinichenko@nuos.edu.ua

**Казенов Є. Є.**, здобувач вищої освіти  
*Херсонський навальний-науковий інститут  
Національного університету кораблебудування  
імені адмірала Макарова,  
м. Херсон, Україна*

**Анотація.** У даній роботі проведено аналіз ефективності систем ступеневого кондиціювання повітря, що використовуються у поєднанні з тепловими насосами різних типів. Розглянуто принципи роботи теплового насоса, особливості багату-ступеневого охолодження та осушення повітря, а також вплив температурно-вологісних параметрів на енергетичну ефективність системи. Виконано порівняльну оцінку традиційних і ступеневих систем кондиціювання за коефіцієнтом енергетичної ефективності (COP) і питомими витратами енергії. Показано, що впровадження ступеневого кондиціювання дозволяє знизити енергоспоживання системи на 15–25 % у порівнянні з одноетапними схемами.

**Ключові слова:** тепловий насос, кондиціювання повітря, ступеневе охолодження, енергоефективність, COP, тепла потужність, рекуперація.

**Вступна частина.** Проблема енергозбереження та підвищення ефективності систем опалення й кондиціювання повітря є однією з ключових у сучасній енергетиці. Зі зростанням вартості енергоносіїв та посиленням вимог

до екологічності будівель, все більше уваги приділяється використанню теплових насосів як альтернативних джерел теплової енергії.

Тепловий насос – це пристрій, який переносить теплоту від низькотемпературного джерела (повітря, ґрунту, води) до середовища з вищою температурою. Його робота базується на термодинамічному циклі Карно, і дозволяє отримувати 3–5 кВт тепла з 1 кВт спожитої електроенергії.

Системи кондиціонування повітря з тепловими насосами забезпечують не лише нагрівання чи охолодження, але й осушення, фільтрацію та вентиляцію повітря. Проте при традиційному одноетапному кондиціюванні виникають втрати енергії через неповне використання потенціалу холодоагенту та нераціональний режим роботи компресора. Саме тому актуальним є впровадження **ступеневого (багатоступеневого) кондиціювання**, де охолодження та осушення відбуваються в кілька послідовних етапів із частковою рекуперацією енергії.

**Метою роботи** є аналіз ефективності ступеневого кондиціювання повітря у системах з тепловими насосами, визначення основних факторів, що впливають на енергетичні показники, та розроблення рекомендацій щодо підвищення ефективності таких систем у будівлях різного призначення.

### **Основна частина.**

#### **1. Принцип роботи ступеневого кондиціювання**

Ступеневе кондиціювання передбачає, що охолодження і осушення повітря здійснюються не за один прохід через теплообмінник, а за два чи більше етапів. При цьому повітря спочатку попередньо охолоджується (до температури, вищої за точку роси), далі осушується та доводиться до заданої температури на другому етапі [1–3].

Кожен ступінь кондиціювання має власний теплообмінник (випарник), який може працювати на різному тиску та з різними параметрами холодоагенту. Завдяки цьому компресор

працює в оптимальному режимі, а втрати енергії при дроселюванні мінімізуються.

## 2. Застосування у системах з тепловими насосами

У системах типу «повітря–повітря» або «повітря–вода» тепловий насос може одночасно забезпечувати як охолодження повітря в приміщенні, так і нагрівання води в контурі ГВП (гарячого водопостачання). При ступеневому кондиціюванні частина теплоти, відведеної з повітря на першому етапі, може бути передана через теплообмінник до іншого споживача, що підвищує загальний коефіцієнт перетворення енергії.

## 3. Енергетичний аналіз

Основним показником ефективності теплового насоса є **коефіцієнт продуктивності COP (Coefficient of Performance)**:

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{корисна}}}{W_{\text{ел}}},$$

де  $Q_{\text{корисна}}$  – корисна теплова потужність,  
 $W_{\text{ел}}$  – споживана електрична потужність компресора.

Дослідження показують, що при переході від одноетапної до двоступеневої схеми охолодження COP може зрости з 3,0 до 3,6–3,8, тобто на 20–25 %. Це пояснюється зменшенням перепаду тиску в компресорі та зниженням температури конденсації.

## 4. Термодинамічна ефективність і вологорегулювання

Однією з важливих переваг ступеневого кондиціювання є точніше регулювання вологості. Завдяки попередньому охолодженню повітря на першому ступені досягається ефективніше осушення, без необхідності надмірного переохолодження, що характерне для звичайних систем.

Крім того, можлива реалізація **систем рекуперації вологи** (ентальпійні теплообмінники), які зменшують навантаження на компресор і знижують витрати енергії на 10–15 %.

Як видно, початкові капітальні витрати на ступеневу систему вищі, але вони окуповуються завдяки зменшенню експлуатаційних витрат протягом 2–3 років.

**5. Порівняльна характеристика систем** представлена в таблиці.

Таблиця – Порівняльна характеристика систем

| Показник             | Одноетапне кондиціювання | Ступеневе кондиціювання |
|----------------------|--------------------------|-------------------------|
| ККД (COP)            | 3,0–3,2                  | 3,6–3,8                 |
| Енергоспоживання     | 100 %                    | 80–85 %                 |
| Осушення повітря     | нерівномірне             | стабільне               |
| Комфорт у приміщенні | помірний                 | високий                 |
| Вартість обладнання  | нижча                    | вища на 10–15 %         |

## 6. Можливості використання в Україні

В умовах клімату України (з різко вираженими сезонами) ступеневе кондиціювання у поєднанні з тепловими насосами має значний потенціал для енергоефективних будівель. Такі системи особливо ефективні для:

- адміністративних і торгових центрів;
- промислових підприємств із постійним тепло-виділенням;
- житлових будинків з низьким тепловим навантаженням у перехідні періоди.

**Висновки.** Ступеневе кондиціювання повітря у поєднанні з тепловими насосами є ефективним способом підвищення енергетичної ефективності систем клімат-контролю. Використання дво- та триступневих схем дозволяє знизити споживання електроенергії на 15–25 % порівняно з одноетапними системами. Впровадження систем рекуперації теплоти та вологи додатково покращує показники COP і забезпечує комфортний мікроклімат у приміщенні.

Хоча капітальні витрати на багатоступеневі системи вищі, економія енергії забезпечує їхню окупність протягом кількох років. Для українських умов такі системи мають перспективу широкого використання у сфері «зелених технологій» та енергоефективного будівництва.

### Література

1. Кордюков М.І. Оцінка енергоспоживання систем вентиляції та кондиціонування повітря / М.І. Кордюков // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт.; відп. ред. Е.С. Малкін. – Київ : КНУБА, 2016. – Вип. 20. – С. 46–53.
2. Безродний М.К. Високоєфективна теплонасосна система вентиляції та кондиціонування виробничого приміщення з рециркуляцією вентиляційного повітря / М.К. Безродний, Т.О. Місюра // Енергетика: економіка, технології, екологія : науковий журнал. – 2020. – № 2 (60). – С. 26–35.
3. Seon Tae Kim, Robert Hegner, Göksel Özüylası, Panagiotis Stathopoulos, Eberhard Nicke. (2023). Performance Analysis of Multi-Stage Heat Pump Systems. Applied Thermal Engineering, 2022. DOI:10.1002/ese3.1536.

## УСТАНОВКА АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПІДПРИЄМСТВА З СТУПЕНЕВОЮ ЕЖЕКТОРНО-АБСОРБЦІЙНОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ

**Фордуй С. Г.**, канд. техн. наук

**Радченко А. М.**, канд. техн. наук, доцент

**Зубарев А. А.**, канд. техн. наук, доцент

**Остапенко О. В.**, канд. техн. наук, доцент

*Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова,  
м. Миколаїв, Україна*

**Анотація.** Виконано аналіз типової системи трансформації скидної теплоти газових двигунів в холод. Встановлено наявність значних втрат теплоти. Запропонована ступінчаста абсорбційно-ежекторна система, застосування якої забезпечує скорочення втрат теплоти і приріст холодопродуктивності понад 15 %.

**Ключові слова:** тригенерація, абсорбційна холодильна машина, адсорбційна холодильна машина, утилізація теплоти

**Вступ.** У руслі загальносвітової тенденції децентралізації енергопостачання все більший попит отримують установки автономного електро-, тепло- та холодопостачання, в яких скидна теплота привідних двигунів електрогенераторів трансформується в холод тепловикористовуючими холодильними машинами, а холод використовується на технологічні потреби і кондиціонування повітря різних об'єктів. Особливо перспективним є застосування для приводу електрогенераторів газопоршневих двигунів, що випускаються в когенераційному виконанні – зі штатними теплообмінниками, в яких скидна теплота відводиться на нагрів води (теплоносія), теплота

якого в свою чергу трансформується в холод абсорбційною бромістолітєвою холодильною машиною.

Відповідно до існуючої схеми роботи при температурі теплоносія, на виході з когенераційного модуля, що дорівнює  $90^{\circ}\text{C}$ , зниження температури теплоносія в АБХМ зазвичай становить не  $15^{\circ}\text{C}$ , а реально навіть дещо менше, що не дозволяє охолоджувати теплоносій до температури на вході в ГД  $t = 70^{\circ}\text{C}$ , яка б забезпечувала підтримку теплового стану ГД на необхідному рівні, і викликає необхідність скидати надлишкову теплоту в атмосферу градирнею аварійного скидання. Через відповідні втрати теплоти теплові коефіцієнти системи утилізації теплоти ГД виявляються значно нижче теплових коефіцієнтів власне АБХМ, що зумовлює істотне зниження холодопродуктивності.

**Результати дослідження.** Рішення завдання підвищення ефективності трансформації теплоти газового двигуна в холод розглядалося на прикладі установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення заводу ТОВ «Сандора» – «Pepsico Ukraine» (м. Миколаїв, Україна). Установка включає два когенераційних газових двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГД 1400 кВт, тепла потужність 1500 кВт), в якому теплота випускних газів, надувої газоповітряної суміші, що охолоджує сорочку двигуна води і мастила використовується для нагріву води. Теплота гарячої води трансформується абсорбційною бромістолітєвою холодильною машиною AR-D500L2 Century в холод (холодильна потужність 2000 кВт), який витрачається на технологічні потреби і для роботи центральних кондиціонерів, що забезпечують охолодження повітря в машинному відділенні (рис. 1).

З метою виключення зазначених втрат тепла, було запропоновано використовувати в системі утилізації додаткову тепловикористовуючу ежекторну холодильну машину. Ежекторні ХМ відрізняються простотою конструкції, але їх ефективність роботи дуже сильно залежить від температури

теплоносія на вході. Незначне падання температури теплоносія призводить до значного падіння теплового коефіцієнта ЕХМ, в порівнянні з АБХМ. Тому ежекторний ступень запропоновано використовувати перед АБХМ щоб спрацювати в генераторі ЕХМ високопотенційне тепло теплоносія.

Згідно з запропонованою схемою (рис. 1) тепло теплоносія з температурою  $90^{\circ}\text{C}$  використовується в випарній частині генератора ЕХМ. Потім зі зниженою до  $85^{\circ}\text{C}$  температурою теплоносії подається в АБХМ в результаті чого на виході з АБХМ отримують теплоносії з температурою  $\approx 72^{\circ}\text{C}$ . Для дотримання умови підтримки температури зворотного теплоносія на вході в газопоршневої двигун не вище  $70^{\circ}\text{C}$ , решта надлишкового тепла теплоносія відводиться в економайзерною частиною генератора ЕХМ для проміжного нагріву рідини перед випарною частиною генератора.

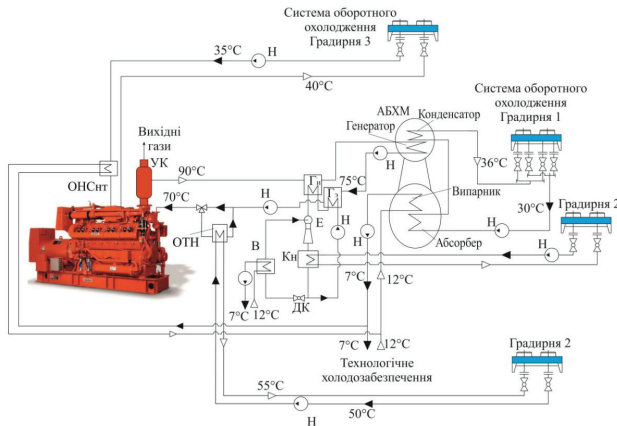


Рис. 1. Схема запропонованої ступеневої системи трансформації скидного тепла ГПД в холод в ЕХМ і АБХМ: УК – утилізаційний котел; Ги, Ге – генераторна і економайзерна секції ЕХМ; ДК – дросельний клапан; Кн – конденсатор; В – випарник; Е – ежектор; градирня 2 – аварійного скидання тепла; ОTH-охолоджувач теплоносія; ОНСнт – охолоджувач надувної суміші; Н – насос

Для запропонованої схеми були розраховані загальна холодопродуктивність, а також її складових – холодопродуктивності ЕХМ і АБХМ. При цьому було встановлено що, через використання частини теплоти теплоносія в генераторній секції ЕХМ перед АБХМ, і як результат зниження його температури, спостерігається зниження кількості теплоти використаного в АБХМ запропонованої схеми і трансформованого в холод. Але за рахунок додаткового холоду, одержуваного в ЕХМ, загальна холодопродуктивність трохи зростає.

Для запропонованої схеми системи трансформації скидного тепла ГД в холод були проведені розрахунки приросту холодопродуктивності при різних теплових коефіцієнтах ЕХМ. Було встановлено що використання ЕХМ в запропонованій схемі системи трансформації скидного тепла ГД в холод доцільно при її тепловому коефіцієнті 0,15 і вище. Так як при тепловому коефіцієнті ЕХМ 0,14 не буде приросту холодопродуктивності в порівнянні з базовою схемою системи.

**Висновки.** Шляхом трансформації надлишкової теплоти, зазвичай скидається в атмосферу, в холод в ЕХМ можна збільшити холодопродуктивність установки автономного електро-, тепло- та холодопостачання, при можливості експлуатації ЕХМ з підвищеним тепловим коефіцієнтом. При цьому при значенні теплового коефіцієнта ЕХМ  $\zeta = 0,4$  можна досягти 18% приросту холодопродуктивності системи в порівнянні з базовим її значенням.

### Література

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 / T. Elsenbruch [статья]. – București, October 28, 2010. – 73 p.

3. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype / G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January, 2006. – 495 p.

4. Радченко А.Н., Зубарев А.А., Остапенко А.В., Грич А.В. Повышение эффективности утилизации теплоты газового двигателя ступенчатой трансформацией [Текст] / А.Н. Радченко, А.А. Зубарев, А.В. Остапенко, А.В. Грич // Авиационно-космическая техника и технология. – 2018. – № 6(150). – 113 с. С. 39–43.

## **РОЗРОБКА АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ КОМБІНОВАНОЇ ДІЇ**

**Тітлов О. С.**, д-р техн. наук,  
професор кафедри нафтогазових технологій, інженерії  
та теплоенергетики  
E-mail: titlov1959@gmail.com

**Гратій Т. І.**, Ph.D., викладач  
E-mail: tgratij@ukr.net

**Дмитренко Д. В.**, аспірант  
E-mail: basheaction@gmail.com

*Одеський національний технологічний університет,  
м. Одеса, Україна*

Перспективним напрямом в енергозберігаючих розробках є створення побутових приладів, що поєднують функції холодильного зберігання та теплової обробки харчових продуктів, напівфабрикатів та сільськогосподарської сировини. До складу таких приладів входить традиційна холодильна та додаткова тепла камера (ТК), температурні режими якої

забезпечуються за рахунок утилізації скидного тепла холодильного циклу.

З усіх типів сучасного побутового холодильного обладнання необхідний температурний потенціал (вище 70 °C) мають лише теплорозсіюючі елементи абсорбційного холодильного агрегату (АХА) – ректифікатор та дефлегматор.

Термодинамічний та ексергетичний аналіз холодильного циклу АХА показав практичну доцільність використання скидного тепла з теплонавантажених елементів для підтримки температурного режиму додаткової теплової камери.

Таким чином, дослідження та розробки комбінованих побутових абсорбційних холодильних приладів, що поєднують функції охолодження та нагріву без додаткових витрат енергії, можуть вважатися актуальними.

Ринок сучасної побутової холодильної техніки і в світі, і в Україні є досить різноманітним і пропонує населенню широкий спектр обладнання з різними функціональними можливостями. Це: класичні одно- та двокамерні моделі; вбудовані в кухонні меблі; спеціалізовані холодильники для вина зі скляними дверима; морозильні камери типу «скриня» та типу «шафа»; мініхолодильники.

Нарівні з традиційними та найбільш поширеними компресійними на ринку присутні і абсорбційні моделі холодильних приладів різного функціонального призначення.

Підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів різного функціонального призначення є основним напрямом сучасних розробок нових моделей. У цій тенденції органічно записуються розробки нової техніки, в яких розширені функціональні можливості досягаються за рахунок утилізації скидного тепла холодильного циклу, наприклад, циклу АХА.

Проте така перспективна техніка не дійшла до серійного виробництва через низку технічних недоробок. Основна

проблема була пов'язана з організацією передачі теплового потоку від дефлегматора АХА в ТК. Під час проектування нової техніки був відсутній досвід створення ефективних систем транспорту тепла та теоретичні уявлення про теплову взаємодію дефлегматора абсорбційного холодильного агрегату та ТК.

Як наслідок, пілотні зразки комбінованих холодильних приладів не дозволяли досягти прийнятних результатів як по охолодженню, так і нагріванню.

Доведено, що режими роботи дефлегматора АХА визначають енергетичну ефективність при отриманні штучного холоду та теплові режими додаткової ТК у складі комбінованого абсорбційного холодильного приладу.

Сучасне математичне моделювання теплових режимів дефлегматора проведено для його стаціонарних та нестационарних режимів роботи і такі відомі підходи можуть бути використані при моделюванні теплового ланцюга «дефлегматор АХА-двофазний термосифон-ТК». У зв'язку з відсутністю інформації щодо особливостей роботи комбінованих холодильних приладів з АХА та двофазного термосифону (ДФТС) спочатку було виконано тестові експериментальні дослідження елементів конструкції.

Виконано експериментальним дослідження комбінованих абсорбційних холодильних приладів.

Досліджувана конструкція холодильника з ТК була виготовлена на базі серійної моделі абсорбційного холодильника типу «Кристал-408» Васильківського заводу холодильників. У всіх випадках зовнішні геометричні параметри ТК становили: висота – 0,420 м; глибина – 0,540 м; ширина – 0,570 м; корисний об'єм – 35 дм<sup>3</sup>. Товщина теплоізоляції ТК: бічних стінок – 0,080 м; дна – 0,075 м; кришки, задньої та передньої стінок – 0,10 м. Внутрішній корпус ТК був виготовлений у вигляді цілісного короба. Матеріал коробки ТК – нержавіюча

сталь, а товщина стінки короба – 0,001 м. Для забезпечення теплового зв'язку підйомної ділянки дефлегматора АХА з ТК використовувався ДФТС завдовжки 1,530 м та діаметром –  $0,010 \times 0,001$  м. Матеріал корпусу ДФТС – нержавіюча сталь. Теплоносій – етиловий спирт. Кріплення ДФТС до дефлегматора діаметром  $0,016 \times 0,0014$  м здійснювалося за допомогою мідної стискаючої пластини, причому для зниження термічного опору в зоні контакту знаходився стиснутий високопористий осередковий матеріал на основі міді, пори якого були заповнені теплопровідною пастою.

У процесі експериментальних досліджень показано, що комбінований абсорбційний холодильний прилад, що містить у своєму складі як камери з низькими температурами, так і ТК, можна створити на базі вітчизняних моделей Васильківського заводу холодильників типу «Кристал-408» з мінімальними технологічними доробками.

Проведено добірку ДФТС для забезпечення ефективного теплового зв'язку дефлегматора АХА та ТК. Визначено найбільш раціональне місце відведення скидного тепла дефлегмації для забезпечення температурних режимів ТК. Зона конденсації становила 385 мм.

У різних режимах підведення теплового навантаження на генератор АХА виконано тестування теплових режимів незавантаженої ТК. Показано, що за рахунок утилізації викидного тепла дефлегмації в ТК може бути досягнута температура порядку  $40^{\circ}\text{C}$  при одночасному забезпеченні нормативних режимів в камерах охолодження.

В умовах проведення експерименту було визначено добове енергоспоживання згідно з нормативною методикою. Воно становило 1,43 кВт·год, що у 6,9 % менш, ніж в абсорбційному холодильного приладу у традиційному виконанні.

Виконано моделювання теплових режимів комбінованого абсорбційного холодильного приладу. Доведено, що:

величини теплового потоку, що відводиться з дефлегматора АХА за допомогою ДФТС, достатньо тільки для підтримки в ТК температури на рівні  $50^{\circ}\text{C}$ ; що для підтримки в ТК рівня температур  $70^{\circ}\text{C}$  та  $100^{\circ}\text{C}$  потрібні додаткові енерговитрати, а величина додаткових енерговитрат для  $70^{\circ}\text{C}$  становить 3,5 Вт, а для  $100^{\circ}\text{C}$  – 8,7 Вт. При цьому добові енерговитрати холодильника зростуть відповідно на 4,9 % та 12,3 %; при повному використанні теплоти дефлегмації для обігріву ТК можливе забезпечення її теплових режимів у діапазоні температур  $50\ldots 100^{\circ}\text{C}$ ; у разі використання у якості робочого середовища ТК повітря, виникають проблеми при теплопередаванні від конденсатора ДФТС до внутрішнього об'єму камери. У цьому випадку необхідно підтримувати перепад температур між нагрівальною панеллю і повітрям в ТК близько  $25\ldots 35^{\circ}\text{C}$ , а величина панелі повинна становити не менше  $0,200 \times 0,285$  м (висота  $\times$  ширина); у разі використання води у якості робочого середовища ТК доцільно використовувати нагрівальні панелі висотою 0,2 м, шириною  $0,02\ldots 0,03$  м. Для інтенсифікації процесів теплопередавання при нагріванні води, нагрівальну панель необхідно розташовувати в нижній частині ТК; у разі використання повітря в ТК, його охолодження через втрату тепла до навколишнього повітря йде в 32 рази швидше, ніж при використанні води при початковій температурі  $50^{\circ}\text{C}$  і в 11 разів швидше при початковій температурі  $70^{\circ}\text{C}$ . Результати розрахунку представлені у вигляді номограми (рис. 1) для ТК повітряного типу, які мають найбільші перспективи застосування порівняно з рідинними. У номограмах зафіксована зовнішня ширина (0,57 м) і глибина (0,54 м) ТК, відповідно до розмірів холодильної шафи моделі «Кристал-408» АШ-150.

Як показали розрахунки для ТК, виконаної у вигляді ємності для рідини, товщину теплової ізоляції, отриману за допомогою номограм, слід збільшити в середньому на 5 %.

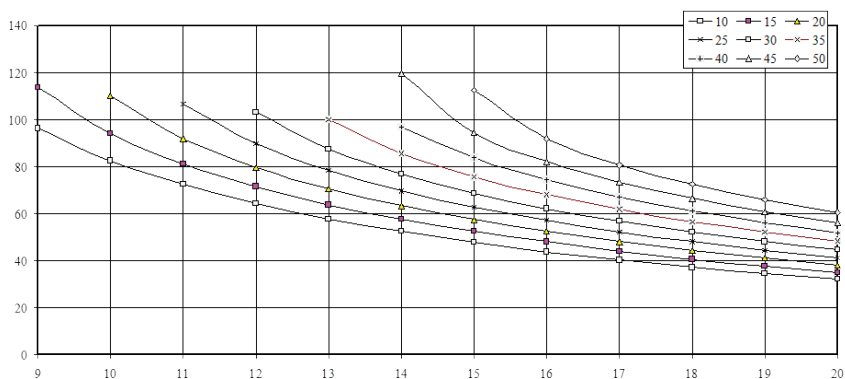


Рис. 1. Залежність визначення товщини теплової ізоляції огорожувальних конструкцій ТК з теплового навантаження підйомного ділянки дефлегматора (9...20 Вт) і значення корисного обсягу ТК (10... 50 дм³). Матеріал теплової ізоляції – пінополіуретан).

## Література

1. Тітлов О.С., Гратій Т.І., Біленко Н.О. Підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів. Холодильна техніка та технологія. 2019. 55(5–6). С. 293–303. <https://doi.org/10.15673/ret.v55i5-6.1659>
2. Гратій, Т., & Тітлов, О. (2021). Розробка апаратів для первинної термічної обробки і холодильного зберігання харчових продуктів. Refrigeration Engineering and Technology, 57(3), 126–137. <https://doi.org/10.15673/ret.v57i3.2163>
3. Тітлов, О., & Гратій, Т. (2022). Підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів. Refrigeration Engineering and Technology, 58(4), 204–215. <https://doi.org/10.15673/ret.v58i4.2569>
4. Гратій, Т., & Тітлов, О. (2023). Підвищення енергетичної ефективності комбінованих абсорбційних холодильних приладів. Холодильна техніка та технологія, 59(1), 14–31. <https://doi.org/10.15673/ret.v59i1.2616>

## РОЗРОБКА АБСОРБЦІЙНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ

**Пономарев К. О., Ph.D.**

E-mail: alic.in.mine@gmail.com

**Березовська Л. В., Ph.D.**

E-mail: milaberez2016@gmail.com

**Тітлов О. С., д-р техн. наук,**

професор кафедри нафтогазових технологій,  
інженерії та теплоенергетики

E-mail: titlov1959@gmail.com

*Одеський національний технологічний університет,  
м. Одеса, Україна*

Абсорбційні термотрансформатори (АТТ) вирішують задачі опалення, охолодження та кондиціонування повітря без використання електричної енергії та при цьому не мають негативного впливу на екосистему планети. Робочим тілом сучасних АТТ є природні речовини: водний розчин бромистолітія або водоаміачний розчин. Екологічна безпека наразі є пріоритетною в оцінці перспектив просування нової енергетичної техніки, розробки АТТ, апріорно вписується в цю концепцію [1]. Наступним важливим фактором оцінки перспектив нової енергетичної техніки є енергетична ефективність.

Незважаючи на те, що в АТТ основним джерелом споживаної енергії є неелектричні джерела (сонячне теплове випромінювання, теплота вихідних технологічних продуктів, теплота згорання органічного пального тощо), до них також висуваються вимоги енергоефективності. Ці вимоги, як правило, допомагають розробникам мінімізувати масогабаритні параметри конструкцій АТТ і зробити їх більш конкурентоспроможними на ринку кліматичної та енергетичної техніки.

Аналіз сучасного стану ринку систем опалення, кондиціонування та охолодження показує, що АТТ займають більшу нішу в центральних кліматичних системах великих приміщень та виробничих споруд. Це бромистолітєві АТТ з холодопродуктивністю від 17 до 5500 кВт. Таке положення пов'язано великою мірою й з можливістю більш ефективного контролю режимів роботи великих агрегатів з метою недопущення кристалізації розчинів бромистолітія в зонах підведення теплової енергії. У водоаміачних АТТ відсутні проблеми кристалізації робочого тіла. Вони здатні вирішувати задачі теплового та холодильного впливу в широкому діапазоні холодопродуктивності від 10 Вт до 700,0 кВт.

Аналізуючи сучасний ринок кліматичної техніки, зростання цін на енергоносії та перспективні потреби людства можна припустити, що перспективними будуть розробки систем на неелектричних джерелах енергії для невеликих приміщень та домогосподарств. Це системи опалення, кондиціонування та системи низькотемпературного зберігання харчових продуктів та сільськогосподарської сировини. Вочевидь, що для цих задач будуть потрібні системи з тепловою та холодильною продуктивністю 2,5...5,0 кВт та 5,0...12,0 кВт відповідно [2–3]. Приведений аналіз літературно-патентних джерел проблеми розробки абсорбційних термотрансформаторів показав, по-перше, актуальність таких досліджень, так як наявний широкий попит на такі вироби, особливо для розв'язання задач життєзабезпечення (опалення, охолодження) невеликих будівель та приміщень.

По-друге, було показано відсутність системних підходів до вирішення таких задач. Зокрема, відсутність науково-технічної інформації про використання сонячного тепла для роботи АТТ безнасосного типу.

Таким чином метою даної роботи є розробка та дослідження АТТ з низькопотенційними джерелами теплової енергії. Для досягнення поставлених мети в рамках цієї роботи вирішували наступні задачі: а) розробку та аналіз схемних

рішень АТТ для систем життєзабезпечення (опалення, кондиціонування повітря, охолодження); б) експериментальне дослідження теплових і витратних характеристик перекачувальних термосифонів у складі АТТ; в) моделювання теплових режимів АТТ з тепловими трубами; г) розробка перспективних системи життєзабезпечення на базі АТТ.

На першому етапі було проведено розробку схемних рішень АТТ для систем життєзабезпечення. Розглянуто базову модель на основі безнасосного АТТ. Запропонована схема вирішує завдання як опалення, так і кондиціонування повітря та охолодження. Для завдань опалення та кондиціонування в холодний період року послідовно використовується тепло, що відходить із зони генерації, абсорбції, конденсації та ректифікації (дефлегмації).

Для запропонованої схеми було розроблено методику термодинамічного розрахунку водоаміачного абсорбційного циклу з використанням вперше отриманих апроксимаційних залежностей термодинамічних параметрів та функцій. Розглянуто робоче тіло з інертним газом воднем та гелієм. Виконано чисельні дослідження термодинамічних циклів в характерних режимах роботи АТТ. Аналіз отриманих результатів розрахунку показав наступне – як у разі застосування інертного газу водню, так і гелію чисельні значення холодопродуктивності за інших однакових режимних параметрів не впливають на чисельні значення коефіцієнта перетворення термодинамічного циклу безнасосного АТТ. Причому його відмінність чисельних значень для гелію і водню як інертного газу незначна. Доведено також, що зростання температури «холодного джерела» від  $0^{\circ}\text{C}$  до  $10^{\circ}\text{C}$  для гелію та водню, як інертного газу, практично не впливає на коефіцієнт перетворення термодинамічного циклу АТТ – зміна становить не більше 0,5 %.

Для отримання відсутньої інформації виконано також експериментальні дослідження генераторного вузла АТТ, які дозволили оцінити чисельні значення витратних характеристик перекачувальних термосифонів (розчин, пар)

на різних робочих тілах (хлористій кальцій, водні розчини бромистого літію та хлористого літію), вплив на них ряду визначальних параметрів (склад розчину, нахил до горизонту, рівень розчину в зоні підвода теплового навантаження). Такі дані необхідні для проектування абсорбційних термотрансформаторів для систем опалення, кондиціонування повітря та охолодження.

Показано, що для забезпечення надійної роботи перекачувального термосифону на робочих тілах:  $\text{LiBr}$ ,  $\text{CaCl}_2$ ,  $\text{LiCl}$  та задля уникнення кристалізації в зоні підведення теплового навантаження не слід використовувати трубки невеликого діаметру, зокрема 2 мм. Термосифони ж із внутрішнім діаметром 4 мм демонструють стабільну та надійну роботу у всьому діапазоні теплових навантажень до 250 Вт. У ряді експериментальних досліджень з розчином  $\text{LiCl}$  відмічене непередбачувані результати з максимумами в зоні теплового навантаження 100 Вт. У зв'язку з цим можна порекомендувати розробникам АТТ уважно відноситись до вибору робочого тіла на базі  $\text{LiCl}$ .

Доведено також, що розподіл за висотою транспортувальної зони підведення теплового навантаження збільшує витрати пари та перекачаного розчину, порівняно з підведенням тепла в нижню частину термосифону, для різних робочих тіл на 15...28 %.

При відхиленнях перекачувального термосифону від горизонталі суттєво зростають витрати розчину. А так як сонячні системи встановлюються з орієнтацією на сонце (в Україні приблизно у  $45^\circ$ ), то цей факт слід враховувати під час проектування систем життєзабезпечення на базі АТТ з робочим тілом  $\text{LiCl}$ ,  $\text{LiBr}$ ,  $\text{CaCl}_2$ . Показано й не критичність початкового заповнення зони підведення тепла перекачувального термосифону – амплітуда коливань до 50 мм не впливала на надійність його роботи та витратні характеристики.

З використанням результатів експериментальних досліджень розроблено математичну модель теплової схеми «випарник АТТ – тепла труба – низькотемпературне відділення».

Модель дозволяє проводити чисельний експеримент щодо оцінки впливу на температурно-енергетичні характеристики елементів АТТ, а саме короба НТО, а також наступних геометричних та режимних параметрів: глибини, ширини та висоти короба НТО; товщини матеріалу короба НТО; типу матеріалу короба; типу використаної теплової труби; контактного термічного опору; товщини ізоляційних перегородок; теплового навантаження та рівня температур об'єкта охолодження та зовнішнього повітря [4–5].

У результаті чисельного експерименту розроблено практичні рекомендації для проєктування та показано перспективність використання теплових труб різної конфігурації – Г-подібних та П-подібних конструкцій для камер охолодження у складі абсорбційних термотрансформаторів.

З урахуванням результатів проведених теоретичних та експериментальних досліджень розроблено принципову схему абсорбційного термотрансформатора, що використовує як основне джерело теплової енергії сонячне випромінювання та акумулятори тепла та холоду. Робочим тілом такого АТТ можуть бути водні розчини солей хлористого кальцію, бромистого літію, хлористого літію і водоаміачна суміш з інертним газом на основі водню або гелію. Для апробації розроблених методик було виконано теплотехнічний розрахунок системи акумуляції тепла та холоду з продуктивністю 5 кВт по холоду та 12 кВт по теплу та виконано проєктування акумуляторів тепла та холоду для цих параметрів.

### Література

1. Тітлов, О., Березовська, Л., Пономарьов, К., & Георгієш, К. (2024). Підвищення енергетичної ефективності генераторів абсорбційних холодильних агрегатів. *Refrigeration Engineering and Technology*, 60(4), 254–265. <https://doi.org/10.15673/ret.v60i4.3093>
2. Тітлов, О., & Пономарьов, К. (2025). Розробка абсорбційних термотрансформаторів для обігріву та охолодження.

Refrigeration Engineering and Technology, 61(1), 12–24. <https://doi.org/10.15673/ret.v61i1.3136>

3. Пономарьов, К. (2025). Дослідження та застосування абсорбційних термотрансформаторів: огляд. Refrigeration Engineering and Technology, 61(2). <https://doi.org/10.15673/ret.v61i2.3157>

4. Titlov O., Ponomaryov K. 2025. Моделювання теплових режимів абсорбційного термотрансформатора з тепловими трубами. Праці Одеського політехнічного університету. 1(71). <https://doi.org/10.15276/opu.1.71.2025.05>

5. Тітлов, О.С., & Пономарьов, К.М. (2025). Моделювання теплових режимів абсорбційного термотрансформатора з тепловими трубами. Вісник Вінницького політехнічного інституту, (4), 67–75. <https://doi.org/10.31649/1997-9266-2025-181-4-67-75>

## **ПЕРСПЕКТИВНІ ХОЛОДОАГЕНТИ З НИЗЬКИМ ПОТЕНЦІАЛОМ ГЛОБАЛЬНОГО ПОТЕПЛІННЯ ДЛЯ СУДНОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ**

**Огурцов Д. В.**, аспірант

**Хлієва О. Я.**, д-р техн. наук,  
кафедра суднового допоміжного обладнання  
і холодильної техніки  
E-mail: [khliyev@ukr.net](mailto:khliyev@ukr.net)

*Національний університет «Одеська морська академія»,  
м. Одеса, Україна*

Міжнародні екологічні ініціативи зумовлюють необхідність переходу морського транспорту на технології з низьким вуглецевим слідом. Значну частку викидів парникових газів у судновій галузі становлять викиди CO<sub>2</sub> двигунів, але витoki

фторвуглецевих холодоагентів вносять додатковий вклад через високе значення потенціалу глобального потепління (GWP) традиційних робочих тіл типу R404A чи R134a.

Паризька угода (2015) та Кігальська поправка до Монреальського протоколу (2016) визначили міжнародні орієнтири щодо скорочення виробництва і споживання фторвуглецевих холодоагентів на 85 % до 2047 року. Ці документи, поряд із регламентом ЄС № 517/2014 (F-Gas Regulation), стимулювали активний перехід на холодоагенти із низьким GWP. Проте морська галузь стикається з технічними труднощами, які уповільнюють цей процес порівняно з наземними системами. Перш за все це пов'язано з тим, що більшість холодоагентів з низьким GWP є горючими.

Суднові холодильні установки відносяться до системи, що працюють у замкнутому просторі, де ризик займання робочого тіла особливо високий. Конвенції SOLAS та MARPOL визначають загальні вимоги до безпеки та запобігання забрудненню, проте не містять прямих обмежень щодо застосування фторвуглецевих холодоагентів. Це створює «регуляційний вакуум», у якому рішення про перехід на альтернативні холодоагенти ухвалюються переважно на рівні класифікаційних товариств (Lloyd's Register, DNV, Bureau Veritas, ABS).

Відповідно до оновлених правил Lloyd's Register (2024–2025 pp.), вже дозволено використання вуглеводнів R290 (пропан) і R600a (ізобутан) у суднових холодильних системах за умови дотримання спеціальних вимог безпеки. DNV та Bureau Veritas наразі не дозволяють застосування вуглеводнів як холодоагентів, але допускають можливість їх розгляду у майбутніх редакціях правил. Водночас DNV та Bureau Veritas у останніх редакціях дозволили використання «слабкозаймістих» холодоагентів, таких як R32 та R1234yf.

Важливу роль при впровадженні холодоагентів нового покоління у суднову холодильну техніку відіграють також кодекси IGC (для суден, що перевозять зріджені гази) та IGF (для суден на газовому паливі). Вони встановлюють вимоги

до систем, що використовують займисті гази, й можуть бути застосовані за аналогією до суднових холодильних систем, що використовують вуглеводні як холодоагенти. Таким чином, жоден міжнародний документ прямо не забороняє використання вуглеводневих холодоагентів, проте всі вимагають суворого дотримання правил пожежної безпеки.

Вуглеводневі холодоагенти (НС) належать до природних робочих середовищ і мають низку суттєвих переваг. Вони характеризуються надзвичайно низьким GWP, відмінними термодинамічними властивостями, високою енергоефективністю та сумісністю з традиційними матеріалами та мастилами холодильних систем. Завдяки цьому вуглеводні можуть забезпечувати зниження як прямих, так і непрямих викидів парникових газів. Крім того, вуглеводні є доступними за ціною.

Головний недолік – висока займистість. Це обмежує обсяг заправки системи та потребує реалізації комплексу безпечних заходів: герметизації, відокремлення приміщень, використання вибухозахищених електричних компонентів, постійної вентиляції та системи детекції витоків.

Однак, використання вуглеводневих холодоагентів у морській галузі має тривалу історію. Пропан (R290) та пропілен (R1270) десятиліттями застосовуються у системах повторного зрідження газів на LNG та LPG-танкерах. Компанії Wärtsilä, BW LPG та Howdens експлуатують такі установки з високим рівнем надійності.

Сучасні дослідження демонструють поступове розширення сфер використання вуглеводнів як холодоагентів. Компанія Thermo King спільно з Німецьким товариством міжнародного співробітництва (GIZ) реалізує проєкт розробки морських контейнерів-рефрижераторів, що працюватимуть на R290. Одночасно компанії Heinen & Norman та Alfa Laval розробляють системи кондиціонування на базі пропану, оптимізовані під суднові умови.

Водночас слід зазначити, що комерційних суднових холодильних систем, які працюють виключно на вуглеводневих

холодоагентах (окрім систем реконденсації зріджених газів), поки не існує. Найбільш імовірними напрямками першого впровадження є холодильні системи з проміжним холодоносієм на риболовецьких суднах, льодогенератори, системи кондиціювання повітря, а також холодильні машини рефконтейнерів. Водночас для холодильних систем провізійних камер використання вуглеводнів, вірогідно, буде економічно необґрунтованим через високі витрати на забезпечення безпеки.

Перехід морської галузі до екологічно безпечних холодоагентів є невідворотним процесом, який зумовлений як міжнародними зобов'язаннями, так і потребами енергоефективності. Вуглеводневі холодоагенти мають значний потенціал для декарбонізації суднових холодильних систем, оскільки поєднують низький GWP, високу ефективність і сумісність із типовими схемними рішеннями обладнання.

## **РОЗРОБКА БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО АБСОРБЦІЙНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИЛАДУ**

**Тітлов О. С.**, д-р техн. наук, професор

E-mail: titlov1959@gmail.com

**Дорошенко В. М.**, д-р техн. наук, професор

E-mail: doroshenkovm444@gmail.com

**Попов В. О.**, аспірант кафедри нафтогазових технологій,  
інженерії та теплоенергетики

*Одеський національний технологічний університет,  
м. Одеса, Україна*

У даний час діяльність людства досягла вже такого рівня, при якому її вплив на природне середовище набуває глобального характеру. Протягом останнього століття постійно

збільшувався вміст атмосфери деяких природних газів ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{N}_2\text{O}$ ,  $\text{CH}_4$ ). Додатково до атмосфери надходили гази, які є природними компонентами глобальної екосистеми. Головні серед них – фторхлорвуглеводні (фреони). Ці гази активно поглинають відбиту від поверхні Землі сонячну радіацію та сприяють формуванню «парникового» ефекту.

Ситуація, що склалася, змушує розробників побутової холодильної техніки переглянути ставлення до абсорбційних холодильних приладів (АХП), надалі, згідно з існуючими нормативними вимогами та визначеннями – абсорбційними холодильниками та морозильниками, які комплектуються абсорбційними холодильними агрегатами і можуть розглядатися як один з альтернативних варіантів переходу на екологічно безпечні.

Робоче тіло абсорбційних холодильних агрегатів (АХА) в складі АХП складається з природних компонентів – водоміачного розчину з добавкою інертного газу (водню, гелію або їх суміші) і є абсолютно екологічно безпечним – має нульові значення озоноруйнівного потенціалу і потенціалу «парникового» ефекту.

Абсорбційні холодильні прилади мають і низку таких унікальних якостей, як:

а) безшумність, висока надійність та тривалий ресурс, відсутність вібрації, магнітних та електричних полів під час експлуатації;

б) можливість використання в одному апараті кількох джерел енергії – як електричних, так і альтернативних (теплота згоряння органічного палива, сонячне випромінювання, вихлопні гази двигунів);

в) можливість роботи з неякісними джерелами енергії, зокрема й електричної, у діапазоні напруги мережі 160...240 В.

До переваг АХП слід віднести меншу в порівнянні з компресійними аналогами вартість.

Разом з тим, незважаючи на свої унікальні можливості, АХП мають підвищене, порівняно з аналогічними компресійними моделями, енергоспоживання.

На наш погляд, таке становище пов'язане не лише з недосконалістю абсорбційного холодильного циклу, а й з відсутністю відповідних наукових та інженерних розробок.

Зокрема, дотепер у розробках абсорбційної холодильної техніки не використовують ефект виробництва штучного холоду при змінній температурі у випарнику, а навпаки, намагаються його нівелювати.

Аналіз результатів багаторічних досліджень та розробок абсорбційних холодильних приладів різного функціонального призначення, проведених на моїй базовій кафедрі нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики, показав перспективну можливість створення універсального холодильного приладу, в якому можна забезпечувати низькотемпературне зберігання у всьому сучасному діапазоні температур побутової техніки – від мінус 24 °С до плюс 12 °С.

Нижня межа температури – це тривале зберігання заморожених продуктів, а верхня межа – зберігання фруктів та овочів.

Передбачається використовувати такі технічні висловлювання, наведені на рис. 1 та рис. 2 [1].

Панель 16 пов'язана з об'ємом, що охолоджується, холодильної камери. Для захисту від сонячного випромінювання теплорозсіювальні елементи АХА 14 закриваються навісними фальш-панелями 17. У наземному виконанні холодильної камери передбачені жалюзі 18, що захищають від сонячного випромінювання не тільки теплорозсіювальні елементи АХА, але і стіни холодильної камер. Для подачі енергоносіїв до АХА 13 передбачена спеціальна магістраль 19. Усередині холодильної камери розташовані холодоакумулятори, виконані, наприклад, у вигляді зероторів, заповненими сольовими водними розчинами. Пропонована конструкція холодильної

камери найбільш ефективна як у місцях з повною відсутністю електроенергії, так і в місцях з неякісною її подачею, пов'язаною з перебоями або зі стрибки напруги в мережі.

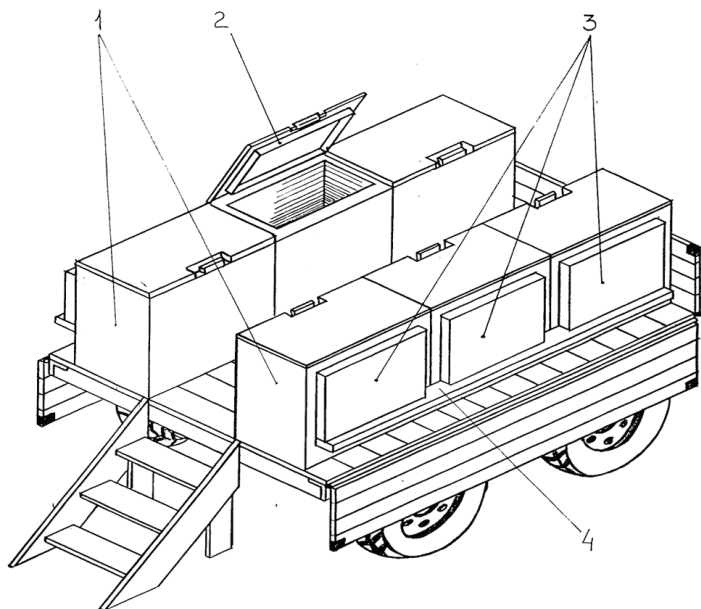


Рис. 1. Загальний вид транспортної холодильної установки на базі модульних абсорбційних морозильників типу «скриня»:

1 – морозильники; 2 – кришки морозильників; 3 – АХА;  
4 – магістраль підведення теплової потужності

Робота холодильної камери здійснюється в такий спосіб.

Для роботи АХА, встановлених в отворах стін будівельної конструкції магістралі 19 здійснюється подача органічного палива (дизельного палива, гасу, природного газу, зрідженого газу, біогазу тощо) в пальникові пристрої. Холод генерується у випарниках АХА, встановлених у блоках 15. Через оребрені панелі 16 здійснюється відвід тепла з охолоджуваного об'єму холодильної камери і, відповідно, зниження температури об'єктів охолодження (продуктів). Одночасно з охолодженням

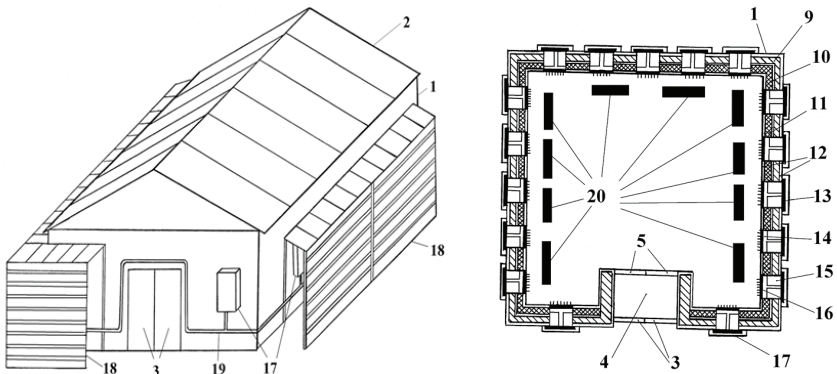


Рис. 2. Конструкція автономної холодильної камери, призначеної для первинної холодильної обробки продуктів:

- 1 – стіни холодильної камери; 2 – дах; 3 – двері; 4 – вхідний тамбур;  
 5 – внутрішні двері; 9 – несуча будівельна конструкція;  
 10 – гідроізоляція; 11 – теплоізоляція; 12 – штукатурка; 13 – модульні АХА; 14 – випарники АХА; 15 – гідротеплоізолюючі блоки випарників АХА; 16 – металеву оребрену панель блоку випарника;  
 17 – фальш-панелі для захисту від сонячного випромінювання;  
 18 – жалюзі для захисту від сонячного випромінювання; 19 – магістраль для подачі теплоносія в АХА; 20 – холодоакумулятори

корисного об'єму холодильної камери здійснюється охолодження та «зарядка» холодоакумуляторів 20. Холодоакумулятори на основі сольових водних розчинів мають температуру фазового переходу на рівні мінус 20...мінус 12 °С (залежно від масової концентрації). Своєрідний «запас» холоду необхідний при завантаженні холодильної камери нагрітими продуктами, коли холодопродуктивності випарника АХА буде недостатньо для досягнення заданої температури зберігання у встановлений період. Робота підземної холодильної камери буде характеризуватися меншими теплопритоками з навколишнього середовища і, отже, меншими енерговитратами при експлуатації. Максимальна ефективність представленої холодильної камери буде при використанні відновлюваних джерел енергії [2–4].

У сільській місцевості, як правило, є велика кількість відходів деревини у вигляді тирса, тріски, кори, гілок, шматків дерева, побутового сміття тощо. В цілому, ці відходи є цінною енергетичною сировиною і можуть бути використані в газогенераторних установках для отримання генераторного газу [5].

### Література

1. Захаров М.Д., Тітлов О.С., Рева Н.В., Лозовський С.І., Вольневич С.В., Завертаний В.В. Розробка нових схем та дослідження елементів конструкцій апаратів для первинної термічної обробки та збереження харчових продуктів. Наукові праці Одес. держ. акад. харч. технол. 1995. № 15. С. 119–127.
2. Тітлов, О., Цой, О., Ашик, Т., Алімкешова, А., & Джамашева, Р. (2024). Розробка систем охолодження з використанням відновлюваних джерел теплової енергії і технології нічного радіаційного випромінювання. *Refrigeration Engineering and Technology*, 60(3), 178–196. <https://doi.org/10.15673/ret.v60i3.3048>.
3. Berezovska, L., Titlov, O. (2023). Analysis of the possibilities of increasing the energy efficiency of absorption refrigeration appliances through the use of refrigerating accumulators. *Technology Audit and Production Reserves*, 4 (3(72)), 43–49. <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.286709>
4. Березовська, Л., & Тітлов, О. (2023). Аналіз перспектив застосування абсорбційних холодильних систем з альтернативними джерелами теплової енергії. *Refrigeration Engineering and Technology*, 59(1), 73–83. <https://doi.org/10.15673/ret.v59i1.2615>
5. Деклараційний патент № 59825А Україна, МПК7 F 25 В 13/00. Холодильна камера / О.С. Тітлов, О.Б. Василів, М.Д. Захаров, Р.М. Проць (Україна). – № 20021210411 ; заявл. 23.12.02 ; опубл. 15.09.2003, Бюл. № 9.

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ОДЕРЖАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ ЗА ДОПОМОГОЮ АБСОРБЦІЙНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ**

**Тітлов О. С.**, д-р техн. наук,  
професор кафедри нафтогазових технологій, інженерії  
та теплоенергетики  
E-mail: titlov1959@gmail.com

**Нікітін Д. М.**, д-р техн. наук,  
професор кафедри нафтогазових технологій, інженерії  
та теплоенергетики  
E-mail: dnn@utecon.com

**Біленко Н. О.**, Ph.D.,  
доцент кафедри нафтогазових технологій, інженерії  
та теплоенергетики  
E-mail: bilenko.onaft@gmail.com

**Осадчук Є. О.**, канд. техн. наук,  
старший викладач кафедри фізико-математичних наук  
E-mail: osadchuk1980@gmail.com

**Агатій І. В.**, аспірант  
*Одеський національний технологічний університет,  
м. Одеса, Україна*

У теперішній час більше 40 відсотків населення світу живе в районах, що відчувають середню або гостру нестачу води. Передбачається, що до 2025 року приблизно дві третини населення світу – біля 5,5 мільярда людей – будуть жити в районах, що зіткнуться з нестачею води у таких масштабах (Рис. 1) [1].

Нараховується більше 1 мільярда людей, що не мають стійкого доступу до чистої води. 2,4 мільярда людей – більше

однієї третини населення світу – не мають доступу до належних засобів санітарії. Ця ситуація призводить до катастрофічних наслідків і найближчим часом може мати місце і в Україні.

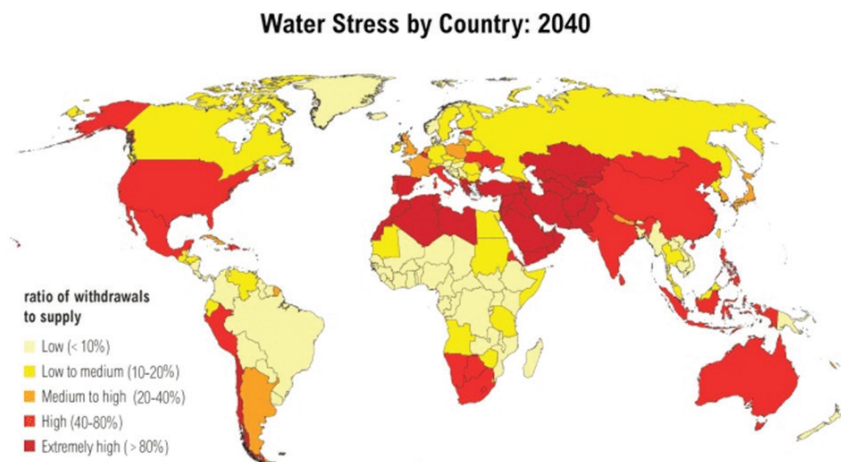


Рис. 1. Території планети з дефіцитом водних ресурсів

Щороку більше 2,2 мільйонів людей, головним чином у країнах, що розвиваються, помирають від захворювань, пов'язаних з низькою якістю води та незадовільними санітарно-гігієнічними умовами.

Сучасні інтенсивні технології отримання харчової та технологічної води з морської характеризуються високими витратами теплової енергії при випаровуванні (дистиляції) [97] або досить високими витратами електричної енергії в процесах виморожування за допомогою компресійних холодильних машин.

Для побутових і господарських потреб в незначній кількості з давніх давен прісну воду отримували шляхом збору сконденсованих крапель із повітря в результаті природного добового радіаційного охолодження земної поверхні у дуже обмеженій кількості.

І до теперішнього часу цей спосіб не втратив своєї актуальності та застосовується уже із застосуванням сучасних технологій (Рис. 2).

Відомо [2], що при зниженні температури на 10–15 °С з кожного кубічного метру можливо виділити 10–14 г води.

Для підвищення ефективності процесу конденсації пару води у природніх умовах використовують інтенсифікуючі елементи. В першу чергу, це холодоакумулятори (щебінь) [28, 45] та теплові труби, що забезпечують передачу тепла на значні відстані. Використовуються і тверді сорбенти, що працюють у циклічному режимі «зарядки-розрядки».

До недоліків відомих способів отримання води в природніх умовах слід віднести залежність від змінних протягом доби та пори року тепловологісних параметрів атмосферного повітря.

Проведений порівняльний аналіз різноманітних систем охолодження показав, що для роботи у складі систем отримання води із атмосферного повітря доцільно використовувати холодильні машини на базі абсорбційних водоаміачних термотрансформаторів (АВТ), як такі, що споживають мінімально можливу кількість електричної енергії, надійні в роботі, використовують широкодоступні матеріали конструкції та природне робоче тіло (водоаміачний розчин).

Доведено, що доцільно вивчити також можливості використання у системах отримання води із атмосферного повітря і парокомпресійних термотрансформаторів (ПКТ) з максимальною автономністю роботи і можливістю використання сонячної енергії.

Для вирішення проблем ефективного отримання води з атмосферного повітря пропонується перспективна системи охолодження на базі АВТ на базі сонячних колекторів (Рис. 2).

Відмінною особливістю такої системи є використання вискоефективного тепломасообмінного апарату – барботера. Таке технічне рішення дозволяє суттєво підвищити

інтенсивність процесу конденсації водяної пари та повітряного середовища та значно знизити масогабаритні параметри системи.

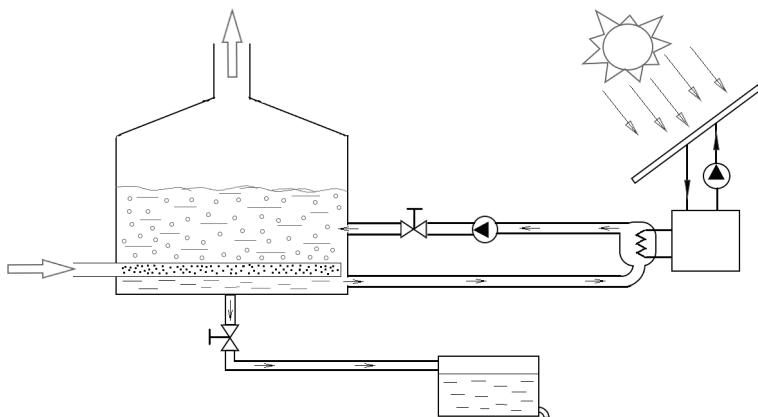


Рис. 2. Перспективна схема системи отримання води з атмосферного повітря на базі сонячних колекторів та барботера

### Література

1. Тітлов О.С., Осадчук Є.О., Цой О.П., Алімкешова А.Х., Джамашева Р.А. Розробка автономних систем охолодження з урахуванням відновлювальних і непридатних джерел теплової енергії // Холодильна техніка та технологія. 2019. Т. 55. № 2. С. 84–96. doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v55i2.1357>.
2. Тітлов О.С., Осадчук Є.О. Пошук енергоефективних режимів роботи систем отримання води з атмосферного повітря на базі абсорбційних водоаміачних термотрансформаторів тепла і сонячних колекторів. Холодильна техніка та технологія. 2020. № 3–4. С. 78–91. DOI: <https://doi.org/10.15673/ret.v56i3-4.1951>.

## **ДОСВІД ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМ АДІАБАТНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ СУХИХ ГРАДИРЕНЬ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОМИСЛОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ**

**Книш С. В.**, аспірант кафедри холодильних установок  
і кондиціонування повітря  
E-mail: serge@leacond.od.ua

*Одеський національний технологічний університет,  
м. Одеса, Україна*

Застосування систем адіабатичного зрошення конденсаторів та драйкулерів є технічно та економічно обґрунтованим підходом підвищення енергоефективності холодильних установок [1, 2]. Принцип дії таких систем полягає у зниженні температури повітря, що надходить до теплообмінників, шляхом його адіабатичного зволоження. Це забезпечує зменшення температури конденсації холодоагенту, що, у свою чергу, сприяє зниженню електроспоживання компресорів.

Доцільність впровадження систем адіабатичного зрошення суттєво залежить від кліматичних умов та періоду їх експлуатації протягом року. Спрогнозувати ефективність таких систем для певного кліматичного регіону досить складно, у зв'язку з багатофакторною природою тепломасообмінних процесів, які відбуваються під час адіабатичного охолодження повітря. Тому існує потреба у експериментальних даних щодо ефективності таких систем для конкретного регіону.

У роботі наведено результати, отримані при експлуатації систем адіабатичного зрошення у схеми двох діючих промислових холодильних машин типу «рідина-рідина» з номінальною холодопродуктивністю по 1,6 МВт кожна, які розташовані в Одеській області. Теплота конденсації від чотирьох конденсаторів (по два на кожну машину) відводиться проміжним теплоносієм у чотири драйкулера.

На рис. 1 наведено значення холодопродуктивності холодильної машини (оціненої за вимірною витратою теплоносія та його перепаду температур), які були отримані упродовж кількох годин роботи холодильної установки з періодичним включенням та відключенням системи адіабатного зрошення драйкулерів. Для інтерпретації отриманих даних на рис. 1 також наведені метеорологічні данні про температуру навколишнього повітря для обраного часового інтервалу. Додатково на рис. 1 наведені результати оцінки холодильного коефіцієнту COP, які були розраховані у два способи:

- за вимірними значеннями холодопродуктивності та споживаної потужності компресорами холодильної машини;
- за вимірними параметрами робочого тіла в вузлових точках та розрахунком термодинамічного циклу з урахуванням об'ємних та енергетичних втрат за емпіричними формулами; властивості холодоагенту R410A приймалися за базою даних RefProp [3].

Як видно з рис. 1, під час роботи системи адіабатичного зрошення спостерігається чітка тенденція до підвищення холодопродуктивності  $Q_0$ , у тому режимі, коли працює адіабатна система зрошення драйкулерів, порівняно з «сухим» охолодженням. Так як температура конденсації холодоагенту пропорційна температурі повітря, що охолоджує драйкулери, то аналізувати зміну  $Q_0$  при наявності та відсутності адіабатного охолодження повітря потрібно сумісно з аналізом температури навколишнього середовища, яка протягом досліджуваного проміжку часу поступово знижувалася – рис. 1.

Також звертає на себе увагу суттєве збільшення COP при застосуванні адіабатного зрошення драйкулерів. Відомо, що зменшення температури конденсації (яка пропорційна зниженню температури повітря, яке охолоджує проміжний теплоносіє, що відводить температуру конденсації) на  $1^{\circ}\text{C}$  призводить до зниження енергоспоживання компресорами на 1.8...4 % [4]. Відхилення значення COP, оціненого двома методами,

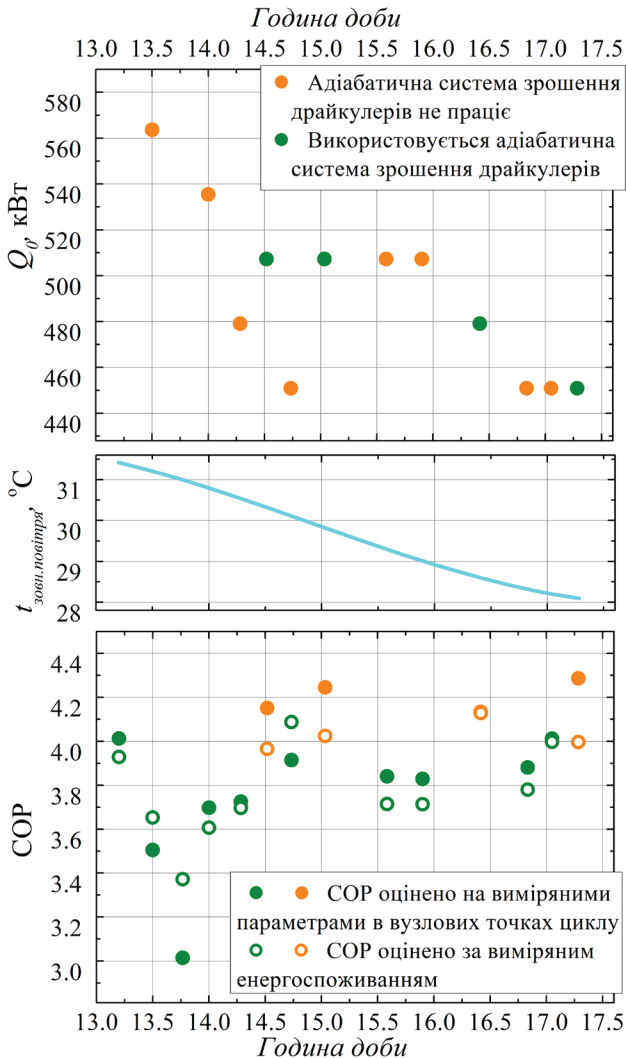


Рис. 1. Залежності холодопродуктивності  $Q_0$  та холодильного коефіцієнту COP для двох режимів роботи холодильної установки типу «рідина-рідина» (при застосуванні адіабатного зрошення драйкулерів водою та при їх «сухому» охолодженні), від температури навколишнього повітря 21.08.2025 р. (кліматичні умови Одеської області)

пояснюється похибкою вимірювання усіх параметрів, невизначенністю, яка міститься в емпіричних формулах для визначення енергетичних та об'ємних втрат у компресорі, а також випадковою складовою. Однак, незважаючи на відхилення при використанні двох підходів оцінки COP, тенденція впливу використання «сухого» охолодження, або адіабатного зрошення при охолодженні драйкулерів зберігається. Це є важливим для подальшого аналізу доцільності впровадження таких систем, тому що не отримання повного об'єму експериментальних даних не завжди можливо та економічно складне завдання.

Додатково слід додати, що застосування адіабатного зрошення драйкулерів буде призводити до зниження енергоспоживання вентиляторів, які оснащені тиристорним регулюванням їх потужності, що не враховувалося на даному етапі дослідження.

Отримані попередні результати показують доцільність впровадження систем адіабатного зрошення драйкулерів та конденсаторів холодильних систем, але потребують повного енергетичного та економічного обґрунтування, що заплановано автором виконати у подальших дослідженнях.

### Література

1. Lucas M., Martinez P., Cutillas C.G., Martínez P.J., Ruiz J., Kaiser A.S., Zamora B. Experimental optimization of the thermal performance of a dry and adiabatic fluid cooler. *Applied thermal engineering*. 2014. Vol. 69(1–2). P. 1–10.
2. Tissot J., Boulet P., Trinquet F., Fournaison L., Lejeune M., Liaudet F., Improved energy performance of a refrigerating machine using water spray upstream of the condenser. *International Journal of Refrigeration*. 2014. Vol. 38. P. 93–105.
3. REFPROP: Reference fluid thermodynamic and transport properties, NIST standard reference database 23, Version 8.0 / E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden. Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology, 2007

4. Yik F.W.H., Burnett J., Prescott I. Predicting air-conditioning energy consumption of a group of buildings using different heat rejection methods. *Energy and Buildings*. 2001. Vol. 33(2). P. 151–166.

## **ПРОБЛЕМА РОБОТИ ЖИВИЛЬНИХ НАСОСІВ У СКЛАДІ ЕЖЕКТОРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН**

**Хлієва О. Я.<sup>1</sup>**, д-р техн. наук,  
кафедра суднового допоміжного обладнання  
і холодильної техніки  
E-mail: khliyev@ukr.net

**Шестопалов К. О.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук,  
кафедра суднового допоміжного обладнання  
і холодильної техніки

**Єрін В. О.<sup>2</sup>**, канд. техн. наук,

**Гао Ненг<sup>2</sup>**, Ph.D.

<sup>1</sup>*Національний університет «Одеська морська академія»,  
м. Одеса, Україна*

<sup>2</sup>*Технічний університет,  
м. Нінгбо, Китайська Народна Республіка*

Ежекторні холодильні машини (ЕХМ) та установки на основі органічного циклу Ренкіна (ОЦР) є дуже перспективними системами для утилізації низькопотенційної теплоти з метою вироблення холоду або електроенергії. Багато наукових досліджень останні роки присвячено вивченню цих систем та є пілотні зразки, які вже впроваджено у практику [1–3]. Однак в системах обох типів є дуже важливий, але

проблемний елемент – живильний насос для перекачування робочого тіла з конденсатора до генератора пари – вивченню ефективності та надійності роботи якого приділяється недостатньо уваги [4, 5]. Хоча саме цей насос, завдяки роботі у дуже складних умовах (перекачка рідини, яка знаходиться близько до стану насичення), є найменш надійним елементом ЕХМ та ОРЦ систем та може призвести до виходу системи з робочого стану або до зниження її ефективності відносно проектної.

Ефективна та стабільна робота живильного насоса у таких системах обмежується низкою проблем. Основні проблеми експлуатації живильних насосів полягають у виникненні явища кавітації в насосі, завдяки перекачуванню легкокиплячих рідин, близьких до стану насичення. Це впливає на ресурс насосу (його надійність) та на ефективність роботи. В ЕХМ та ОРЦ системах малої потужності складно забезпечити регулювання подачі робочого тіла насосом без суттєвого впливу на загальну ефективність системи. Крім того, при використанні таких робочих тіл як фторвуглеводневі або вуглеводневі холодоагенти, усі насоси характеризуються високою текучістю через низьку в'язкість рідин.

Одним з напрямів підвищення ефективності та надійності роботи живильного насосу є оптимізація робочих параметрів, а саме вибір раціонального тиску конденсації та генерації пари для зниження перепаду тиску насосу. Очевидно, що ці параметри нечасто можна задавати вільно, тому цей напрям пов'язаний з вибором такого робочого тіла, яке забезпечує найменший перепад тиску між конденсатором та генератором ЕХМ при заданих температурах конденсації та генерації. Однак такий підхід може суттєво знижувати загальне ККД систем. Можна застосовувати підхід, пов'язаний із забезпеченням додаткового підпору перед всмоктуванням в насос. А також часто пропонують переохолоджувати робоче тіло після конденсації. Реалізацію всіх описаних підходів доцільно вивчати

для конкретного насосу при певних температурах генерації та конденсації робочого тіла в ЕХМ або ОЦР системі при використанні обраного робочого тіла.

Метою подальших досліджень авторів є вивчення впливу кавітації на продуктивність та ефективність живильних насосів та аналізу основних методів її зменшення. Заплановано розробка експериментального стенду для випробування роботи живильних насосів різних типів при роботі на холодоагентах нового покоління з низьким потенціалом глобального потеплення (вуглеводні та холодоагенти з серії R1233zd(E)). Заплановано дослідити вплив таких параметрів як наявність підпору (висоти стовпа рідини у ресивері, звідки подається робоче тіло насосом у генератор) та також ступінь переохолодження рідини на подачу насосу при певних параметрах генерації та конденсації для холодоагентів нового покоління з низьким потенціалом глобального потепління.

Покращення параметрів роботи живильних насосів дозволить суттєво підвищити загальну ефективність ЕХМ та ОЦР систем, які утилізують теплоту низького потенціалу, що має стратегічне значення для розвитку енергоефективних технологій в Україні.

### Література

1. Matuszewska D., Solar Organic Rankine Cycle (ORC) Systems: A Review of Technologies, Parameters, and Applications. *Energies*. 2024. Vol. 17(20). 19961073.
2. Sprouse C.E. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine waste heat recovery: latest decade in review. *Sustainability*. 2024. Vol. 16(5). 1924.
3. Shestopalov K., Khliyeva O., Ierin V., Konstantinov O., Khliiev N., Neng G., Kozminykh M. Novel marine ejector-compression waste heat-driven refrigeration system: Technical possibilities and environmental advantages. *International Journal of Refrigeration*. 2024. Vol. 158. P. 202–215.

4. Zeleny Z., Vodick, V., Novotny V., Mascuch J. Gear pump for low power output ORC—an efficiency analysis. *Energy Procedia*. 2017. Vol. 129. P. 1002–1009.

5. Chen G., Ierin V., Volovyk O., Shestopalov K. Thermodynamic analysis of ejector cooling cycles with heat-driven feed pumping devices. *Energy*. 2019. Vol. 186. 115892.

## **ЕНТРОПІЙНО-СТАТИСТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ТА ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН, ЩО ПРАЦЮЮТЬ ЗА ТРАНСКРИТИЧНИМ ЦИКЛОМ НА CO<sub>2</sub>**

**Шафоростов Д. Д.**, аспірант відділу моделювання  
та ідентифікації теплових процесів  
в енерготехнологічному обладнанні  
E-mail: thexxx1508@gmail.com

**Тарасова В. О.**, дд-р техн. наук, старший дослідник,  
провідний науковий співробітник відділу моделювання  
та ідентифікації теплових процесів  
в енерготехнологічному обладнанні  
E-mail: tarasova@ipmach.kharkov.ua

*Інститут енергетичних машин і систем НАН України,  
м. Харків, Україна*

У сучасних умовах підвищених вимог до енергоефективності та екологічності холодильного обладнання все більшого значення набувають холодильні машини (ХМ) та теплові насоси (ТН), що працюють із використанням транскритичного циклу, особливо на базі природного холодоагенту CO<sub>2</sub>.

Транскритичний цикл – це цикл, в якому частина теплообміну відбувається при тисках вище критичного тиску

холодоагенту, де відсутній фазовий перехід «пар – рідина». Особливістю систем, що працюють за транскритичним циклом, є робота за межами критичної температури холодоагенту, що виключає традиційну фазову зміну холодоагента у конденсаторі, замінюючи її газоохолодженням. Це створює низку нових викликів для оцінки ефективності та термодинамічної досконалості системи. Тому оцінка деструкції ексергії в таких машинах та її вплив на ефективність ТН є актуальною задачею, особливо щодо розроблення систем моніторингу та керування ними з метою підвищення COP.

При створенні методики оцінки термодинамічної досконалості сучасних ХМ і ТН звернемось до ентропійно-статистичного підходу, що запропонований Дж. М. Гордоном і К. С. Нджу [1], та розвинено в роботах [2]. Такий підхід дозволяє в залежності від проєктної теплової або холодильної потужності установки визначити межі зони з домінуючим впливом на її ефективність різних видів незворотних втрат, а також отримати узагальнені характеристики для аналізу термодинамічної досконалості моделей різних типів.

Ентропійно-статистична термодинамічна модель має наступний вигляд [1]:

$$\frac{T_{s1}}{T_{w1}} \left[ 1 + \frac{1}{\varepsilon} \right] - 1 = \frac{T_{s1} \Delta S_{\text{вн}}}{Q_0} + \frac{Q_{\text{тп}}^{\text{екв}} (T_{w1} - T_{s1})}{T_{w1} Q_0} + \frac{R_{\text{сум}} Q_0}{T_{w1}} \left[ 1 + \frac{1}{\varepsilon} \right], \quad (1)$$

де  $Q_0$  – холодопродуктивність;

$T_{s1}$  – температура холодоносія на вході у випарник;

$T_{w1}$  – температура теплоносія на вході в конденсатор;

$Q_{\text{тпэкв}}$  – величина еквівалентних тепловтрат з поверхні елементів ХМ або ТН;

$R_{\text{сум}}$  – сумарний термічний опір випарника та конденсатора. Величина  $\Delta S_{\text{вн}}$  визначає внутрішні дисипативні втрати енергії, зумовлені процесами стиснення та дроселювання у циклі, а також впливом термогідравлічної незворотності.

Сумарний термічний опір  $R_{\text{сум}}$  характеризує втрати від незворотності теплообміну у теплообмінному обладнанні ХМ

$$R_{\text{сум}} = \frac{1}{G_s c_{ps} \bar{\eta}_{\text{вип}}} + \frac{1}{G_w c_{pw} \bar{\eta}_{\text{кд}}}, \quad (2)$$

де  $\bar{\eta}_{\text{вип}}$  і  $\bar{\eta}_{\text{кд}}$  – теплотехнічний ККД випарника та конденсатора відповідно.

У рівнянні (1) величини  $\Delta S_{\text{вн}}$ ,  $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$ ,  $R_{\text{сум}}$  представляються коефіцієнтами регресії  $m_k$  у рівнянні  $Y = m_1 x_1 + m_2 x_2 + m_3 x_3$  та визначаються за допомогою методу множинної лінійної регресії. У лівій частині рівняння (1)  $Y = \frac{T_{s1}}{T_{w1}} \left[ 1 - \frac{1}{\varepsilon} \right]$ , а в правій –

$$x_1 = \frac{T_{s1}}{Q_0}, x_2 = \frac{(T_{w1} - T_{s1})}{T_{w1} Q_0}, x_3 = \frac{Q_0}{T_{w1}} \left[ 1 + \frac{1}{\varepsilon} \right].$$

Оскільки потужність на привід компресора визначається як  $N_{\text{км}} = \frac{Q_0}{\varepsilon}$ , то рівняння (3) можна перетворити таким чином

$$N_{\text{км}} = \frac{Q_0}{\varepsilon} = Q_0 \cdot \left[ \frac{T_{w1}}{T_{s1}} - 1 \right] + T_{w1} \Delta S_{\text{вн}} + \frac{Q_{\text{тп}}^{\text{екв}} (T_{w1} - T_{s1})}{T_{s1}} + \frac{R_{\text{сум}} Q_0^2}{T_{s1}} \left[ 1 + \frac{1}{\varepsilon} \right]. \quad (3)$$

З урахуванням того, що перша складова правої частини рівняння є потужність ідеального циклу Карно  $N_C$ , друга – внутрішні втрати від незворотності у циклі ( $Loss_{\Delta S}$ ), третя – втрати з поверхні обладнання ( $Loss_R$ ), а четверта – втрати від незворотності внаслідок кінцевої різниці температур у випарнику і конденсаторі ( $Loss_Q$ ).

У роботі були оброблені данні каталогів теплових насосів TICA PRO LLC [4] для нагріву води до 65 °С, що працюють на CO2 за транскритичним циклом. Як видно з [4] виробник дає дуже мало інформації про ТН. Не ясно за якою схемою (проста, бустерна або інша) працює система. Немає жодних даних по термодинамічним параметрам циклу, є тільки дані

про енергоспоживання та температури зовнішніх теплоносіїв. Було оброблено дані каталогу [4], та отримано наступні залежності  $\epsilon$  від температури повітря  $T_{s1}$  на вході в випарник та температури води на вході в конденсатор  $T_{w1}$ , які представлено на рис. 1.

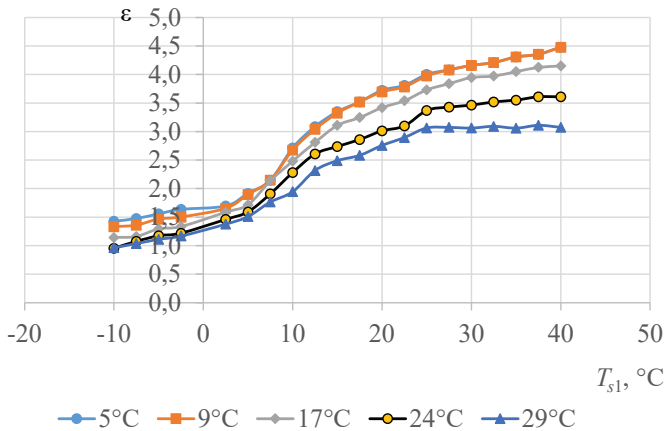


Рис. 1. Залежність  $\epsilon$  від  $T_{s1}$  та  $T_{w1}$

Сформовані бази даних дозволили визначити коефіцієнти рівняння (1) методом найменших квадратів та отримати значення  $\Delta S_{\text{вн}}$ ,  $Q_{\text{ТП}}^{\text{екв}}$  та  $R_{\text{сум}}$  для моделі теплового насоса 65 °C/90 °C TICA PRO LLC [4] при розділенні даних за температурою повітря  $T_{s1}$  (табл. 1).

Таблиця 1 – Значення  $\Delta S_{\text{вн}}$ ,  $Q_{\text{ТП}}^{\text{екв}}$  та  $R_{\text{сум}}$  у діапазоні  $T_{w1}$  від 5 °C до 29 °C при розділенні на діапазони  $T_{s1}$

| Діапазон $T_{s1}$ ,<br>°C | Діапазон $T_{w1}$ ,<br>°C | $R_{\text{сум}}$ , К/кВт | $Q_{\text{ТП}}^{\text{екв}}$ , кВт | $\Delta S_{\text{вн}}$ , кВт/К |
|---------------------------|---------------------------|--------------------------|------------------------------------|--------------------------------|
| 1                         | 2                         | 3                        | 4                                  | 5                              |
| -10 – -2,5                | 5–29                      | 0,7082                   | -3,5924                            | 0,005576                       |
| -2,5– 2,5                 | 5–29                      | 0,3957                   | -21,3081                           | 0,06772                        |
| 2,5–10                    | 5–29                      | 0,0914                   | -44,0118                           | 0,08112                        |

Продовження таблиці 1

| 1     | 2     | 3        | 4        | 5       |
|-------|-------|----------|----------|---------|
| 12,5  | 5–17  | 0,0301   | -55,0011 | 0,07500 |
| 12,5  | 17–29 | 0,0200   | -58,0002 | 0,00609 |
| 15–20 | 5–29  | 0,0199   | -60,5477 | 0,06294 |
| 20–25 | 5–29  | 0,0406   | -71,2644 | 0,06168 |
| 25–40 | 5–29  | 0,025498 | -96,2385 | 0,06221 |

Проведено аналіз змінення втрат  $Loss_R$ ,  $Loss_Q$ ,  $Loss_{\Delta S}$  при зміні  $T_{s1}$  при  $T_{w1} = 5^\circ\text{C}$  (рис. 2).

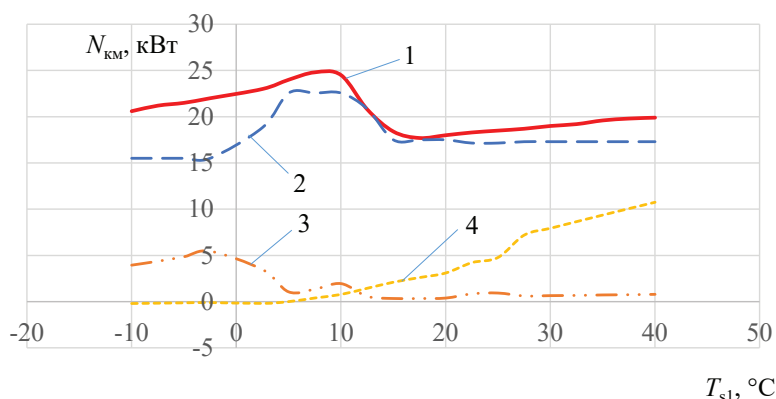


Рис. 2. Залежність  $N_{км}$ ,  $Loss_R$ ,  $Loss_Q$ ,  $Loss_{\Delta S}$  від  $T_{s1}$  при  $T_{w1} = 5^\circ\text{C}$ :  
1 –  $N_{км}$ ; 2 –  $Loss_{\Delta S}$ ; 3 –  $Loss_R$ ; 4 –  $Loss_Q$

З рис. 2 видно, що найбільші витрати припадають на внутрішні втрати від незворотності у циклі. Підвищення потужності при зросту температури з  $17,5^\circ\text{C}$  пов'язано з ростом  $Loss_Q$ , тобто з притоком теплоти до поверхні корпусу теплового насосу від навколишнього середовища.

Таким чином, знаючи коефіцієнти  $\Delta S_{вн}$ ,  $Q_{тп}^{екв}$  та  $R_{сум}$  можна створити модель для застосування її у системі моніторингу теплонасосної системи. Ця модель буде використовуватися як еталонна при спостереженні за роботою ТН. Будь які

відхилення від коефіцієнтів  $\Delta S_{\text{вн}}$ ,  $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$  та  $R_{\text{сум}}$  буде свідчити про некоректну роботу установки.

### Література

1. Gordon J.M., Ng K.C. Cool thermodynamics: The engineering and physics of predictive, diagnostic and optimization methods for cooling systems. – Cornwall, England: MPG Books Ltd., 2001. – 276 p.

2. Харлампи́ди Д.Х., Тарасова В.А., Кузнецов М.А. Определение реальных термодинамических потерь термотрансформаторов при работе с частичной нагрузкой // Технические газы. – 2018. – Т. 18, № 3. – С. 14–27. – DOI: <https://dx.doi.org/10.18198/j.ind.gases.2018.0909>.

3. Тарасова В.О., Кузнецов М.О., Харлампи́ди Д.Х. Система моніторингу та діагностики енергетичної ефективності теплонасосної установки // Вісник НТУ «ХП». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків : НТУ «ХП», 2019. – № 5 (1330). – С. 58–69. – DOI: <https://dx.doi.org/10.20998/2413-4295.2019.05.08>.

4. TICA CO., LTD. Natural refrigerant CO<sub>2</sub> heat pump high temperature hot water unit. URL: <https://www.tica-ukraine.com.ua/> (дата звернення: 10.09.2025).

## **УМОВИ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ ГЕНЕРАЦІЇ ТЕПЛОТИ В ПАРОКОМПРЕСІЙНІЙ СИСТЕМІ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

**Петраш В. Д.**, д-р техн. наук,  
професор кафедри теплогазопостачання та вентиляції

**Баришев В. П.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри теплогазопостачання та вентиляції  
E-mail: baryshev@odaba.edu.ua

**Шевченко Л. Ф.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри теплогазопостачання та вентиляції

**Хоменко О. І.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри теплогазопостачання та вентиляції

**Голубенко О. В.**, аспірант кафедри теплогазопостачання  
та вентиляції

*Одеська державна академія будівництва та архітектури,  
м. Одеса, Україна*

Сучасні тенденції розвитку систем теплопостачання промислових підприємств та цивільних будівель спрямовані на підвищення енергоефективності та екологічності за рахунок повнішого використання низькопотенційних теплових ресурсів. Одним із найперспективніших напрямків є застосування парокомпресійних теплових насосних установок (ТНУ) для утилізації теплоти відпрацьованого теплоносія, вихідної холодної води та димових газів [1]. У традиційних системах теплопостачання значна частина теплоти відпрацьованого енергоносія розсіюється в навколишнє середовище, що призводить до втрат первинної енергії та зниження загальної ефективності. У зв'язку з цим розробка вдосконалених схем комплексного теплопостачання, що використовують енергію доохолодження низькотемпературних потоків, є актуальним науково-технічним завданням.

Метою цієї роботи є дослідження можливостей подальшого підвищення енергетичної ефективності двоступінчастої схеми генерації теплоти в системі комплексного теплопостачання при змінних режимах рециркуляції відпрацьованого теплоносія.

Досягнення поставленої мети вирішувалися такі:

- розробка та обґрунтування раціональних варіантів циркуляції водних потоків у системі;
- визначення аналітичної залежності дійсного коефіцієнта перетворення (COP) від вихідних та режимних параметрів;
- дослідження впливу проміжної температури зворотного теплоносія на ефективність роботи системи за різних температурних графіків відпустки тепла.

Дослідження базується на авторській концепції двоступеневої генерації теплоти [2, 3], яка використовує парокомпресійне перетворення енергії доохолодження трьох низькопотенційних джерел:

- 1) зворотного теплоносія із теплової мережі;
- 2) вихідної холодної води;
- 3) димових газів.

Запропонована система комбінованого теплопостачання забезпечує спільне доохолодження зазначених потоків з подальшою трансформацією їхньої інтегрованої теплоти для потреб комунально-побутових та промислових споживачів.

Застосування двоступінчастої схеми генерації теплоти дозволяє реалізувати спільне використання енергії низькопотенційних джерел, знижуючи перепад температур і підвищуючи загальний коефіцієнт перетворення. Особливістю роботи системи є можливість збільшення парокомпресійної складової теплового потоку при нагріванні води для системи гарячого водопостачання (СГВ) у перехідний та міжопалювальний періоди, що забезпечує функціонування ТНУ у моноенергетичному режимі без залучення зовнішніх джерел теплоти.

Моделювання та розрахунок режимів роботи вдосконаленої системи комплексного теплопостачання показали, що енергетична ефективність істотно залежить від проміжної температури зворотного теплоносія після конденсатора на вході в теплогенератор. У разі варіювання температури відпрацьованого теплоносія в діапазоні 35–45 °С та зміни температури навколишнього середовища протягом опалювального періоду встановлено значне підвищення дійсного коефіцієнта перетворення (COP) системи – з 2.1 до 5.4. Аналітична залежність COP від вихідних параметрів (температури кипіння та конденсації робочого тіла, витрат води та теплових потоків) дозволяє якісно оцінити вплив режимних умов на енергетичну ефективність та визначити раціональні співвідношення витрат водних потоків між комунальними та технологічними потребами. Крім того, показано, що регулювання проміжної температури відпрацьованого теплоносія після конденсатора забезпечує можливість гнучкої адаптації системи до сезонних змін теплових навантажень, що є особливо важливим для експлуатації в змінних кліматичних умовах.

Результати дослідження підтверджують перспективність впровадження запропонованої двоступінчастої схеми в системи централізованого теплопостачання та на промислових підприємствах з високими обсягами зворотних вод та газів, що йдуть.

До ключових переваг запропонованої системи відносяться:

- підвищення дійсного коефіцієнта перетворення у 2–2,5 рази порівняно з традиційними рішеннями;
- збільшення частки вторинних енергоресурсів у загальному тепловому балансі;
- зниження питомої витрати первинної енергії та покращення енергоекологічних показників;
- можливість гнучкої експлуатації протягом усього року із збереженням високого рівня ефективності.

Раціональне значення проміжної температури відпрацьованого теплоносія має визначатися виходячи

з термoeкономiчного критерiю, що враховує оптимальне співвідношення температур кипіння та конденсації робочого тіла ТНУ за заданих режимів роботи системи.

Розроблено та теоретично обґрунтовано удосконалену систему комплексного теплопостачання на основі парокомпресійної трансформації енергії доохолодження низькопотенційних теплових потоків. Встановлено аналітичну залежність дійсного коефіцієнта перетворення від вихідних та режимних параметрів, що дозволяє оптимізувати роботу системи. Показано, що при регулюванні проміжної температури зворотного теплоносія у діапазоні 35–45 °С дійсний коефіцієнт перетворення підвищується з 2.1 до 5.4. Реалізація запропонованої системи забезпечує підвищення енергоекологічної ефективності використання первинної енергії та розширення сфери застосування теплових насосних технологій у системах централізованого теплопостачання.

### Література

1. Petrash V.D., Baryshev V.P., Shevchenko L.F., Geraskina E.A., Danichenko N.V., Perspective Ways of Energy-Efficient Modernization of Heat Supply Systems Based on Heat Pump Technologies. *Problemele energeticii regionale*. – 2022. – 4 (56). – С. 47–60.
2. Petrash V., Baryshev V., Shevchenko L., Geraskina E., Efficiency of decentralized heat supply based on traditional heat generators with vapour-compression conversion of energy from low-temperature sources. *Engineering for rural development*. Jelgava. – 22.–24.05.2024. – С. 1106–1113.
3. Петраш В.Д., Баришев В.П., Шевченко Л.Ф., Хоменко О.І., Голубенко О.В. Енергетична ефективність комбінованого теплопостачання в умовах зростання парокомпресійної генерації теплоти. *Теплофізика та теплоенергетика*. – 2025. – Т. 47, № 3. – С. 72–80.

## АНАЛІЗ СИСТЕМИ ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ МАШИННОГО ЗАЛУ АВТОНОМНОЇ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ З ВИКОРСИТАННЯМ КАСКАДНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

**Грич А. В.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук, доцент

E-mail: artem.grich@gmail.com

**Радченко А. М.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук, доцент

**Зубарев А. А.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук, доцент

**Фордуй С. Г.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук

**Павленко А. М.<sup>2</sup>**, д-р техн. наук, професор

**Кантор С. А.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук

<sup>1</sup>*Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова,  
м. Миколаїв, Україна*

<sup>2</sup>*Kielce University of Technology,  
Kielce, Poland*

**Анотація.** Виконано аналіз ефективності охолодження припливного повітря машинного відділення когенераційних газових двигунів тригенераційної установки автономного енергозабезпечення. Розглянуто систему двоступеневого охолодження повітря з використанням каскадної абсорбційно-парокмпрессорної холодильної машини і зональною повітроподачею. Запропоновано способи обробки їх припливного повітря машинного відділення, що забезпечують його глибоке охолодження.

**Ключові слова:** охолодження, тригенераційної установка, машинне відділення, газовий двигун, повітроохолоджувач.

Машинні відділення (МВ) автономних теплоелектростанцій на базі газових двигунів (ГД) відрізняються

інтенсивними тепловиділеннями – від електрогенераторів, встановлених на ГД теплообмінників відведення теплоти на нагрів води, від корпусу самого двигуна, щитів управління і т.д., а також теплоприпливи в МВ ззовні, що призводить до підвищення температури повітря в МВ, звідки він надходить на вхід турбокомпресорів (ТК) наддуву ГД, і, як наслідок, до зниження паливної ефективності ГД. Тому припливне повітря МВ необхідно охолоджувати. У стандартних системах кондиціювання МВ установок автономного енергопостачання тригенераційного типу передбачено охолодження всього припливного повітря в центральних кондиціонерах (ЦК) з холодопостачанням від абсорбційних холодильних машин, утилізують скидку теплоту ГД. Однак при підвищених температурах зовнішнього повітря стандартні системи охолодження в ЦК не в змозі забезпечити необхідну температуру повітря на вході ГД через значні теплопритоки і великих обсягів приточного повітря. Крім того, глибина охолодження припливного повітря обмежена температурою холодоносія (холодної води від АБХМ)  $7^{\circ}\text{C}$ .

Для більш глибокого охолодження припливного повітря розроблена двоступенева система охолодження припливного повітря з парокомпресорною холодильною машиною (ПКХМ), що служить для холодопостачання технологічних виробництв. Використання ПКХМ для кондиціювання МО вельми обмежена, особливо при дефіциті холоду на технологічні потреби.

З метою зведення до мінімуму споживання дефіцитного холоду від ПКХМ розроблена система двоступеневого охолодження повітря в повітроохолоджувачі (ПО) на вході ГД з холодопостачання другого ступеня ПО2 від каскадної абсорбційно-парокомпресорній холодильної машини (КАПКХМ) [1, 2]. При цьому конденсатор ПКХМ охолоджується холодоносієм від АБХМ. Система дозволяє підвищити холодопродуктивність компресора і холодильний коефіцієнт ПКХМ (від  $\epsilon_k = 3,1$  до  $\epsilon_k = 7$  згідно характеристик компресора

BITZER 4NES-12Y-40P на рис. 1) за рахунок зниження температури конденсації тк від 45 °С до 20 °С.

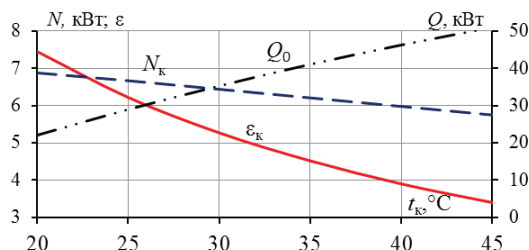


Рис. 1. Залежність холодильного коефіцієнта  $\varepsilon_k$ , споживаної електричної потужності  $N_k$  компресора BITZER 4NES-12Y-40P, холодопродуктивності ПКХМ Q0 від температури конденсації  $t_k$

Таким чином можна скоротити витрати електроенергії на привід компресора ПКХМ на 40...50 %.

На рис. 2 представлені результати розрахунку характеристик системи двоступеневого охолодження припливного повітря

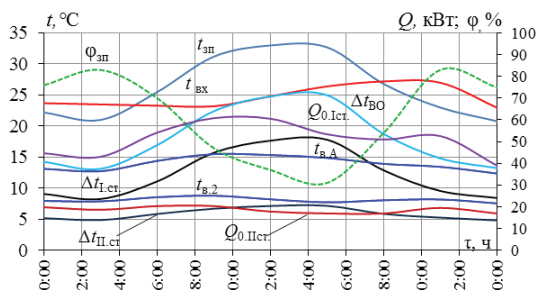


Рис. 2. Температури зовнішнього повітря  $t_{зп}$ , на вході ТК ГД  $t_{вх}$  при заборі повітря із МВ, на виході з першого ступеня ПО<sub>1</sub>  $t_{в.а}$ , зниження температури повітря в ПО<sub>1</sub>  $\Delta t_{I.ст} = t_{зп} - t_{в.а}$ , на виході з другого ступеня ПО<sub>2</sub>  $t_{в.2}$ , зниження температури повітря в ступені ПО<sub>2</sub>  $\Delta t_{II.ст} = t_{в.а} - t_{в.2}$ , повна глибина охолодження припливного повітря в двоступеневому ПО  $\Delta t_{I.по} = t_{зп} - t_{в.2}$  протягом доби при витраті повітря 35000 м<sup>3</sup>/год, холодопродуктивності першого ступеня ПО<sub>1</sub>  $Q_{0.I.ст}$  і другого ступеня ПО<sub>2</sub>  $Q_{0.II.ст}$ .

на вході ГД в КАПКХМ. Як видно з графіків, зниження температури повітря становить  $\Delta t_{\text{ПО}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{в.А}} = 14 \dots 26^\circ\text{C}$ , що значно більше, ніж в базовому варіанті  $\Delta t_{\text{ПО(60)}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{ПО.2}} = 5 \dots 13^\circ\text{C}$ . Звідси можна зробити висновок, що застосування зональної системи кондиціювання з двоступеневим охолодженням повітря на вході ГД дозволяє збільшити глибину охолодження  $\Delta t_{\text{ПО}}$  в півтора рази в порівнянні з базовим варіантом системи кондиціювання.

На рис. 3 представлені поточні значення холодопродуктивності (теплого навантаження на ПО) і скорочення питомої витрати палива протягом доби.

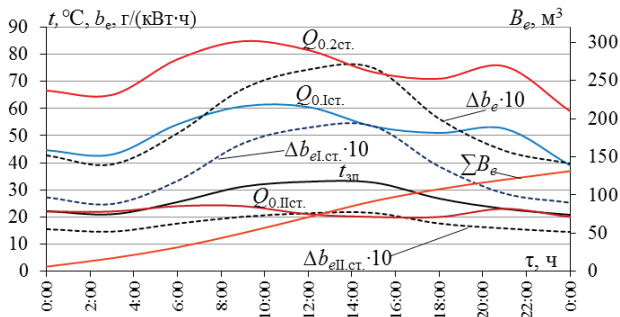


Рис. 3. Зміна холодопродуктивності першого ступеня  $\text{ПО}_1$   $Q_{0.1\text{ст.}}$ , другого ступеня  $\text{ПО}_2$   $Q_{0.2\text{ст.}}$ , сумарною холодопродуктивності  $\text{ПО}$   $Q_{0.ПО}$ , повного теплового навантаження  $\text{ПО}$   $Q_{0.2\text{ст.}}$ ,  $\Delta b_e$  – скорочення питомої витрати палива, г/(кВт·год),  $\Sigma \Delta b_e$  – добова економія природного газу,  $\text{м}^3$

Як видно, максимальне теплове навантаження складась близько 112 кВт, що на 68 % менше, ніж в базовому варіанті ( $Q_{(60)} \approx 350$  кВт), а навантаження на ПО зменшилася на 76 %, що має велике значення в умовах дефіциту холоду на технологічні потреби.

**Висновки.** Розроблено спосіб двоступеневого охолодження припливного повітря МВ ГД трансформацією скидний

теплоти ГД в каскадній абсорбційно-парокомпресорній холодильній машині з холодопостачанням високотемпературного ступеня  $PO_{BT}$  від АБХМ і низькотемпературного ступеня  $PO_{HT}$  від КАПКХМ, який забезпечує скорочення витрат палива на 10...15 % за рахунок глибокого (до 7...10 °C) охолодження повітря на вході ГД в порівнянні з його охолодженням в АБХМ до 15 °C.

### Література

1. Радченко А.М., Грич А.В. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 6. – С. 20–25.
2. Радченко А.М., Грич А.В. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 6. – С. 20-25.
3. Ткаченко С.Й. Показники ефективності роботи енергетичних установок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії / С.Й. Ткаченко, М.М. Чепурний, Н.В. Пішеніна. – Вінниця: Наукові праці ВНТУ. – 2010. – № 1. Режим доступу: <http://www.nbu.gov.ua/ejournals/NTTU/2010-1failes/uk/.htn>.

## COMPRESSOR STRUCTURAL OPTIMIZATION IN HVAC SYSTEMS: METHODS, OUTCOMES, AND TRENDS

**Olena V. Lytosh**, Ph.D., Associate Professor

E-mail: [olena.lytosh@nuos.edu.ua](mailto:olena.lytosh@nuos.edu.ua)

**Anatolii Prylutskiy**, Ph.D. Student

E-mail: [anpryl@gmail.com](mailto:anpryl@gmail.com)

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Mykolaiv, Ukraine*

**Abstract.** Structural optimization of compressors has emerged as a pivotal direction in HVAC system engineering, driven by the dual demand for higher energy efficiency and improved mechanical reliability. While the thermodynamic optimization of vapor-compression cycles has been intensively studied, structural aspects – mass distribution, modal behavior, vibration, and mechanical fatigue – remain equally decisive for compressor performance. Recent advances in computational modeling, multi-objective optimization algorithms, and digital-twin technology have made it possible to integrate mechanical and thermodynamic performance criteria into unified design frameworks. This thesis reviews current methods, key outcomes, and emerging trends in compressor structural optimization, highlighting its contribution to sustainable, low-noise, and long-life HVAC systems.

**Keywords:** compressor optimization, vibration reduction, finite element analysis, digital twin, HVAC design, lightweight structure.

**Introduction.** Heating, ventilation, and air-conditioning (HVAC) systems are among the largest consumers of electricity globally, responsible for up to 40 % of building energy use

and a significant share of greenhouse-gas emissions [1]. Within these systems, the compressor operates as the mechanical and thermodynamic core, converting mechanical work into refrigerant pressure and thereby defining system efficiency, reliability, and cost.

Historically, compressor research concentrated on improving thermodynamic parameters – pressure ratio, volumetric efficiency, and refrigerant selection [2, 3]. However, mechanical degradation due to vibration, resonance, and stress concentration continues to limit performance and service life.

The field of structural optimization addresses these mechanical limitations through improved geometry, material distribution, and dynamic stability. Structural optimization integrates finite-element analysis (FEA), computational fluid dynamics (CFD), and multi-objective algorithms to balance competing criteria such as weight, stiffness, and fatigue life. This paradigm shift reflects a broader movement toward holistic compressor design, coupling mechanical, thermal, and environmental factors.

### **Background and motivation.**

#### *Limitations of conventional designs*

Traditional compressor design relies on empirical correlations and static mechanical assumptions. Rotating components – such as impellers and scroll elements – experience complex stress distributions, especially under high-speed and high-pressure conditions [4]. As operating pressures increase with low-GWP refrigerants (R1234yf, R290, R513A), these stresses become more critical [5, 6]. Mechanical failures like crack propagation, bearing wear, and acoustic resonance often lead to downtime and increased maintenance costs.

#### *Evolution toward multi-physics optimization*

Recent research demonstrates that mechanical and thermodynamic domains are strongly coupled. Compressor deformation alters clearances and flow paths, influencing volumetric efficiency and leakage rates [7]. Consequently,

optimization must incorporate both structural integrity and fluid-dynamic behavior.

The integration of multi-objective evolutionary algorithms – including Genetic Algorithms (GA), Particle Swarm Optimization (PSO), and Grey Wolf Optimization (GWO) – has enabled simultaneous consideration of efficiency, vibration amplitude, and mass reduction [8–10].

These approaches align with global sustainability objectives, as lighter and quieter compressors contribute to lower lifecycle emissions and improved user comfort.

### **Structural optimization methods.**

#### *Finite-element and modal analysis*

FEA remains the cornerstone of compressor structural optimization. Using high-fidelity 3D models, engineers can predict stress concentration zones, natural frequencies, and mode shapes under real operating conditions. Modal and harmonic analyses help identify and avoid resonance frequencies within the working speed range [11].

Example: Lima et al. (2024) applied pre-stressed modal analysis to centrifugal impellers, identifying critical frequency ranges and achieving 26 % weight reduction and 8 % vibration suppression through iterative topology optimization [8].

Similarly, Shitu et al. (2023) used combined FEM + GWO to optimize scroll compressor geometry, lowering vibration energy by 15 % while maintaining discharge capacity [9].

#### *Coupled CFD–FEA simulation*

Structural behavior cannot be analyzed independently of flow forces.

Coupled CFD-FEA modeling allows simultaneous evaluation of pressure pulsations, gas forces, and thermal gradients. George & Klein (2022) demonstrated that CFD-FEA coupling yields 20 % higher efficiency and a 30 % reduction in stress peaks compared with traditional decoupled methods [10]. Such coupling is increasingly applied to rotary and screw compressors

where fluid–structure interaction (FSI) significantly influences performance.

#### *Evolutionary and AI-assisted algorithms*

Optimization often requires evaluating thousands of design permutations. Evolutionary algorithms efficiently explore this design space by mimicking natural selection.

Recent work integrates machine learning (ML) surrogates to approximate expensive simulations, cutting computational time by up to 60 % [12].

Hybrid approaches – combining ML prediction with physics-based simulation – enable near-real-time design iteration, which is critical for digital-twin applications and predictive maintenance systems [13].

#### *Additive and lightweight design approaches*

Additive manufacturing expands design freedom, allowing internal lattice structures and weight-optimized shapes.

Okcu & Yilmaz (2023) designed titanium compressor casings via topology optimization and additive manufacturing, achieving a 12 % mass reduction and 3 dB noise reduction while maintaining mechanical strength [14]. These advances link structural optimization directly to sustainability – less material use, reduced energy for transport and operation, and lower vibration levels.

### **Results and case studies.**

#### *Centrifugal compressor impeller optimization*

Lima et al. (2024) conducted hybrid GA + FEM optimization for a centrifugal impeller operating with R134a and R1234yf refrigerants. The study achieved 26 % lighter impeller with resonance peak suppression and efficiency retention across refrigerants [8]. The results confirmed that properly optimized structures maintain performance even under altered thermophysical conditions.

#### *Scroll compressor geometry tuning*

Shitu et al. (2023) employed Grey-Wolf Optimization (GWO) to minimize vibration energy in scroll compressors. By adjusting

orbiting scroll thickness and tip clearance, vibration amplitudes decreased by 15 %, and lifespan increased by 22 % [9]. Such gains translate directly into lower noise and extended reliability – critical for building HVAC systems.

*Coupled thermo-mechanical optimization*

George & Klein (2022) developed a CFD-FEA co-simulation framework for an air-conditioning compressor, balancing thermal and structural parameters. The result was a 20 % increase in energy efficiency with a 30 % reduction in von Mises stresses compared to baseline geometry [10].

*Additive manufacturing and topology optimization*

Okcu & Yilmaz (2023) investigated additive-manufactured scroll housings with integrated damping cavities. The optimized casing reduced vibration acceleration by 18 %, enabling quieter operation and eliminating the need for external damping layers [14].

**Discussion: integration and trends.**

*Toward digital-twin and AI-enabled optimization*

The digital-twin concept – a real-time virtual replica of a physical compressor – has become a cornerstone of predictive maintenance [13, 15]. By combining sensor data with ML models, digital twins continuously assess stress, vibration, and thermal performance, forecasting failure before it occurs. This integration supports condition-based maintenance (CBM) and extends component life while minimizing energy waste.

*Multi-scale and cross-domain co-simulation*

Future HVAC compressor design increasingly depends on multi-scale modeling, linking microscale material fatigue with macroscale dynamic response. Co-simulation frameworks now connect CFD, FEA, and acoustic models through shared boundary conditions, enabling fluid–structure–acoustic optimization [16].

*Sustainability and lifecycle impact*

Optimization contributes directly to sustainable HVAC systems by:

- lowering material mass (reducing embedded carbon),

- improving operational efficiency, and
- enabling use of low-GWP refrigerants without mechanical penalties [5, 6, 17].

Studies suggest that integrated mechanical–thermodynamic optimization can cut overall lifecycle emissions by up to 30 % compared to baseline designs [18].

**Conclusions.** Structural optimization has transformed from a secondary engineering task into a central pillar of HVAC compressor design.

By combining FEA, CFD, and AI-based optimization, engineers can now simultaneously address mechanical reliability, acoustic comfort, and environmental performance.

The emerging integration of digital twins, additive manufacturing, and multi-physics co-simulation points toward the next generation of intelligent compressors – lighter, quieter, more efficient, and sustainable. Ultimately, structural optimization bridges the gap between mechanical design and environmental responsibility, ensuring that HVAC systems meet the dual imperatives of energy efficiency and climate neutrality.

## References

1. International Energy Agency (IEA). (2024). *Energy efficiency in buildings: Global HVAC consumption report*. <https://www.iea.org/reports/energy-efficiency-in-buildings>
2. Wang, Y., & Yan, J. (2024). *Study of performance changes in centrifugal compressors working in different refrigerants*. *Energies*. <https://doi.org/10.3390/en17112784>
3. Kumar, A., Yang, S., & Wang, C. (2024). *Energy efficiency and heat transfer analysis of R-513A and other low-GWP refrigerants*. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.108168>
4. Afshari, F., Comakli, O., Adiguzel, N., & Zavaragh, H. (2017). *Influence of refrigerant properties and charge amount on reciprocating compressor performance*. *Journal*

of *Energy Engineering-ASCE*. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)EY.1943-7897.0000377](https://doi.org/10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000377)

5. Neumaier, L., Roskosch, D., Schilling, J., Bauer, G., Gross, J., & Bardow, A. (2023). *Refrigerant selection for heat pumps: the compressor makes the difference*. *Energy Technology*. <https://doi.org/10.1002/ente.202201403>

6. Plando, I. (2023). *Impact of refrigerant transition on HVAC system performance and environmental sustainability*. *IJARST*. <https://doi.org/10.48175/ijarsct-12385>

7. Conte, R., Azzolin, M., Bernardinello, S., & Del Col, D. (2023). *Experimental investigation of large scroll compressors working with six low-GWP refrigerants*. *Thermal Science and Engineering Progress*. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.102043>

8. Lima, F., et al. (2024). *Hybrid optimization of centrifugal compressor impellers for vibration suppression*. *International Journal of Refrigeration*.

9. Shitu, R., et al. (2023). *Multi-objective structural optimization of scroll compressors using Grey Wolf Algorithm*. *Thermal Science and Engineering Progress*.

10. George, T., & Klein, S. (2022). *Coupled CFD-FEA simulation for structural redesign of HVAC compressors*. *Applied Thermal Engineering*.

11. Espejel-Blanco, R., Wang, L., & Kim, Y. (2024). *Smart control and diagnostics for HVAC compressors*. *Energy Reports*.

12. Faruque, M., Khan, Y., Ehsan, M., & Karim, A. (2023). *Machine-learning-assisted thermal performance optimization*. *Thermal Science and Engineering Progress*. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101745>

13. Zhang, Q., & Li, J. (2024). *Digital twin-based predictive maintenance for HVAC compressors*. *Energy Conversion and Management*.

14. Okcu, A., & Yilmaz, E. (2023). *Additive manufacturing of lightweight compressor casings: Acoustic and mechanical analysis*. *Energy Conversion and Management*.

15. Liu, H., & Groll, E. (2024). *Digital twin architecture for multi-evaporator CO<sub>2</sub> refrigeration systems. International Journal of Refrigeration.*
16. Rocca, V., & Panno, G. (2011). *Experimental performance evaluation when replacing R22 with alternative refrigerants. Applied Energy.*
17. Sharif, M., Azmi, W., Ghazali, M., & Ali, H. (2023). *Performance improvement strategies of R1234yf in vapor compression systems. Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers.* <https://doi.org/10.1016/j.jtice.2023.105032>
18. Franco, I., Pico, D., Santos, D., & Filho, Ê. (2021). *Environmental assessment of R-410A alternative refrigerants. Journal of Building Engineering.* <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2021.103847>

## COMPRESSOR PERFORMANCE AND REFRIGERANT TRANSITION IN HVAC SYSTEMS

**Olena V. Lytosh**, Ph.D., Associate Professor

E-mail: [olena.lytosh@nuos.edu.ua](mailto:olena.lytosh@nuos.edu.ua)

**Anatolii Prylutskyi**, Ph.D. Student

E-mail: [anpryl@gmail.com](mailto:anpryl@gmail.com)

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Mykolaiv, Ukraine*

**Abstract.** Transitioning to low-global warming potential (GWP) refrigerants is a central challenge in modern HVAC engineering. As global regulations phase down hydrofluorocarbons (HFCs), the compressor – the core mechanical element of the vapor-compression cycle – faces new thermodynamic and mechanical demands. This paper reviews how the shift to low-GWP

refrigerants such as R1234yf, R290, and R513A influences compressor efficiency, pressure ratio, discharge temperature, and power consumption. Experimental and numerical studies show that system efficiency can improve by up to 24 % while reducing the overall GWP by 98 %, provided that compressor design is adapted to the new refrigerant's physical properties. The results emphasize that refrigerant selection and compressor modeling must be integrated for optimal performance and environmental sustainability.

**Keywords:** compressor performance, low-GWP refrigerants, HVAC systems, energy efficiency, refrigerant transition, vapor-compression cycle.

**Introduction.** Heating, ventilation, and air-conditioning (HVAC) systems consume over 15 % of global electricity and contribute significantly to greenhouse-gas emissions. The Montreal Protocol and Kigali Amendment have accelerated the phase-out of high-GWP refrigerants such as R134a and R410A, encouraging adoption of low-GWP alternatives including hydrofluoroolefins (HFOs) and natural refrigerants like propane (R290).

Because the compressor governs both thermodynamic efficiency and system reliability, its adaptation to new refrigerants is a key engineering priority. Refrigerant transition alters suction and discharge pressures, vapor density, and enthalpy differences – parameters that directly determine compressor work and coefficient of performance (COP). Neglecting these differences can lead to suboptimal efficiency or even mechanical failure.

This thesis synthesizes recent research on compressor behavior during refrigerant transition, focusing on performance metrics, energy and environmental impacts, and design implications for various compressor types.

**Thermodynamic background.** The vapor-compression cycle consists of four main components: compressor, condenser,

expansion device, and evaporator. The compressor raises refrigerant pressure and temperature, enabling heat rejection at a higher condensation temperature. The efficiency of this process depends on the refrigerant's thermophysical properties – enthalpy of vaporization, specific-heat ratio, and molecular weight – which affect compression work and volumetric efficiency.

When replacing a refrigerant, engineers must analyze how changes in pressure ratio ( $P_n/P_s$ ) and specific volume affect the required compression power  $W_C = \dot{m}(h_2 - h_1)$ . Low-GWP refrigerants often exhibit lower vapor densities, requiring larger compressor displacement or higher speeds to maintain mass flow. Thus, system-level optimization is essential to balance performance and energy use.

### **Performance changes during refrigerant transition.**

#### *Centrifugal compressors*

Wang and Yan [1] demonstrated that low-GWP refrigerants alter the compressor map significantly: pressure ratios increased by 8–12 %, while isentropic efficiency decreased by 3–5 % without design modifications. Kumar et al. [2] reported that using R-513A instead of R-134a requires impeller redesign to compensate for reduced molecular weight and altered critical temperature. With optimized geometry, overall COP improved by 6–9 %.

#### *Scroll and rotary compressors*

Experimental studies by Conte et al. [3] and Guo et al. [4] found that R-290 and R-152a can match or exceed R-410A performance when discharge temperatures are managed. CFD simulations indicated 5–10 % lower compression losses and smoother flow in two-phase regions. For R-1234yf, Sharif et al. [5] reported 10–15 % lower power consumption in light-commercial systems after tuning lubrication and superheat.

#### *Reciprocating and CO<sub>2</sub> systems*

Afshari et al. [6] showed that charge optimization and oil viscosity strongly influence reciprocating compressor performance with new refrigerants. In transcritical CO<sub>2</sub> systems, Toffoletti et al.

[7] achieved 20 % energy recovery through ejector-based control and subcooling loops, proving that compressor efficiency can be enhanced via cycle innovations.

### **Energy efficiency and environmental impact.**

Low-GWP refrigerants provide dual benefits: reduced environmental footprint and potential energy savings. Plando [8] showed that replacing R-410A with R-454B or R-452B can reduce annual energy consumption by 15–24 %. The global-warming potential can drop from 2 088 (R-410A) to below 10 (R-1234yf).

However, the environmental benefit depends on system adaptation. Sieres et al. [9] and Szczęśniak & Stefaniak [10] confirmed that drop-in replacements without design changes often yield neutral or slightly negative performance, while optimized systems with matching compressor displacement and charge amount achieve strong gains.

Franco et al. [11] emphasized that total equivalent warming impact (TEWI) must be evaluated – not only direct refrigerant emissions but also indirect emissions from energy use. When compressors operate at higher efficiency with proper refrigerant selection, total system GHG reduction exceeds 30 % over the equipment lifetime.

### **Compressor Design and Modeling.**

#### *Need for refrigerant-specific modeling*

Assuming identical isentropic efficiency across refrigerants leads to significant prediction errors. Neumaier et al. [12] demonstrated that refrigerant-dependent compressor maps are essential for accurate system optimization. Differences in gas density and viscosity alter leakage, heat transfer, and valve dynamics.

#### *Simulation and digital tools*

Modern design employs CFD, finite-element analysis, and machine learning to correlate refrigerant properties with mechanical response. Guo et al. [4] simulated two-phase compression in rotary compressors, capturing transient flow separation effects.

Digital-twin frameworks now allow continuous monitoring and adaptive control of compressor operation across refrigerant types.

*Practical design adjustments*

Key adaptation strategies include:

- Increasing suction-line diameter to reduce pressure drop for low-density refrigerants.
- Adjusting discharge-port geometry to manage back pressure.
- Using synthetic POE oils compatible with mildly flammable HFOs.
- Implementing variable-speed drives to extend operating envelopes.

Together, these measures maintain or exceed baseline efficiency while ensuring reliability and safety.

**Challenges and Future Directions.**

Despite progress, several challenges persist:

1. Experimental validation for new refrigerants remains limited.
2. Safety issues arise with A2L/A3 flammable refrigerants.
3. Material compatibility and lubricant stability must be verified.
4. Unified compressor-refrigerant performance databases are scarce.
5. Control-system integration with refrigerant-specific models is underdeveloped.

Future research should focus on hybrid CO<sub>2</sub>-HFO systems, AI-based optimization, and additive manufacturing for lightweight compressor components.

**Conclusions.** The transition to low-GWP refrigerants is reshaping compressor technology and HVAC design philosophy. The compressor's thermodynamic and mechanical adaptability determines whether energy and environmental benefits can be fully realized.

Evidence shows that, with proper system redesign and refrigerant-specific modeling, low-GWP refrigerants can match or surpass conventional HFC performance, achieving up to 24 % higher energy efficiency and near-zero direct GWP emissions.

Performance outcomes remain compressor- and refrigerant-specific; no universal replacement exists. Accurate modeling, digital simulation, and tailored component design are essential. The integration of computational tools, experimental validation, and sustainable refrigerant policies will define the next generation of efficient, environmentally safe HVAC systems.

### References

1. Wang Y. and Yan J., “Study of Performance Changes in Centrifugal Compressors Working in Different Refrigerants,” *Energies*, vol. 17, no. 11, 2784, 2024.

2. Kumar A., Yang S., and Wang C., “Energy efficiency and heat transfer analysis of R-513A and other low-GWP refrigerants alternative to R-134a in HVAC&R systems: A review,” *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol. 152, 108168, 2024.

3. Conte R., Azzolin M., Bernardinello S., and Del Col D., “Experimental investigation of large scroll compressors working with six low-GWP refrigerants,” *Thermal Science and Engineering Progress*, 2023.

4. Guo N., Lin J., and Wu J., “Simulation on two-phase refrigerant compression in the cylinder of rotary compressors using CFD method,” *Scientific Reports*, vol. 14, 56856, 2024.

1. Sharif M., Azmi W., Ghazali M., Samykano M., and Ali H., “Performance improvement strategies of R1234yf in vapor-compression systems as R134a replacement: A review,” *J. Taiwan Inst. Chem. Eng.*, vol. 149, 105032, 2023.

2. Afshari F., Comakli O., Adiguzel N., and Zavaragh H., “Influence of refrigerant properties and charge amount on reciprocating-compressor performance in air-source heat pumps,” *J. Energy Eng. ASCE*, vol. 143, 04016025, 2017.

3. Toffoletti G. et al., “Experimental comparison of cycle modifications and ejector control methods in a multi-evaporator transcritical CO<sub>2</sub> system,” *Int. J. Refrigeration*, 2024.

4. Plando I., “Impact of Refrigerants Transition on HVAC System Performance and Environmental Sustainability,” *Int. J. Adv. Res. Sci. Commun. Technol.*, vol. 2, 12385, 2023.

5. Sieres J., Ortega I., Cerdeira F., and Álvarez E., “Drop-in performance of low-GWP refrigerants R452B and R454B in R410A heat pumps,” *Appl. Thermal Eng.*, vol. 182, 116049, 2021.

6. Szczęśniak S. and Stefaniak Ł., “Global Warming Potential of New Gaseous Refrigerants Used in Chillers,” *Energies*, vol. 15, 6599, 2022.

7. Franco I., Pico D., Santos D., and Filho Ê., “Performance and environmental assessment of R-410A alternatives,” *J. Building Engineering*, vol. 45, 103847, 2021.

8. Neumaier L. et al., “Refrigerant Selection for Heat Pumps: The Compressor Makes the Difference,” *Energy Technology*, 2023.

## **РОЗРОБКА АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ У ШИРОКОМУ ДІАПАЗОНІ КЛІМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

**Тітлов О. С.**, д-р техн. наук, професор  
E-mail: titlov1959@gmail.com

**Дорошенко В. М.**, д-р техн. наук,  
професор кафедри нафтогазових технологій, інженерії  
та теплоенергетики  
E-mail: doroshenkovm444@gmail.com

**Сатир Н. С.**, аспірант  
*Одеський національний технологічний університет,  
м. Одеса, Україна*

Актуальність досліджень у сфері абсорбційних холодильних приладів (АХП) набуває особливого значення в контексті

сучасних глобальних та національних викликів, що стосуються енергетичної безпеки, екологічної стійкості та економічної ефективності. Ці чинники взаємопов'язані й зумовлюють нагальну потребу в розробці та впровадженні інноваційних технологій охолодження, що є альтернативою традиційним компресійним системам.

Світовий попит на технології охолодження стрімко зростає. Згідно з прогнозами Міжнародного енергетичного агентства (ІЕА), кількість кондиціонерів у світі до 2050 року може перевищити 5,6 мільярдів одиниць, що є майже втричі більшим показником порівняно з приблизно 2 мільярдами у 2020 році. Таке шалене зростання попиту на охолоджувальні прилади зумовлене потеплінням клімату, урбанізацією та покращенням рівня життя, особливо в країнах, що розвиваються [1].

Таке колосальне збільшення кількості компресійних систем охолодження неминуче призведе до різкого зростання споживання електроенергії. Традиційні компресійні холодильні пристрої працюють від електричного приводу, що створює значне навантаження на електромережі, та призводить до підвищення рівня шумового забруднення. У літні періоди, під час пікового попиту, це може спричиняти перевантаження мереж, віялові відключення та навіть системні аварії. Пошук альтернативних, менш енергоємних методів охолодження стає критично важливим для забезпечення стабільності енергетичних систем у майбутньому.

Ефективне управління кліматичними змінами неможливе без зменшення впливу систем холодопостачання. Їхній внесок у глобальне потепління носить подвійний характер:

По-перше це безпосередній прямий вплив, який пов'язаний з витоком холодоагентів, таких як гідрофторвуглеці (HFC) та гідрохлорфторвуглеці (HCFC). Ці речовини мають надзвичайно високий потенціал глобального потепління (GWP), що у тисячі разів перевищує GWP вуглекислого газу.

По-друге, це опосередкований, вторинний, вплив, який виникає через високі споживання електроенергії. Значна частина цієї енергії все ще виробляється з викопного палива (вугілля, газ), спалювання якого призводить до викидів  $\text{CO}_2$ . І до того ж, викопне паливо не є відновлювальним джерелом енергії.

У цьому контексті абсорбційні холодильні прилади мають значну перевагу, оскільки вони використовують натуральні робочі пари, такі як вода, аміак та літій-бромід. Ці речовини є екологічно безпечними, не мають озоноруйнівного потенціалу і мінімальний GWP. Застосування АХП відповідає міжнародним угодам, зокрема Монреальському протоколу та його подальшим доповненням, включаючи Кігалійську поправку, що спрямовані на поступову відмову від шкідливих холодоагентів.

Недоліки та обмеження абсорбційних приладів – низький коефіцієнт перетворення (COP). Це основний недолік. COP для одноступінчастих АХП рідко перевищує 0.7–0.8, тоді як для компресійних систем цей показник може досягати 4–5.

Хоча COP АХП розраховується як відношення отриманої холодопродуктивності до витраченого тепла, а не електроенергії, низьке значення свідчить про неефективне використання теплової енергії. Це призводить до необхідності використання більших генераторів і, відповідно, підвищує габарити та вартість.

Висока початкова вартість та габарити – конструкція АХП є більш складною, ніж у компресійних аналогів. Вона включає абсорбер, генератор, насоси, рекуперативні теплообмінники, що робить пристрої більшими і дорожчими у виробництві.

Обмеження робочих сумішей. Кожна суміш має свої обмеження.  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  не може працювати при температурах нижче  $0^\circ\text{C}$  через замерзання води, а також схильна до кристалізації при високих концентраціях.  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  вимагає високих тисків, що робить конструкцію більш міцною через вимоги до міцності конструкції, а отже, важкою.

Складність регулювання – регулювання продуктивності АХП є складнішим, ніж у компресійних систем.

Наукові дослідження у цій галузі зосереджені на подоланні вказаних недоліків.

Основні напрями включають:

Розробка нових робочих сумішей. Пошук бінарних або потрійних сумішей, які мають кращі термодинамічні властивості (вищий СОР, менша ймовірність кристалізації). Особлива увага приділяється нанорідинам (холодоагент з додаванням наночастинок оксидів металів) та іонним рідинам, які можуть покращити теплопередачу та масообмін [2].

Оптимізація циклів – впровадження багатоступінчастих циклів (подвійна/потрійна абсорбція) для підвищення СОР, що дозволяє використовувати джерела тепла з нижчою температурою.

Мініатюризація та оптимізація конструкції – використання мікроканальних теплообмінників, які збільшують площу теплообміну і зменшують габарити пристрою.

Вдосконалення абсорберів – розробка абсорберів з новими поверхнями та геометрією для прискорення процесу поглинання холодоагенту.

Таким чином, незважаючи на існуючі обмеження, потенціал абсорбційних систем залишається величезним. Дане дослідження має на меті внести свій внесок у вирішення цих проблем, надаючи практичні рішення для підвищення їхньої ефективності.

Узагальнюючи, можна зробити висновок, що абсорбційні холодильні прилади займають важливу нішу у сфері енергоефективних технологій та мають значний потенціал розвитку. Проте їхнє подальше поширення напряму залежатиме від успішного вирішення проблем, пов'язаних із підвищенням коефіцієнта корисної дії, зменшенням габаритів і вартості, а також підвищенням експлуатаційної надійності.

Отже, дослідження, спрямовані на оптимізацію абсорбційних холодильних систем, мають високу практичну

значущість і стратегічне значення для забезпечення сталого розвитку енергетики та охолоджувальних технологій. Вони можуть стати ключовим чинником у формуванні екологічно безпечного та енергоефективного майбутнього, що робить запропоновану тему дослідження актуальною, перспективною й суспільно корисною.

### **Література**

1. Zhai, X., & Q. Zhang. (2019). Advances in Absorption Cooling Technology: A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 111, 411–424.
2. Fumey, B., & Worlitschek, J. (2018). Nanofluids in absorption chillers: A review. *International Journal of Refrigeration*, 95, 126–137.

## **РОЗРОБКА АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОВИХ ТРУБ І ДВОФАЗНИХ ТЕРМОСИФОНІВ**

**Тітлов О. С.**, д-р техн. наук, професор  
E-mail: titlov1959@gmail.com

**Дорошенко В. М.**, д-р техн. наук,  
професор кафедри нафтогазових технологій, інженерії  
та теплоенергетики  
E-mail: doroshenkovm444@gmail.com

**Сугер В. В.**, аспірант  
*Одеський національний технологічний університет,  
м. Одеса, Україна*

Сучасний ринок побутової та торгівельної холодильної техніки характеризується зростаючими вимогами до

енергоефективності, екологічності та надійності пристроїв. Побутові та комерційні холодильники, морозильники, вітрини й торгові холодильні шафи становлять істотну частину загального електроспоживання у домогосподарствах і мережах роздрібно́ї торгівлі. Зростання тарифів на електроенергію, посилення екологічних норм щодо використання холодоагентів та потреба в зниженні експлуатаційних витрат підштовхують виробників до пошуку альтернатив традиційним компресійним рішенням і впровадження енергозберігаючих технологій. Компресійні холодильні установки забезпечують коефіцієнтом перетворення (COP) на рівні 2,5–4,5, тоді як у абсорбційних холодильних приладів (АХП) цей показник рідко перевищує 0,8 [1]. Проте компресійні системи мають інші недоліки: високий рівень шуму та вібрацій; використання неприродних холодоагентів; необхідність у регулярному технічному обслуговуванні; обмежений термін служби компресорів. АХП виграють за рахунок екологічності та надійності, що робить їх привабливими у сфері побуту й торгівлі, якщо вдасться підвищити їхню ефективність. Абсорбційні холодильні прилади (АХП) є перспективною альтернативою для окремих категорій побутової та торгівельної техніки: вони працюють від теплових джерел, можуть використовувати вторинну або відновлювану енергію (включно з газовими пальниками, сонячними колекторами чи відпрацьованим теплом), відрізняються безшумністю та високою надійністю. Це робить АХП привабливими для мінібарів, автономних холодильників для кемпінгу та транспорту. Проте їхня комерційна привабливість обмежується відносно низьким коефіцієнтом COP і збільшеним енергоспоживанням порівняно з компресійними аналогами в низці робочих режимів [2]. Основною технічною перешкодою для широкого використання абсорбційних холодильних приладів є їх обмежена холодопродуктивність і недостатня інтенсивність внутрішньокамерних процесів теплообміну. Це не дозволяє створювати холодильні камери з підвищеним об'ємом

та обмежує їх попит на споживчому ринку. Пасивні інтенсифікатори теплопередачі, зокрема теплові труби (ТТ) та двофазні термосифони (ДФТС), мають потенціал для вирішення цієї проблеми: вони забезпечують високі коефіцієнти теплопередачі; вирівнювання температурних полів; ефективну передачу тепла за невеликих температурних різниць [3].

Теплова труба – це герметично закритий трубчастий пристрій, заповнений робочою рідиною. Усередині відбувається випаровування та конденсація рідини, що забезпечує інтенсивний перенос теплоти з мінімальними втратами.

Двофазний термосифон працює за схожим принципом, однак не містить капілярної структури. Рух рідини відбувається під дією сили тяжіння, що робить його простішим і дешевшим у виготовленні. Основні переваги застосування цих пристроїв у складі АХП: а) висока ефективність теплопередачі – коефіцієнт теплопровідності теплових труб у сотні разів вищий за традиційні метали; б) зниження теплових опорів – це дозволяє зменшити температуру генератора і, відповідно, енерговитрати; в) вирівнювання температурних полів – умикається локальний перегрів чи переохолодження; г) зменшення габаритів теплообмінників – прилади стають компактнішими, що особливо важливо для побутової техніки; д) підвищення коефіцієнта перетворення – за оцінками експериментів, приріст може становити 15–25 % [4].

У конструкції АХП теплові труби можуть інтегруватися в такі вузли: а) генератор – для інтенсифікації процесу випаровування аміаку з водного розчину; б) конденсатор – для ефективнішого відведення теплоти в довкілля; в) абсорбер – для інтенсифікації процесу розчинення аміаку у воді.

Інтеграція таких пристроїв у конструкцію АХП дозволяє підвищити ефективність роботи випарника, а це може знизити коефіцієнт робочого часу і, відповідно, споживану потужність до 15 % [5]. Для узагальнення матеріалів експериментальних досліджень та первинних розробок [3–5] було розроблено

математичну модель теплових режимів об'єктів охолодження (АХП) з ТТ та ДФТС. При фіксованій холодопродуктивності випарника АХП ( $Q_o = \text{const}$ ), наприклад, чисельне рівної зовнішнім теплоприпливам, температура в камері  $t_{\text{кам}}$  залежить від середньої температури випарника  $t_o$  і термічного опору ланцюга «випарник АХП – корисний об'єм камери»  $\sum R$

$$t_{\text{кам}} = \bar{t}_o + Q_o \sum R. \quad (1)$$

наліз співвідношення (1) показує, що необхідний рівень температур у камері може бути досягнутий або за рахунок зниження температури випаровування, або за рахунок зменшення сумарного термічного опору.

Перший шлях пов'язаний з додатковим випарюванням аміаку в генераторі і зниженням концентрації аміаку в слабкого розчині і припускає відповідне збільшення енерговитрат.

Другий шлях реалізується за рахунок застосування кондуктивних стоків тепла, наприклад, у вигляді алюмінієвих панелей, встановлених на внутрішніх стінках камери, які можуть нести оребрення і ТТ із ДФТС. Необхідне значення сумарного термічного опору у формулі (1) можна одержати або за рахунок збільшення товщини стінки алюмінієвої панелі, або за рахунок застосування додаткових паралельних теплостоків у вигляді ТТ або ДФТС, які, володіючи низьким термічним опором, виступають у якості своєрідних ізотермічних осей, що пронизують стінки внутрішнього алюмінієвого корпусу. У загальному вигляді теплова схема абсорбційного холодильника із ТТ або ДФТС наведена на рис. 1.

В основі математичної моделі теплових режимів камери із ТТ або ДФТС лежить тепловий баланс елементарної чарунки (ЕЧ) елементів корпусу (внутрішнього алюмінієвого і шару теплоізоляції). Для внутрішнього корпусу розглянуто чотири випадки: ЕЧ не має теплового зв'язку із ТТ або ДФТС; ЕЧ має тепловий зв'язок із зоною випару (конденсації) ТТ або ДФТС; ЕЧ задньої стінки внутрішнього корпусу пов'язані

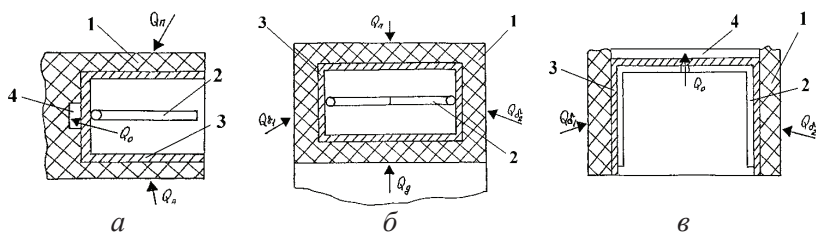


Рис. 1. Теплова схема абсорбційного холодильника із ТТ або ДФТС:

а) вид збоку; б) вид спереду; в) вид зверху;

1 – теплоізоляційний корпус; 2 – ТТ або ДФТС; 3 – внутрішній алюмінієвий корпус; 4 – випарник АХП

в тепловому відношенні з випарником АХП й з конденсатором ТТ або ДФТС. У всіх випадках теплоприпливи від завантажених продуктів не враховувалися, тобто моделювалися нормативні випробування з незавантаженою камерою в пускових і перехідних режимах. Кінцеві збільшення температури в часі для кожного типу ЕЧ ( $\Delta\tau$ ) визначалися як

$$\Delta t_{i,j} = \frac{\Delta\tau}{C_{i,j} \cdot \rho_{i,j} \cdot V_{i,j}} \cdot \Delta Q_{i,j}, \quad (2)$$

де  $C_{i,j}$  і  $\rho_{i,j}$  – питома масова теплоємність і густина матеріалу ЕЧ, Дж/(кг·К) і кг/м<sup>3</sup>;

$V_{i,j}$  – обсяг ЕЧ, м<sup>3</sup>;

$\Delta Q_{i,j}$  – результуючий тепловий потік, Вт.

Співвідношення типу (2), записані для кожної ЕЧ внутрішнього і теплоізоляційного корпусу камери, становлять систему рівнянь. Граничними умовами при рішенні такої системи є: температура навколишнього середовища; у початковий момент часу  $\tau = 0$  температури ЕЧ внутрішнього і теплоізоляційного корпусів дорівнюють температурі навколишнього середовища; температури випарника АХП в режимі пуску і у позиційному режимі управління. Збільшення часу  $\Delta\tau$

задаються до досягнення середньої температури стінок внутрішнього корпусу ( $\bar{t}_k$ ) рівної заданій ( $t_{\text{кам}}$ ).

### Література

1. Низькопотенційна енергетика : навч. посіб. / А.О. Редько, М.К. Безродний, М.В. Загорученко, Г.С. Ратушняк, О.Ф. Редько, М.Г. Хмельнюк ; Нац. техн. ун-т України «Київський політехнічний університет», Одес. нац. акад. харч. технологій, Харків. нац. ун-т будівництва та архітектури, Вінниц. нац. техн. ун-т. – Харків : Друкарня Мадрид, 2016. – 412 с. <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONANT-cnv.BibRecord.152557/>
2. Захаров М.Д., Тітлов О.С., Ботук Ю.С., Василів О.Б., Рева Н.В. Енергетичні і екологічні показники компресійної та абсорбційної побутової холодильної техніки. Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. 1997. № 17. С. 167–175.
3. Захаров М.Д., Тітлов О.С., Рева Н.В., Лозовський С.І., Вольневич С.В., Завертаний В.В. Розробка нових схем та дослідження елементів конструкцій апаратів для первинної термічної обробки та збереження харчових продуктів. Наукові праці Одес. держ. акад. харч. технол. 1995. № 15. С. 119–127.
4. Тітлов О.С., Захаров М.Д. Науково-технічні основи створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів. Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. 2009. № 35. Т. 1. С. 113–127.
5. Тітлов О.С. Розробка побутової абсорбційної холодильної техніки різного функціонального призначення з використанням сучасних технологій. Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. 1997. № 17. С. 266–272.

## **ПОШУК І РОЗРОБКА ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ СПОСОБІВ УПРАВЛІННЯ МАЛИМИ АБСОРБЦІЙНИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ АГРЕГАТАМИ**

**Тітлов О. С.**, д-р техн. наук,  
професор кафедри нафтогазових технологій, інженерії  
та теплоенергетики  
E-mail: titlov1959@gmail.com

**Ашик Т. А.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри нафтогазових технологій, інженерії  
та теплоенергетики  
E-mail: tanyashik34@gmail.com

**Біленко Н. О.**, PhD, доцент кафедри нафтогазових  
технологій, інженерії та теплоенергетики  
E-mail: bilenko.onaft@gmail.com

**Волчок В. О.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри нафтогазових технологій, інженерії  
та теплоенергетики  
E-mail: recvicv@gmail.com

*Одеський національний технологічний університет,  
м. Одеса, Україна*

Сучасні вимоги до холодильних агентів щодо озонобезпеки та мінімізації вкладу в «парниковий» ефект відкривають широкі можливості для холодильних апаратів абсорбційного типу або апаратів з абсорбційно-дифузійними холодильними апаратами (АХА), що працюють з традиційним водоаміачним розчином (ВАР) [1].

Основний недолік АХА, що стримує їх широке поширення – низька енергетична ефективність, зумовлена фізичними особливостями холодильного циклу. Цей фактор не тільки визначає підвищені, порівняно з компресійними

аналогами, вартісні витрати, а й відповідний внесок у «парниковий» ефект.

Аналіз результатів експериментальних досліджень дослідних та серійних моделей холодильних апаратів з АХА показали, що їх підвищений рівень енергоспоживання визначається існуючою методологією розрахунку та способом керування під час експлуатації. Відповідно до існуючих вимог до побутових і торгових холодильних апаратів, в першу чергу, необхідно забезпечити заданий температурний режим у холодильній камері в «жорсткому» режимі експлуатації, при цьому, як правило, робота АХА здійснюється в безперервному режимі ( $KPB = 1$ ), а величина енергоспоживання не береться до уваги.

Як показує ексергетичний аналіз циклу АХА, найбільшого успіху в енергозбереженні можна досягти при оптимізації прямого (теплого) циклу, що реалізується в «привідному» контурі АХА. Особливу увагу при цьому необхідно приділяти термосифону (ПТС), що перекачує, втрати ексергії в якому досягають 60 % від сумарних.

Аналіз основних напрямів енергозбереження показав, що найбільшого успіху при мінімумі витрат може бути досягнуто за рахунок використання оптимальних систем керування апаратами з АХА. Зокрема, за рахунок зміни величини теплопідведення на ПТС залежно від температурних режимів у характерних точках холодильної камери та АХА.

Проблеми енергозбереження в ПТС пов'язані з частковою конденсацією парів у підйомній частині. Вона вирішується за рахунок розподілу теплового навантаження, що підводиться на ПТС в залежності від температури навколишнього середовища і температури в холодильній камері. Ефект енергозбереження при цьому становить 15...16 %.

Основна увага при розробці енергозберігаючих режимів АХА приділялася генераторному вузлу. Було показано, що значною мірою енергозберігаючі режими холодильного

апарату визначаються режимом проходу пари через затоплений U-подібний ректифікатор АХА.

Режими проходу пари залежать від величини теплопідведення до ПТС АХА. В енергозберігаючих режимах роботи АХА прохід пари здійснюється шляхом барботування. При збільшенні теплового навантаження на ПТС пара відтісняє рідину і у верхній частині ректифікатора утворюється паровий прошарок. Очищення пари та попереднє підігрів пари в ректифікаторі в цьому режимі мінімальні. На прикладі моделі низькотемпературної камери (НТК) Стугна-101 АМЛ-180 було показано, що робота в енергозберігаючих режимах дозволяє знизити енергоспоживання порівняно з кращими зарубіжними аналогами до 50 % [2].

Розвиток цього напрямку був пов'язаний із встановленням додаткового теплоізоляційного кожуха на дефлегматорі АХА. Ефект енергозбереження у цьому випадку становив: 21 % («Київ-410»); 12 % («Кристал-408»); 17 % («Стугна-101» АМЛ-180). Для реалізації таких енергозберігаючих режимів необхідно здійснювати контроль температури пари на виході дефлегматора – вона не повинна перевищувати температуру насичення аміаку при робочому тиску в АХА (близько 50°C) [3].

При розробці енергозберігаючих способів управління виходили з того, що в неробочому періоді температура елементів приводного контуру АХА (термосифон, ректифікатор, дефлегматор), за рахунок теплових втрат в навколишнє середовище, знижується.

Це супроводжується не тільки охолодженням міцного та слабкого ВАР, але й частковою конденсацією пар у дефлегматорі та конденсаторі АХА. При конденсації парів їхнє місце займає інертний газ, який до цього знаходиться в контурі природної циркуляції (КПЦ). Очевидно, що чим більший час неробочого періоду, тим нижчою опуститься температура і тим більший об'єм у дефлегматорі АХА займе інертний газ.

При подачі теплового навантаження на ПТС інертний газ виштовхуватиметься в КППЦ динамічним напором парового потоку, величина якого залежатиме від кількості парової фази. У момент запуску АХА певна кількість пари, що генерується в ПТС, буде витратитися на розігрів елементів конструкції ректифікатора, дефлегматора і конденсатора. За інших рівних умов час проходження парового потоку до конденсатора визначатиметься ступенем охолодження елементів приводного контуру в неробочому періоді, тобто. тривалістю неробочого періоду. Це говорить про те, що відоме становище – «чим більше час неробочого періоду, тим більша економічність», не завжди застосовується для побутових та торгових абсорбційних холодильних апаратів.

Для підвищення економічності необхідно не допускати значного переохолодження елементів конструкції приводного контуру АХА.

Зменшити ступінь переохолодження транспортних елементів приводного контуру АХА можна шляхом збільшення термічного опору теплоізоляції генераторного вузла, так і частковим їх прогріванням в неробочому періоді.

Перший шлях у побутовій та торговій техніці обмежений габаритними вимогами, другий – більш перспективний.

Дещо інша ситуація в холодильних апаратах з високим термічним опором конструкцій, що захищають, наприклад, в НТК з «суперізоляцією» «Стугна-101» АМЛ-180. На відміну від однокамерних чи двокамерних моделей, у яких регламентовано співвідношення температур камерах, НТК потенційно мають великі функціональні можливості – можуть застосовуватися практично у всьому діапазоні температур зберігання, що використовується в побуті – від мінус 18 °С до 12 °С, тобто. стати універсальним холодильним приладом.

У цьому випадку теплоізоляційні конструкції камери традиційно повинні проектуватися з урахуванням роботи АХА в «жорсткому» режимі експлуатації, тому універсальна модель

матиме значний запас холодопродуктивності при помірних низьких температурах навколишнього середовища та позитивних температурах зберігання.

У таких універсальних апаратах, виконаних за класом SN\*, можуть мати місце режими зберігання з мінімум або відсутністю теплоприток (температура в камері 5...12 °C, температура навколишнього середовища 10 °C). Час робочого періоду у разі набагато менше неробочого, тому забезпечувати постійний прогрів елементів генераторного вузла може бути недоцільно. У таких умовах експлуатації економічним може бути позиційний режим управління.

### Література

1. Titlov A.S. The search of the water-ammonia absorption refrigeration machines' energy efficient modes / A.S. Titlov, E.A. Osadchuk // IX Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources", Minsk, Belarus, 07–10 September, 2015. – P. 309–314.

2. Adambayev D., Titlov A. Analysis of test results of a household absorption refrigerating appliance on an electric and gas source of thermal energy. Technology Audit and Production Reserves. 2021. 4/1 (60). 18–22. <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.237173>

3. Біленко, Н., Тітлов, О., & Нікітін, Д. (2022). Оцінка термодинамічної ефективності абсорбційних водоаміачних термотрансформаторів на основі аналізу ексергетичних втрат в їх елементах. Refrigeration Engineering and Technology, 58(2), 106–114. <https://doi.org/10.15673/ret.v58i2.2383>

## **ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ШТУЧНОГО ХОЛОДУ НА КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЯХ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВІДІВ**

**Тітлов О. С.**, д-р техн. наук,  
професор кафедри нафтогазових технологій, інженерії  
та теплоенергетики  
E-mail: titlov1959@gmail.com

**Попов В. О.**, аспірант  
E-mail: s-feloniuk@ukr.net

*Одеський національний технологічний університет,  
м. Одеса, Україна*

Питання енергоефективності газокompresорних станцій (ГКС) залишається одним із найбільш актуальних викликів сучасної енергетики на глобальному рівні. У контексті сучасних реалій, що передбачають енергетичну кризу, глобальні кліматичні зміни та необхідність значного скорочення викидів парникових газів, оптимізація експлуатаційних витрат природного газу та підвищення енергоефективності набувають критичного та невідкладного значення [1–2]. Україна, яка володіє однією з найбільших та найрозвинутіших газотранспортних систем у світі, стоїть перед унікальною можливістю впровадження та застосування передових технологій енергозбереження на своїх численних компресорних станціях. Це впровадження буде сприяти як суттєвому зниженню витрат на експлуатацію, так і покращенню екологічної ситуації та енергетичної незалежності держави.

Дослідження численних науковців та інженерів доводять, що при адіабатному стисненні природного газу в компресорах генерується значна кількість теплової енергії, яка вимагає ефективних та надійних систем охолодження.

Однак, паралельно з проблемою охолодження, це відпрацьоване тепло представляє значний невикористаний

енергетичний ресурс. Раціональна утилізація цієї теплової енергії може суттєво та відчутно покращити загальну енергоефективність компресорних станцій та газотранспортної системи України в цілому.

Комплексний та глибокий аналіз існуючих та перспективних технологій штучного холодопостачання, включаючи абсорбційні холодильні машини (АХМ), системи прямого охолодження, ежекторні холодильні машини та інноваційні гібридні комбіновані рішення, дозволяє визначити оптимальні та економічно обґрунтовані підходи для модернізації та реконструкції українських газокompресорних станцій.

Стиснення природного газу являє собою один із найважливіших та невід’ємних фізичних процесів у сучасних газотранспортних системах. При адіабатному процесі стиснення газу, робота, виконана над газом, трансформується безпосередньо на теплову енергію, що призводить до суттєвого підвищення його температури за термодинамічними законами.

При кожному збільшенні тиску природного газу на 100 фунтів на квадратний дюйм ( $\approx 0,69$  МПа) температура газового потоку підвищується на 7–8 градусів Цельсія. Враховуючи, що сучасні газокompресорні станції здійснюють багатоступінчасте стиснення з загальним підвищенням тиску від 2,0–2,4 МПа до 11,7–14,7 МПа, загальне підвищення температури може досягати 50–60 °С. Це означає, що природний газ може нагрітися до критичних температур 70–100 °С, що являє собою величину, близьку до граничної та максимально допустимій операційної температури багатьох компонентів газопровідної системи [3–4].

Без забезпечення належної системи охолодження та температурного контролю обладнання компресорних станцій неминуче піддається перегріву, що суттєво знижує ефективність їх роботи та призводить до потенційного пошкодження та небезпеки.

Проблема енергоефективності газокompресорних станцій залишається найактуальнішою для всіх країн світу, що експлуатують розгалужені та розвинені газотранспортні системи. Проведені дослідження продемонстрували принципову можливість досягнення значної економії палива на рівні 26 % у результаті комплексної оптимізації операційних умов як індивідуальної компресорної станції, так і всієї трубопровідної системи, що складається з 5 станцій із загальною кількістю 11 газокompресорних агрегатів потужністю від 6 МВт до 15,3 МВт.

Такі результати свідчать про значний потенціал енергозбереження, який залишається невикористаним на переважній більшості існуючих компресорних станцій світу та України зокрема.

Дослідження, проведені європейськими та американськими науковцями та спеціалістами в галузі енергетики, остаточно підтвердили, що стиснення природного газу об'єктивно підвищує його температуру, і без забезпечення належного та ефективного охолодження обладнання компресорних станцій піддається серйозному перегріву.

Це призводить безпосередньо до: значного зниження ефективності роботи компресорних агрегатів; потенційного та небезпечного пошкодження дорогоцінного устаткування; серйозних питань безпеки експлуатації; підвищеного ризику аварійних ситуацій і виходу обладнання з ладу.

Сучасні дослідження показують значний та невикористаний потенціал утилізації відпрацьованого тепла на компресорних станціях газотранспортних систем. Дослідження включало аналіз чотирьох складних, багатооб'єктових компресорних станцій, що працюють у польській системі транспортування природного газу.

Загальне виробництво тепла чотирма досліджуваними компресорними станціями склало 425,9 ТДж, що дозволяє приблизно екстраполювати ці дані до близько 1300 ТДж для всієї системи.

Це означає, що в глобальному масштабі на компресорних станціях магістральних газопроводів генерується величезна кількість теплової енергії, яка повністю або частково втрачається у навколишнє середовище. Рациональна утилізація навіть частини цієї енергії могла б істотно підвищити загальну енергоефективність систем.

Принципова схема роботи АХМ від теплоти вихлопу ДВС представлено на рис. 1 [5].

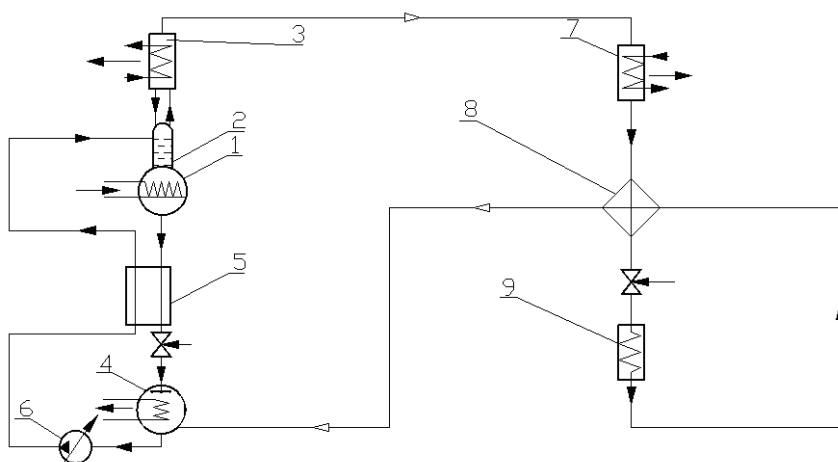


Рис. 1. Принципова схема роботи АХМ:

- 1 – генератор; 2 – ректифікатор; 3 – дефлегматор;  
4 – абсорбер; 5 – РТР; 6 – насос; 7 – конденсатор;  
8 – регенеративний теплообмінники; 9 – випарник

Водоаміачний розчин нагрівається в генераторі джерелом тепла. Газоподібний холодоагент (аміак), що виділяється при нагріванні з розчину, по трубопроводу надходить в дефлегматор 7, де пари аміаку очищаються від парів води. Потім очищені пари аміаку надходять в конденсатор 2, після чого рідкий холодоагент по трубопроводу надходить у випарник 4 через регульований вентиль 1 (9), де випаровується, виділяючи

холод (поглинаючи тепло), і знижує температуру і випарника. Пари холодоагенту по трубопроводу надходять в абсорбер 11, де поглинаються слабким розчином холодоагенту, роблячи його насиченим. Насичений розчин холодоагенту з абсорбера по трубопроводу за допомогою термосифона 3 подається в ректифікатор 8, де пари аміаку очищаються від води, а потім в генератор 1, пройшовши перед цим теплообмінник 5. Для збереження балансу обсягу розчину в генераторі 1 і ванні слабкий розчин холодоагенту з генератору 1 по трубопроводу повертається в абсорбер 11, проходячи теплообмінник 5. У теплообміннику 5 тепло слабого водоаміачного розчину використовується для попереднього підігріву міцного розчину, що подається термосифоном 3 з абсорбера 11 в генератор. Такий теплообмін між розчинами підвищує ефективність роботи машини. Джерело нагріву генератора – це теплота від вихлопу ДВС 6. Для кондиціювання повітря рядом фірм розроблені досить компактні герметичні холодильні агрегати з поршневыми і ротаційними компресорами з приводом від двигуна автомобіля. На охолодження витрачається додатково 10–12 % палива, відповідно зменшується потужність двигуна.

### Література

1. Пусконаладжувальні роботи на компресорних станціях магістральних газопроводів: Правила виконання та вимоги безпеки. Наказ ДК «Укртрансгаз» від 2000–11–16 № 251. – Доступно на: <https://forca.com.ua/knigi/pravila/puskonalagodzhuvalni-roboti-na-kompresornih-stanciyah-magistralnih-gazoprovodiv.html>.

2. Вимоги норм технологічного проектування до магістральних газопроводів. Розділ 8 – Вимоги до компресорних станцій. ДСТУ та інші норми проектування. – Доступно на: <https://studfile.net/preview/8889625/page:14/>

3. Оптимальне керування режимами роботи компресорних станцій в умовах нестационарного газоспоживання.

Електронний науковий архів Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. <http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/9442>

4. Модульні енергетичні установки на основі газової турбіни: перспективний шлях розвитку ядерної енергетики. Вісник Національної академії наук України, Київ, 2019. – Доступно на: <http://visnyk-nanu.org.ua/ojs/index.php/v/article/view/589>

5. Titlov O., Vasyliv O., Sahala T., Bilenko N. Evaluation of the prospects for preliminary cooling of natural gas on main pipelines before compression through the discharge of exhaust heat of gas-turbine units. EUREKA: Physics and Engineering. – 2019. – № 5. – P. 47–55. DOI: 10.21303/2461-4262.2019.00978. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2019.00978>

**СЕКЦІЯ № 2**  
**СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ**  
**ТА ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ**

---

**MODELING OF AIRFLOWS  
IN SHIP COMPARTMENTS TO IMPROVE  
THE EFFICIENCY OF AIR CONDITIONING  
AND VENTILATION SYSTEMS**

**Halina Kobalava, Ph.D.,**  
Head of the Thermal Engineering Department  
E-mail: g.lavamay@gmail.com

**Andrii Tytarenko, Students**

**Inna Klova, Students**

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding  
Kherson Educational-Scientific Institute, Ukraine*

**Abstract.** The paper presents the results of numerical simulation of airflows in ship compartments aimed at improving the efficiency of air conditioning and ventilation systems. Using CFD methods, the distribution of temperature, velocity, and turbulence intensity of air was investigated for various configurations of air ducts and positions of supply and exhaust grilles. The influence of room geometry and inlet air parameters on the microclimate and temperature uniformity was established. The obtained results can be used to optimize ship life-support systems, taking into account energy saving and crew comfort.

**Keywords:** Ship Air Conditioning Systems, Ventilation, CFD Modeling, Microclimate.

Air conditioning and ventilation systems are key elements of ship life-support, ensuring comfortable conditions for the crew and proper operation of onboard equipment. Marine operating conditions, as a limited space, high humidity, and varying ambient temperatures, pose significant challenges for engineers in designing efficient air distribution systems. Traditional calculation methods do not always allow for accurate consideration of complex room geometries and flow interactions. Therefore, the use of numerical simulation (CFD) is highly relevant, as it enables visualization of airflow structures, identification of stagnant, overheated, or overcooled zones, and evaluation of how design decisions affect system energy efficiency [1].

**The aim of this study** is to model airflows in ship compartments to analyze the efficiency of different layouts of ventilation elements and improve the energy efficiency of air conditioning systems.

Numerical simulations were performed in ANSYS Fluent using the finite volume method. For the turbulent flow, the RNG  $k-\varepsilon$  model was applied, which has proven effective for simulating ventilation systems with recirculation zones [2, 3].

The object of study is a typical ship cabin with dimensions  $4 \times 3 \times 2.5$  m, containing one air supply and one exhaust opening. Air is supplied at a velocity of 1.5–2.0 m/s and a temperature of 20 °C, while the wall temperature was set to 25 °C, corresponding to tropical navigation conditions.

The results showed that the configuration of supply and exhaust openings significantly affects the quality of the indoor microclimate. Figure 1 presents the velocity streamline.

The highest ventilation efficiency was achieved with a unidirectional downward flow using adjustable-angle supply grilles. In addition, it was found that increasing the inlet air velocity above 2.5 m/s raises turbulence intensity (up to 20 %) and may cause discomfort due to drafts. The optimal velocity range is 1.2–1.8 m/s. CFD modeling revealed the relationship between airflow direction, temperature gradient, and perceived comfort. The results confirm that even small changes in grille

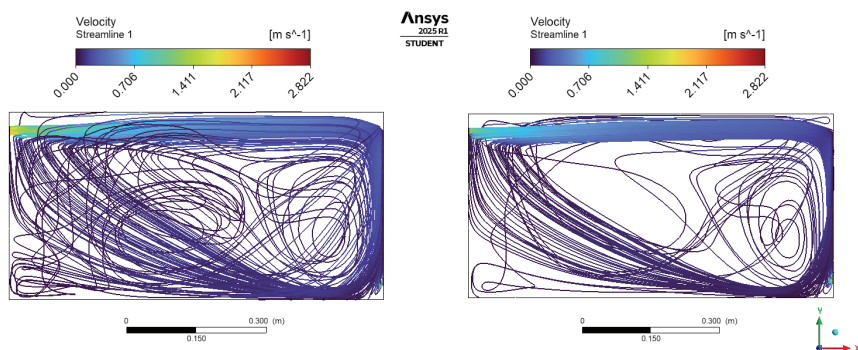


Fig. 1. Velocity streamline of the airflow

position or supply angle can reduce the energy consumption of the air conditioning system by 8–12 %, due to better air distribution without additional compressor load.

These findings can be applied to the modernization of existing ship HVAC systems and in the design of new vessels, particularly passenger and specialized (research or naval) ships where the microclimate plays an important role.

**Conclusion.** CFD modeling is an effective tool for analyzing airflows in ship compartments and allows optimization of air conditioning systems without costly experiments. The best comfort and energy efficiency are achieved with top air supply and bottom exhaust configuration. The optimal inlet air velocity is 1.2–1.8 m/s, exceeding this value increases turbulence and causes local discomfort. The results can be used to develop digital twins of ship life-support systems with the possibility of real-time automatic parameter control.

## References

1. Park, S., Kim, M., Seo, J., Choi, S. Numerical study on the internal ventilation of the engine room of a ship under construction. *Alexandria Engineering Journal*, Vol. 100, pp. 232–245. 2024. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2024.05.031>

2. Nugroho, A., Widodo, WA., Suryo, IB., Numerical study of engine room air ventilation systems for landing ship tank class warships in supporting crew comfort and safety. IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 1423 0120042024. 2024. <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/1423/1/012004>

3. Salmani A., Hosseini SF., Khani H. Modelling heat transfer and fluid flow in a ship engine room using CFD analysis to evaluate and improve ventilation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment. Vol. 237(2), pp. 420–435. 2022.

## **РОЗРАХУНКОВИЙ АЛГОРИТМ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВОЛОГОГО ПОВІТРЯ ПІД ЧАС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО АНАЛІЗУ КІЛЬЦЕВИХ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ**

**Бондаренко А. О.**, аспірант відділу моделювання  
та ідентифікації теплових процесів  
в енерготехнологічному обладнанні  
E-mail: anton.backyard@gmail.com

**Кузнецов М. О.**, канд. техн. наук,  
старший науковий співробітник відділу моделювання  
та ідентифікації теплових процесів  
в енерготехнологічному обладнанні  
E-mail: childeric1975@gmail.com

*Інститут енергетичних машин і систем НАН України,  
м. Харків, Україна*

Кільцева теплонасосна система є однією з найбільш енергоефективних мультизональних систем забезпечення мікроклімату приміщень, яка складається з кількох реверсивних теплових насосів «вода – повітря», об'єднаних один з одним

замкнутим водяним контуром. Вона дозволяє за потреби балансувати теплові навантаження щодо опалення та охолодження у різних зонах або частинах великої будівлі.

Для раціонального впровадження кільцевих теплонасосних систем у кліматичних та економічних умовах України необхідно проведення досліджень щодо підвищення їхньої енергоефективності, оптимізації процесів управління та зниження зведених витрат на їх впровадження та експлуатацію. Тут на допомогу приходять методи ексергетичного аналізу та термoeкономічної оптимізації термодинамічних систем [1].

При проектуванні і оптимізації режимних параметрів експлуатації термодинамічних систем часто нехтують впливом вологості повітря, як зовнішнього, так і того, що бере участь у технологічному процесі, на ексергетичні і термoeкономічні показники установки [2]. Проте, при розгляді змін стану повітря, що супроводжуються змінами вологості, необхідно враховувати вплив вологості на ексергію.

Було розроблено розрахунковий алгоритм, що дозволяє під час проведення ексергетичного аналізу кільцевих теплонасосних систем враховувати вплив вологості повітря в теплообмінних апаратах на його теплофізичні властивості [3–7].

Вологовміст повітря (маса водяної пари в грамах, що припадає на одиницю маси (1 кг) сухого повітря, в загальному їх обсязі), г/кг<sub>сп</sub>, при температурі  $T_i$   $i$ -го повітряного потоку розраховується як:

$$d_i = \frac{\varphi_i d_i''}{100}, \quad (1)$$

де  $\varphi_i$  – відносна вологість  $i$ -го повітряного потоку, %;  
 $d_i''$  – вологовміст вологого повітря на лінії насичення при  $T_i$ , г/кг<sub>сп</sub>:

$$d_i'' = 622,1 \frac{P_{pi}''}{P_{nc} - P_{pi}''}, \quad (2)$$

де  $P_{ii}''$  – тиск насиченої водяної пари у суміші при  $T_i$ , бар. Насичене вологе повітря являє собою двокомпонентну гомогенну парогазову суміш сухого повітря та насиченої водяної пари. У цьому випадку парціальний тиск водяної пари в суміші збігається з тиском насиченої водяної пари;  $P_{nc} = 1,01325$  бар – нормальний атмосферний тиск (повний тиск вологого повітря).

Питома ізобарна теплоємність вологого повітря, кДж/(кг·К), при температурі  $T_i$   $i$ -го повітряного потоку знаходиться з виразу:

$$c_{p_{vni}} = (c_{p_{cni}} + 0,001d_i c_{p_{ni}}) \frac{1}{1 + 0,001d_i}, \quad (3)$$

де  $c_{p_{cni}}$  та  $c_{p_{ni}}$  – питома ізобарна теплоємність відповідно сухого повітря та водяної пари при  $T_i$ , кДж/(кг·К).

З підвищенням вологості теплоємність повітря збільшується, оскільки теплоємність водяної пари вище, ніж у сухого повітря за однакової температури. Те саме відноситься і до питомої ентальпії вологого повітря, кДж/кг, значення якої при температурі  $T_i$   $i$ -го повітряного потоку розраховується як:

$$h_{vni} = (h_{cni} + 0,001d_i h_{ni}) \frac{1}{1 + 0,001d_i}, \quad (4)$$

де  $h_{cni}$  та  $h_{ni}$  – питома ентальпія відповідно сухого повітря та водяної пари при  $T_i$ , кДж/кг.

У формулах (3) та (4) поправочний множник  $1 / (1 + 0,001d_i)$  являє собою 1 кг вологого повітря (суміші), віднесений до суми 1 кг сухого повітря та  $d$  кг водяної пари (тобто до  $(1 + d)$  кг вологого повітря). Він дозволяє здійснити перехід від питомої теплоємності/ентальпії вологого повітря, віднесеної до

$(1 + d)$  кг вологого повітря, до значення питомої теплоємності/ентальпії вологого повітря, віднесеної до 1 кг вологого повітря.

Щільність вологого повітря, яка вже віднесена до  $1 \text{ м}^3$  вологого повітря,  $\text{кг/м}^3$ , при температурі  $T_i$   $i$ -го повітряного потоку знаходиться з виразу:

$$\rho_{\text{впі}} = \rho_{\text{спі}} \frac{1 + 0,001d_i}{1 + 1,6075 \cdot 0,001d_i}, \quad (5)$$

де  $\rho_{\text{спі}}$  – щільність сухого повітря,  $\text{кг/м}^3$ , при  $T_i$  та повному тиску вологого повітря (суміші).

Коефіцієнт динамічної в'язкості вологого повітря,  $\text{Па}\cdot\text{с}$ , при температурі  $T_i$   $i$ -го повітряного потоку розраховується як:

$$\mu_{\text{впі}} = (\chi_{\text{спі}}\mu_{\text{спі}} + \chi_{\text{пі}}\mu_{\text{пі}}) \left( 1 + \frac{\chi_{\text{іі}} - \chi_{\text{іі}}^2}{2,75} \right), \quad (6)$$

де  $\mu_{\text{спі}}$  та  $\mu_{\text{пі}}$  – коефіцієнт динамічної в'язкості відповідно сухого повітря та водяної пари при  $T_i$ ,  $\text{Па}\cdot\text{с}$ ;

$\chi_{\text{спі}}$  – мольна частка сухого повітря у вологому повітрі:

$$\chi_{\text{спі}} = \frac{0,622072}{0,622072 + 0,001d_i}; \quad (7)$$

$\chi_{\text{пі}}$  – мольна частка водяної пари у вологому повітрі:

$$\chi_{\text{пі}} = \frac{0,001d_i}{0,622072 + 0,001d_i}. \quad (8)$$

Відповідно, коефіцієнт кінематичної в'язкості вологого повітря,  $\text{м}^2/\text{с}$ , при температурі  $T_i$   $i$ -го повітряного потоку знаходиться як:

$$\nu_{\text{впі}} = \frac{\mu_{\text{впі}}}{\rho_{\text{впі}}}. \quad (9)$$

Коефіцієнт теплопровідності вологого повітря, Вт/(м·К), при температурі  $T_i$   $i$ -го повітряного потоку розраховується за виразом:

$$\lambda_{\text{впі}} = (\chi_{\text{спі}} \lambda_{\text{спі}} + \chi_{\text{пі}} \lambda_{\text{пі}}) \left( 1 + \frac{\chi_{\text{пі}} - \chi_{\text{пі}}^2}{3,5} \right), \quad (10)$$

де  $\lambda_{\text{спі}}$  та  $\lambda_{\text{пі}}$  – коефіцієнт теплопровідності відповідно сухого повітря та водяної пари при  $T_i$ , Вт/(м·К).

Число Прандтля для вологого повітря при температурі  $T_i$   $i$ -го повітряного потоку розраховується як:

$$\text{Pr}_{\text{впі}} = 1000 \frac{\mu_{\text{впі}} c_{p\text{впі}}}{\lambda_{\text{впі}}}. \quad (11)$$

З підвищенням вологості число Прандтля повітря збільшується за рахунок збільшення теплоємності та зменшення теплопровідності.

Значення питомої ексергії  $i$ -го потоку вологого повітря, віднесеної до 1 кг вологого повітря, кДж/кг, при температурі  $T_i$ , К, знаходилося з виразу [7]:

$$e_i^{\text{вп}} = T_{\text{нс}} \left\{ \left( c_{p\text{спі}} + 0,001 d_i c_{p\text{пі}} \right) \left( \frac{T_i}{T_{\text{нс}}} - 1 - \ln \frac{T_i}{T_{\text{нс}}} \right) + \right. \\ \left. + R_{\text{п}} \left[ \frac{(0,622 + 0,001 d_i) \ln \frac{P_i (0,622 + 0,001 d_{\text{нс}})}{P_{\text{нс}} (0,622 + 0,001 d_i)}}{+ 0,001 d_i \ln \frac{d_i}{d_{\text{нс}}}} \right] \right\} \frac{1}{1 + 0,001 d_i}, \quad (12)$$

де  $d_{\text{нс}}$  – вологовміст повітря, г/кгсп, за нормальної температури навколишнього середовища  $T_{\text{нс}}$ , К;

$R_{\text{п}} = 0,461522$  кДж/(кг·К) – газова постійна водяної пари;

$P_i$  – повний тиск вологого повітря, кПа;

$P_{\text{нс}}$  – тиск навколишнього середовища, кПа. При розрахунку систем кондиціонування можна прийняти, що  $P_i = P_{\text{нс}}$ .

Розроблений розрахунковий алгоритм надалі буде застосовано для ексергетичного аналізу та термoeкономічної оптимізації мультизональних кільцевих теплонасосних систем забезпечення мікроклімату приміщень з урахуванням взаємного впливу температур і вологості повітряних потоків.

### Література

1. Kuznetsov, M., Kharlampidi, D., Tarasova, V., Voytenko, E. Thermoeconomic optimization of supercritical refrigeration system with the refrigerant R744 (CO<sub>2</sub>). *East.-Eur. J. Enterp. Technol.* 2016, 6(8), 24–32. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.85397>.
2. Doseva, N., Chakyrova, D., Stoianov, S., Hadhidimov, I. Air-to-water heat pump assessment: Part 1 – Experimental setup. *E3S Web Conf.* 2021, 327, 01009. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202132701009>.
3. Salazar-Pereyra, M., Toledo-Velázquez, M., Eslava, G.T., Lugo-Leyte, R., Rosas, C.R. Energy and exergy analysis of moist air for application in power plants. *Energy and Power Engineering.* 2011, 3(3), 376–381. <http://dx.doi.org/10.4236/epe.2011.33048>.
4. Liley, P.E. Flow exergy of moist air. *Exergy, An Int. J.* 2002, 2(1), 55–57. [https://doi.org/10.1016/S1164-0235\(01\)00039-5](https://doi.org/10.1016/S1164-0235(01)00039-5).
5. Tsilingiris, P.T. Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 °C. *Energy Convers. Manag.* 2008, 49(5), 1098–1110. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.09.015>.
6. Devres, Y.O. Psychrometric properties of humid air: Calculation procedures. *Appl. Energy.* 1994, 48(1), 1–18. [https://doi.org/10.1016/0306-2619\(94\)90063-9](https://doi.org/10.1016/0306-2619(94)90063-9).
7. Prokhorov, V.I., Troyanchuk, S.V., Razakov, M.A. Particularities of exergy analysis in air conditioning systems. *Science & Technique.* 2022, 21(1), 42–49. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2022-21-1-42-49>.

## **ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ КАСКАДНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ В УКРАЇНІ**

**Бузник А. І.**, аспірант кафедри кондиціювання  
та рефрижерації

E-mail: artem.buznik@gmail.com

**Радченко А. М.**, канд. техн. наук, доцент,  
професор кафедри турбін

E-mail: andrad1978@gmail.com

*Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова,  
м. Миколаїв, Україна*

Так звані системи ЦТ 4-го покоління передбачають широке застосування низькотемпературних мереж, диверсифікованих джерел тепла та тісну інтеграцію з електроенергетичною системою. У цій парадигмі великі електричні ТН відіграють системоутворюючу роль: вони підвищують потенціал розподілених низькотемпературних джерел тепла (стічні води, водойми, надлишкове тепло міської та промислової інфраструктури) до рівня подачі тепломережі, водночас забезпечуючи гнучкість енергосистеми завдяки швидкому маневруванню та роботі в парі з теплоаккумуляторами [1, 2]. У Європі встановлена теплова потужність великих ТН у системах ЦТ становить щонайменше 2.5 ГВт (на 2021 р.), а потенціал зростання пов'язаний з оновленням існуючих мереж та появи нових джерел надлишкового тепла [2]. Історія Швеції демонструє повномасштабну експлуатацію ТН у ЦТ з 1980-х років, включно з одиничними прикладами установок потужністю до 50 МВт та середнім сезонним COP  $\approx 3.3$ , що підкреслює технологічну зрілість технології та її важливість у балансуванні мереж [3].

**Метою дослідження** є формулювання практично орієнтованих рекомендацій щодо інтеграції великих високотемпературних, у т. р. каскадних, ТН у ЦТ України: класифікація схемних рішень, визначення діапазону технологічно виправданих температур та COP, джерел тепла, принципів керування й гнучкості, а також критерії відбору пілотних локацій.

### **Виклад основного матеріалу.**

**1. Архітектури інтеграції.** Розрізняємо 3 основні різновиди:

- центральні установки (типу вода/вода або повітря/вода, теплова потужність 1–50 МВт) із джерелом тепла від очисних споруд, водних акваторій, дата-центрів та промислових викидів;
- локальні «мікробустери» на підстанціях для догріву ГВП у низькотемпературних мережах;
- каскадні установки для зменшення величини підвищення температури у кожному ступені, а також підвищення ефективності та надійності за високих температур подачі теплоносія [1, 2].

**2. Технологічні рамки.** Високотемпературні ТН з природними та HFO/HCFO-холодоагентами досягають температури подачі теплоносія 80–110 °C (і до ~140 °C у спеціалізованих конфігураціях), забезпечуючи значення COP у діапазоні 2.8–5.7 залежно від температур джерела/споживача та конфігурації системи. Це робить їх зручною альтернативою для заміщення пікових газових котлів та підключення промислових споживачів середньотемпературного рівня [4].

**3. Економічна доцільність та операційна гнучкість.** Ключова перевага великих теплових насосів полягає не лише в технічній, а й у економічній гнучкості – здатності змінювати режим роботи відповідно до ринкових умов. У поєднанні з теплоаккумуляторами насоси можуть концентрувати виробництво в періоди низьких цін, знижуючи середню вартість тепла та надаючи послуги балансування електромережі. Практичні

прикладі у ЄС (ТН великої потужності у м. Берлін, м. Відень, м. Брно) показують, що за співвідношення ціни електроенергії/газ  $\leq 2,5$  ТН здатні конкурувати з газовими котлами навіть за високих температур подачі теплоносія [2, 6].

**4. Гібридні рішення на рівні будівель/мікромереж.** Для об'єктів з підключенням до ЦТ і власним ТН доцільне керування «мінімізацією змінних витрат»: перемикання між ЦТ і ТН в залежності від поточних тарифів, зовнішньої температури та COP. Практичний приклад для м. Лінчепінг (Швеція) вказує на сезонні перемикання (переважне використання ТН у холодний період і ЦТ – у теплий); при цьому співвідношення тарифів має істотно вищий вплив, ніж варіації COP [5].

**5. Критерії скринінгу для України.** Визначено пріоритетними такі критерії:

- доступні джерела тепла температурою 5–25 °С (водоюми, міські стоки, дата-центри, промислове надлишкове тепло);
- прийнятні рівні  $\Delta T$  у тепломережі та можливість пониження температур теплоносія;
- погодинні ринки електроенергії та динамічні тарифи;
- наявне місце для організації теплоаккумуляції;
- потреба у високих температурах на ділянках промислового теплопостачання.

Пріоритетні пілотні кластери: великі міста (стоки, дата-центри, витяжне повітря метрополітену), промислові вузли (надлишкове тепло), портові регіони (річка/море) [1–3].

**Висновки.** Після проведеного аналізу можна відмітити:

Великі та каскадні ТН – технічно зріле ядро для декарбонізації мереж ЦТ, особливо у поєднанні з акумулюванням і гнучким керуванням. Міжнародні дані та моделювання підтверджують їх ефективність у діапазоні 80–110 °С, а також корисність для мереж (забезпечуючи гнучкість та балансування), що критично важливо для прискореної відбудови теплової інфраструктури України. Рекомендовано почати з пілотних проєктів у містах із доступними джерелами

тепла низького потенціалу, застосовуючи серійно-паралельні каскади, гібридні стратегії та поступове зниження температур мереж.

### Література

1. IEA HPT Annex 47. Heat Pumps in District Heating and Cooling Systems. Final report. *Heat Pump Centre*. 2019. URL: <https://heatpumpingtechnologies.org/annex47/>.
2. Large Heat Pumps in District Heating & Cooling Systems. Technology Report. *Euroheat & Power*. December 2022. URL: <https://www.euroheat.org/news/new-report-large-heat-pumps-in-district-heating-and-cooling-systems>.
3. Averfalk H., Ingvarsson P., Persson U., Gong M., Werner S. Large heat pumps in Swedish district heating systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017. Vol. 79. P. 1275–1284.
4. Mateu-Royo C., Sawalha S., Mota-Babiloni A., Navarro-Esbri J. High temperature heat pump integration into district heating network. *Energy Conversion and Management*. 2020. Vol. 210.
5. Lindahl M., Gustafsson O., Markusson C., Stignor C.H. Hybrid heat pumps in combination with district heating. *12th IEA Heat Pump Conference*. 2017.
6. Thomasen S., Sørensen K., Bojesen C., Vinther K. Sensitivity analysis of optimised large scale district heating heat pump concepts. *SIMS 2020*. 2020.

## **DEVELOPMENT OF AUTONOMOUS SOLAR SYSTEMS FOR PRODUCING WATER FROM ATMOSPHERIC AIR USING ABSORPTION THERMAL TRANSFORMERS**

**Titlov O. S.**, Doctor of Technical Sciences,  
Professor of the Department of Oil and Gas Technologies,  
Engineering and Heat Power Engineering  
E-mail: titlov1959@gmail.com

**Beliy O. S.**, Postgraduate Student  
E-mail: alexbeliy68@gmail.com  
*Odesa National Technological University,  
Odesa, Ukraine*

In the near future, water will become the most valuable resource on the planet, and this trend will only increase in the foreseeable future. Great prospects for solving the problem of water supply have methods related to the operation of autonomous generators of artificial cold, which are guaranteed to provide a temperature below the dew point. Of particular interest to countries with a shortage of water resources are systems for obtaining water from atmospheric air based on absorption thermotransformers (ATTs), which work from a source of low potential heat – solar energy. In the near future, water will become the most valuable resource on the planet, and the problem of water supply to the population will only grow in the foreseeable future. To help solve this problem, the United Nations General Assembly declared 2005–2015 the International Decade of Action “Water for Life” [1].

It is known that the main part of fresh water is in the 1-kilometer layer of the planet's atmosphere, and the average absolute humidity is  $11 \text{ g/m}^3$ , and in tropical regions it reaches  $25 \text{ g/m}^3$  and higher. Since ancient times, fresh water in limited quantities was obtained by collecting condensed drops from the air as a result of the

natural daily radiation cooling of the earth's surface. Currently, in order to increase the efficiency of water vapor condensation processes from atmospheric air, crushed stone-based cold accumulators, two-phase thermosyphons that provide heat transfer over considerable distances, and sorbents that work in a cyclic "charge-discharge" mode are used. However, for a stable water supply, the methods associated with the operation of artificial cold generators, guaranteed to ensure a temperature below the dew point, have the greatest prospects. As shown by numerous studies of real generators of artificial cold, to obtain 1 liter of water from atmospheric air, on average, about 1 kWh of electricity must be spent, and 10 g of water must be extracted from 1 kg of air. With a cooling coefficient of a compression refrigerator equal to 3, energy of the order of 0.33 kWh will be consumed for the production of 1 liter of water. In the modern world, the main volume of the equipment market for obtaining water from the air is accounted for by systems that include a compression refrigeration unit with an electric drive.

A necessary condition for the operation of a compression refrigerator is the availability of electrical energy, and the majority of countries (North Africa, Central Asia and America) that experience water shortages are limited in electricity generation capacity, but have an excess of solar energy [2].

The most rational solution to the problem of water supply in such a situation can be the use of absorption thermotransformers working on solar energy.

Analysis of the modes of operation of absorption thermotransformers showed that the main tasks that must be solved when using them in systems for obtaining water from atmospheric air are as follows: a) first, to develop designs of thermotransformers with air cooling of heat-dissipating elements; b) secondly, to propose a cycle that could be implemented at elevated temperatures of atmospheric air (30...40°C) and temperatures of traditional water solar collectors (80...100°C).

The analysis of different types of thermotransformers showed that absorption thermotransformers (ATT) have the greatest prospects in the conditions of operation of systems for obtaining water from atmospheric air. ATT, unlike their analogs – bromistolithium heat absorption thermotransformers and steam-water ejector heat thermotransformers, have a wider scope of application, in particular, in the temperature range down to minus 30 °C. In contrast to bromolithium absorption thermotransformers, ATT heat sources are not so critical to temperature changes, they use ordinary structural steels in their design, and the cycle is implemented at pressures exceeding atmospheric.

Of particular interest are ATTs that work on the energy of solar radiation. Such interest is connected with the possibility of year-round use of solar collectors, which are currently widely used in heating and hot water supply systems. It is assumed that if there is an excess of solar energy in the warm period of the year, part of it can be directed to the ATT generator for further low-temperature cooling in the systems of obtaining water from the atmospheric air and in the air conditioning systems.

Recently, topics of “apocalyptic” scenario of the development of events are being discussed more and more frequently in the world community. The theme of the world cataclysm and the subsequent survival of the remaining humanity.

Conditions of the absence of global sources of electrical energy [3].

In such conditions, autonomous sources of electrical energy are needed – first of all, solar batteries that can ensure the operation of systems for obtaining water from atmospheric air in the absence of a centralized power supply.

Thus, research related to the development of new schemes and designs of ATT on solar energy for operation in systems for obtaining water from atmospheric air is relevant.

For you the solution to this problem is to carry out work on improving the efficiency of autonomous systems for obtaining

water from atmospheric air by increasing the energy efficiency of ATT with solar energy sources.

For this purpose, in the first approximation, a scheme of an autonomous system for obtaining water from atmospheric air using an absorption-type ATT and solar batteries is proposed (Fig. 1).

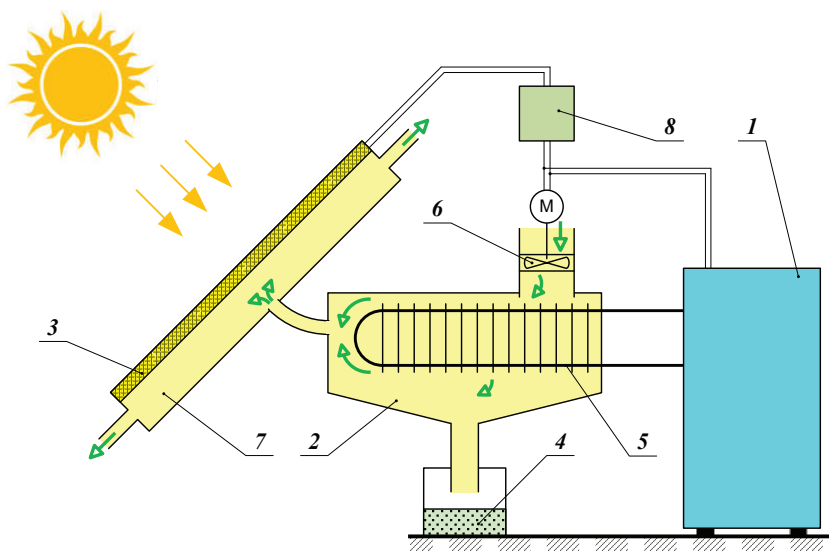


Fig. 1. Scheme of an autonomous system for obtaining water from atmospheric air:

- 1 – absorption thermotransformer; 2 – air cooler; 3 – solar battery;
- 4 – condensate collector; 5 – evaporator; 6 – pressure fan;
- 7 – solar battery air cooler; 8 – power load control unit

The proposed system works as follows.

When solar radiation hits the surface of the solar battery 3, an electric current is generated, which is fed to the ATT generator 1. The generator starts a pumpless diffusion cycle with the production of artificial cold at temperatures below the dew point in the evaporator 5.

The evaporator 5 of the ATT 1 is located in the volume of the air cooler 2, where it is in contact with the atmospheric air flow.

Upon contact, the air stream cools, and water vapor condenses on the cooled surface of the evaporator 5.

The resulting condensate flows into a special assembly 4, and the cooled and partially dried air flow is directed into the air channel 7 located on the surface of the solar battery 3.

Upon contact, the air is partially heated and released into the atmosphere, and the solar battery 3 is partially cooled.

Atmospheric air is supplied to the system using a pressure fan 6.

The electric current received by the solar battery 3 is fed to the ATT generator 1 and to the air fan drive 6 using a special control unit 8.

The proposed scheme of operation makes it possible to increase the energy efficiency of the solar battery due to additional cooling by the flow of partially dried exhausted air.

Ultimately, the efficiency of the system for obtaining water from atmospheric air increases due to an increase in the amount of condensate obtained.

## References

1. Kholodkov A. Improving the energy efficiency of solar systems for obtaining water from atmospheric air / A. Kholodkov, E. Osadchuk, A. Titlov, I. Boshkova, N. Zhykhareva // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2018. – 3/8 (93). – P. 41–51. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.133643. <https://journals.uran.ua/eejet/article/view/133643/132868>

2. Titlov A., Osadchuk E., Tsoy A., Alimkeshova A., Jamasheva R. Development of cooling systems on the basis of absorption water-ammonia refrigerating machines of low refrigeration capacity // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. – № 2/8 (98). – P. 57–67. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.164301. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.164301>

3. Osadchuk, E., Titlov, O. (2020). Analysis of the climatic features of the regions of the primary application of the systems for producing water from the atmospheric air. Scientific Journal “ScienceRise”, 4, 3–9. DOI: 10.21303/2313-8416.2020.001390. <http://journal.eu-jr.eu/sciencerise/article/view/1449>

### **АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВ ПЕРЕВАГНОГО ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ**

**Осадчук Є. О.**, канд. техн. наук,  
старший викладач кафедри фізико-математичних наук  
E-mail: osadchuk1980@gmail.com

**Тітлов О. С.**, д-р техн. наук,  
професор кафедри нафтогазових технологій,  
інженерії та теплоенергетики  
E-mail: titlov1959@gmail.com

**Василів О. Б.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри нафтогазових технологій,  
інженерії та теплоенергетики  
E-mail: oleg\_vas@ukr.net

*Одеський національний технологічний університет,  
м. Одеса, Україна*

Відомо, що на енергетичну ефективність термотрансформаторів компресійного й абсорбційного типів однако-  
вим чином впливають температури об'єкта охолодження  
і навколишнього середовища, відповідно. Зі зростанням тем-  
ператури навколишнього середовища і, відповідно, з підви-  
щенням температури конденсації пари робочого тіла енер-  
гетична ефективність термотрансформаторів знижується.

І навпаки, зі зростанням температури об'єкта охолодження і, відповідно, з підвищенням температури кипіння робочого тіла енергетична ефективність термотрансформаторів підвищується [1–2].

Для зниження температури конденсації пари робочого тіла запропоновано цікаві рішення, пов'язані з використанням нічного радіаційного випромінювання для запасу природного холоду. При цьому ефект зниження температури до  $5^{\circ}\text{C}$  досягався як в регіоні з континентальним кліматом, так і в тропічному кліматі.

Очевидно, що для підвищення продуктивності систем отримання води по конденсату-воді температура кипіння робочого тіла повинна бути якомога менше, але не нижче  $0^{\circ}\text{C}$  для запобігання намерозуванню інею на випарнику.

У той же час, в сучасних літературних джерелах немає визначених рекомендацій щодо кінцевих температур охолодження атмосферного повітря у випарниках термотрансформаторів різного типу.

Мета даного дослідження – розробити рекомендації для розробників систем отримання води за кінцевими (мінімальними) температурами охолодження атмосферного повітря у випарниках термотрансформаторів на основі термодинамічного аналізу тепловологісних процесів. Для аналізу кліматичних особливостей було обрано типові регіони планети з проблемними водними ресурсами і з одночасною високою сонячною інсоляцією. Це міста Північної Африки та Близького Сходу: Алжир (Алжир); Дамаск (Сирія); Каїр (Єгипет); Тель-Авів (Ізраїль) [3–5]. Наявність інтенсивного сонячного випромінювання дозволяє включати в схеми систем отримання води абсорбційні водоаміачні термотрансформатори (АВТТ) і мінімізувати витрати електричної енергії для штучного охолодження. Статистичні дані про погодні умови в цих місцевостях було взято з відкритих інтернет-ресурсів. Для кожної пори року (літо, осінь, зима, весна) визначалися

середня, максимальна і мінімальна температури і відповідна відносна вологість ( $\phi$ ).

Проводився розрахунок вологовмісту атмосферного повітря через парціальний тиск насиченої водяної пари

$$d = 616 \frac{p}{10^5 - p}, \quad (1)$$

де  $p$  – парціальний тиск водяної пари в атмосферному повітрі, Па.

Для визначення парціального тиску водяної пари було виконано апроксимацію табличних даних і отримано наступне співвідношення

$$p = a + bt + ct^2 + dt^3 + et^4 + ft^5, \text{ Па}, \quad (2)$$

де  $a = 611,366$ ;  $b = 44,427$ ;  $c = 1,423$ ;  $d = 0,027$ ;  $e = 0,0003$ ;  
 $f = 2,765 \cdot 10^{-6}$ ;

$t$  – температура пари,  $^{\circ}\text{C}$ .

Визначалася питома ентальпія атмосферного повітря

$$i = 1,006 \cdot t + (2502,7 + 1,844 \cdot t) \cdot \frac{d}{1000}, \text{ кДж/кг}. \quad (3)$$

Проводився розрахунок тепловологісного процесу політропного охолодження атмосферного повітря для трьох випадків кінцевих температур:  $5^{\circ}\text{C}$ ,  $10^{\circ}\text{C}$ ,  $15^{\circ}\text{C}$ .

Для визначення енергетичної ефективності тепловологісних процесів охолодження і осушення використовувався комплекс  $\Delta i / \Delta d$ , який є кутовим коефіцієнтом (промінь процесу, тепловологісне відношення).

З наведених вище витрат  $0,330 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$  на 1 літр води, можна оцінити витрати в запропонованій схемі АВТТ з бустер-компресором як:  $0,100 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$  на 1 літр води при роботі в умовах помірного клімату і  $0,138 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$  на 1 літр води – в тропічному кліматі.

### **Висновки [3–5]:**

1. Застосування технології нічного радіаційного випромінювання в системах отримання води дозволить створити запас природного холоду для додаткового охолодження конденсаторів термотрансформаторів різних типів упродовж усього періоду роботи.

2. Практично у всіх розглянутих кліматичних зонах з дефіцитом водних ресурсів процес отримання води з атмосферного повітря є найзатратнішим енергетично у зимовий період року, а найефективнішим енергетично – у літній період.

3. У літній період року питомі енерговитрати чисельне співмірні при зміні кінцевої температури в процесі охолодження від 5 °С до 15 °С, що дозволить організувати енергоощадний режим роботи термотрансформаторів компресійного і абсорбційного типу за рахунок зниження температури кипіння у випарнику.

4. З урахуванням різної вартості електричної енергії в різних країнах світу найбільш об'єктивною може бути оцінка за кількістю спожитої електричної енергії на привід парокompресійного термотрансформатора.

У разі ж тепловикористовуючих термотрансформаторів, що працюють на сонячній енергії, витрати електричної енергії підуть тільки на привід циркуляційного насоса або бустер-компресора. Оцінка середніх витрат електричної енергії показала, що в парокompресійних термотрансформаторах на 1 літр води з атмосферного повітря необхідно 0,330 кВт·ч, в запропонованій схемі АВТТ з бустер-компресором – 0,100 кВт·ч при роботі в умовах помірного клімату і 0,138 кВт·ч – в тропічному кліматі.

### **Література**

1. Kholodkov A. Improving the energy efficiency of solar systems for obtaining water from atmospheric air / A. Kholodkov, E. Osadchuk, A. Titlov, I. Boshkova, N. Zhykhareva //

Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. – 3/8(93). – Р. 41–51. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.133643. <https://journals.urau.ua/eejet/article/view/133643/132868>

2. Тітлов О.С., Осадчук Є.О., Цой О.П., Алімкешова А.Х., Джамашева Р.А. Розробка автономних систем охолодження з урахуванням відновлювальних і непридатних джерел теплової енергії // Холодильна техніка та технологія. – 2019. – Т. 55. – № 2. – С. 84–96. doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v55i2.1357>.

3. Titlov A., Osadchuk E., Tsoy A., Alimkeshova A., Jamasheva R. Development of cooling systems on the basis of absorption water-ammonia refrigerating machines of low refrigeration capacity // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2019. – № 2/8 (98). – Р. 57–67. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.164301. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.164301>

4. Osadchuk E., Titlov O. (2020). Analysis of the climatic features of the regions of the primary application of the systems for producing water from the atmospheric air. Scientific Journal “ScienceRise”, 4, 3–9. DOI: 10.21303/2313-8416.2020.001390. <http://journal.eu-jr.eu/sciencerise/article/view/1449>

5. Тітлов О., Годик К., Кравченко Д., & Осадчук Є. (2021). Розробка установок отримання води з атмосферного повітря в складі систем життєзабезпечення житлового будинку в кліматичних умовах Одеської області. Refrigeration Engineering and Technology, 57(4), 218–228. <https://doi.org/10.15673/ret.v57i4.2212>

## **ANALYSIS OF EFFICIENCY ENHANCEMENT OPPORTUNITIES IN HVAC SYSTEMS OF INTEGRATED POWER PLANTS FOR THE ENTERPRISE**

**Artem Hrych<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor  
E-mail: artem.grich@gmail.com

**Andrii Radchenko<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor

**Serhiy Forduy<sup>1</sup>**, Ph.D.

**Anatolii Pavlenko<sup>2</sup>**, D.E.Sc, Professor

**Anatolii Zubarev<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor

**Serhiy Kantor<sup>1</sup>**, Ph.D.

*<sup>1</sup>Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Mykolayiv, Ukraine*

*<sup>2</sup>Kielce University of Technology,  
Kielce, Poland*

Most of the known concepts for increasing the efficiency of trigeneration plants are limited to the use of cold heat in the outer cycle of the engine (for external consumers) and therefore cannot realize additional storage by utilizing the heat released from the engine in the operating cycle. If the concept of in-cycle trigeneration is realized, the application area of trigeneration plants will expand as they can be used without sufficient heat or cooling demand.

A conventional method of chilling all the ambient air, coming into the engine room, from where it is sucked by engine turbocharger (TC), is non-effective because of heat influx from surroundings to the air stream sucked, that results in increased air temperature at the inlet of turbocharger and enlarged cooling capacity required for chilling all the ambient air coming into the engine room. The problem of engine cyclic air cooling arises

especially actually for increasing ambient air temperature above 25...30 °C.

To solve this problem, a new method of two-stage gas engine intake air cooling using a lithium bromide absorption cooler and an ejector cooler was proposed to stabilize the intake air temperature even when the outside air temperature rises. In this method, cold water from the absorption lithium bromide refrigerator is used as cooling water for a first hot stage of the engine intake air cooler and boiling refrigerant from the ejector cooler is used as cooling water for a second cold stage.

**Results.** The efficiency of cooling air at the inlet of gas engine was investigated for IES of combined energy supply at the factory “Sandora”–“PepsiCo Ukraine” (Nikolaev, Ukraine). The integrated energy system is equipped with 2 cogeneration Jenbacher gas engines JMS 420 GS-N.LC (rated electric power  $P_{elSO} = 1400$  kW, heat power  $Q_h = 1500$  kW) and absorption lithium-bromide chiller.

The heat taken away from exhaust gas by waste heat recovery boiler (economizer), from charged gas-air mixture in a high-temperature stage of an intercooler (IC<sub>HT</sub>), from engine jacket and lubricant oil cooling water in corresponding coolant radiators, is used by absorption chiller for producing a chilled water with temperature of around 11...12 °C. Chilled water is used for technological process cooling and by central conditioners for cooling engine room intake air, from where cooled air is sucked by engine turbochargers.

Because of heat influx from the engine room the temperature of engine intake air tin is higher than its value at the outlet of central air conditioner (CAC)  $t_{AC2}$  (Fig. 1).

Current values of air temperature at the exit from the high-temperature stage AC<sub>HT</sub>  $t_{HT2}$  and low-temperature stage AC<sub>LT</sub>  $t_{LT2}$  of two-stage air cooler, reduction of air temperature in the high-temperature stage AC<sub>HT</sub>  $\Delta t_{HT}$  and low-temperature stage AC<sub>LT</sub>  $\Delta t_{LT}$  and full temperature reduction in the air cooler  $\Delta t_{AC} = t_{amb} - t_{LT2}$ ,

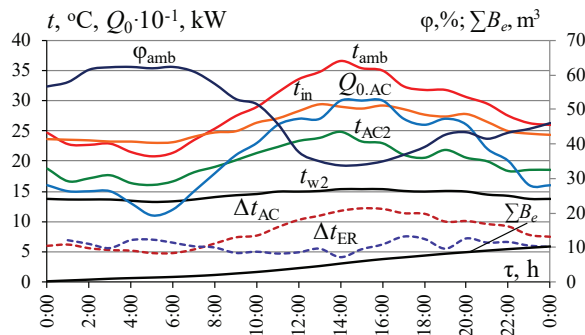


Fig. 1. Daily variation of temperature  $t_{amb}$  and relative humidity  $\varphi_{amb}$  of ambient air, temperature of air at the inlet of gas engine turbocharger tin, air at the outlet of central air conditioner CAC  $t_{AC2}$ , cooling water at the outlet of air cooler of CAC  $t_{w2}$ , air temperature drop in the air cooler of CAC  $\Delta t_{AC} = t_{amb} - t_{AC2}$ , air temperature increase in the engine room  $\Delta t_{ER} = t_{in} - t_{AC2}$ , cooling capacity of air conditioner  $Q_{0.AC}$  with air flow  $G_a = 60000 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $\Sigma \Delta B_e$  – full daily savings of natural gas due to cooling of air of ER,  $\text{m}^3$

heat load on the high-temperature stage  $AC_{HT}$   $Q_{0.HT}$  and low-temperature stage  $AC_{LT}$   $Q_{0.LT}$  and full heat load on the whole air cooler  $Q_{0.AC}$ , corresponding current reduction of specific fuel consumption due to cooling engine cyclic air in the high-temperature  $\Delta b_{e.HT}$  and low-temperature  $\Delta b_{e.LT}$  stages and in the whole air cooler  $\Delta b_e$  and the total daily reduction of fuel consumption  $\Sigma B_e$  are presented in Fig. 2 and 3.

A proposed two-stage cooling system of gas engine inlet air by chilled water from the absorption lithium-bromide chiller (ACh) in the first high-temperature stage  $AC_{HT}$  of engine inlet air cooler (AC) and boiling refrigerant of ejector chiller (ECh) in the second low-temperature stage  $AC_{LT}$  can provide decreasing engine inlet air temperature by about 20...25 °C compared with a typical scheme of gas engine inlet air system with cooling the engine room intake air in the central conditioner by chilled water from the ACh and sucking the chilled air by the engine turbocharger

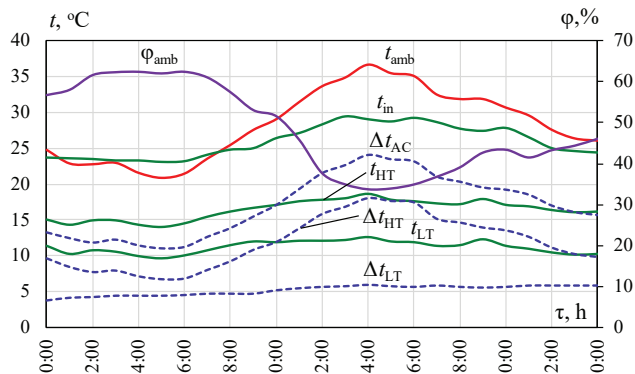


Fig. 2. Current values of temperature  $t_{amb}$  and relative humidity  $\varphi_{amb}$  of ambient air, temperature of air at the inlet of gas engine turbocharger  $t_{in}$  in basic version with central conditioner (Fig. 2), air temperature at the exit from the high-temperature stage  $AC_{HT}$   $t_{HT}$  and low-temperature stage  $AC_{LT}$   $t_{LT}$  of air cooler, reduction of air temperature in the high-temperature stage  $AC_{HT}$   $\Delta t_{HT}$  and low-temperature stage  $AC_{LT}$   $\Delta t_{LT}$  of air cooler and full temperature reduction in the air cooler  $\Delta t_{AC} = t_{amb} - t_{LT}$  with air flow  $G_a = 6000 \text{ m}^3/\text{h}$

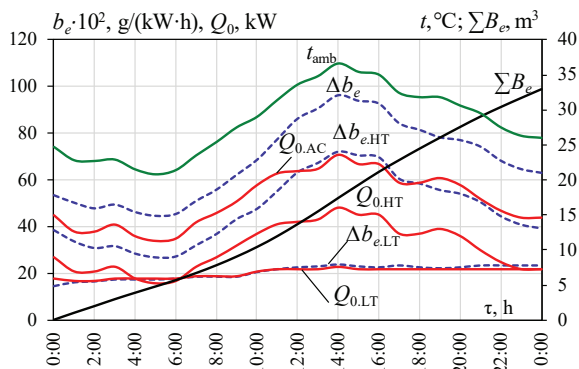


Fig. 3. Current values of ambient temperature  $t_{amb}$ , heat load on the high-temperature stage  $Q_{0,HT}$  and low-temperature stage  $Q_{0,LT}$  and full heat load on the air cooler  $Q_{0,AC}$ , current reduction of specific fuel consumption due to cooling air in the high-temperature  $\Delta b_{e,HT}$  and low-temperature  $\Delta b_{e,LT}$  stages and in the whole air cooler  $\Delta b_e$  and the total daily reduction of fuel consumption  $\Sigma B_e$ ; air flow  $G_a = 6000 \text{ m}^3/\text{h}$

from engine room, that results in reduction of engine specific fuel consumption by about  $\Delta b_e = (1...2) \text{ g / (kW}\cdot\text{h)}$ , i.e. about 2...3 % decrease in specific fuel consumption at increased ambient air temperatures  $t_{\text{amb}} = 30...35^\circ\text{C}$ .

**Conclusions.** A new method of gas engine inlet air two-stage cooling to stabilize its inlet temperature at increased ambient air temperatures with absorption lithium-bromide chiller and refrigerant ejector chiller was proposed. With this chilled water from absorption lithium-bromide chiller is used as a coolant in the first high-temperature stage of engine inlet air cooler and boiling refrigerant of ejector chiller in the second low-temperature stage. An advanced gas engine inlet air cooling system with two-stage absorption-ejector chiller conversing waste heat of gas engine was proposed.

### References

1. Radchenko A., Radchenko M., Konovalov A., Zubarev A. Increasing electrical power output and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment. E3S Web of Conferences (HTRSE–2018), 70, 2018, 6 p.
2. Radchenko N. A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase. Archives of Thermodynamics: Polish Academy of Sciences, 25 (4), 2004, pp. 3–19.
3. Radchenko R., Radchenko A., Serbin S., Kantor S., Portnoi B. 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, 2018, 6 p.
4. I, Sugiarta N, Ge Y-T, Marriott D.: Application of tri-generation systems to the food retail industry. Energy Convers Manage, 48, 2007, pp. 2988–2995.
5. 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”, Jiangsu, Nanjing, China, 2018, pp. 1303–1307.

**DEVELOPMENT OF AUTONOMOUS  
SOLAR SYSTEMS FOR PRODUCING WATER  
FROM ATMOSPHERIC AIR USING PUMPED  
AND PUMPLESS ABSORPTION WATER-AMMONIA  
THERMOTRANSFORMERS**

**Titlov O. S.**, Doctor of Technical Sciences,  
Professor of the Department of Oil and Gas Technologies,  
Engineering and Heat Power Engineering  
E-mail: titlov1959@gmail.com

**Kravchenko V. V.**, Postgraduate Student  
E-mail: vladkrav1122@gmail.com

*Odesa National Technological University,  
Odesa, Ukraine*

The shortage of water resources is one of the most important problems of our time. Nowadays, countries all over the world feel the effects of this issue on various scales. Reports and studies conducted by the United Nations claim that more than 2 million people do not have access to safe water and the situation worsens every year [1, 2]. It is important to note that in Ukraine, which is one of the countries with limited water resources, the situation is worsening due to the war and requires immediate intervention.

The problem of water shortage is not new, and scientists from all over the world are engaged in solving this problem. There are several ways to reduce the water scarcity: importation, desalination of salt water and extraction of water from atmospheric air. There are

several methods of obtaining water from the air, the most common of which are cooling the air below the dew point or using special materials to absorb water with its further extraction [3]. The choice of method depends on climatic conditions and economic factors.

The presented methods of obtaining water from the air require a certain amount of energy, and solar radiation will be considered as a source of the necessary energy.

Currently, the most common and studied method is the design of air dryer systems using special materials that absorb water (absorption process) during the night time period. For the subsequent release of water (desorption process), it is necessary to heat the material. To implement this method, a temperature in the range of 50–80 °C is sufficient, which is quite satisfactorily implemented using solar systems. There is a large amount of research and materials for the implementation of this method, but at this stage it is still not enough for their implementation.

Another promising direction is the development of systems for obtaining water from the air based on solar systems and absorption ammonia-water refrigerating machines (AWRM) [4, 5]. They implement the process of condensation of water from the air when the temperature is below the dew point. A peculiarity of the use and research of AWRM is the interdependence of temperatures: the heating medium, the cooling medium, and the temperature of the cooling object. The variable parameter of these three is the temperature of the heating source. To implement the operation of this system, it is necessary to specify the temperatures of the cooling object and determine the temperature range of the heating source.

For this type of system, research was conducted for various conditions and with some modifications. The advantage of using AWRM is the minimal amount of energy consumed, reliability and durability, the absence of complex mechanisms and the availability of parts and construction materials, and also a natural working body that has many advantages – an ammonia-water solution (AWS). The choice of solar systems is related to their

autonomy, wide distribution and a large assortment of devices for various tasks.

One of these schemes for obtaining water from the air is the AWRM scheme with a booster compressor (Fig. 1). The need to install a booster compressor is due to the high operating temperature range of AWRM 120–170 °C. An additional compressor allows you to reduce the range of optimal operating temperatures to 70 °C. The disadvantage of the presented system is the need for an increased amount of energy for operation.

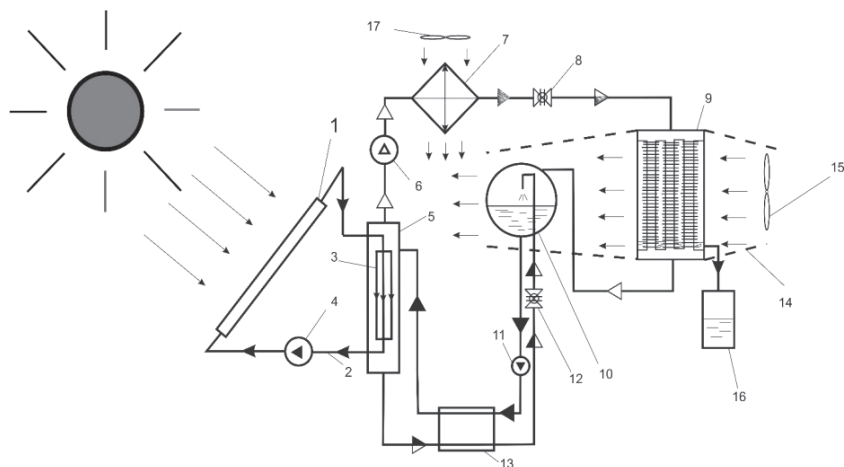


Fig. 1. Scheme of AWRM with booster-compressor:

1 – solar system; 2 – circulation circuit; 3 – heat exchanger; 4 – circulation pump; 5 – generator; 6 – booster-compressor; 7 – ammonia steam condenser; 8 – throttle of liquid ammonia; 9 – evaporator; 10 – absorber; 11 – solid solution pump; 12 – throttle of a weak solution; 13 – heat exchanger; 14 – air channel; 15, 17 – fans; 16 – condensate collector

In the case when there is no additional source of electrical energy, it is advisable to consider the AWRM scheme with an additional solution evaporator (Fig. 2). The presented scheme with an additional solution evaporator has a higher concentration

of ammonia and can use a heat source with a temperature of 75 °C for its operation.

Presented and other existing schemes for obtaining water from the air are gradually attracting the attention of more and more people and look somewhat promising. However, for their implementation, it is necessary to carry out further studies of operating modes, improvement of calculation methods, selection of more efficient materials from the point of view of heat and mass exchange and minimization of economic costs.

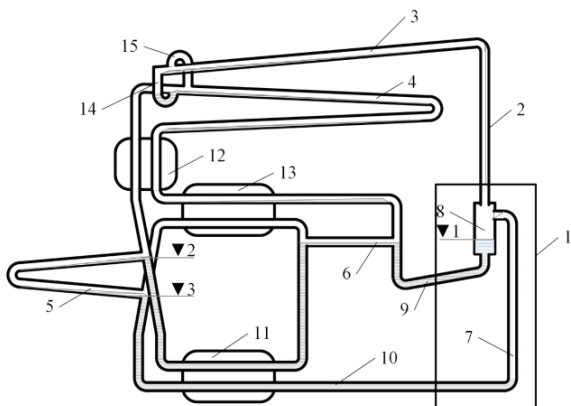


Fig. 2. Schematic diagram of AWRM with an additional solution evaporator:

1 – generator unit; 2 – reflux condenser; 3 – condenser; 4 – ammonia evaporator; 5 – absorber; 6 – solution evaporator; 7 – generator; 8 – separator; 9 – channel of weak AWS; 10 – channel of strong AWS; 11 – solution heat exchanger; 12, 13 – heat exchangers; 14 – ammonia hydraulic seal; 15 – equalizing main; ▼1, ▼2, ▼3 – levels, respectively, of a weak solution in the separator, at the inlet and outlet of the absorber

## References

1. UNESCO. The United Nations World Water Development Report 2021: Valuing Water. UNESCO: Paris, France, 2021. Available online: <https://unesdoc.unesco.org/ark:/48223/pf0000375724>

2. Koncagül E., Connor R., Abete V. The United Nations World Water Development Report 2024: water for prosperity and peace; facts, figures and action examples // programme and meeting document / UNESCO. Colombella, Perugia, Italy, 2024. P. 19.
3. Wang Y., Danook S.H., AL-bonsrulah H.A., Veeman D. Wang, F. A Recent and Systematic Review on Water Extraction from the Atmosphere for Arid Zones. *Energies* 2022, 15, 421. <https://doi.org/10.3390/en15020421>.
4. Osadchuk Ye.O., Titlov O.S., Mazurenko S.Yu. (2014) The designation of energy efficient operation modes of absorption water-ammonia refrigeration machine in systems for removing water from atmospheric air. *Refrigeration engineering and technology*, 4, 54–57.
5. Біленко Н., & Тітлов О. (2021). Розробка абсорбційних холодильних агрегатів на низькопотенційних джерелах теплової енергії. *Refrigeration Engineering and Technology*, 57(1), 13–25. <https://doi.org/10.15673/ret.v57i1.1976>

## **СТУПЕНЕВЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ В СИСТЕМАХ КОНДИЦІОНУВАННЯ АВТОНОМНИХ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ ПІДПРИЄМСТВ ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ**

**Грич А. В.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук, доцент

**Радченко А. М.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук, доцент

**Павленко А. М.<sup>2</sup>**, д-р техн. наук, професор

**Зубарев А. А.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук, доцент

**Кантор С. А.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук

<sup>1</sup>*Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова,  
м. Миколаїв, Україна*

<sup>2</sup>*Kielce University of Technology,  
Kielce, Poland*

**Анотація.** Виконано аналіз ефективності охолодження припливного повітря машинного відділення газових двигунів автономної теплоелектростанції. Розглянуто систему двоступеневого охолодження повітря з використанням абсорбційної холодильної машини і зональною повітроподачею. Запропоновано способи обробки їх припливного повітря машинного відділення, що забезпечують його глибоке охолодження

**Ключові слова:** кондиціювання, автономна теплоелектростанція, машинне відділення, газовий двигун, повітроохолоджувач.

**Вступ.** У результаті аналізу існуючих систем кондиціювання машинних відділень (МВ) установок автономного енергозабезпечення на базі газових двигунів (ГД) виявлено резерви підвищення їх ефективності, розроблені

раціональні схемно-конструктивні рішення по вдосконаленню енерговитратних традиційних систем охолодження припливного повітря МВ в центральному кондиціонері. Згідно із запропонованим принципом локального повітропостачання глибоке охолодження доцільне тільки для циклового повітря на вході ГД, а до інших джерел тепловиділень в МВ (електрогенератор, головки циліндрів двигуна і т.д.) можна подавати або вентиляційне повітря, або припливне повітря, охолоджуване в кондиціонері, в який подають холодну воду від АБХМ.

**Результати дослідження.** Для скорочення витрат холоду на кондиціювання циклового повітря ГД і підвищення ефективності його охолодження була розроблена схема системи двоступеневого кондиціювання повітря на вході в ГД. Особливістю такої системи є те, що повітря на вході в двигун охолоджується в двоступеневому повітроохолоджувачі (ПО). Повітроохолоджувач складається з високотемпературного ступеня  $ПО_{\text{ВТ}}$  (Рис. 1), в який подається холодоносія – вода з температурою  $7^{\circ}\text{C}$  від абсорбційної бромистолітієвої холодильної машини (АБХМ), і низькотемпературного ступеня  $ПО_{\text{НТ}}$ , з температурою холодоносія-води  $4^{\circ}\text{C}$ , охолоджуваної в парокомпресорній холодильній машині (ПКХМ). При цьому зовнішнє повітря подають вентилятором спочатку в високотемпературний ступінь  $ПОВТ$ , де його температура знижується на величину  $\Delta t_{\text{ПО.ВТ}} = 12 \dots 19^{\circ}\text{C}$ , а потім в низькотемпературний ступінь  $ПОНТ$ , де воно охолоджується на величину  $\Delta t_{\text{ПО.НТ}} = 5 \dots 7^{\circ}\text{C}$ , і через вологовідділювач подається на вхід в ГД з температурою  $8 \dots 10^{\circ}\text{C}$ .

На рис. 2 наведені поточні значення зниження температури припливного повітря  $\Delta t_{\text{в}}$  в ПО, вологовмісту повітря на вході ПО  $d_{\text{вв}}$ , після високотемпературного ступеня  $ПО_{\text{ВТ}}$   $d_{\text{в1}}$  і низькотемпературного ступеня  $ПО_{\text{НТ}}$   $d_{\text{в2}}$ , питоме теплове навантаження високотемпературного ступеня  $ПО_{\text{ВТ}}$   $q_{01}$ ,

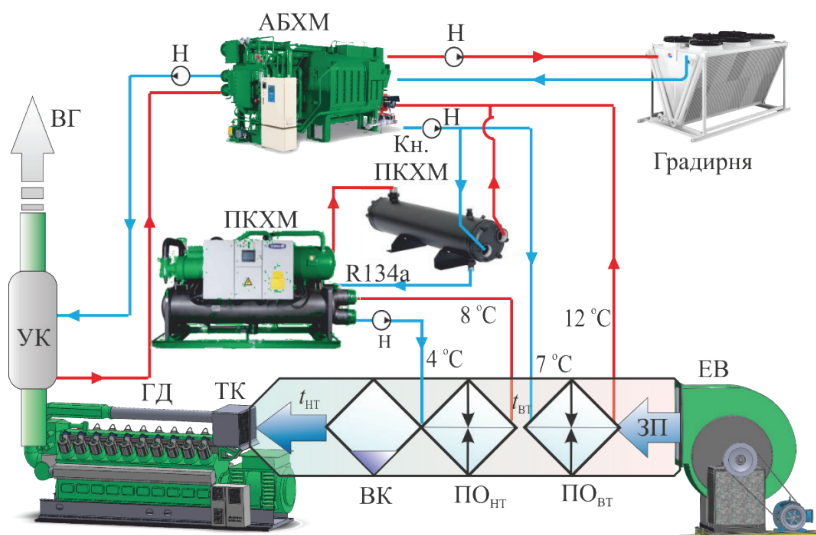


Рис. 1. Схема системи кондиціонування повітря з двоступеневим повітроохолодженням та прямою подачею охолодженого повітря на вхід в ТК ГД, де:  
ГД – газований двигун; АБХМ – абсорбційна бром-літєва холодильна машина; ПКХМ – парокompресорна холодильна машина; Кн. ПКХМ – конденсатор ПКХМ; ПО<sub>вт</sub> – повітроохолоджувач високотемпературного ступеня; ПО<sub>нт</sub> – повітроохолоджувач низькотемпературного ступеня; ЕВ – електровентильатор; ВК – відділювач конденсату; ТК – турбокомпресор; УК – утилізаційний котел; ЗП – зовнішнє повітря; ВГ – відхідні гази

низькотемпературного ступеня ПО<sub>нт</sub>  $q_{02}$  і всього ПО  $q_0$ , зменшення питомої витрати палива за рахунок охолодження повітря на вході  $\Delta b_e$  і сумарне  $\Sigma \Delta b_e$  з урахуванням витрат потужності, відповідно і палива, на подолання аеродинамічного опору ПО, а також  $\Delta b_{et}$  і сумарне  $\Sigma \Delta b_{et}$  без урахування аеродинамічного опору ПО протягом доби 20.07.2009 р

Система зонального кондиціонування з двоступеневим охолодженням дозволяє ізолювати циклове повітря двигуна від повітря машинного відділення, що в свою чергу забезпечує

збільшення глибини охолодження повітря і скорочення витрат холоду на кондиціювання припливного повітря за рахунок значного скорочення його витрати (від 60000 м<sup>3</sup>/год до 7500 м<sup>3</sup>/год).

З рис. 2 видно, що глибина охолодження припливного повітря становить  $\Delta t_b = 8...24^\circ\text{C}$ . Це свідчить про більш високу ефективність охолодження припливного повітря в порівнянні з базовим варіантом і стандартними системами кондиціювання повітря МВ.

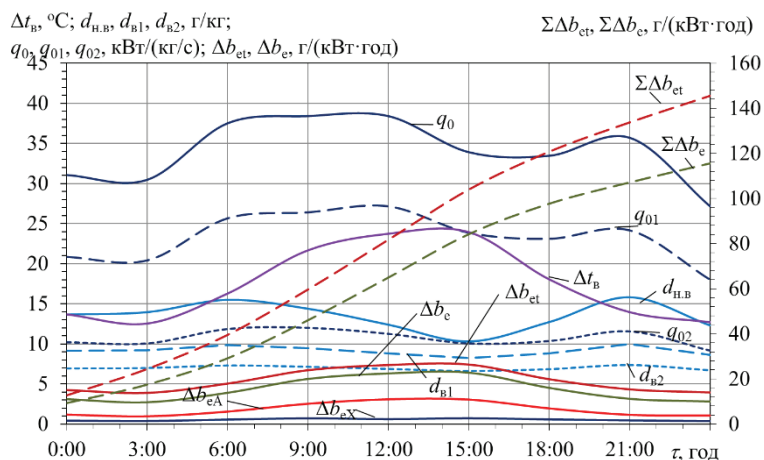


Рис. 2. Поточні значення зменшення температури зовнішнього повітря  $\Delta t_b$  в ПО, вологовмісту повітря на вході ПО  $d_{нв}$ , вологовмісту після високотемпературного ступеня ПО<sub>ВТ</sub>  $d_{в1}$  і низькотемпературного ступеня ПО<sub>НТ</sub>  $d_{в2}$ ; питомого теплового навантаження високотемпературного ступеня ПО<sub>ВТ</sub>  $q_{01}$ , низькотемпературного ступеня ПО<sub>НТ</sub>  $q_{02}$  і всього ПО  $q_0$ ; поточне зменшення питомої витрати палива за рахунок охолодження повітря на вході  $\Delta b_e$  і сумарне  $\Sigma \Delta b_e$  з урахуванням аеродинамічного опору ПО, а також  $\Delta b_{et}$  і сумарне  $\Sigma \Delta b_{et}$  без урахування аеродинамічного опору ПО протягом доби 20.07.2009 р.

Слід зазначити, що зональна система кондиціювання дозволяє також в разі необхідності використовувати в якості циклового повітря ГД зовнішнє неохолоджене повітря, яке подається ізольованим каналам на вхід ГД. Пряма подача зовнішнього повітря допустима, коли його температура  $10...18^{\circ}\text{C}$  та у разі дефіциту холоду, через його витрати на технологічні потреби. При цьому передбачене часткове або повне байпасування повітроохолоджувачів. Байпасування дозволяє скоротити аеродинамічний опір на величину  $\Delta P = 280...490$  Па, зменшуючи тим самим споживання електроенергії вентилятором на  $20...25\%$ .

**Висновки.** Проаналізовано ефективність глибокого охолодження припливного повітря МВ автономної теплоелектростанції. Показано, що двоступенева охолодження припливного повітря холодною водою спочатку від АБХМ, а потім від ПКХМ з температурою відповідно  $7$  і  $4^{\circ}\text{C}$  забезпечує в  $1,4...1,5$  рази більше зниження температури повітря в порівнянні з традиційним охолодженням водою від АБХМ.

### Література

1. Трушляков Є.І. Підвищення ефективності систем кондиціювання повітря шляхом розподілу теплового навантаження за ступеневим принципом [Текст] / Є.І. Трушляков, М.І. Радченко, А.М. Радченко, С.Г. Фордуй, С.А. Кантор, В.С. Ткаченко, Б.С. Портной // Авиационнокосмическая техника и технология. – 2019. – № 8 (160). – С. 49–57.
2. Радченко А.М., Грич, А.В., Портной Б.С. Ступенчатое охлаждение приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции // Холодильна техніка та технологія. Одеса : ОНАХТ, 2016. – Т. 51, Вип. 1. – С. 71–77.
3. Радченко А.М., Грич А.В. Охлаждения приточного воздуха машинного отделения газовых двигунів тригенераційної установки // Холодильна техніка та технологія. Одеса : ОНАХТ. 2014. – № 6. – С. 20–25.

4. Радченко Р.М., Грич А.В. Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки // Авиационнокосмическая техника и технология. Харків, 2014. – № 6. – С. 103–107.

## **DEVELOPMENT OF AUTONOMOUS SOLAR SYSTEMS FOR PRODUCING WATER FROM ATMOSPHERIC AIR USING ABSORPTION THERMAL TRANSFORMERS**

**Selivanov A. P.**, Lecturer of the Department of Oil  
and Gas Technologies, Engineering  
and Heat Power Engineering  
E-mail: ref.selivanov@gmail.com

**Titlov O. S.**, Doctor of Technical Sciences,  
Professor of the Department of Oil and Gas Technologies,  
Engineering and Heat Power Engineering  
E-mail: titlov1959@gmail.com

*Odesa National Technological University,  
Odesa, Ukraine*

By a term a “seasonal refrigerator” is presently named cooling attachment, which utilizes in the work low temperature potential of air environment, being outside the heated bays. A term is not confessedly, because such refrigeration apparatuses are on the initial stage of development.

Actuality of generation of seasonal refrigerator is delineated the problems of energy-savings during production activity of domestic and point-of-sale refrigeration devices.

Modern domestic and point-of-sale refrigeration installation is designed for work in “hard” operation conditions for information climatic terms (in Ukraine is assurance of normative temperature

characteristics in a condenser box at the temperature of air in a bay 32 °C. At the same time in our temperate climate basal time of production activity of apparatuses of the domestic and point-of-sale engineering drives at the temperature of air in a bay 16...22 °C. With such temperatures of air refrigeration apparatuses work not constantly, but with the cycling cuttings-off, in position behavior. At lower temperatures of air in a bay (less than 10 °C production activity of modern domestic and point-of-sale refrigeration devices is not recommended. In the case of compression designs it is related to the possible breaks of compression facility, because of gelling of butter, and in the case of absorption – with the complexity of start from a non-working condition and ineffectiveness of chilling cycle from high thermal drop on the departments of hauling of quenching agent in a condenser and vaporizer.

At the same time, the decrease of temperature of air in a bay favorably influences on duties condensers of absorption class: at first, heat entrances diminish in a condenser box; secondly, a capability auxiliary to supercool a fluid quenching agent on the entrance of vaporizer and weak solution on the entrance of absorber appears, that improves power efficiency of work of condenser.

The known fact is and that almost a temperate climate has third of dry land with average annual temperatures from minus 5 °C to 12 °C.

To utilize a natural cold for storage of food products presently developers offer collections with the original author name “HOLT” (refrigerator – heater), supposing to take away all or feature of refrigeration apparatus on the opened air.

Apparatuses suggest to place in window apertures so that one of walls of refrigerator box went out in an environment. It becomes firmly established that it allows to reduce of energy during production activity of refrigeration device on 50–66 %.

The known collections of “HOLT” are completed by vapor compression machines refrigeration installations or thermobatteries. For the exception of freezing of products a heater thermo-couple

and special collection of temperature control is utilized. To the lacks of collections of “HOLT” it is possible to take the problems of their installation in small apartments – the typical condenser box of 200–240 dm<sup>3</sup> will occupy all of window aperture of kitchen.

The seasonal refrigerators of two classes are examined in developments of laboratory of the domestic refrigeration engineering of Odesa National Technological University: universal – exploited in the wide band of ambient temperatures, including below 0 °C (With, in dwellings and unoccupied bays, on a transport; traditional – exploited in dwellings bays with the temperature of air not below 16 °C.

As universal seasonal refrigerators the apparatuses of absorption class, workings with absorption refrigeration installations, are examined (ARI).

It should be noted and such not unimportant presently fact – the working body of ARI consists of natural components (water-ammonia solution with the addition agent of inactive gas – hydrogen, helium or blend of hydrogen and helium) and has zero values of extents of ozone-destroying potential and potential of «hotbed» effect practically.

Refrigeration apparatuses with ARI have a bank of such unique grades, as: quiet, high fail-safety and protracted resource, deficiency of jarring action, magnetic and electric fields during production activity; capability of the use in one apparatus of a few different thermal energy sources – both electric and alternative (heat of combustion of organic fuel, sun radiation, exhaust-gas of engines domestic combustion); capability of work with off-grade energy sources, including to the electric in the band of tension gridiron 160...240 V.

To dignities of ARI it is necessary to take a minimum cost among analogues. Absorption condensers, equipped burn-uses attachments, are widely utilized tourists and travelers, because there is not an alternative them in districts with deficiency of sources of electric power.

The evaluation of consequences of experiments of experimental and serial designs of absorption refrigerators retained that them enhance able, as compared to compression analogues, the level of energy consumption is predetermined existent methodology of calculation and method of bureau during production activity. In accordance with existent calls to the domestic refrigeration apparatuses, above all things, it is necessary to provide the set temperature condition in a refrigerator box in «hard» operation conditions, here, as a rule, work of ARI is carried out in a continuous duty – at the coefficient of working hours equal to unit ( $WHE = 1$ ), and into account not taken on value of energy consumption.

At such approach the heat-expression components of ARI possess the supply of floor in the conditions of production activity at moderate 18...25 °C and low ambient temperatures.

Stocked floors allow to improve cool making vaporizer of ARI for a bill: auxiliary supercooling of fluid ammonia in a condenser; buildups of purification of vapor-gas blend (VGB) efficiency are in an absorber; decreases of temperature of VGB on included in a vaporizer.

At low ambient temperatures the steam current of ammonia fills up a refrigerator only partly, and an equal form concentration of ammonia in a water-ammonia grout (WAG) is bias in the band of low pressures. Both these the factor cause the decrease of complete pressure in collection and buildup of density of diffusive processes at evaporation and absorption, that auxiliary results in the buildup of cool making vaporizer.

To the negative moments of work of ARI it is necessary to take in the conditions of moderate and low ambient temperatures: partial condensation of steams of ammonia in a dephlegmator; supercooling hard (saturated an ammonia) WAG on an entrance in fluid heat changer (FHC); buildup of thermal drop from the components of generator component.

All of these factors at the unchanging extent of the fed thermal duty on a generator-thermosiphon result in the decrease

of discharge of ammonia in a vaporizer, I.e., cause the decrease of refrigeration horsepower.

Resulting effect on cool making vaporizer of ARI of ambient temperatures delineated the characteristics of construction, behaviors and field of refrigeration apparatus conditions.

In spite of the many factors affecting of ambient temperature work of components of AKHA synonymous is its influence on the values of heat entrancing in the cooled barrels, I.e. on the value of required cool making in behavior of storage.

At the generation of seasonal refrigerator of absorption class it is necessary to take into account the characteristic characteristics of starting cycle in behavior of position bureau.

These characteristics are related to the specific of realization of without pumping of chilling cycle, above all things, with the characteristics of gravity circulation of currents of working body, and consist in the following.

In an off-period due to thermal drop in an environment and steam no-flow conditions the temperature of components of direct circuit of ARI (generator-thermosiphon, rectifier, dephlegmator) declines. It is accompanied cooling hard and weak and by partial condensation of steams in a condenser and dephlegmator of ARI. VGB drives in a condenser and lifting highway of dephlegmator, which to this moment was blocked in the circuit of gravity circulation (CGC) of ammonia a steam current. What anymore time of off-period, the below a temperature will go down and the greater feature of dephlegmator will be occupied by VGB.

At the inclusion of thermal duty on the generator component of ARI VGB entrance through an equality highway in CGC by the current of steam. The dynamic discharge head of steam current depends on density of generation of steam in PTS and thermal behaviors of a transport highway. In the period of start the several of steam of ammonia is utilized for heating of frappe components of a transport highway (rectifier, dephlegmator, condenser). Duration of infilling of condenser steam of ammonia in the period

of start will be delineated the degree of cooling of components of generator component of ARI in an off-period – by duration of off-period and level of ambient temperatures. It talks that the well-known thesis – “than anymore time of off-period, the anymore economy”, straight inapplicable to the refrigerators of absorption class.

Detectable in this case there is a consequence about non-admission of the considerable supercooling of components of construction of generator component of ARI in an off-period.

This condition comports and with the consequences of bank of researchers and developers of the domestic absorption refrigeration engineering.

Decreasing the degree of supercooling of components of generator component is possible either due to the buildup of thermal resistance head heat-insulation or due to their heating in an off-period.

The first way is related to the buildup of weight size attributes, second – perspective, but presently it is not enough studied.

In 60th and 70th of the last century in the USSR practically all of heaters to the absorption condensers are bleeds either 2th or 3th sectional, thus the large economy of apparatus fit the greater figure of sections. Connecting of sections was carried out either by hand or automatically depending on a changing thermal duty on the vaporizer of ARI.

Presently most domestic and foreign designs of absorption condensers work in behavior of position bureau with a singlsektion electro-heater.

A few other situations in refrigeration apparatuses with the high thermal resistance head of non-load-bearing constructions of condenser boxes, for example, in low temperature barrels (LTB) with “superinsulation”.

Unlike singlcamera or doublecamera designs in which correlation of temperatures is regulated in barrels, LTB potentially have large functional capabilities, because can, at presence of the

fit collections of control, used in all of band of temperatures of storage, in-use in the way of life – from minus 18°C to plus 12°C, I.e. to become a multifunction refrigeration device.

In any case the heat-insulation coating of LTB must be designed taking into account work of ARI in “hard” operation conditions, therefore a multifunction design will possess the considerable supply of cool making at the positive temperatures of storage in the conditions of moderate and low temperatures of environment.

In multifunction LTB, executed on the class, behaviors of refrigeration storage can be realized with a minimum or with complete deficiency of теплопритоков, for example, temperature in a barrel plus 5...12°C, and ambient temperature plus 10°C. The time there is in this case a far fewer on-period non-working, therefore to carry out the permanent heating of components of generator component becomes inadvisable, I.e., in such terms more economical there will be position behavior of bureau.

Thus, it is possible to draw a conclusion about perspective (from positions of energy-savings) of investigations in area of follow-on of starting and transitional processes practical escape of which will be become by automated control the system universal seasonal condensers of absorption class.

Two classes of self-reactance banks of LTB are presently designed on a base ARI, able to work in the wide band of temperatures of air of environment:

a) apparatuses for the protracted storage at the level of temperatures minus 20...minus 18°C with a useful extent 180; 200; 220; 240; 280 dm<sup>3</sup>;

á) apparatuses for storage of fruit and vegetable products at the level of temperatures 8...12°C with a useful extent – 1,0; 1,20; 1,50 m<sup>3</sup>.

Such barrels are enough bulky and take a place in unoccupied bays and economic annexes. In rural locality such bays can be verandahs, sheds, earthen containers, cellars, and in town are stabbing boards, loggias, basements.

For the decrease of heat entrancing from an environment in all of cases of LTB executed on a class "box" and have to on two ARI, set: on the lateral (butt-end) walls of barrel; on a back wall.

For the decrease of thermal drop from the generator component of ARI auxiliary heat-insulation boards are utilized.

As ARI of seasonal absorption condensers the serial designs of the Vasil'kovsky factory of refrigerators of class of AS-160 can be successfully utilized, including with the modernized vaporizer, condenser, absorber (length is megascopic to 50 %), that enables to utilize existent production accessories and cut prime cost bleed products.

A seasonal refrigerator in traditional execution can be disposed in the dwellings or unoccupied heated bays. Depending on the level of temperatures of outward air it is possible to select next operation of seasonal refrigerator conditions in traditional execution.

Case, when a temperature of outward air of the below rationed temperature is in a condenser box. A refrigeration apparatus does not work, and the required characteristics of low temperature storage are provided due to the thermal bond of condenser box and outward air, I.e. due to a natural (natural) cold In this office hours it is power advantageous to create the supplies of natural cold, for example, by the special cool-accumulative goods.

Case, when a temperature of outward air of the higher rationed temperature is in a condenser box. A refrigeration apparatus is included and makes an artificial cold. Heat-expression components carry off the heat of chilling cycle to outward air.

Consequences: for the effective use of low ambient temperature in a traditional seasonal refrigeration apparatus it is necessary to decide the followings tasks: to carry out a thermal bond between a condenser box and heat-expression components of refrigeration apparatus with outward air, for example, through diphasic heat-transfer thermosiphons or thermal ducts; to provide the capability of accumulation of cold at changing climatic terms, including

during days (at night, as a rule, colder, than in the day-time); to shut out recooling of products in a condenser box at the low temperatures of outward air, for example, due to the use of the managed thermal ducts.

## **ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ВОДИ, ОТРИМАНОЇ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ, У ХАРЧОВІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ**

**Годик К. О.**, аспірант

E-mail: godykkostas@gmail.com

**Тітлов О. С.**, д-р техн. наук,

професор кафедри нафтогазових технологій, інженерії  
та теплоенергетики

E-mail: titlov1959@gmail.com

*Одеський національний технологічний університет,  
м. Одеса, Україна*

Забезпечення якісної питної води є одним із ключових факторів для стабільного функціонування харчової промисловості та індустрії гостинності. В умовах зростаючого дефіциту водних ресурсів підприємства шукають альтернативні рішення для водопостачання. Одним із перспективних напрямів є отримання води з атмосферного повітря, що може забезпечити безперебійне водопостачання, зменшити залежність від традиційних джерел і сприяти екологічній стійкості галузі [1–7].

Метою даної доповіді є аналіз можливості використання атмосферної води у харчовій промисловості та закладах гостинності, оцінка її якості, технологічної доцільності та економічної ефективності.

Існує кілька основних методів отримання води з повітря [2–5]:

- Конденсаційний метод – заснований на охолодженні повітря до точки роси з наступною конденсацією вологи.
- Сорбційний метод – передбачає використання гігроскопічних матеріалів (наприклад, цеолітів) для поглинання водяної пари з подальшим її виділенням.
- Мембранні технології – застосування спеціальних мембран, що забезпечують селективне виділення молекул води.

Застосування цих методів у харчовій промисловості можливе за умови відповідності отриманої води стандартам якості та безпеки.

Якість води, отриманої з повітря, залежить від чистоти повітряного середовища. Дослідження показують, що після відповідного очищення така вода може відповідати нормативам питної води. Основні показники, які необхідно контролювати:

- Вміст органічних та неорганічних домішок.
- Бактеріологічна чистота.
- Мінеральний склад (може потребувати корекції для покращення смакових якостей).

У харчовій промисловості така вода може використовуватися як інгредієнт для напоїв, у виробничих процесах, а також для миття обладнання та продуктів.

Заклади гостинності (готелі, ресторани, кафе) можуть інтегрувати системи отримання води з повітря для таких потреб:

- Питне водопостачання.
- Використання у приготуванні їжі.
- Забезпечення автономного водопостачання у віддалених регіонах.
- Водовикористання у системах кондиціонування та вентиляції.

Застосування таких технологій сприяє підвищенню екологічної стійкості закладів і зниженню експлуатаційних витрат.

Важливим фактором є енергоспоживання таких систем. Для зниження витрат доцільно використовувати:

- Сонячні панелі для живлення систем конденсації.
- Вітрові генератори у регіонах із відповідними кліматичними умовами.
- Гібридні енергетичні рішення для автономної роботи систем у віддалених районах.

Попередні розрахунки показують, що при використанні відновлюваних джерел енергії можна значно знизити собівартість отриманої води, що робить такі системи конкурентоспроможними у порівнянні з традиційними методами водопостачання.

**Висновки.** Отримання води з атмосферного повітря є перспективним рішенням для харчової промисловості та індустрії гостинності, особливо в регіонах із проблемами водопостачання. Впровадження таких технологій сприяє:

- Забезпеченню безперебійного постачання якісної води.
- Зменшенню витрат на традиційне водопостачання.
- Екологічній стійкості підприємств.

Подальші дослідження будуть спрямовані на оптимізацію систем отримання води з урахуванням регіональних кліматичних умов та максимальне використання відновлюваних джерел енергії.

### Література

1. Gleick, P.H. (2019). *The World's Water: The Biennial Report on Freshwater Resources*. Island Press.
2. Tu, Y., Wang, R., Zhang, Y., & Wang, J. (2018). Atmospheric water harvesting: A review of material and structural designs. *Journal of Materials Chemistry A*, 6(7), 3552–3569.
3. Zhai, Y., Ma, Y., David, S.N., Zhao, D., Lou, R., & Yu, Z. (2017). Radiative cooling for passive atmospheric water harvesting. *Nature Communications*, 8(1), 2103.

4. Kim, H., Yang, S., Rao, S.R., Narayanan, S., Kapustin, E.A., Furukawa, H., & Yaghi, O.M. (2017). Water harvesting from air with metal-organic frameworks powered by natural sunlight. *Science*, 356(6336), 430–434.
5. Boyle, G. (2017). *Renewable Energy: Power for a Sustainable Future*. Oxford University Press.
6. Shao, S., Zheng, J., Pan, Z., Chen, L., & Zhang, Y. (2020). Environmental impact assessment of atmospheric water generation technologies. *Journal of Cleaner Production*, 252, 119802.
7. Smith, D., & Jones, P. (2018). Water sustainability in the hospitality industry: Challenges and solutions. *International Journal of Hospitality Management*, 75, 171–179.

**СЕКЦІЯ № 3**  
**КОГЕНЕРАЦІЙНІ ТА ТРИГЕНЕРАЦІЙНІ**  
**ТЕХНОЛОГІЇ**

---

**INCREASING THE FUEL EFFICIENCY  
OF GAS ENGINES IN INTEGRATED ENERGY  
SYSTEM BY CHILLING CYCLIC AIR**

**Serhiy Forduy<sup>1</sup>, Ph.D.**

**Andrii Radchenko<sup>1</sup>, Ph.D., Associate Professor**

**Tadeusz Bohdal<sup>2</sup>, D.E.Sc, Professor**

**Waldemar Kuczynski<sup>2</sup>, D.E.Sc, Professor**

**Dmytro Konovalov<sup>3</sup>, D.E.Sc, Professor**

**Anatolii Zubarev<sup>1</sup>, Ph.D., Associate Professor**

**Mykola Radchenko<sup>1</sup>, D.E.Sc, Professor**

E-mail: nirad50@gmail.com

*<sup>1</sup>Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Mykolayiv, Ukraine*

*<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering,  
Koszalin University of Technology, Koszalin, Poland*

*<sup>3</sup>Kherson Educational and Research Institute,  
Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Kherson, Ukraine*

Gas engines, operating on natural gas or alternative gaseous fuels are widely used in integrated energy systems (IES) for combined electricity, heat and cooling [1–5]. They are manufactured

as cogeneration modules with heat exchangers to produce hot water or steam through utilizing the exhaust gas heat, the heat of scavenge air or gas-air mixture, engine jacket cooling water and lubricating oil. A hot water or steam is used as a heat source for absorption chiller.

The specific fuel consumption of gas engines increases with rising the temperatures of air at the inlet and scavenge gas-air mixture.

In conventional practice of IES operation the ambient air is cooled in the air cooler of central conditioner by chilled water with temperature of about 7°C from absorption lithium-bromide chiller (ACh) and is directed into the engine room from where it is sucked by turbocharger (TC). Because of large volume of incoming air and heat influx from surroundings in the engine room the temperature at the inlet of TC is much higher than at the outlet of the central conditioner and needs increased cooling capacity as compared with delivering the chilled air directly to the suction of TC.

It is reasonably to provide deep cooling engine cyclic air and directing the chilled air from the air cooler through air ducting immediately to the suction of TC.

To evaluate the effect of gas engine cyclic air deep cooling the data on dependence of fuel consumption and power output of gas engine JMS 420 GS-N.L at varying ambient and its inlet air are required. These data can be received by treatment of gas engine fuel efficiency monitoring.

The goal of the research is improving the fuel efficiency of IES on the base of gas engines while operation at increased ambient air temperatures through gas engine inlet air deep cooling in absorption lithium-bromide chiller and refrigerant ejector chiller and feeding chilled air directly to the suction of turbocharger.

**Literature Review.** An enhancement of fuel efficiency of combustion engines is possible by deep utilization of exhaust

heat [6–8] and cooling cyclic air in refrigerant electrically driven vapour-compression [9, 10] and waste heat recovery chillers [11–16]. The vapour-compression chillers consume electrical energy to drive compressors and provide cooling air practically to any low temperature. The absorption lithium-bromide chillers (ACh) are the most widely used in IES and provide cooling air to the temperature of around 15 °C with a high coefficient of performance ( $COP = 0.7\text{--}0.8$ ) [17–22]. The most simple in design refrigerant ejector chillers (ECh) provide cooling air to the temperature of 5–10 °C but with low  $COP = 0.2\text{--}0.3$  [23–26].

The efficiency of cooling systems and refrigeration chillers can be improved by intensification of heat transfer processes in heat exchangers and through advanced scheme decisions [27, 28], applying various methods of modelling and statistical methods [29–32], thermodynamic, economic and environmental analysis and operation strategy selection [33–35] and energy saving technologies, including thermal accumulation, as example, cooling potential of chilled water at decreased cooling loads, to cover peak heat loads [36–38].

Many researches deal with improving the performance efficiency of trigeneration systems for combined electricity, heat and refrigeration generation for space conditioning and technological and other needs [17–22].

The most of well-known concepts of increasing the efficiency of trigeneration plants are limited to application for external consumers of cold [1–4, 8] and owing to this do not provide revealing and realization of the additional reserves for enhancing the efficiency of the combustion engines themselves.

**Research Methodology.** The efficiency of cooling air at the inlet of gas engine was investigated for IES of combined energy supply at the factory “Sandora”–“PepsiCo Ukraine” (Nikolaev, Ukraine). The IES is equipped with two cogenerative Jenbacher gas engines JMS 420 GS-N.LC (each of rated electric power  $P_{elSO} = 1400$  kW, heat power  $Q_h = 1500$  kW), in which the heat

of the exhaust gases, scavenge air-gas mixture, engine jacket cooling water and lubricating oil is used for heating water to the temperature of about 90 °C. The hot water is used in AR-D500L2 Century absorption Li-Br chiller to produce a chilled water of 7 °C, which is spent for technological needs and feeding to the central air conditioner that provides cooling ambient air incoming the engine room, from where it is sucked into the engine turbocharger.

An advanced cooling system of gas engine inlet air by chilled water from the absorption lithium-bromide chiller (ACh), subsequently subcooled by boiling refrigerant of ejector chiller (ECh), was developed.

To evaluate the effect of gas engine inlet air deeper cooling, compared with conventional its procession in the central air conditioner for cooling all ambient air coming into the engine room, data on the variation of fuel consumption and power output of gas engine at varying ambient air and engine inlet temperatures were received by treating the results of gas engine JMS 420 GS-N.L efficiency monitoring.

The enhancement of gas engine fuel efficiency due to the application of developed its cyclic air cooling system was estimated by decrease in current specific fuel consumption  $\Delta b_e$  and its summarized daily values  $\sum \Delta b_e$  due to engine inlet air cooling to the temperatures of 7, 10 and 15 °C compared with conventional cooling all the engine room incoming air followed by heat influx from surroundings, that leads to increased air temperature  $t_{in}$  at the inlet of turbocharger and enlarged cooling capacity spent for inlet air cooling.

### **Results of investigation.**

#### ***Investigating the efficiency of typical gas engine inlet air cooling system***

The results of monitoring on daily variation of volume gas fuel consumption  $B_e$  and electric power output  $P_e$  of gas engine JMS 420 GS-N.LC and specific fuel consumption  $b_e = B_e / P_{el}$

with varying temperatures of ambient air  $t_{amb}$  and air at the inlet of turbocharger  $t_{in}$  during time  $\tau$  (June 1, 2012) are presented in Fig. 1.

A performance of gas engine on part load modes (during  $\tau = 1...7; 9...1030; 20...22$  h) is followed by increase in specific fuel gas consumption  $b_e = B_e / P_{el}$  compared with engine full loading.

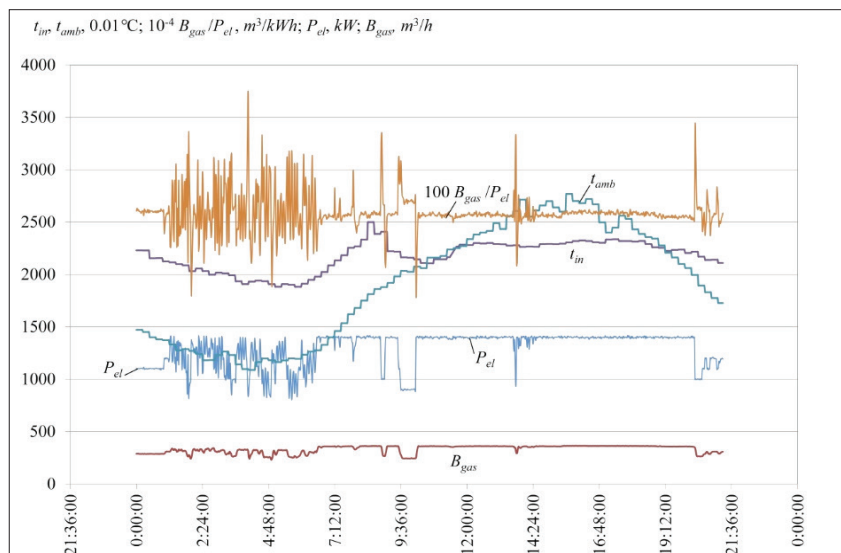


Fig. 1. Daily variation of volume gas fuel consumption  $B_e$ , electric power output  $P_{el}$  of gas engine and specific fuel consumption  $b_e = B_e / P_{el}$  with varying temperatures of ambient air  $t_{amb}$  and air at the inlet of turbocharger  $t_{in}$  during time  $\tau$

Some results of processing the monitoring data on heat efficiency of conventional chilling all the ambient air, coming into the engine room, are presented in Fig. 2.

As Fig. 2 shows, cooling all the ambient air (of twice engine cyclic air flow  $G$ ), coming into the engine room, is inefficient because of heat influx from surroundings, that leads to increased

air temperature  $t_{in}$  at the inlet of turbocharger and enlarged cooling capacity  $Q_{0.in(2Ga)}$  spent for inlet air cooling.

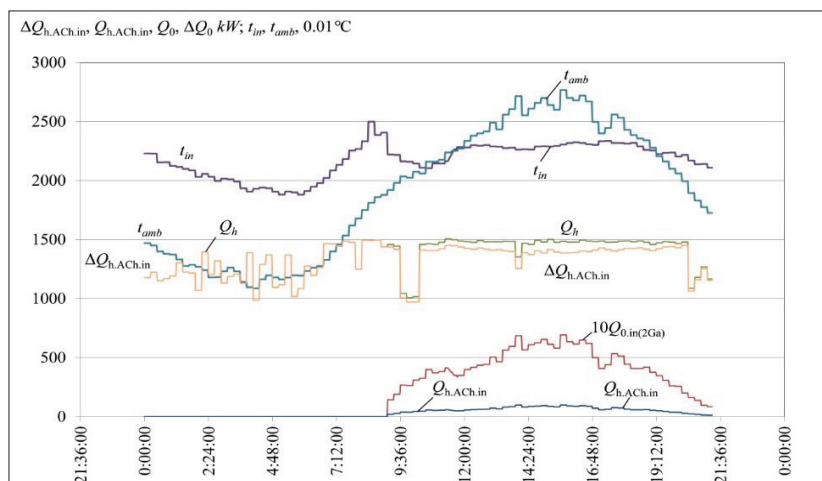


Fig. 2. Daily variation of available exhaust heat  $Q_h$ , heat spent for cooling ambient inlet air  $Q_{h.ACh.in}$  of twice engine air flow  $2G_a$  to the temperature  $t_{in}$ , corresponding cooling capacity  $Q_{0.in(2Ga)}$ , remaining heat  $ΔQ_{h.ACh.in}$  with varying temperatures of ambient air  $t_{amb}$  and air at the inlet of turbocharger  $t_{in}$  during time  $τ$

With this the maximum magnitude of heat spent for cooling ambient inlet air  $Q_{h.ACh.in}$  of twice engine air flow  $2G_a$  to the temperature  $t_{in}$ , including heat influx from surroundings in the engine room, is about  $Q_{h.ACh.in} = 100$  kW.

### *Investigating the efficiency of developed gas engine inlet air cooling system*

A reduction of specific gas fuel consumption  $b_e = B_e / P_{el}$  is possible by addition decreasing temperature of engine cyclic air with flow  $G$ , fed to the turbocharger directly, as compared with typical cooling all the ambient air (of twice engine cyclic air flow  $G$ ), coming into the engine room, to the temperature  $t_{in} = 20...25^\circ\text{C}$  and higher in summer hot days.

The scheme of developed gas engine cyclic air cooling system with refrigerant ejector and absorption chillers is presented in Fig. 3.

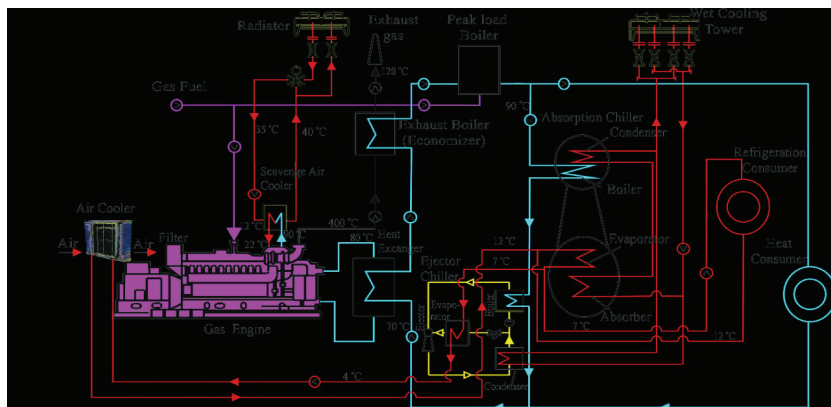


Fig. 3. The scheme of developed gas engine cyclic air cooling system with refrigerant ejector and absorption chillers

According to this scheme, a part of chilled water from the absorption Li-Br chiller, as in the typical version, is subcooled in ejector chiller to the temperature about 4°C.

Some results of treating the monitoring data on cooling capacities and heat needed for chilling engine inlet air to the temperatures 7...15°C are presented in Fig. 4 and 5.

The remained heat  $\Delta Q_{h,7...15}$  in developed engine air cooling system (in Fig. 3) and  $\Delta Q_{h,ACh.in}$  in typical system and the available heat  $Q_h$  is presented in Fig. 6.

The enhancement of gas engine fuel efficiency due to the application of developed its cyclic air cooling system can be estimated by decreasing current specific fuel consumption  $b_e$  and its summarized daily values  $\sum \Delta b_e$  due to engine inlet air cooling to the temperatures of 7, 10 and 15°C compared with conventional cooling all the engine room incoming air followed by heat influx from surroundings, that leads to increased air temperature  $t_{in}$  at the

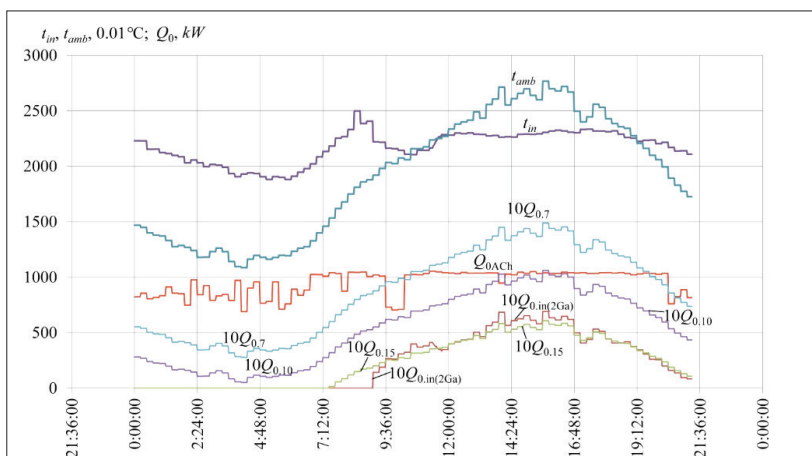


Fig. 4. Daily variation of cooling capacities  $Q_{0.7...15}$ , needed for chilling engine inlet air to 7...15°C in developed cooling system (in Fig. 3) and cooling capacity  $Q_{0.in(2Ga)}$ , spent for cooling ambient inlet air of twice engine air flow 2Ga to the temperature  $t_{in}$  in typical system with varying temperatures  $t_{amb}$  during time  $\tau$

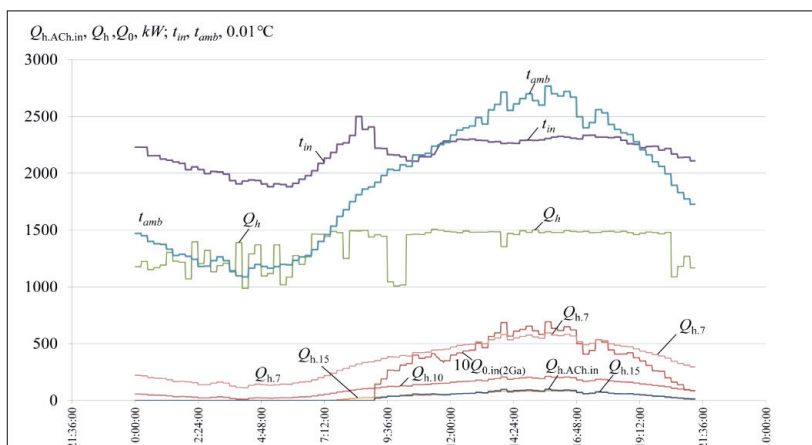


Fig. 5. Daily variation of heat  $Q_{h.7...15}$ , required for chilling engine inlet air to 7...15°C in developed cooling system (in Fig. 3) and heat  $Q_{h.ACh.in}$  and cooling capacity  $Q_{0.in(2Ga)}$ , spent for cooling ambient inlet air to the temperature  $t_{in}$  in typical system and all the available heat  $Q_h$

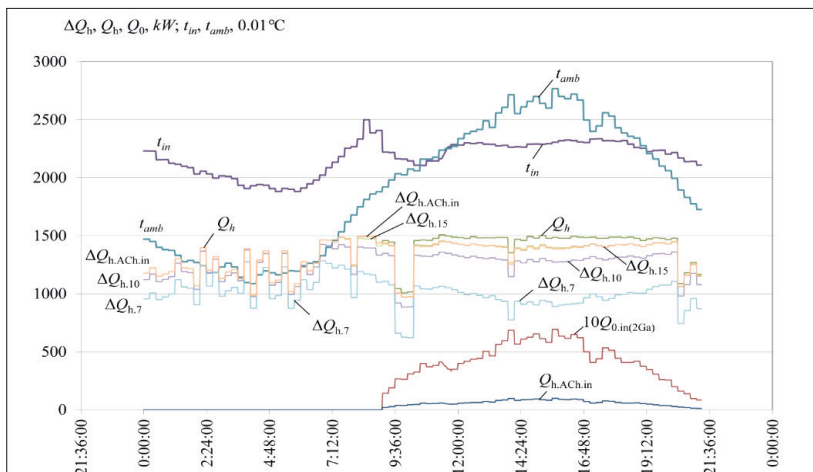


Fig. 6. Daily variation of remained heat  $\Delta Q_{h,7...15}$  in developed engine air cooling system (in Fig. 3) and  $\Delta Q_{h,ACH.in}$  in typical system and the available heat  $Q_h$

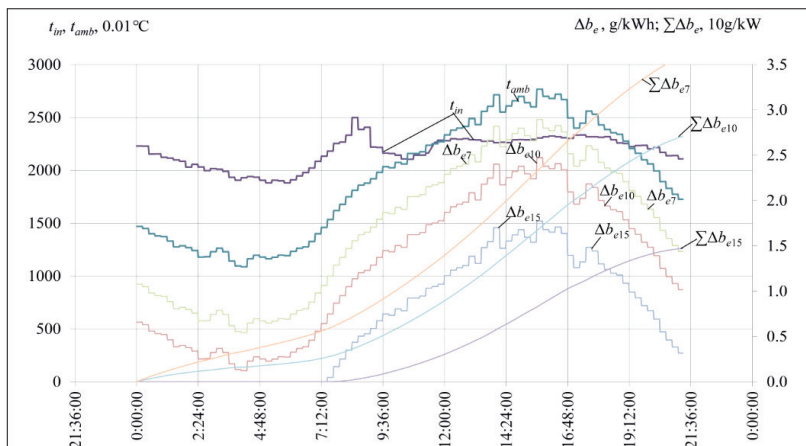


Fig. 7. Daily variation of decrease in current engine specific gas consumption  $\Delta b_e$  and their summarized daily values  $\Sigma \Delta b_e$  due to engine inlet air cooling to the temperatures of 7, 10 and 15°C compared with traditional cooling all the engine room incoming air with increased engine inlet temperatures  $t_{in}$  with variation of ambient temperatures  $t_{amb}$  during time  $\tau$  (June 1, 2012)

inlet of turbocharger and enlarged cooling capacity  $Q_{0.in(2Ga)}$  spent for inlet air cooling (Fig. 7).

As Fig. 7 shows, the application of developed engine cyclic air cooling system provides decreasing current specific fuel consumption by the values  $\Delta b_e = 2.5\text{--}3.0$  g/kWh at increased ambient air temperatures  $t_{amb}$ , that leads to their summarized daily values  $\sum \Delta b_e$  more than 30 g/kWh, related to 1 kW power of gas engine, or in absolute values for gas engine JMS 420 GS-N.L of 1400 kW power output it gives daily fuel saving above 40 kg.

**Conclusions.** A treatment of monitoring data on fuel efficiency of gas engine JMS 420 GS-N.L in integrated energy system (IES) for combined electricity, heat and cooling generation has proved inefficient operation of conventional cooling all the engine room incoming air followed by heat influx from surroundings, that leads to increased air temperature at the suction of turbocharger and enlarged cooling capacity spent for cooling.

An advanced system of engine inlet air deep cooling by chilled water from ACh, subsequently subcooled by ECh, has been developed, that provides decreasing specific fuel consumption by 2.5–3.0 g/kWh due to stabilized low temperature of air at the suction of turbocharger.

This system does not require considerable addition investments so as the ECh consists generally of heat exchangers of quite small sizes because of reduced heat loads for cooling engine cyclic air as compared with traditional cooling all the engine room incoming air that was proved by analyzing the monitoring data.

Such engine inlet air deep cooling system with combined ACh and ECh as quite simple booster chiller is very useful for existing IES as well as for cooling the air at the inlet of any combustion engines (gas and diesel engines, gas turbines).

### References

1. Elsenbruch, T. (2010). Jenbacher gas engines a variety of efficient applications. București, 73 p.

2. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. (2007). Some energy lasts for generations. GE Jenbacher Company Overview, 39 p.

3. Combined heat and power project feasibility study. (2018). CHA Project Number: 33710, 412 p. Prepared by CHA, April 26, 2018 Vineland Veterans Memorial Home. Vineland, New Jersey V:/Projects/ANY/K4/33710/CALC/ME/LCCAnalysis/Vineland LCCA – Case4C Rev01.xlsx.

4. Rouse, G., Czachorski, M., Bishop, P., Patel, J. (2006). GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype. GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI), 495 p.

5. Canova, A., Cavallero, C., Freschi, F., Giaccone, L., Repetto, M., Tartaglia, M. (2009). Optimal energy management. IEEE Industry Applications Magazine, 15, 62–65.

6. Radchenko, M., Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M. (2020). Semi-Empirical Correlations of Pollution Processes on the Condensation Surfaces of Exhaust Gas Boilers with Water-Fuel Emulsion Combustion. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 853–862. Springer, Cham.

7. Radchenko, M., Radchenko, R., Ostapenko, O., Zubarev, A., Hrych, A. (2019). Enhancing the utilization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration. In: 5th International Conference on Systems and Informatics, ICSAI 2018, Jiangsu, Nanjing, China, pp. 240–244.

8. Possidente, R., Roselli, C., Sasso, M., Sibilio, S. (2006). Experimental analysis of micro-cogeneration units based on reciprocating internal combustion engine. Energy and Buildings, 38, 5 p.

9. Bassols, J., Kuckelkorn, B., Langrek, J., Schneider, R., Veelken, H. (2002). Trigeneration in the food industry. Appl Therm Eng., 22, 595–602.

10. Suamir, I.N., Tassou, S.A. (2013). Performance evaluation of integrated trigeneration and CO<sub>2</sub> refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, 50, 1487–1495.
11. Konovalov, D., Kobalava, H. (2020). Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aerothermopressor. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 581–591. Springer, Cham.
12. Cardona, E., Piacentino, A., Cardona, F. (2006). Energy saving in airports by trigeneration. Part I: assessing economic and technical potential. *Applied Thermal Engineering*, 26, 1427–1436.
13. Cardona, E., Piacentino, A. (2003). A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas. *Applied Thermal Engineering*, 23, 15 p.
14. Carvalho, M., Serra, L.M., Lozano, M.A. (2011). Geographic evaluation of trigeneration systems in the tertiary sector. Effect of climatic and electricity supply conditions. *Energy*, 36, 1931–1939.
15. Chua, K.J., Yang, W.M., Wong, T.Z. et al. (2012). Integrating renewable energy technologies to support building trigeneration – A multi-criteria analysis. *Renewable Energy*, 41, 358–367.
16. Arteconi A., Brandoni C., Polonara F. (2009). Distributed generation and trigeneration: energy saving opportunities in Italian supermarket sector. *Applied Thermal Engineering*, 29 (8–9), 1735–1743.
17. Radchenko A., Radchenko M., Konovalov A., Zubarev A. (2018). Increasing electrical power output and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment. In: *HTRSE–2018*, 6 p. E3S Web of Conferences 70, 03011.

## INNOVATIVE GAS TURBINE INLET AIR COOLING

**Radchenko Andrii<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor

E-mail: andrad1978@gmail.com

**Chen Daifen<sup>2</sup>**, Ph.D.

**Bao Guozhi<sup>2</sup>**, Ph.D.

**Radchenko Mykola<sup>1</sup>**, D.E.Sc, Professor

*<sup>1</sup>Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Mykolayiv, Ukraine,*

*<sup>2</sup>School of Energy and Power,  
Jiangsu University of Science and Technology,  
Zhenjiang, China*

**Introduction.** A thermodynamic efficiency of gas turbines (GT) [1–3] and engines (GE) [4, 5] drops with increase in intake air temperature. Many investigations in energetics are devoted to transformation of exhaust heat for cooling [6–9].

The problem of providing a sustainable operation of combustion engines at low stabilized intake air temperatures and improving efficiency of engine intake air cooling (EIAC) systems is still quite urgent. The absorption lithium-bromide chillers of a simple cycle, as the most widespread in EIAC [10, 11], is unable to lower ambient air temperature below 15 °C, so as the temperature of chilled water is about 7 °C. The simplest in design ejector chillers (ECh) [12, 13] and jet thermopressors got widespread applications in gas turbines [14, 15], gas engines [16–18] and internal combustion engines. Therefore it is quite reasonable to apply the chillers of combined absorption-refrigerant ejector (ARECh) type with using a high efficient ALBCh as a high-temperature stage of air cooling from ambient air temperatures  $t_a$  to  $t_{a2} = 15$  °C and with less efficient RECh as a low-temperature stage for further cooling air lower than 15 °C [19, 20].

The application of two-stage AECh enables deeper ambient air cooling to 7...10°C and gain in temperate climate about 50 % higher fuel saving compared to ACh [10, 11]. However, the efficiency of deep engine inlet air cooling in hot wet climate and features of EIAC system loading has not *been* investigated to prove it as a sustainable trend.

There are many methods applied for optimizing the heat loads on air cooling [21–29] systems to meet actual loading at varying ambient temperatures [30, 31]. However, the most of them do not consider the peculiarities of character of loading EIAC systems in regards to different climates.

The **aim** of research is to analyze the character of EIAC systems loading regarding to climatic conditions to reveal its peculiarities and forecast the sustainable operation of GT at lowered intake air temperature with reduced design cooling capacities of EIAC systems without oversizing.

**Research methodology.** The installed (design) refrigeration capacity  $Q_0$  of TIC system, on the one hand, has to cover GT inlet air cooling demand during as long time of GT operation all the year round as it is possible, providing the greatest annual fuel saving. On the other hand, a design refrigeration capacity  $Q_0$  should not *be* overestimated that the most part of year a TIC system would operate at a high load level closed to a design value.

The methodology of EIAC system designing is focused to determine the optimal design cooling capacity associated with the maximum rate of the summarized fuel saving increment due to EIAC and the rational value enabling to achieve the annual fuel reduction close to maximum. The annual fuel reduction  $\sum B_e$  is accepted as a primary criterion and calculated according to hour-by-hour summary procedure over the year.

The results of annual fuel saving  $\sum B_e$  calculation are conducted in relative values for unit power of GT ( $P_e = 1$  kW):

$\sum b_e = \sum B_e / P_e$ , kg/kW with  $\sum B_e = \sum (\Delta t_a \cdot \tau \cdot b_e / \Delta t_a \cdot P_e \cdot 10^{-3})$ , t,  
 where  $\Delta t_a$  – actual value of intake air temperature drop,  
 $\Delta t_a = t_a - t_{a2}$ , K or °C;  
 $\tau$  – period, h;  
 $\Delta t_a \cdot \tau$  – cooling degree hour, °C · h;  
 $P_e$  – power output of GT, kW;  
 $b_e / \Delta t_a$  – specific fuel decrease for  $\Delta t_a = 1^\circ\text{C}$ , accepted as  
 0.35 g/(kWh · K).

The cooling capacity is presented in relative values as specific cooling capacity  $q_0$  and calculated as the absolute value  $Q_0$  related to air mass flow rate  $G_a$ :

$$q_0 = Q_0 / G_a \text{ or } q_0 = \xi \cdot c_{ma} \cdot \Delta t_a, \text{ kW}/(\text{kg}/\text{s}) \text{ or } \text{kJ}/\text{kg},$$

where  $\xi$  – specific heat ratio;

$c_{ma}$  – humid air specific heat, kJ/(kg · K).

The current input data on  $t_a$  and  $\phi_a$  are used by applying program “meteomanz” (<http://www.meteomanz.com>).

**Results of investigation.** The results of calculations of rational  $q_{0\text{rat}}$  and optimum  $q_{0\text{opt}}$  design specific cooling capacities for subtropical climate (Nanjing, China) are presented in Fig. 1. The optimal values  $q_{0.15\text{opt}}$  and  $q_{0.10\text{opt}}$  of cooling capacity for cooling air to 15°C and 10°C are associated with maximum ratio  $\sum b_e / q_0$  over the whole range of  $\sum b_e$  on cumulative curve  $\sum b_e = f(q_0)$ . Their rational values  $q_{0.15\text{rat}}$  and  $q_{0.10\text{rat}}$  are correlated to the second maximum of the ratio  $(\sum b_e - \sum b_{e,\text{opt}}) / q_0$  over the range  $\sum b_e - \sum b_{e,\text{opt}}$  beyond the first maximum:  $\sum b_e > \sum b_{e,\text{opt}}$ . Thus, the ratio  $\sum b_e / q_0$  is applied as the indicator to calculate the cumulative curve maximum. The optimum cooling capacity  $q_{0\text{opt}}$  provides the maximum rate of summarized annual fuel saving increment  $\sum b_e / q_0$  due to cooling and minimum EIAC system sizes accordingly (Fig. 1,a and 2,a), and the rational value  $q_{0,\text{rat}}$  – practically maximum annual fuel reduction:  $q_{0,\text{rat}} < q_{0,\text{max}}$  (Fig. 1,b and 2,b).

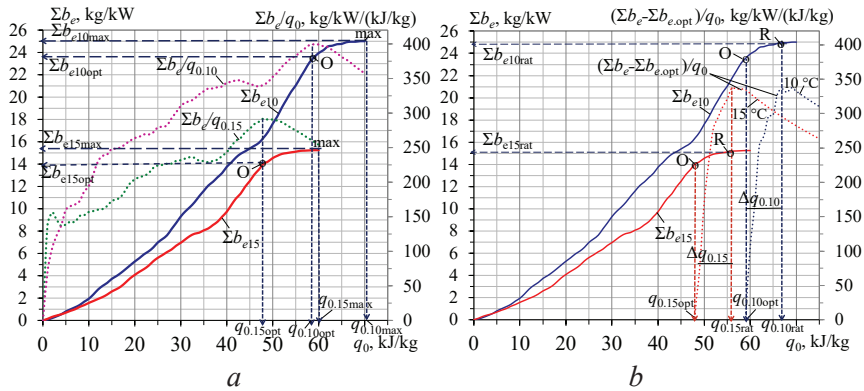


Fig. 1. Annual specific fuel reduction  $\Sigma \Delta b_e$  and relative values  $\Sigma \Delta b_e/q_0$  with the first maximum (a) and relative values  $(\Sigma b_e - \Sigma b_{e,opt})/q_0$  with a second maximum (b) against to  $q_0$  for 2017:  $t_{a2} = 10^\circ\text{C}$  – AECh;  $15^\circ\text{C}$  – ACh; Nanjing, China)

As Fig. 1 shows, the optimum values  $q_{0.15opt}$  and  $q_{0.10opt}$ , providing the maximum rate of annual fuel reduction  $\Sigma b_e$  (Fig. 1,a), are less than the rational values  $q_{0.15rat}$  and  $q_{0.10rat}$  by 10 % for subtropical climate (Fig. 1,b). In order to approve the possibility to achieve the annual fuel reduction  $\Sigma b$  close to its maximum value at optimal value  $q_{0,opt}$  the current values of its excesses  $q_{0.15opt.ex}$  and  $q_{0.10opt.ex}$  over cooling needs  $q_{0.15}$  and  $q_{0.10}$  were calculated (Fig. 2).

As Fig. 2 shows, the excesses  $q_{0.15opt.ex}$  and  $q_{0.10opt.ex}$  of optimum design values for subtropical climate of Nanjing are considerable, that reveal the opportunity to cover the current deficit. This is approved by summarized values of the excess of cooling energy  $\Sigma(q_{0.15opt.ex} \cdot \tau)$  and  $\Sigma(q_{0.10opt.ex} \cdot \tau)$  over their deficit  $\Sigma(q_{0.15opt.d} \cdot \tau)$  and  $\Sigma(q_{0.10opt.d} \cdot \tau)$  for July (Fig. 3).

As Fig. 3 shows, the summary excesses of cooling energy  $\Sigma(q_{0.15opt.ex} \cdot \tau)$  and  $\Sigma(q_{0.10opt.ex} \cdot \tau)$  are practically the same as their deficit  $\Sigma(q_{0.15opt.d} \cdot \tau)$  and  $\Sigma(q_{0.10opt.d} \cdot \tau)$  for subtropical climate of Nanjing and consist more than 10 times less than monthly cooling energy needs.

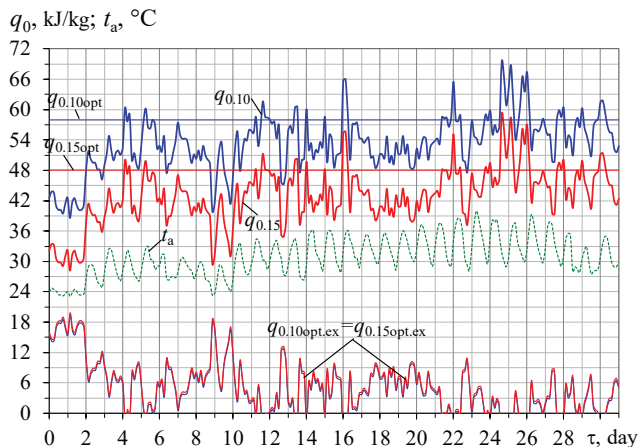


Fig. 2. Current cooling capacities  $q_{0.15}$  and  $q_{0.10}$  for 15°C and 10°C, optimum design values  $q_{0.15opt}$  and  $q_{0.10opt}$ , excesses  $q_{0.15opt.ex}$  and  $q_{0.10opt.ex}$  of optimum design values, July 2017 Nanjing

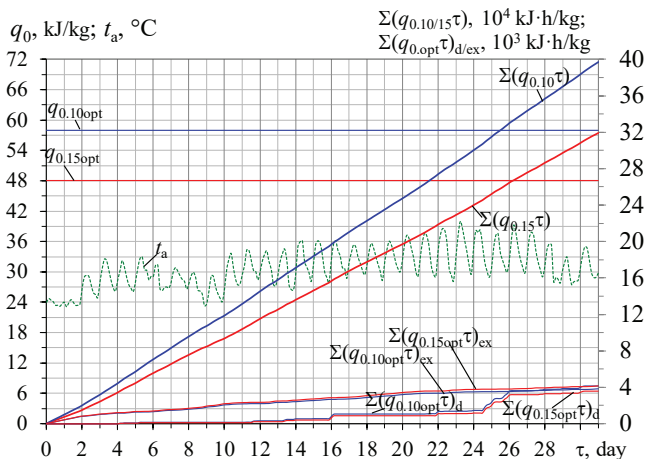


Fig. 3. Optimum design values  $q_{0.15opt}$  and  $q_{0.10opt}$  for cooling ambient air to 15°C and 10°C, summary excess  $\Sigma(q_{0.15opt} \tau)_{ex}$  and deficit  $\Sigma(q_{0.15opt} \tau)_{d}$  of cooling energy for cooling air to 15°C, summary excess  $\Sigma(q_{0.10opt} \tau)_{ex}$  and deficit  $\Sigma(q_{0.10opt} \tau)_{d}$  of cooling energy for 10°C during July 2017, Nanjing

Thus, the calculation results approves the possibility to cover the values of current deficit of cooling energy by their current excesses, accumulated at lowered thermal loads, while operating at optimal design cooling capacity.

The current reduction of the specific fuel consumption  $\Delta b_{e15}$  due to air cooling at the inlet of the gas turbine from  $t_a$  to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  by the value of  $\Delta t_{15}$  in the ACh for 2017 are presented in Fig. 4. Calculations were performed for GT GE 9351FA (General Electric) with a rated power output of 260 MW, for which a decrease in air temperature  $\Delta t_a$  by  $1^\circ\text{C}$  leads to a decrease in specific fuel consumption  $\Delta b_e$  by  $0.35 \text{ g/(kW}\cdot\text{h)}$ .

Value of the reduction in specific fuel consumption in relative  $\Delta b_{e10}/\Delta b_{e15}$  and absolute  $\Delta b_{e10} - \Delta b_{e15}$  for GT GE 9351FA when comparing the cooling of ambient air by AECh down to  $10^\circ\text{C}$  and in ACh down to  $15^\circ\text{C}$  are presented in Fig. 4.

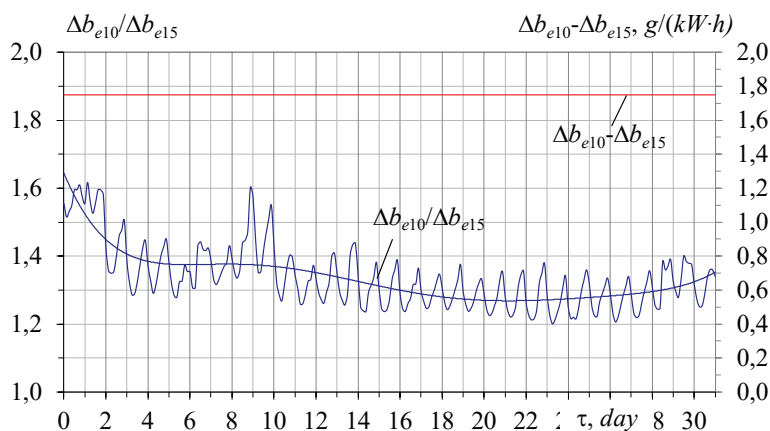


Fig. 4. Value of the specific fuel saving  $\Delta b_{e10}/\Delta b_{e15}$  and  $\Delta b_{e10} - \Delta b_{e15}$  for GE 9351FA when comparing the cooling of ambient air by AECh down to  $10^\circ\text{C}$  and in ACh down to  $15^\circ\text{C}$  in July 2017

Comparing the probable effect in reducing specific fuel consumption  $\Delta b_e$  from air cooling at the inlet of the gas turbine

(Fig. 4), it is seen that in absolute terms  $\Delta b_{e10} - \Delta b_{e15}$ , cooling air from 15 °C to 10 °C leads to a stable increase in specific fuel consumption reduction  $\Delta b_e$ . As for the relative indicators  $\Delta b_{e10} / \Delta b_{e15}$ , there are fluctuations that indicate the variable efficiency of deep cooling, but it consistently increases the reduction of fuel consumption in the range of 1.2...1.6 times.

Annual specific reduction of fuel consumption  $\Sigma \Delta b_e$  due to cooling of the air at the GT inlet from ambient air temperatures  $t_a$  to different cooled air temperatures  $t_{a2}$  depending on the temperature of the cooled air  $t_{a2}$  is presented in Fig. 5. Specific annual reduction of fuel consumption – fuel savings consumed by the installation as a result of cooling the air at GT inlet  $\Sigma \Delta b_e = \Sigma B_e / N_e$ , per 1 kW of power, depending on the specific cooling capacity  $q_0 = Q_0 / G_a$ , which is per unit air consumption ( $G_a = 1$  kg/s).

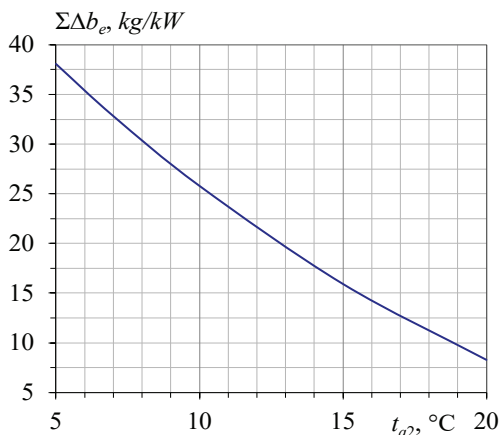


Fig. 5. Annual specific fuel saving  $\Sigma \Delta b_e$  due to cooling the air at the GT inlet from ambient air temperatures  $t_a$  to different cooled air temperatures  $t_{a2}$  depending on the temperature of cooled air  $t_{a2}$  for GE 9351FA in 2017

As can be seen (Fig. 5), when cooling the air at the inlet of the gas turbine, for example in ACh to the final temperature

of the cooled air  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$ , the annual specific fuel saving  $\sum\Delta b_e = 15 \text{ kg/kW}$  and in AECh down to  $t_{a2} = 10^\circ\text{C}$  –  $\sum\Delta b_e = 27.5 \text{ kg/kW}$ , about 25 kg/kW.

Using the annual specific fuel saving  $\sum\Delta b_e$  as an indicator of air cooling efficiency at the GT inlet makes it easier to estimate the use of deep air cooling to  $t_{a2} = 10^\circ\text{C}$  using the AECh, compared to traditional moderate cooling in the ACh to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$ .

Annual specific fuel saving  $\sum\Delta b_e / \sum\Delta b_{e15}$  due to the cooling the air at the GT inlet from ambient air temperatures  $t_a$  to different cooled air temperatures  $t_{a2}$  in relative values – referred to the values due to GT intake air cooling in the ACh to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  depending on the temperature of the cooled air  $t_{a2}$  for GE 9351FA in 2017 are presented in Fig. 6.

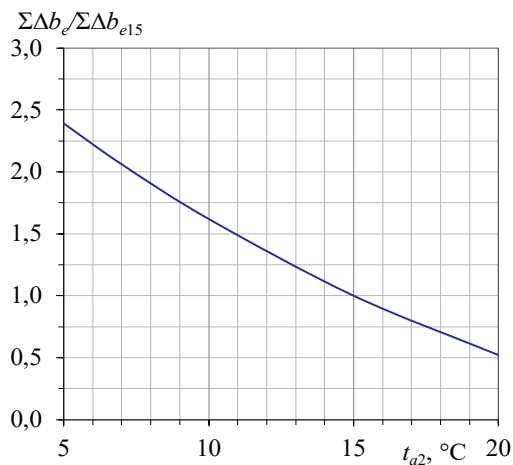


Fig. 6. Annual specific fuel saving  $\sum\Delta b_e / \sum\Delta b_{e15}$  due to cooling the air at the GT inlet from ambient air temperatures  $t_a$  to different cooled air temperatures  $t_{a2}$  in relative values – referred to the values due to GT intake air cooling in the ACh to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  depending on the temperature of the cooled air  $t_{a2}$  for GE 9351FA in 2017

It should be noted a significant increase in the fuel saving  $\sum\Delta b_{e10}$  due to deeper cooling of the air at the inlet of gas turbine

in AECh to a temperature  $t_{a2} = 10^{\circ}\text{C}$  compared with its cooling in ACh to  $t_{a2} = 15^{\circ}\text{C}$ . A deeper decrease in air temperature to  $t_{a2} = 10^{\circ}\text{C}$  in AECh, compared with its traditional cooling to  $t_{a2} = 15^{\circ}\text{C}$  in ACh provides about 1.6 times greater fuel saving.

The value of annual specific fuel saving due to air cooling at the inlet of gas turbine is given without taking into account the power consumption of gas turbine (respectively, fuel) to overcome the aerodynamic resistance of the air cooler. However, their value is insignificant (300... 500 Pa), which will not lead to a significant reduction of the positive effect.

### **Conclusions:**

1. The developed methodology of EIAC system designing has been applied to analyze the character of loading regarding to climatic conditions and to reveal the reserves for sustainable operation of GT at lowered inlet air temperature and reduced design cooling capacities of EIAC by about 10 % against their values to cover maximum current needs through comparing design cooling capacities with required values.

2. Current and summarized monthly values of excess and deficit of cooling energy for cooling air to  $15^{\circ}\text{C}$  and  $10^{\circ}\text{C}$  justifies the possibility of efficient operation of GT with EIAC systems designed for optimum cooling capacities, providing the maximum rate of annual fuel saving increment at reduced design cooling capacities.

3. The current deficit of cooling capacities might be covered by their current excesses to provide sustainable operation of engines at lowered intake air temperature with minimum sizes of EIAC systems.

### **References**

1. Tiwari, A.K., Hasan, M., Muzaffarul, M.I. Effect of ambient temperature on the performance of a combined cycle power plant. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering 2013, 37 (4), 1177–1188.

2. Günnur, Şen G. et. al. The effect of ambient temperature on electric power generation in natural gas combined cycle power plant-A case study. *Energy Reports* 2018, 4, 682–690.

3. Erdem, H.H., Sevilgen, S.H. Case study: Effect of ambient temperature on the electricity production and fuel consumption of a simple cycle gas turbine in Turkey. *Applied Thermal Engineering* 2006, 26, 320–326.

4. Bassily, A.M. The application of novel techniques for gas turbine inlet-cooling that improve both the power and efficiency of the modern commercial steam-air-cooled gas turbine combined cycle power plants in hot and humid climates. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 2015, 229(4), 406–430.

5. Rahim, M.A. Performance and sensitivity analysis of a combined cycle gas turbine power plant by various inlet air-cooling systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 2012, 226(7), 922–931.

6. Popli, S., Rodgers, P., Eveloy, V. Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. *Applied Thermal Engineering* 2013, 50, 918–931.

7. Radchenko, A., Mikielewicz, D., Forduy, S., Radchenko, M., Zubarev, A. Monitoring the fuel efficiency of gas engine in integrated energy system. In: Nechyporuk M. et al. (eds.) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. Advances in Intelligent Systems and Computing*, Springer, Cham, 2020, 1113, pp. 361–370. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5\\_31](https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_31)

8. Forduy, S., Radchenko, A., Kuczynski, W., Zubarev, A., Konovalov, D. Enhancing the Gas Engines Fuel Efficiency in integrated energy system by chilling cyclic air. In: Tonkonogiy V. et al. (eds.) *Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer, Cham, 2020, pp. 500–509.

9. Radchenko, A., Radchenko, M., Mikielewicz, D., Pavlenko, A., Radchenko, R., Forduy, S. Energy saving

in trigeneration plant for food industries. *Energies* 2022; 15: 1163, DOI: 10.3390/en15031163.

10. Radchenko, A., Stachel, A., Forduy, S., Portnoi, B., Rizun, O. Analysis of the efficiency of engine inlet air chilling unit with cooling towers. In: Ivanov V. et al. (eds). *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer, Cham, 2020, 2, pp. 322–331. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5\\_31](https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_31)

11. Radchenko, A., Radchenko, N., Tsoy, A., Portnoi, B., Kantor, S. Increasing the efficiency of gas turbine inlet air cooling in actual climatic conditions of Kazakhstan and Ukraine. In: *AIP Conference Proceedings 2020: Nor Sultan, Kazakhstan*, 2285 (1), 030071. <https://doi.org/10.1063/5.0026787>

12. Elbel, S., Lawrence, N. Review of recent developments in advanced ejector technology. *International Journal of Refrigeration* 2016, 62, 1–18.

13. Radchenko, A., Bohdal, L., Zongming, Y., Portnoi, B., Tkachenko, V. Rational designing of gas turbine inlet air cooling system. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) *Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer, Cham, 2020, pp. 591–599. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-40724-7\\_60](https://doi.org/10.1007/978-3-030-40724-7_60)

14. Konovalov, D., Radchenko, M., Kobalava, H., Radchenko, A., Radchenko, R., Kornienko, V., Maksymov, V. Research of characteristics of the flow part of an aerothermopressor for gas turbine intercooling air. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 2021. <https://doi.org/10.1177/09576509211057952>

15. Yu, Z., Løvås, T., Konovalov, D., Trushliakov, E., Radchenko, M., Kobalava, H., Radchenko, R., Radchenko, A. Investigation of thermopressor with incomplete evaporation for gas turbine intercooling systems. *Energies* 2023, 16, 20. <https://doi.org/10.3390/en16010020>

16. Trushliakov, E., Radchenko, A., Forduy, S., Zubarev, A., Hrych, A. Increasing the operation efficiency of air conditioning system for integrated power plant on the base of its monitoring.

In: Nechyporuk M. et al. (eds.) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. Advances in Intelligent Systems and Computing, Springer, Cham 2020, 1113, pp. 351–360. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5\\_30](https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_30)

17. Radchenko, A., Scurtu, I-C., Radchenko, M., Forduy, S., Zubarev, A. Monitoring the efficiency of cooling air at the inlet of gas engine in integrated energy system. Thermal Science 2020, 164. <https://doi.org/10.2298/TSCI200711344R>

18. Radchenko, A., Radchenko, M., Mikielewicz, D., Pavlenko, A., Radchenko, R., Forduy, S. Energy saving in trigeneration plant for food industries. Energies 2022, 15, 1163. <https://doi.org/10.3390/en15031163>.

19. Radchenko, A., Radchenko, M., Koshlak, H., Radchenko, R., Forduy, S. Enhancing the efficiency of integrated energy system by redistribution of heat based of monitoring data. Energies 2022, 15, 8774. <https://doi.org/10.3390/en15228774>

20. Radchenko, M., Radchenko, A., Radchenko, R., Kantor, S., Konovalov, D., Kornienko, V. Rational loads of turbine inlet air absorption-ejector cooling systems. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 2021. <https://doi.org/10.1177/09576509211045455>.

21. Satman, A., Yalcinkaya, N. Heating and cooling degree-hours for Turkey. Energy 1999, 24(10), 833–840.

22. Pegues, J. The benefits of 8760 hour-by-hour building energy analysis. Carrier Software Systems, New York, USA: HVAC Systems Engineer, 2002.

23. Chaker, M., Meher-Homji, C.B., Mee, T., Nicolson, A. Inlet fogging of gas turbine engines- detailed climatic analysis of gas turbine evaporative cooling potential. In: ASME International Gas Turbine and Aeroengine Conference; 4–7 June 2001: New Orleans, USA, ASME, 2001-GT-526.

24. Coskun, C., Demiral, D., Ertürk, M., Oktay, Z. Modified degree-hour calculation method. In Prof. R. Rugescu (Ed.), Solar Power, InTech, 2012, pp. 55–62.

25. Coskun, C. A novel approach to degree-hour calculation: Indoor and outdoor reference temperature based degree-hour calculation. *Energy* 2010, 35, 2455–2460.

## **THE WET POLLUTION LAYER ON EXHAUST GAS BOILER CONDENSING HEATING SURFACES THERMAL CHARACTERISTICS**

**Victoria Kornienko<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor

E-mail: kornienkovika1987@gmail.com

**Roman Radchenko<sup>2</sup>**, Ph.D., Associate Professor

**Huabing Wen<sup>3</sup>**, Ph.D.

**Andrii Andreev<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor

**Mykola Radchenko<sup>2</sup>**, D.E.Sc, Professor

E-mail: nirad50@gmail.com

*<sup>1</sup>Kherson Educational and Research Institute,  
Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Kherson, Ukraine*

*<sup>2</sup>Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Mykolayiv, Ukraine*

*<sup>3</sup>Jiangsu Maritime Institute,  
Nanjing, China*

Additional energy saving by utilizing the exhaust heat in internal combustion engines (ICE) of the thermal power plants (TPP) allows to save fuel. The application of condensing low-temperature heating surfaces (LTHS) in exhaust gas boilers (EGB) [1] allows to increase an environmental performance of the whole thermal power plants [2, 3] and their economic efficiency [4, 5] due to deeper exhaust gas heat utilization.

In its turn, addition heat gained reveals extra heat potential to be converted to improve the efficiency of basic combustion engines: internal combustion engines (ICE) [6, 7], gas engines [8, 9] or turbines [10, 11]. There were presented some results of applying the modern methods of monitoring fuel efficiency of combustion engines [12, 13], modelling of processes [14, 15, 16] by using experimental investigation of exhaust boiler flue gas utilization.

The fuel oils combustion leads to increasing of the low-temperature corrosion (LTC) intensity up to 1.2 mm/year at wall temperatures above the dew point temperature of sulfuric acid vapors  $t_{pH_2SO_4} = 130^\circ\text{C}$  [17, 18, 19]. Water-fuel emulsions (WFE) combustion with water content of  $W^r = 30\%$  makes it possible to decrease of LTC intensity to the level 0.25 mm/year. In this case it becomes possible to apply condensing heating surfaces at a wall temperature below  $t_{pH_2SO_4}$  within high working reliability of these LTHS.

**Results.** The dependences of thickness of pollution layer  $\delta_p$  from the wall temperature (Fig. 1) were obtained for vapor-acid mixture (for condensing zone  $70\dots 120^\circ\text{C}$  and  $140\dots 180^\circ\text{C}$  the constant values  $\delta_p$  should be taken) based on the experimental and theoretical studies.

It should be noted that the calculated values of thickness of pollution layer  $\delta_p$  with bulk density for fuel oil combustion mode with  $W^r = 2\%$  correspond to the published data at the time of exposure to gas flow  $\tau = 1000$  hours when fuel oils are burnt. This confirms the rightist of the adopted method of estimating porosity and determination of  $\delta_p$ , which, in addition, were controlled by direct measurements of thicknesses. Therefore, we believe that to determine the thickness of the pollution layer at the same values  $t_w$  during WFE combustion, calculated by the same method under the accepted assumptions, taking into account the possibility of direct control of the pollution thickness is reliable.

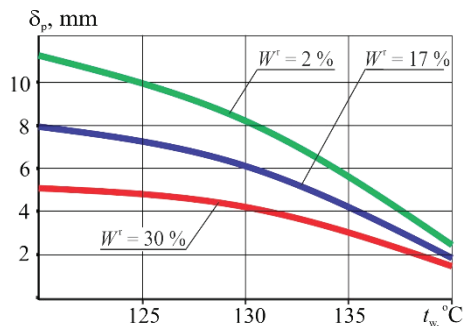


Fig. 1. Dependences of thickness of pollution layer  $\delta_p$  on wall temperature when liquid fuel and WFE are used

The variable nature of the dependence  $\delta_p$  on  $t_w$ , due to the different state of pollution layer (from dry to wet with an intermediate section of the vapor-acid mixture).

As a result of the conducted research, the values of equivalent thermal conductivity coefficient  $\lambda_{eq}$  depending on  $t_w$  were obtained for variants of the state of pollution layer when fuel oils at  $W^r = 2\%$  and WFE based on them with  $W^r = 17$  and  $30\%$  are used (Fig. 2).

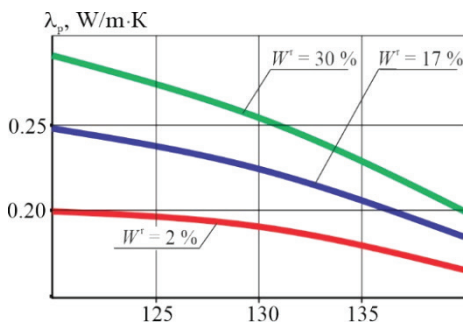


Fig. 2. Dependences of the equivalent thermal conductivity coefficient  $\lambda_{eq}$  of pollution layer on wall temperature when liquid fuel and WFE are used

In the wet capillary-porous body, together with energy transfer in the form of heat, energy is transferred due to mass transfer. It is necessary to take into account the presence of internal sources of heat, because in the layer there is an additional amount of heat due to the passage of absorption processes and the passage of chemical reactions. According to the accepted mechanism of processes when WFE are used with  $W^r = 30\%$  at wall temperatures below the dew point temperature of sulfuric acid vapor except the process of condensation of  $H_2SO_4$  vapor (by contact mechanism) in the presence of  $SO_2$  and  $SO_3$  sulfur oxides in the gas flow and an equimolar mixture of nitrogen oxides ( $NO$  and  $NO_2$ ) there are a number of chemical reactions of nitrosyl sulfuric acid formation.

This conclusion is based on the fact that the temperature level of gases, the metal surface and the  $H_2SO_4$  condensate layer, the concentration of  $H_2SO_4$  in the field of LTHS boilers at  $t_w$  below  $t_{pH_2SO_4}$  in the exhaust gas flow fully meet the technological conditions of sulfuric acid obtaining by nitrous mechanism in sulfuric acid production. Therefore, these processes will lead to the appearance of an additional amount of  $H_2SO_4$  by this mechanism.

Therefore, it is accepted that chemical reactions of nitrosyl sulfuric acid formation occur in pollution layer with  $H_2SO_4$  condensate, as well as simultaneously the processes of condensation, absorption and dilution of condensate of acid vapor by  $H_2O$  vapor, which are accompanied by the release of additional heat in pollution layer. When sulfur fuels oils are burnt, the actual adsorption temperature of  $H_2SO_4$  vapor at a pollution layer temperature is about  $180^\circ C$  (acid concentration is maximum 92 %). In the area of acid peak (wall temperature is  $100...110^\circ C$ ) there is a decrease of acid concentration to 72...67 %.

When WFE are used with  $W^r = 30\%$  in the region of acid peak at  $t_w = 100...110^\circ C$ , the  $H_2SO_4$  concentration is at the level of 57 %, at which the maximum absorption intensity of  $SO_2$ ,  $N_2O_3$  is observed with the formation of nitrosyl sulfuric acid with subsequent release of sulfuric acid. The thermodynamic

dew point of water vapor is  $t_{pH_2SO_4} = 53^\circ\text{C}$ . At wall temperature  $t_w$  up to  $60...70^\circ\text{C}$ , due to the passage of adsorption processes of  $H_2O$  vapor, a porous pollution layer occurs an increase of actual temperature of water vapor dew point. Thus, as a result of the passage of these processes, an additional amount of heat is released. As calculations showed, the passage of these processes in pollution layer creates a constant source of heat in pollution layer, which leads to a change in the mechanism of thermal conductivity of this layer and increases the specific heat flow by an amount  $q_\Sigma = q_k(1 + \sum_{i=1}^n q_i)$ , where  $\sum_{i=1}^n q_i$  – the amount of additional thermal effects, which is about 10 %.

The obtained dependences of the thickness of pollution layer (Fig. 1) and equivalent thermal conductivity coefficient  $\lambda_{eq}$  (Fig. 2), which also depend on the value of  $t_w$ , becomes possible to obtain dependences of pollution coefficients  $\varepsilon_p$  from wall temperature  $\varepsilon_3 = f(t_w)$  at  $\tau = 1000$  hours (Fig. 3).

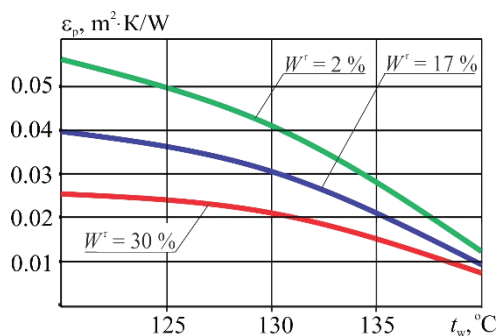


Fig. 3. Dependences of pollution coefficient  $\varepsilon_p$  on wall temperature when liquid fuel and WFE are used

The dependences in Fig. 3 show an increase of  $\varepsilon_p$  with increasing wall temperature  $t_w$ . For condensing heating surfaces at  $t_w = 130^\circ\text{C}$  the pollution coefficients  $\varepsilon_p$  during combustion of WFE are lower in 2.2 times in comparison with combustion of fuel oil.

The dependences of the pollution coefficients  $\varepsilon_3$  are obtained (Fig. 3), make it possible to determine the values of the heat transfer coefficients  $k_p$ . Calculated studies were performed and the dependences of heat transfer coefficients  $k_p$  at heating surface temperatures in the range of 120...140 °C during combustion of WFE and fuel oil were obtained (Fig. 4).

According to the recommendations [28], when designing heating surfaces, it is better to assess the impact of pollution by the values of thermal efficiency coefficient  $\zeta$ , because they allow to identify the joint effect on the pollution coefficient of pipes and their uneven blowing.

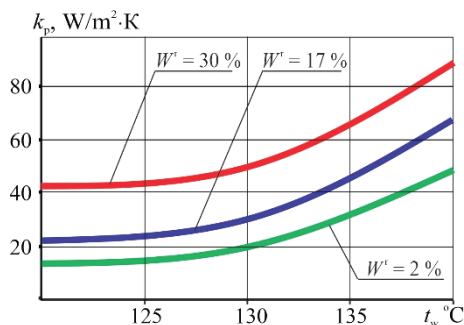


Fig. 4. Dependences of the heat transfer coefficient  $k_p$  on the wall temperature when liquid fuel and WFE are used

Obtained under the same conditions, the calculated data of the dependence of thermal efficiency coefficients  $\zeta$  (Fig. 5) show that when WFE are burnt with  $W^r = 30\%$ , the value of heat transfer intensity of condensing surfaces is almost 2 times higher than  $W^r = 2\%$  at  $t_w$  below 130 °C.

Therefore, the thermal efficiency coefficient during the combustion of WFE is higher, which at the same thermal power will reduce the heating surface. A significant decrease in the thermal efficiency coefficient in the condensation zone at the time of exposure to the gas flow  $\tau = 1000$  hours (Fig. 5) indicates that

in order to obtain high values of  $\zeta$  it is necessary to reduce the period between “strong” cleanings (e.g. by washing) to 8 hours.

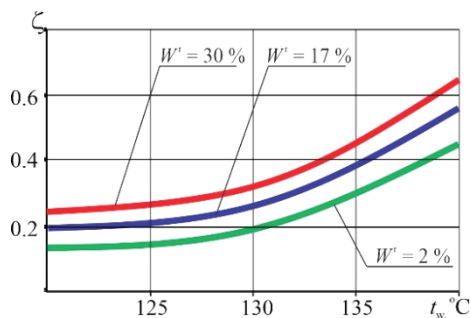


Fig. 5. Dependences of the thermal efficiency coefficient on the wall temperature when liquid fuel and WFE are used

**Conclusions.** Based on experimental and theoretical data the dependences of pollution, heat transfer and thermal efficiency coefficients from the wall temperature for condensing heating surfaces have been obtained. Comparison of the results of WFE with  $W^r = 30\%$  and fuel oil with  $W^r = 2\%$  combustion showed.

For condensing heating surfaces the pollution coefficients  $\varepsilon_p$  during combustion of WFE are lower in 2.2 times, heat transfer coefficients  $k_p$  and thermal efficiency  $\zeta$  are in 3.5 times higher in comparison with combustion of fuel oil. For dry heating surfaces the pollution coefficients  $\varepsilon_p$  during combustion of WFE are lower in 1.6 times, heat transfer coefficients  $k_p$  and thermal efficiency  $\zeta$  are in 1.8 times higher in comparison with combustion of fuel oil.

Comparison of the results for condensing and dry surfaces during combustion of WFE with  $W^r = 30\%$  showed. For condensing surfaces the pollution coefficients  $\varepsilon_p$  are higher in 3.6 times, heat transfer coefficients  $k_p$  and thermal efficiency  $\zeta$  are in 2 times lower in comparison with dry surfaces.

It is recommended to reduce the periodicity between cleaning to 8 hours to obtain high values of  $k_p$ ,  $\zeta$  for condensing heating

surfaces. The obtained dependences of the pollution coefficients  $\varepsilon_p$  for condensing heating surfaces are recommended for use in standard method for the design calculation of convective heating surfaces of EGB.

### References

1. Jiayou, L., Fengzhong, S.: Experimental study on operation regulation of a coupled high–low energy flue gas waste heat recovery system based on exhaust gas temperature control. *Energies* 706(12) (2019)
2. Luo, C., Luo, K., Wang, Y., Ma, Z., Gong, Y.: The effect analysis of thermal efficiency and optimal design for boiler system. *Energy Procedia* 105, 3045–3050 (2017)
3. Pham, V.V.: Advanced technology solutions for treatment and control noxious emission of large marine diesel engines: A brief review. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments* 42(5), 21–27 (2019)
4. Chen, H., Pan, P., Wang, Y., Zhao, Q.: Field study on the corrosion and ash deposition of low–temperature heating surface in a large–scale coal–fired power plant. *Fuel* 208, 149–159 (2017)
5. Huang, S., Li, C., Tan, T., Fu, P., Xu, G., Yang, Y.: An improved system for utilizing low-temperature waste heat of flue gas from coal-fired power plants. *Entropy* 19(423), 1–17 (2017)
6. Radchenko, R., Pyrysunko, M., Radchenko, A., Andreev, A., Kornienko, V.: Ship engine intake air cooling by ejector chiller using recirculation gas heat. In: Tonkonogyi, V. et al. (eds.) *Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 734–743. Springer, Cham (2020)
7. Kornienko, V., Radchenko, R., Mikielewicz, D., Pyrysunko, M., Andreev, A.: Improvement of characteristics of water-fuel rotary cup atomizer in a boiler. In: Tonkonogyi, V. et al. (eds.) *Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2020*.

Lecture Notes in Mechanical Engineering, p. 664–674. Springer, Cham (2020)

8. Radchenko, A., Stachel, A., Forduy, S., Portnoi, B., Rizun, O.: Analysis of the efficiency of engine inlet air chilling unit with cooling towers. In: Ivanov V. et al. (eds). *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, vol. 2, pp. 322–331. Springer, Cham (2020)

9. Forduy, S., Radchenko, A., Kuczynski, W., Zubarev, A., Konovalov, D.: Enhancing the fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by chilling cyclic air. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) *Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 500–509. Springer, Cham (2020)

10. Radchenko, A., Bohdal, L., Zongming, Y., Portnoi, B., Tkachenko, V.: Rational designing of gas turbine inlet air cooling system. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) *Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham*, pp. 591–599 (2020)

11. Trushliakov, E., Radchenko, A., Forduy, S., Zubarev, A., Hrych, A.: (2020) Increasing the operation efficiency of air conditioning system for integrated power plant on the base of its monitoring. In: Nechyporuk M. et al. (eds.) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering (ICTM 2019). Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol.1113, pp. 351–360. Springer, Cham (2020)

## **ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ НА ПАРАМЕТРИ ОДНОВАЛЬНОГО ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА ДЛЯ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ**

**Тарасенко О. І.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри кондиціювання та рефрижерації  
E-mail: taleks333@gmail.com

**Литош О. В.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри кондиціювання та рефрижерації  
E-mail: elitosh17@gmail.com

*Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова,  
м. Миколаїв, Україна*

Розглядається схема газотурбінного двигуна з параметрами двигуна UTG 110000 який випускається ПО «ЗОРЯ»-«МАШПРОЕКТ» для приводу генератора в умовах електростанції. Робота в умовах електростанції характерна тим, що потужність двигуна визначена або диспетчером при роботі в мережі або станом об'єкта, що споживає електричну енергію. У будь-якому випадку потужність газотурбінного двигуна не встановлюється довільно. Мало можлива робота на підвищеній потужності. Роботу на підвищеній потужності має допустити генератор. Слід зазначити, що вартість важких електричних машин пропорційна потужності. Збільшити потужність генератора з метою її використання за низьких температур зовнішнього повітря (що буває не завжди) дорого.

Авторами розроблено методику [1], що дозволяє отримати залежність ККД двигуна на часткових режимах при заданій температурі повітря на вході. На рис. 1 наведено результати такого розрахунку.

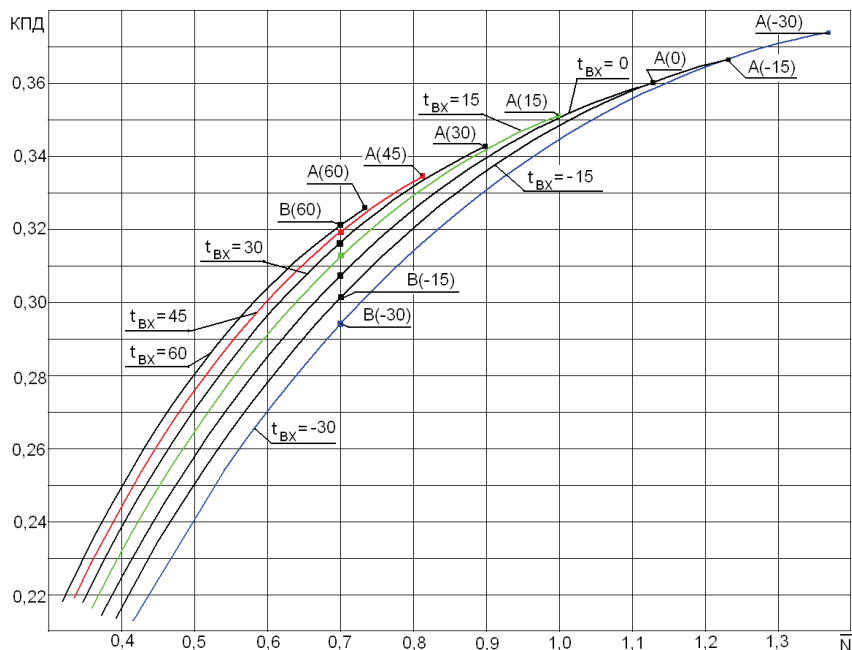


Рис. 1. Залежність ККД від потужності на валу двигуна при заданій температурі на вході у двигун

Точки A(-30), A(-15), ..., A(60) відповідають максимальній допустимій потужності. Точки (-30), (15), ..., (60) відповідають режиму 0.7 (потужності 70 %). Аналогічні точки можна вказати і інших потужностей.

На основі даних рис. 1 можна отримати залежність ККД від температури на вході за заданої потужності на валу двигуна. Такі залежності наведено на рис. 2.

На рис. 2 товстіша крива, що обмежує, взята з проспекту ПО «ЗОРЯ»-«МАШПРОЕКТ». З рис. 2 видно, що ККД при максимально допустимій потужності зі зниженням температури зовнішнього повітря зростає, що є широко відомим фактом поряд з тим, що максимально допустима потужність при підвищенні температури зовнішнього повітря зменшується.

Однак під час роботи з постійною потужністю ККД зі зниженням температури падає навіть на режимі 110 %. (Для UTG 110000 це потужність 120 МВт).

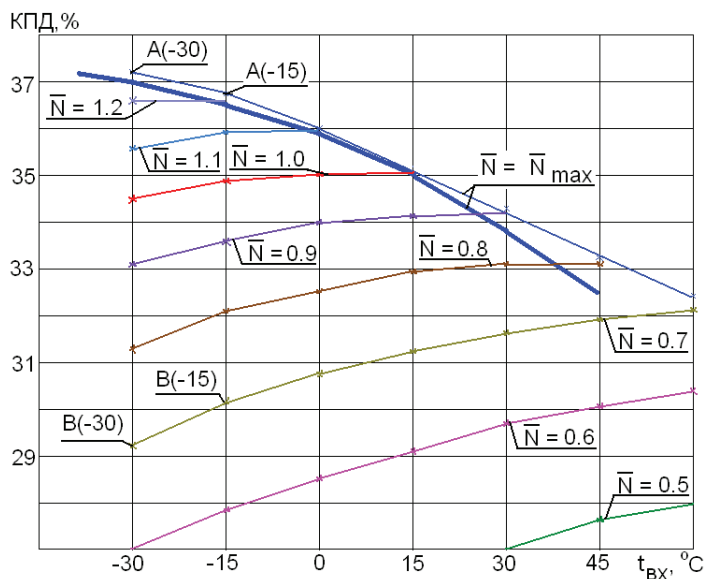


Рис. 2. Залежність ККД двигуна від температури зовнішнього повітря при максимально допустимих та заданих потужностях

З наведеного графіка випливає парадоксальний висновок необхідність підігріву повітря на вході в газотурбінний двигун. Дійсно на режимах роботи до 70% від номінальної потужності повітря на вході доцільно підігріти до 60 градусів Цельсія. Для цієї мети можна використовувати водогрійний утилізаційний котел, яким газотурбінний двигун зазвичай комплектують.

Для випадку застосування ТУК цей ефект проявляється більшою мірою. Однією з небезпек роботи з ТУК може бути його зрив при зниженні температури зовнішнього повітря. Тому підігрів повітря на вході в газотурбінний двигун корисний для

підвищення ККД і для здійснення стабільної роботи ТУК [2]. Для підігріву повітря можна використовувати водогрійну секцію утилізаційного котла. Низькопотенційного тепла в контурі утилізації багато. На рис. 3 наведено залежності ККД від температури на вході при заданій потужності на валу двигуна при використанні теплоутилізуючого контуру (ТУК).

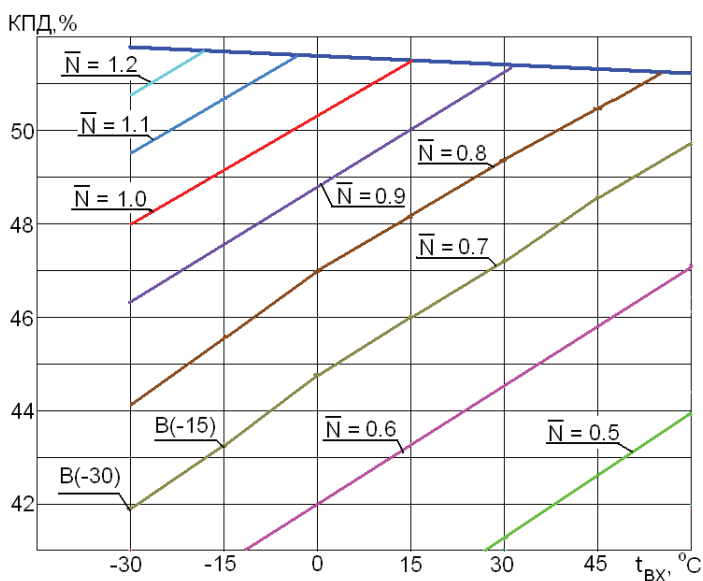


Рис. 3. Залежність ККД двигуна з ТУК від температури зовнішнього повітря при заданих потужностях

**Висновки.** Працюючи з постійною потужністю ККД зі зниженням температури падає навіть у режимі 110 %. (Для UTG 110000 це потужність 120 МВт).

На режимах роботи до 70 % від номінальної потужності повітря на вході доцільно підігріти до 60 градусів Цельсія і вище, якщо дозволяє міцність.

Підігрів повітря на вході в газотурбінний двигун корисний для підвищення ККД і для здійснення стабільної роботи ТУК.

### **Література**

1. Тарасенко А.И. Широкодиапазонная динамическая модель ГТД [Текст] / А.И. Тарасенко А.А Тарасенко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 9 (96). – С. 243–247.
2. US 3159487 Steam turbine-gas turbine power plant [Text] / J.L. Mangan, T.J. Hiniker // 1963.

## **РОБОТА КОМПРЕСОРА ОДНОВАЛЬНОГО ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА І ДВИГУНА ІЗ ВІЛЬНОЮ СИЛОВОЮ ТУРБІНОЮ ПРИ ЗМІНІ ТЕМПЕРАТУРИ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ**

**Тарасенко О. І.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри кондиціювання та рефрижерації  
E-mail: taleks333@gmail.com

**Литош О. В.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри кондиціювання та рефрижерації  
E-mail: vlitosh17@gmail.com

*Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова,  
м. Миколаїв, Україна*

Авторами розроблено методику [1], що дозволяє отримати залежність ККД двигуна на часткових режимах при заданій температурі повітря на вході.

Розрахунки показали, що ККД однокаскадного двигуна під час роботи з постійною потужністю при зменшенні температури зовнішнього повітря падає, а ККД двигуна з вільною силовою турбіною при зменшенні температури зовнішнього повітря не змінюється. Цей результат незвичайний тому,

що очікувалося підвищення ККД, і тому його сталість і навіть зменшення потребує пояснень.

Для трактування результатів розрахунків досить розглянути характеристику компресора.

На рис. 1 показано характеристику компресора з лініями спільної роботи при зміні температури від 30 °С до –30 °С.

На рис. 1 літерою S показані лінії для газотурбінного двигуна із вільною силовою турбіною. Видно, що діапазон зміни параметрів для випадку вільної силової турбіни набагато більше, ніж для однокаскадного двигуна.

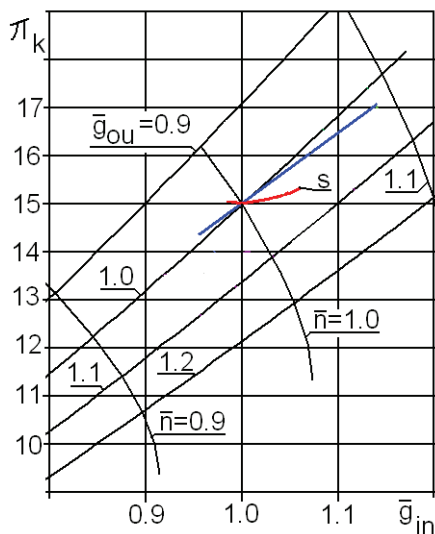


Рис. 1. Характеристика компресора з лініями спільної роботи

Дійсно, параметр витрати для двигуна з газогенератором змінюється менше, ніж на одну десяту, тоді як для однокаскадного двигуна ця зміна вдвічі більша. Ступінь підвищення тиску однокаскадного двигуна змінюється з 14 до 17, тоді як для випадку вільного газогенератора це зміна від 15 до 15.5 на номінальній потужності.

Таким чином, ККД однокаскадного двигуна при роботі з постійною потужністю при зменшенні температури падає, а ККД двигуна з вільною силовою турбіною при зменшенні температури не змінюється (падає, але не настільки значно).

**Висновки.** Підігрів повітря на вході в ВМД при температурах зовнішнього повітря нижче  $0^{\circ}\text{C}$  корисний і для підвищення ККД у разі однокаскадного двигуна та для нормальної роботи систем очищення повітря.

Якщо двигун повинен працювати в умовах холодного клімату, він повинен бути спроектований на низькі температури (наприклад, на  $-15^{\circ}\text{C}$ ). У цьому випадку його ККД буде вищим.

Слід розрізняти номінальну температуру зовнішнього повітря, на яку двигун спроектований і ту, яка є практично. Оптимальний режим коли фактична температура на вході збігається з номінальною.

Зниження температури зовнішнього повітря не викличе підвищення ККД під час роботи з постійною потужністю.

Потужність, споживана компресором при зниженні температури зовнішнього повітря, збільшується внаслідок збільшення витрати повітря в однокаскадному генераторному двигуні на постійній швидкості обертання. У двигуні з окремим газогенератором спроба компресора збільшити потужність викликає зниження швидкості обертання.

Наведена швидкість обертання компресора двигуна з вільної силової турбіною виявляється стабілізована. Зменшення вимірної швидкості обертання при зниженні температури зовнішнього повітря компенсується операцією приведення.

При зниженні температури зовнішнього повітря наведена витрата повітря в компресорі підвищується. Це підвищення значно в однокаскадному двигуні і менш значно в двигуні з вільною силовою турбіною. Отже, зі зниженням температури ККД двигуна падає. Для двигуна з вільною силовою турбіною це падіння не таке значне.

### Література

1. Тарасенко А.И. Широкодиапазонная динамическая модель ГТД [Текст] / А.И. Тарасенко А.А Тарасенко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 9 (96). – С. 243–247.
2. US 3159487 Steam turbine-gas turbine power plant. [Text] / J.L. Mangan, T.J. Hiniker // 1963.

## **СХЕМА ПОТУЖНОГО БЛОКУ НА ОСНОВІ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА ДЛЯ АВТОНОМНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ, ЯКА ПРАЦЮЄ В УМОВАХ ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУРИ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ**

**Тарасенко О. І.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри кондиціювання та рефрижерації  
E-mail: taleks333@gmail.com

**Литош О. В.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри кондиціювання та рефрижерації  
E-mail: vlitosh17@gmail.com

*Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова,  
м. Миколаїв, Україна*

Авторами розроблено методику [1], що дозволяє отримати залежність ККД двигуна на часткових режимах при заданій температурі повітря на вході.

Розрахунки показали, що ККД однокаскадного двигуна під час роботи з постійною потужністю при зменшенні температури зовнішнього повітря падає, а ККД двигуна з вільною силовою турбіною при зменшенні температури зовнішнього повітря не змінюється.

Газотурбінний двигун доцільно використовувати на електростанціях які працюють у якості ТЕЦ (тепло електричної централі). Це означає, що газотурбінний двигун має у своєму складі ТУК (тепло утилізаційний контур) який має утилізаційний котел, парову турбіну і водонагрівач, який відіграє роль конденсатора. З метою одержати значний ресурс газотурбінний двигун може бути де форсований.

При зниженні температури повітря на вході в газотурбінний двигун ефективність роботи ГТД с ТУК знижується. З метою підвищення ефективності роботи ГТД с ТУК повітря на вході слід підігрівати гарячою (70оС) водою з водонагрівача за допомогою встановленого на вході в ГТД підігрівача повітря. Слід відзначити, що схема ГТД з вільною силовою турбіною менш вразлива до зниження температури повітря на вході в ГТД дозволяє підвищити швидкість обертання компресорів (при одно каскадній схемі швидкість обертання компресорів дорівнює 3000 об/мін). Підвищення швидкості обертання компресорів і турбін зменшить їх розмір і металоємність що знизить вартість ГТД.

При використанні схеми ГТД з вільною силовою турбіною виникають наступні проблеми:

1. Запуск ГТД. При одно каскадній схемі запуск здійснюється генератором який працює в режимі двигуна (потрібен спеціальний генератор). Це важко зробити при автономному режимі роботи станції.

2. Аварійне відключення ГТД при раптовому відключенні загрузки на генераторі. При одно каскадній схемі утримати ГТД на режимі холостого ходу відносно легко.

3. Осеві зусилля в вільній силовій турбіні. При одно каскадній схемі осеві зусилля турбіни і компресора значно компенсовані.

З метою спрощення ГТД доцільно здійснити привід компресора низького тиску від парової турбіни ТУК. Така схема дозволить здійснити запуск ГТД за допомогою компресора низького тиску і автономно працюючого утилізаційного котла.

У випадку автономної роботи електростанції підтримати роботу утилізаційного котла і задовольнити власні нужди електростанції можливо допоміжним дизель генератором відносно малої потужності.

У разі раптового відключення загрузки на генераторі треба підключити до генератора баластний опір який утилізує 5 Мега Джоуль енергії на кожні 10 МВт потужності [3]. Підключення баластного опору здійснюється через 0.5–1 секунди після відключення загрузки на генераторі на 1–2 секунди.

### Література

1. Тарасенко А.И. Широкодиапазонная динамическая модель ГТД [Текст] / А.И. Тарасенко А.А Тарасенко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 9 (96). – С. 243–247.
2. US 3159487 Steam turbine-gas turbine power plant. [Text] / J.L. Mangan, T.J. Hiniker // 1963.
3. Тарасенко О.І. Патент України на винахід № 97058. Спосіб аварійного захисту газотурбінного двигуна від перевищення частоти обертання силової турбіни. – 2011 бюл. № 24.

## EXERGY LOSS ANALYSIS IN WASTE HEAT RECOVERY BOILERS FOR EXHAUST GASES

**Victoria Kornienko**, Ph.D., Associate Professor

E-mail: kornienkovika1987@gmail.com

*Kherson Educational and Research Institute,  
Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Kherson, Ukraine*

The operating efficiency of the ship power plant (SPP) largely depends not only on the perfection of the processes occurring

in its elements, but also on the degree of heat utilization lost with exhaust gases and coolants. For most modern internal combustion engines (ICE) used as main engines on ships, the total heat loss to the environment amounts to up to 50 % of the heat released in the cylinders during fuel oil combustion. Their utilization does not change the efficiency of the diesel engine, but it allows reducing the overall fuel consumption of the SPP and increasing the efficiency of its operation. Currently, most ships are equipped with installations for using the heat of exhaust gases of ICEs – to produce steam in the exhaust gas boiler (EGB), and the heat of their cooling water – to obtain fresh water from sea water in vacuum evaporation plants [1].

A rational, justified choice of the types and characteristics of these auxiliary installations at the stages of design or modernization of the SPP can indicate a significant impact on increasing the operating efficiency of the SPP [2].

The task of managing the efficiency of a power plant comes down to finding an indicator that reflects the relationship between the complete use of fuel thermal energy and the noted operational parameters. The main final objectives of any method of thermal efficiency of SPP elements is to determine the degree of thermodynamic perfection of heat use and transfer. Its results can be used to develop measures to reduce fuel consumption and heat loss. All this confirms the advisability of using simplified and unified indicators to assess the thermal efficiency of processes in the elements of the power plant with the developed use of waste heat from ICEs so that the indicators themselves represent the simplest connection of homogeneous coefficients. That is using the exergy method. Low-temperature economizers are used to increase the efficiency of exhaust gas heat recovery. These installations use the heat of condensation of sulfuric acid vapor and water in the exhaust gases [3].

The aim of research is to analyze the effect of exergy losses, when using the available heat of exhaust gases in the EGB.

According to [1, 3], the equation can be used to determine the entropy of the exhaust gases  $\Delta s_g$  on the gas temperature at the inlet  $t_{in}$  and outlet  $t_{out}$  of EGB:

$$\Delta s_g = 0.0037 \cdot (t_{in} - t_{out}) - 5.0117 \cdot 10^{-6} \cdot (t_{in}^2 - t_{out}^2) + 3.931 \cdot 10^{-9} \cdot (t_{in}^3 - t_{out}^3). \quad (1)$$

In Fig. 1,*a* is presented a dependence showing the relationship Eq. 1. Data processing by the methods described above made it possible for the two-factor dependence shown in Fig. 1,*b*.

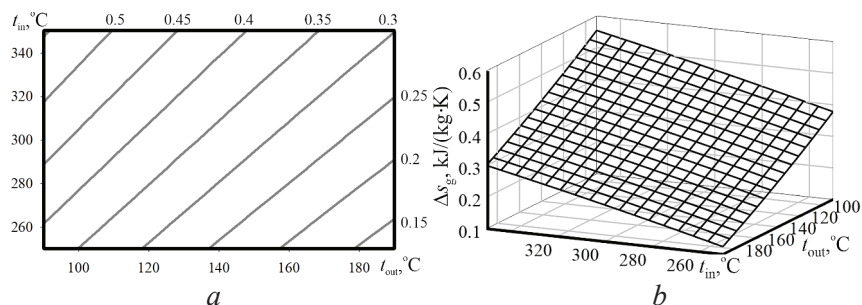


Fig. 13. Dependence (*a*) and two-factor dependence (*b*) of the entropy of gases of EGB on the exhaust gas temperature at the inlet and outlet of EGB

The correlation equation reflecting the surface shown in Fig. 1,*b* has the form:

$$\Delta s_g = 0.0942 - 2.6451 \cdot 10^{-3} t_{in} - 3.4763 \cdot 10^{-3} t_{out} - 1.4714 \cdot 10^{-6} t_{in}^2 + 3.3622 \cdot 10^{-6} t_{out}^2. \quad (2)$$

Analysis of the data presented in Fig. 1,*b* shows that in the case of a decrease the temperature in outlet of EGB  $t_{out}$  from 160 °C to 90 °C the entropy of gases  $\Delta s_g$  increases: at  $t_{in} = 250$  °C – by 1.73 times, at  $t_{in} = 350$  °C – by 1.4 times, at  $t_{in} = 300$  °C – by 1.53 times.

An equation was used to analyze the effect of ambient temperature  $t_{os}$  on exergy losses associated with the release of gases from the EGB  $t_{out}$  [1, 3]:

$$\Delta s_g = 0.0037 \cdot (t_{out} - t_{os}) - 5.0117 \cdot 10^{-6} \cdot (t_{out}^2 - t_{os}^2) + 3.931 \cdot 10^{-9} \cdot (t_{out}^3 - t_{os}^3). \quad (3)$$

Fig. 2,*a* shows graphs of changes in the entropy of gases leaving the EGB, depending on their temperature and the ambient temperature, calculated using Eq. 3. Data processing by the methods described above made it possible for the two-factor dependence shown in Fig. 2,*b*.

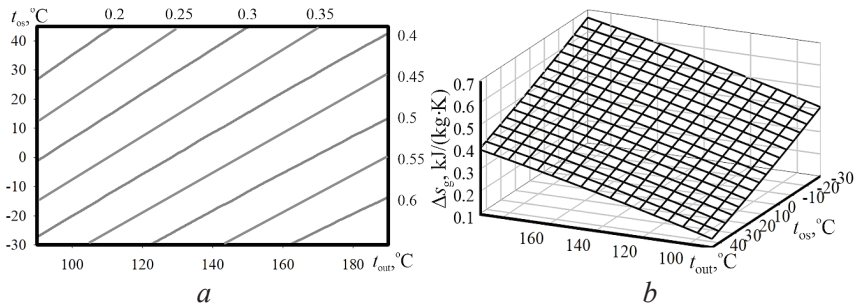


Fig. 2. Dependence (*a*) and two-factor dependence (*b*) of the entropy of gases of EGB on the temperature of air and gases at the outlet of EGB

The correlation equation reflecting the surface shown in Fig. 2,*b* has the form:

$$\Delta s_g = 9.8389 \cdot 10^{-3} + 3.4759 \cdot 10^{-3} t_{out} - 3.7038 \cdot 10^{-3} t_{os} - 3.3607 \cdot 10^{-6} t_{out}^2 + 4.9233 \cdot 10^{-6} t_{os}. \quad (4)$$

As can be seen from the presented dependencies (Figs. 2,*a,b*), the greatest influence on the decrease in entropy has a decrease in ambient temperature. The nature of the change in entropy does not depend on the gas temperature at the outlet of the EGB.

According to [1, 3], the required amount of heat given off by 1 kg of exhaust gas to the EGB water during the vaporization process to determine the value of the specific steam production  $\Delta i_g$ , can be calculated using the equation:

$$\Delta i_g = 1.0032 \cdot (t_{in} - t_{out}) + 8 \cdot 10^{-6} \cdot (t_{in}^2 - t_{out}^2) + 2 \cdot 10^{-7} \cdot (t_{in}^3 - t_{out}^3) - 1 \cdot 10^{-10} \cdot (t_{in}^4 - t_{out}^4). \quad (5)$$

In Fig. 3,*a* shows the curves reflecting the dependence of the specific heat transfer  $\Delta i_g$  by combustion products to water in the EGB on their inlet and outlet temperatures.

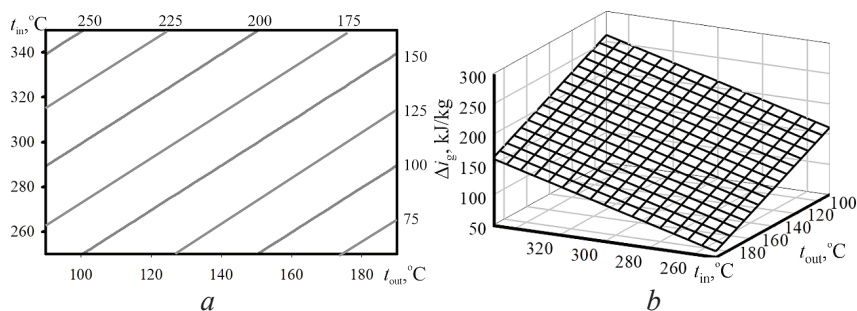


Fig. 3. Dependence of the specific heat transfer by combustion products to water in the EGB on their inlet and outlet temperatures

The processing of the presented dependences (Fig. 3,*b*) by the methods described earlier and the analysis performed showed that to calculate the specific amount of heat transferred to the EGB by exhaust gases to water, a dependence similar to that obtained earlier can be used.

The correlation equation reflecting the surface shown in Fig. 3,*b* has the form:

$$\Delta i_g = 9.5278 \cdot 10^{-13} + 1.0032 \cdot t_{in} - 1.0032 \cdot t_{out}. \quad (6)$$

Analysis of the data presented in Fig. 3,*b* shows that in the case of a decrease the temperature in outlet of EGB  $t_{out}$  from 160 °C to 90 °C the specific steam production  $\Delta i_g$

increases: at  $t_{in} = 250^\circ\text{C}$  – by 1.78 times, at  $t_{in} = 300^\circ\text{C}$  – by 1.64 times, at  $t_{in} = 350^\circ\text{C}$  – by 1.38 times.

Exhaust gas temperature at the inlet of EGB  $t_{in}$ , exhaust gas temperature at the outlet of EGB  $t_{out}$  and steam pressure values were taken constant to study the degree of influence of parameters on the amount of exergy losses of ICE (specific steam productivity).

In Fig. 4 shows the dependence of the values of specific steam productivity  $m_s$  in the EGB on the temperatures of the feed water  $t_w$  and exhaust gases at the inlet of EGB  $t_{in}$  ( $t_{out} = 200^\circ\text{C}$ , steam pressure 0.7 MPa).

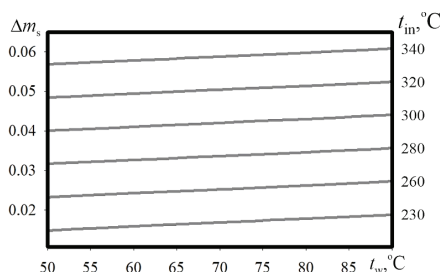


Fig. 4. Dependence of specific steam productivity  $m_s$  in the EGB on the temperatures of the feed water  $t_w$  and exhaust gases at the inlet of EGB  $t_{in}$

The specific steam productivity  $m_s$ , can be calculated using the equation:

$$m_s = -0.091 + 4.2 \cdot 10^{-4} t_{in} + 1.0 \cdot 10^{-4} t_w. \quad (7)$$

In Fig. 5 the dependences of the specific steam productivity  $m_s$  in the EGB on the temperatures of the feed water and exhaust gases at the outlet of EGB are presented. A constant temperature of the exhaust gases at the inlet of EGB is assumed when these dependencies are obtained.

The specific steam productivity  $m_s$ , can be calculated using the equation:

$$m_s = 0.13 - 3.75 \cdot 10^{-4} t_{out} + 1.25 \cdot 10^{-4} t_w. \quad (8)$$

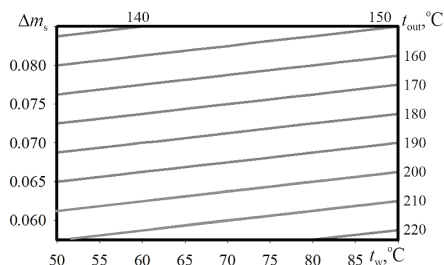


Fig. 5. Dependence of specific steam productivity  $m_s$  in the EGB on the temperatures of the feed water  $t_w$  and exhaust gases at the EGB outlet  $t_{out}$

As can be seen from the presented dependencies (Figs. 4–5), the increase in specific steam productivity for each degree of change in gas temperature depends on the gas temperature at the inlet and outlet of EGB to a greater extent than on the feed water temperature.

This means that using the presented data, having the results of measuring the operating parameters of the EGB in only one mode, it is possible to obtain comprehensive characteristics of the available boiler performance. In comparison with published data from other authors [1, 3], curves and equations were presented for calculating a specific steam production and entropy of gases with decreasing the temperature in the outlet of EGB from 160 °C to 90 °C.

**Conclusion.** The use of the exergy method (entropy method) for the analysis of power plants with the production of thermal energy due to deep heat recovery is justified. In accordance with the task mathematical dependencies were obtained. That make it possible to determine the relationship between the operating conditions of the SPP and the parameters of each coolant. The effect of exergy losses, when using the available heat of exhaust gases in the EGB was analyzed. Analysis of calculation results showed increasing a specific steam production and entropy

of gases with decreasing the temperature in the outlet of EGB from 160 °C to 90 °C.

### References

1. Behrendt, C. Mathematical model of the functioning of a ship power complex with deep heat recovery. Dissertation, 2004.
2. Behrendt, C. Energy efficiency operational indicator of the selected type of polish fleet fishing cutter in dependence of the main engine type. Journal of Physics: Conference Series 2019, 1172(1), 012073.
3. Kornienko, V., Radchenko, R., Korobko, V., Ostapenko, O., Shevchenko, S. Analyzing exergy losses when utilizing the heat of exhaust gases in boiler. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Krytskyi, D. (eds) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2023. ICTM 2023. Lecture Notes in Networks and Systems, 2024, vol. 1008. Springer, Cham.

## RESEARCH OF EXHAUST GAS BOILER CONDENSING HEAT EXCHANGE SURFACES WHEN WATER-FUEL EMULSION COMBUSTION

**Victoria Kornienko**, Ph.D., Associate Professor

E-mail: kornienkovika1987@gmail.com

*Kherson Educational and Research Institute,  
Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Kherson, Ukraine*

The exhaust gas temperature largely determines the economic performance of auxiliary [1] and exhaust gas boilers (EGB) [2]. Its value is determined not only by the course of heat exchange processes in the elements of boilers, the requirements for their weight and size indicators, which is important for ship boilers,

but also by the intensity of thermochemical processes, which take place in the exhaust gas flow and on the heat exchange surfaces (HES) [3] with a temperature below the dew point temperature of sulfuric acid vapor. The minimum value of HES temperature  $t_w$  determines the minimum exhaust gas temperature and, consequently, the economic indicators of their work [4]. It is more difficult to reduce of exhaust gas temperature, since its value (about 160 °C) is determined by the rate of low-temperature corrosion (LTC), which sharply increases at  $t_w = 130^\circ\text{C}$  and reaches the level of the “corrosion peak” ( $K = 1.2$  mm/year) at  $t_w = 110^\circ\text{C}$ , reduces the work reliability of condensing HES [5]. Consequently, the thermochemical processes in the gas ducts of boilers and the LTC intensity significantly limit the possibilities of increasing the efficiency of boiler and the depth of exhaust gases heat utilization of gas turbine [6], gas engines and internal combustion engine [7]. Therefore, any measures to reduce the level of the “corrosion peak” to an acceptable level (about 0.2 mm/year) will provide reliable work of condensing HES, increase the boiler efficiency and fuel saving. It is currently impossible to assess the influence of numerous factors on LTC intensity analytically. Therefore, it is necessary to conduct experimental studies of corrosion processes which take place on condensing HES of EGB at  $t_w$  in the range of 70–150 °C and thermochemical processes which take place in exhaust gas flow before of these HES.

The aim of the research is to investigate experimentally the rate (intensity) of LTC of condensing HES of EGB when water-fuel emulsion (WFE) combusting.

Based on the experimental data [8], the equation of the corrosion rate  $K$  depending on the wall temperature  $t_w$  during the fuel oils ( $W^r = 2\%$ ) combustion was obtained by the approximation method. The polynomial equation was selected:

$$K = 370.16 - 16.582t_w + 0.2905t_w^2 - 2.4863 \cdot 10^{-3}t_w^3 + \\ + 1.0411 \cdot 10^{-5}t_w^4 - 1.7108 \cdot 10^{-8}t_w^5. \quad (1)$$

This equation is obtained for the following characteristics of the corrosion intensity:  $t_w = 70\text{--}150^\circ\text{C}$ ,  $W^r = 2\%$ . Fig. 1 shows the calculated (predicted) values for  $K$  using the fitted model.

In addition to the best predictions, the figure shows: 95 % prediction intervals (pink line) for new observations and 95 % confidence intervals (green line) for the mean of many observations. The prediction and confidence intervals correspond to the inner and outer bounds on the graph of the fitted model. Comparison of the calculated values of the corrosion rate  $K_C$  (equation (1)) from those obtained during the experimental study  $K_E = \delta_K = \pm 15\%$  (Fig. 2).

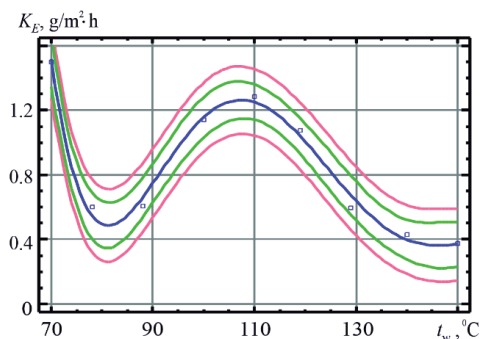


Fig. 1. Experimental dependences of corrosion rate  $K_E$  from wall temperature  $t_w$  during the fuel oils combustion

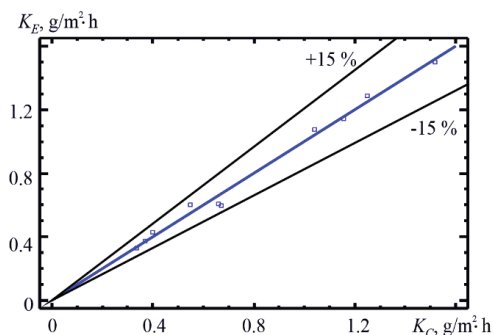


Fig. 2. Comparison of calculated corrosion rate  $K_C$  values with experimental  $K_E$  during the fuel oils combustion

The polynomial equation of the corrosion rate  $K$  depending on the wall temperature  $t_w$  during the WFE ( $W^r = 30\%$ ) combustion was selected:

$$K = 27.342 - 0.9715t_w + 0.013t_w^2 - 7.7595 \cdot 10^{-5}t_w^3 + 1.7254 \cdot 10^{-7}t_w^4. \quad (2)$$

This equation is obtained for the following characteristics of the corrosion intensity:  $t_w = 80\text{--}140^\circ\text{C}$ ,  $W^r = 30\%$ . Fig. 3 shows the calculated (predicted) values for  $K$  with prediction (pink line) and confidence (green line) intervals.

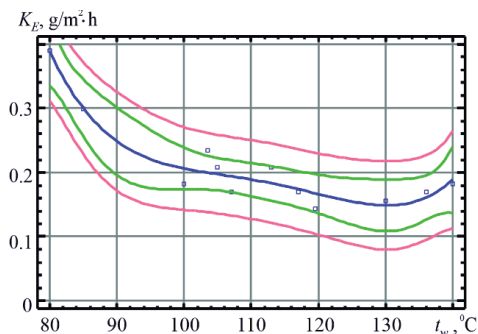


Fig. 3. Experimental dependences of corrosion rate  $K_E$  from wall temperature  $t_w$  during the WFE combustion

Comparison of the calculated values of the corrosion rate  $K_C$  (equation (2)) from those obtained during the experimental study  $K_E$  is  $\delta_K = \pm 20\%$  (Fig. 4).

To assess the reliability of the research results obtained in 2–12 h and the approximating dependencies for predicting the corrosion intensity, control (main) studies were carried out with a long duration: with WFE combustion ( $W^r = 30\%$ ) based on M40 ( $S^r = 1.5\%$ ) and  $\alpha = 2.9$  at  $\tau = 100$  h and with fuel oil M40 combustion ( $W^r = 2\%$ ,  $S^r = 1.5\%$ ) with  $\alpha = 2.9$  at  $\tau = 100$  h (Fig. 5).

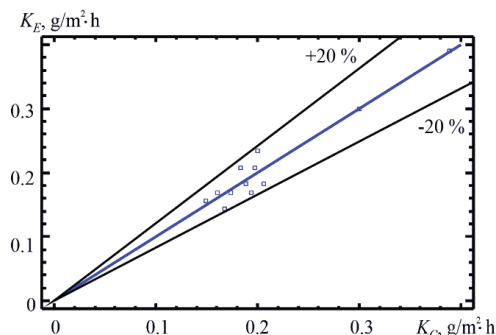


Fig. 4. Comparison of calculated corrosion rate  $K_C$  values with experimental  $K_E$  during the WFE combustion

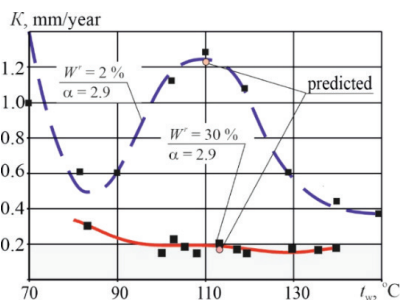


Fig. 5. Dependences of corrosion rate from wall temperature  $K = f(t_w)$

The obtained dependences for the most characteristic modes (Fig. 5) show the decreasing values of  $K$  (the corrosion rate on the HES at the wall temperature  $t_w = 105 - 110^\circ\text{C}$ ) with an increase of the water content of WFE. Comparison of the predicted values obtained for 8 and 100 h of exposure to the exhaust gas flow using regression equations [8] with experimental data (Fig. 1, 3, 5) showed that the discrepancy is within 1–5%.

**Conclusion.** Analysis of literary sources showed that there were no quantitative data of the LTC intensity of EGB condensation surfaces during WFE combustion. The dependences of corrosion rate from wall temperature and values of wall temperature range with minimum corrosion were obtained. The

temperature range of the heating surface at which the LTC rate was at the level of 0.15-0.25 mm/year was determined and consisted from 140 to 70 °C. The range of wall temperatures of HES safe operation within 130 °C down to 70 °C when WFE combustion was determined on the basis of the experimental data that allow for a decrease in the exhaust gas temperature from 150 °C down to 90 °C and an increase in the potential for deep exhaust gas heat utilization as compared with conventional fuel oil combustion. The results of experimental research of condensation economizer approved the appropriate corrosion rate during WFE combustion and provide a good perspective for their application in marine diesel engine waste heat recovery.

### **References**

1. Baldi, S., Quang, T.L., Holub, O., Endel, P. Real-time monitoring energy efficiency and performance degradation of condensing boilers. *Energy Convers. Manag.* 2017, 136, 329–339.
2. Konur, O., Saatcioglu, O.Y., Korkmaz, S.A., Erdogan, A., Colpan, C.O. Heat exchanger network design of an organic Rankine cycle integrated waste heat recovery system of a marine vessel using pinch point analysis. *International J. of Energy Research* 2020, 44(15), 12312–12328.
3. Bohdal, L., Kukielfka, L., Legutko, S., Patyk, R., Radchenko, A.M. Modeling and experimental analysis of shear-slitting of AA6111-T4 aluminum alloy sheet. *Materials* 2020, 13, 3175.
4. Syed, S.M.S., Assmelash, A.N., Gyu, B.C., Young, M.K. Waste heat and water recovery system optimization for flue gas in thermal power plants. *Sustainability* 2019, 11, 1881.
5. Kornienko, V., Radchenko, M., Radchenko, R., Konovalov, D., Andreev, A., Pyrysunko, M. Improving the efficiency of heat recovery circuits of cogeneration plants with combustion of water-fuel emulsions. *Therm. Sci.* 2021, 25, 791–800.
6. Radchenko, M., Radchenko, A., Radchenko, R., Kantor, S., Konovalov, D., Kornienko, V. Rational loads of turbine

inlet air absorption-ejector cooling systems. Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy 2022, 236(3), 450–462.

7. Kornienko, V., Radchenko, R., Radchenko, M., Radchenko, A., Pavlenko, A., Konovalov, D. Cooling cyclic air of marine engine with water-fuel emulsion combustion by exhaust heat recovery chiller. Energies 2022, 15(1), 248.

8. Yang, Z., Kornienko, V., Radchenko, M., Radchenko, A., Radchenko, R. Research of exhaust gas boiler heat exchange surfaces with reduced corrosion when water-fuel emulsion combustion. Sustainability 2022, 14(19), 11927.

## **INCREASE THE EFFICIENCY OF TRANSFORMATION THE GAS ENGINE EXHAUST HEAT IN TWO- STAGE ABSORPTION-ADSORPTION CHILLER**

**Oleksiy Ostapenko<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor  
E-mail: ostapenko.alex89@gmail.com

**Andrii Radchenko<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor

**Serhiy Forduy<sup>1</sup>**, Ph.D.

**Anatolii Pavlenko<sup>2</sup>**, D.E.Sc, Professor

**Anatolii Zubarev<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor

*<sup>1</sup>Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Mykolayiv, Ukraine*

*<sup>2</sup>Kielce University of Technology,  
Kielce, Poland*

Gas engines that operate on natural gas and alternative gaseous fuels (biogas, etc.) are increasingly used in integrated power supply installations [1–3]. Leading manufacturers produce combustion engines as cogeneration modules with standard

heat exchangers to produce hot water or steam through the use of exhaust gas heat, charged air or gas-air mixture, of engine jacket cooling water and lubricating oil [1, 2]. Although the cogeneration modules are easy to be integrated into the heat and cold supply systems, the analysis of the energy efficiency of such trigeneration systems shows the presence of significant heat losses during transformation of cogeneration gas engine module exhaust heat into the cold by the absorption Li-Br chiller caused by a mismatch in the thermal conditions of the absorption Li-Br chiller effective operation and cogeneration gas engine module performance with using the return heat water as a coolant.

So, from the condition of maintaining the thermal state of the gas engine ensuring its reliable operation, the temperature of the heat water from absorption Li-Br chiller which is returned to the cogeneration system of the gas engine as a coolant, is limited by its specification value  $t = 70^{\circ}\text{C}$ . When it exceeds this value the excess heat is discharged into the atmosphere by radiator.

In accordance with the existing scheme, at a return water temperature at the outlet from absorption Li-Br chiller, for example  $75...80^{\circ}\text{C}$ , i.e. above its specification value  $t = 70^{\circ}\text{C}$  for the inlet of the gas engine heat exchangers ensuring the optimum thermal state of the gas engine, some of the return water is cooled in the cooler of the return coolant CRC with the removal of excess heat into the atmosphere through the cooling tower 2 of dry type. It is not advisable to return the excess heat to absorption Li-Br chiller, because of its lower temperature level  $75...80^{\circ}\text{C}$  in comparison with the specification temperature of the hot water at the inlet of absorption Li-Br chiller about  $90^{\circ}\text{C}$ , since the decrease in the temperature of the hot water at the inlet of absorption Li-Br chiller causes falling the efficiency of heat transformation into the cold – reducing the coefficient of performance  $\zeta$ , which is a ratio of the cooling capacity generated to the heat used.

The decrease in the temperature  $\Delta t$  of heating water in absorption Li-Br chiller is usually not more than  $\Delta t = 15^\circ\text{C}$ , at which the temperature of return hot water after the chiller is not lower than  $75^\circ\text{C}$  (with the temperature of hot water at the outlet of gas engine module of  $90^\circ\text{C}$ ) that is higher than the required temperature of coolant at the gas engine inlet  $t = 70^\circ\text{C}$ , which maintains the thermal state of the gas engine at the safe level. So this needs to discharge the excess heat into the atmosphere by the emergency cooling tower 2 of dry type. Due to the heat losses corresponding to the heat extracted into the atmosphere, the thermal coefficients of the heat recovery system of the gas engine are significantly lower than the coefficient of performance of the absorption Li-Br chiller, which causes a substantial decrease in the cooling capacity.

At the same time, using the same absorption Li-Br chiller as a second low-temperature stage is not advisable, since when the temperature of the heating water is lowered, the cooling capacity of the chiller is greatly decrease.

Therefore, in order to exclude these heat losses, an adsorption chiller can be applied as a low-temperature stage thermotransformer after the existing absorption Li-Br chiller. According to manufacturer's data, their adsorption chillers are quite effective at the temperature of the heating water of  $68^\circ\text{C}$ . The scheme of the proposed two-stage absorption-adsorption system of heat utilization is shown in Fig. 1.

According to this scheme, a part of the heat of hot water from the gas engine cogeneration module is transformed into a cold in absorption Li-Br chiller, as in the basic scheme, with lowering its temperature to about  $75^\circ\text{C}$ . Then, a hot water with a temperature of about  $75^\circ\text{C}$  is cooled in adsorption chiller with its temperature drop of about  $8^\circ\text{C}$ , that results in lowering its temperature to about  $67^\circ\text{C}$ . Using in the adsorption chiller a part of about 69 % of the total hot water flow rate, two return water streams with temperatures of  $75^\circ\text{C}$  after absorption Li-Br chiller

and  $67^{\circ}\text{C}$  after adsorption chiller are formed. Their mixing results in the temperature of joint return flow of about  $70^{\circ}\text{C}$  at the inlet of gas engine cogeneration module.

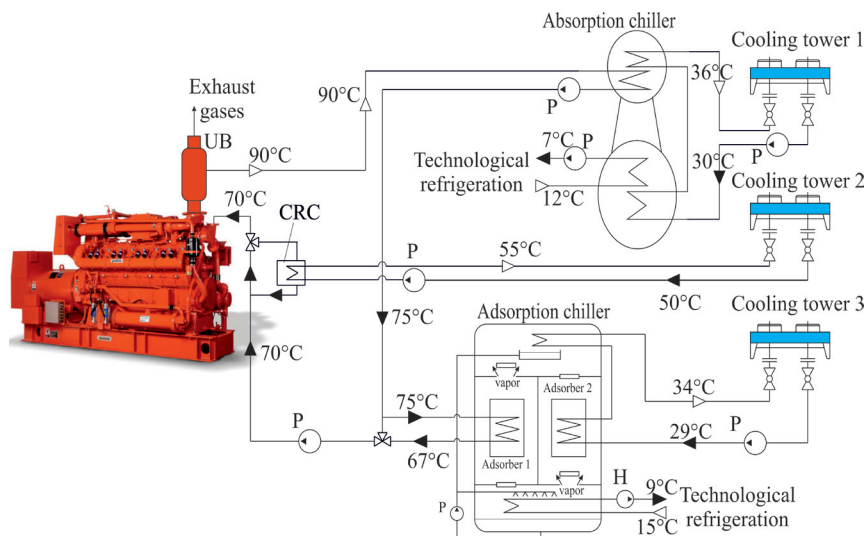


Fig. 1. Scheme of two-stage absorption-adsorption system for exhaust heat of gas engine cogeneration module utilization:

UB – utilization boiler; CRC – cooler of the return coolant;  
P – pump; cooling tower 2 of dry type for emergency heat release

The values of the coefficients of performance for the adsorption and absorption refrigeration machines, as well as the basic and proposed heat utilization systems, are shown in Fig. 2.

Knowing the amount of heat of the hot water used in the chillers, as well as their coefficients of performance, the cooling capacities of both chillers were calculated, as well as their total value for the advanced heat utilization system with two-stage absorption-adsorption chiller (Fig. 3).

**Conclusions.** By utilizing the excess heat of gas engine cogeneration module, that is normally discharged into the

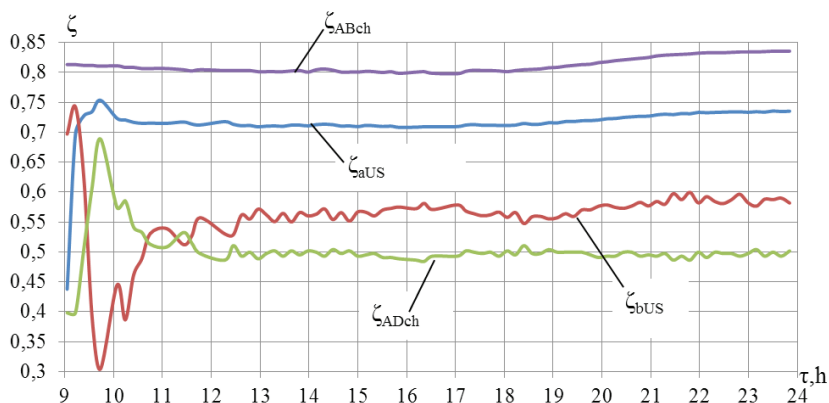


Fig. 2. The values of the coefficients of performance for adsorption chiller  $\zeta_{ADCh}$ , for absorption Li-Br chiller  $\zeta_{ABCh}$ , for the basic utilization system with an absorption Li-Br chiller  $\zeta_{bUS}$  and for the advanced utilization system with two-stage absorption-adsorption chiller  $\zeta_{aUS}$

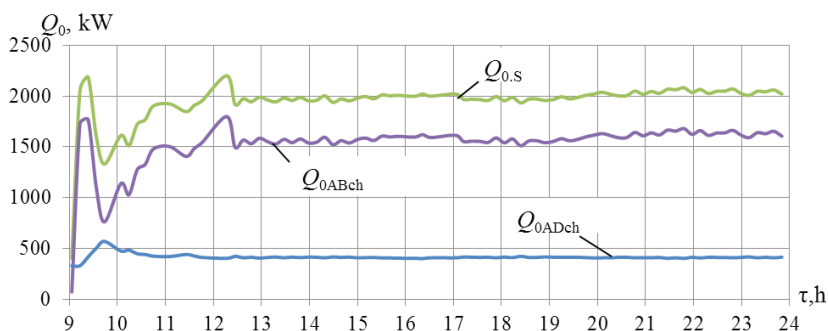


Fig. 3. The values of the total cooling capacity  $Q_{0,s}$  of the advanced gas engine heat utilization system with two-stage absorption-adsorption chiller and absorption Li-Br chiller of the first stage  $Q_{0ABCh}$  ( $t_g = 90^\circ\text{C}$ ) and absorption Li-Br chiller of the second stage  $Q_{0ADCh}$  ( $t_g = 75^\circ\text{C}$ )

atmosphere, in the advanced heat utilization system with two-stage absorption-adsorption chiller, an increment of about 20 % in the cooling capacity is obtained. Besides, using the adsorption chiller for utilization of low-potential heat of the return hot

water after absorption Li-Br chiller provides an increase of the coefficient of performance for the whole heat utilization system from  $\zeta = 0.5$  for the basic system to  $\zeta = 0.7$  for the advanced utilization system with two-stage absorption-adsorption chiller.

### 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 / T. Elsenbruch. – București, October 28, 2010. – 73 p.
3. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype / G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.
4. New adsorption chiller AdRef-Noa / /Mayekawa Europe – December 2013. – 5 p <http://www.mayekawa.com/>
5. Radchenko R.M., Ostapenko O.V., Esin I.P., Portnoi B.S. [Deep utilization of heat in trigeneration plant for integrated energy supply] *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologija – Aerospace technic and technology*, 2015, no. 1 (118), pp. 99–103.

**СЕКЦІЯ № 4**  
**ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ**  
**ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

---

**ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ**  
**МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТІ**  
**ПРИ ЧИСЛОВОМУ МОДЕЛЮВАННІ ПРОЦЕСІВ**  
**У КАМЕРАХ ЗГОРЯННЯ**  
**ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ**

**Козловський А. В.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри турбін  
[artem.kozlovskiy@nuos.edu.ua](mailto:artem.kozlovskiy@nuos.edu.ua)

*Національний університет кораблебудування*  
*імені адмірала Макарова,*  
*м. Миколаїв, Україна*

**Анотація.** У роботі розглянуто питання вибору моделей турбулентності для числового моделювання нестационарних процесів у низькоемісійних камерах згоряння газотурбінних двигунів. Порівняно результати використання підходів LES та SAS для аналізу характеристик пульсацій тиску, швидкості та температури у робочому об'ємі камери. Встановлено особливості прояву нестійкості горіння та визначено ділянки з максимальною амплітудою пульсацій. Показано, що LES-модель забезпечує точніше відображення внутрішньокамерних процесів, тоді як SAS-підхід характеризується нижчими обчислювальними витратами, але меншою достовірністю результатів.

**Ключові слова:** газотурбінний двигун, камера згоряння, турбулентність, числове моделювання, пульсаційні процеси.

**Вступ.** Одним із пріоритетних напрямів розвитку газотурбінних двигунів (ГТД) є зниження рівня викидів шкідливих речовин та підвищення їхньої паливної ефективності. Камера згоряння ГТД є ключовим елементом, де відбуваються складні нестационарні процеси, включно з турбулентною взаємодією потоків, тепло- та масообміном і хімічними реакціями [1, 2]. Однією з основних проблем є виникнення режиму пульсаційного горіння, що може призвести до вібраційних навантажень, пошкоджень або руйнування елементів двигуна [3–5].

Стабілізація процесів у низькоемісійних камерах згоряння потребує глибокого аналізу нестационарних режимів та вибору адекватних моделей турбулентності [6]. Попри значну кількість наукових робіт, питання достовірності прогнозу пульсаційних процесів залишається відкритим. Тому актуальним є проведення порівняльного дослідження різних підходів до числового моделювання турбулентності.

**Мета та завдання дослідження.** Метою роботи є порівняння моделей турбулентності при моделюванні процесів у камері згоряння ГТД та визначення їхньої придатності для відображення нестационарних характеристик.

Для досягнення мети вирішувалися такі завдання:

- здійснити моделювання процесів у камері згоряння із застосуванням LES та SAS;
- визначити поля тиску, температури та швидкості;
- проаналізувати зони формування найбільших пульсацій;
- оцінити достовірність і доцільність використання кожної моделі.

**Методика.** Дослідження виконано з використанням інструментів обчислювальної гідродинаміки (CFD). Для моделювання обрано геометричну модель 1/16 частини низькоемісійної камери згоряння. У розрахунках застосовано LES (Large Eddy Simulation) та SAS (Scale-Adaptive Simulation), що дозволило дослідити вплив вибору моделі турбулентності на результати прогнозування параметрів робочого процесу.

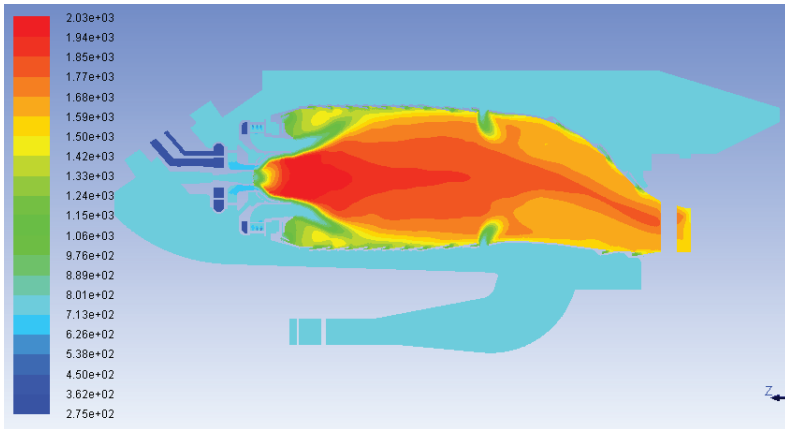
**Основні результати.** Числове моделювання процесів у низькоемісійній камері згоряння із застосуванням підходів LES та SAS показало суттєву залежність результатів від обраної моделі турбулентності. При використанні LES вдалось відтворити деталізовану структуру потоку з чітким формуванням зон рециркуляції, особливо у центральному вихорі жарової труби. У цій області спостерігалася значна турбулентна активність, що визначає стабільність процесів горіння. SAS-модель, у свою чергу, демонструвала більш протяжну зону зворотних потоків, однак рівень пульсацій у ній був значно меншим, ніж у випадку LES, що свідчить про часткове згладжування реальної картини.

Розрахунки пульсацій швидкості підтвердили, що LES точніше описує їх розвиток у критичних зонах — на виході з завихрювачів та в отворах підведення вторинного повітря. SAS показала зменшені амплітуди відхилень, що знижує достовірність моделі у прогнозі турбулентних характеристик. Аналогічна ситуація спостерігалася і для пульсацій тиску: за LES амплітуда коливань досягала 15 кПа, тоді як SAS прогнозувала лише близько 10 кПа. Обидві моделі вказали на концентрацію максимальних пульсацій у другій половині жарової труби, але LES дала значно більш реалістичні оцінки їх величини.

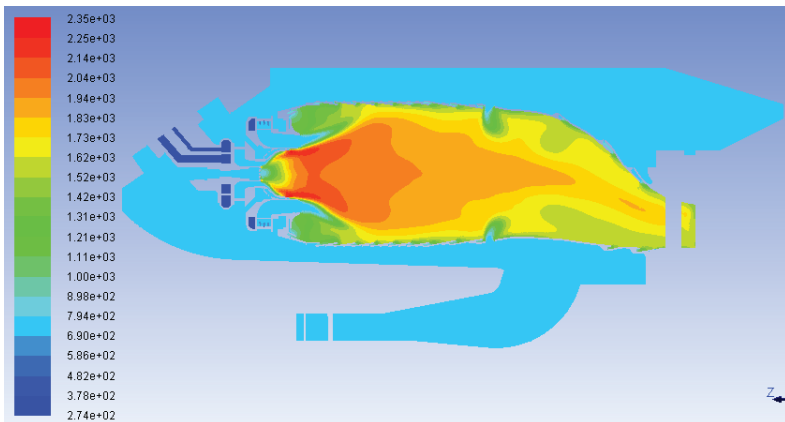
При аналізі температурних полів (рис. 1) встановлено, що SAS-модель прогнозувала максимальні температури в центральному завихрювачі приблизно на 300 °C вищі за результати LES. Це свідчить про певні похибки SAS у відтворенні теплових процесів. Натомість LES забезпечила більш збалансоване відображення теплового стану робочої області.

Додатковий спектральний аналіз підтвердив переваги LES-моделювання: для цього підходу було виявлено виражений пік пульсацій статичного тиску з частотою 189 Гц та амплітудою понад 2,6 кПа, а також другорядні піки на частотах 151, 353 та 580 Гц. SAS показала основний пік на частоті

227 Гц із суттєво нижчою амплітудою ( $\sim 1$  кПа) та декілька другорядних коливань у діапазоні 30–140 Гц, що не відображають повною мірою характерних коливальних процесів у камері згоряння.



*a*



*б*

Рис. 1. Поле середньої за часом температури в камері згоряння з використанням різних моделей турбулентності:

*a* – LES; *б* – SAS

Таким чином, результати числового аналізу свідчать, що LES-модель значно точніше передає динаміку нестационарних процесів, забезпечує коректне прогнозування зон виникнення критичних пульсацій та дозволяє ідентифікувати характерні частоти, небезпечні з точки зору резонансних явищ. SAS-модель може бути використана для попередніх розрахунків завдяки меншій обчислювальній складності, проте вона суттєво занижує амплітуди пульсацій і завищує температурні параметри, що робить її менш придатною для точного інженерного аналізу. Отримані дані підтверджують доцільність використання LES-підходу під час проєктування та вдосконалення низькоемісійних камер згоряння газотурбінних двигунів.

#### **Висновки:**

1. Вибір моделі турбулентності суттєво впливає на результати числового аналізу процесів у камерах згоряння ГТД.
2. LES-підхід є більш точним для дослідження нестационарних режимів, проте потребує значних обчислювальних ресурсів.
3. SAS-модель економічніша з точки зору розрахунків, але показує занижені значення амплітуд пульсацій, що знижує її надійність.
4. Отримані результати можуть бути використані при проєктуванні та модернізації низькоемісійних камер згоряння з метою підвищення їхньої стабільності та ефективності.

#### **Література**

1. Сербін, С.І., & Козловський А.В., Вілкул С.В., & Діасамідзе Б.Т. (2025). Експериментальні дослідження енергетичних характеристик плазмохімічного інтенсифікатора. *Збірник наукових праць НУК імені адмірала Макарова*, 1(499), 76–82. [https://doi.org/10.15589/znп2025.1\(499\).11](https://doi.org/10.15589/znп2025.1(499).11).
2. Сербін, С.І., & Козловський А.В., Вілкул С.В., & Діасамідзе Б.Т. (2025). Експериментальні дослідження плазмового

інтенсифікатора для двопаливної камери згоряння газотурбінного двигуна. *Авіаційно-космічна техніка і технологія. Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут»*, 3(203), 40–48. <https://doi.org/10.32620/akt.2025.3.04>.

3. Serbin, S., Kozlovskyi, A., & Burunsuz, K. (2023). Influence of plasma-chemical products on process stability in a low-emission gas turbine combustion chamber. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, 40(2), 203–213. <https://doi.org/10.1515/tjj-2020-0046>.

4. Serbin, S.I., Kozlovskyi, A.V., & Burunsuz, K.S. (2016). Investigations of nonstationary processes in low emissive gas turbine combustor with plasma assistance. *IEEE Transactions on Plasma Science*, 44(12), 2960–2964. <https://doi.org/10.1109/TPS.2016.2620983>.

5. Сербін, С.І., & Козловський А.В. (2021). Підвищення стійкості низькоемісійної камери згоряння газотурбінного двигуна. *Збірник наукових праць НУК імені адмірала Макарова*, 4(487), 7–13. [https://doi.org/10.15589/znp2021.4\(487\).2](https://doi.org/10.15589/znp2021.4(487).2).

6. Сербін, С.І., & Козловський А.В. (2025). Вибір моделі турбулентності для числового аналізу нестационарних процесів в газотурбінних камерах згоряння. *Збірник наукових праць НУК імені адмірала Макарова*, 2(500), 111–118. [https://doi.org/10.15589/znp2025.2\(500\).16](https://doi.org/10.15589/znp2025.2(500).16).

## **INCREASING THE FUEL EFFICIENCY OF MARINE DIESEL ENGINE BY DEEP WASTE HEAT RECOVERY ON THE ROUTE LINE**

**Roman Radchenko<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor  
E-mail: nirad50@gmail.com

**Andrii Andreev<sup>3</sup>**, Ph.D., Associate Professor

**Zongming Yang<sup>2</sup>**, Ph.D.

**Guozhi Bao<sup>2</sup>**, Ph.D.

**Sergii Serogin<sup>1</sup>**, Ph.D. Student

*<sup>1</sup>Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Mykolayiv, Ukraine*

*<sup>2</sup>Jiangsu University of Science and Technology,  
Zhenjiang, China*

*<sup>3</sup>Educational and Research Institute,  
Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Kherson, Ukraine*

**Introduction.** The operation conditions of ship low-speed diesel engines are characterized by a significant change in the ambient temperature during the voyage and corresponding temperatures of air at the inlet of turbocharger (TC) and the scavenge air after the TC. At high temperatures of outboard seawater the scavenge-air coolers (SAC) are not able to maintain a scavenge air temperature at the low temperature level sufficient for damping elevated air temperatures at the inlet of TC and to provide the engine operation at a stable air temperature at the intake to the working cylinders, which would ensure high fuel efficiency of the engine.

According to the manufacturers of ship low-speed engines “MAN” and “Wartsila” [1–3], an increase in air temperature at the inlet of TC by 10°C causes an increase in specific fuel

consumption  $b_e$  by 0.2...0.7 %, and similarly, an increase in the scavenge air temperature after SAC leads to an increase in specific fuel consumption  $b_e$  by approximately 0.5 % and a corresponding decrease in the efficiency  $\eta_e$  of engines which poses the acute problem of complex cooling of the engine cyclic air: at the inlet of TC and scavenge air at the inlet of the engine cylinders.

At the same time, with an increase in the temperature of ambient air and outboard water for cooling scavenge air, the heat, removed from the scavenge air and exhaust gases, increases. So it is quite expedient to utilize it with a waste heat recovery chiller to reduce the temperature of engine intake air and scavenge air at the inlet of engine cylinders. The use of low-boiling fluids (LBF) in the waste heat recovery chiller provides deep cooling of engine cyclic air.

Additional energy saving by utilizing the exhaust heat in internal combustion engines (ICE) of the ship power plants (SPP) allows to save fuel. This, accordingly, leads to reduction of harmful substances emissions into the atmosphere. That is why it is important to ensure a maximum utilization of the heat losses of main engine (ME). Due to significant decreasing of exhaust gas temperature of modern ICE and sharp increasing the low-temperature corrosion (LTC) rate (up to 1.5 mm/year at wall temperatures below 130 °C with the combustion of sulfur fuels with water content  $W^r = 2$  %), decreasing of exhaust gas boilers (EGB) steam capacity and depth of gas heat utilization has taken place.

The level of combustion fuel heat utilization can be increased by deep cooling of combustion products below the dew point temperature, due to the maximum utilization of not only the gas sensible heat, but also the latent heat of sulfuric acid vapor, which are contained in them. The condensation of sulfuric acid vapor limits the exhaust gas temperature at the wall temperatures below a dew point temperature of sulfuric acid vapor  $H_2SO_4$ .

Therefore, decreasing of the LTC intensity at the surface temperature below a dew point temperature of sulfuric acid vapor  $\text{H}_2\text{SO}_4$  is practically the only possibility of reducing the EGB exhaust gas temperature and improving ecology and economy of SPP.

**Literature Review.** A lot of investigations are devoted to development of resource and energy saving and emissions reduction technologies [4–7]. Various ways of cooling the cycle air of engines by conversion of waste heat with refrigerant Ejector Chiller (ECh) have been investigated as the most simple in design and reliable in operation so as more complex Absorption Lithium-Bromide Chiller (ACh) [8].

The cooling air systems both for intake air of the TC and scavenge air of low-speed engines by the conversion of the waste heat of exhaust gases and scavenge air by waste heat recovery chillers were proposed and the efficiency of this direction in marine power engineering was shown [8].

However, the problem of complex cooling of cyclic air (air at the intake of TC and scavenge air) of the low-speed engines of cogeneration type by using as a source of relatively low-grade water heat of the heat supply system (with a temperature of about  $90^\circ\text{C}$ ) is still unsolved. Because of the insufficiently high efficiency of conversion of the hot water heat compared with steam, the resulting cooling capacity may not be sufficient for complex cooling air at the engine intake air and scavenge air, that raises the problem of the rational distribution of heat loads between cooling circuits (subsystems) for chilling the engine intake and scavenge air and the need for the use of the waste heat recovery chiller of various types.

According to data of [9, 10] heat loss of exhaust gases represents a high proportion of the total heat loss of combustion engines, turbines and boilers in power stations and SPP. The Rankine cycle system can convert the exhaust gas heat to electricity and improve the unit efficiency [11]. Authors [12] introduced the

technique of exhaust gas heat utilization in gas cogeneration unit based on absorption heat exchange. The heat exchangers used to heat condensation are called low-temperature economizers [13–16] or low-pressure economizers [17]. The condensed acid vapor also glues the ash in exhaust gas, and adheres on heating surface [18], which increases the resistance of exhaust gas flow and heat transfer [19], affecting the units' reliable and economical operation. The experience of using WFE in boilers and diesel engines indicates the undeniable advantages of this type of fuel: the effective specific fuel consumption decreases by about 8 % [20, 21], in the exhaust gases the concentration of nitrogen oxides is significantly reduced in 1,4...3,1 times [22, 23], the concentration of CO – in 1,3...1,5 times [24], smoke – in 1,3...2,4 times [23]. In [25] the influence of parameters of WFE combustion process in existing low capacity boiler plants on the level of formation of nitrogen oxides, carbon monoxide and soot was studied. The analysis of literary sources showed, that there is no quantitative data of LTC intensity of condensing low-temperature heating surfaces (LTHS) of EGB while WFE combustion.

**Research Methodology.** The waste heat recovery refrigerant Ejector Chiller (ECh) is the most simple in design [8]. However, the efficiency of conversion of waste heat into cold in Ejector Chiller (ECh) is relatively low: the coefficient of ECh performance  $\zeta_E = 0.2...0.3$ , which requires a significant amount of heat. A coefficient of performance  $\zeta = Q_0/Q_h$  – is the ratio of generated cold  $Q_0$  to the consumed heat  $Q_h$ , extracted from exhaust gases, scavenge air. At the same time, the efficiency of transformation of heat into cold in quite complex Absorption Lithium-Bromide Chiller (ACh) is two to three times higher:  $\zeta_A \approx 0.7...0.8$ . It would be expedient to use the advantages of each of the chillers: deep cooling of the air to  $t = 7...10^\circ\text{C}$  in the ECh and high efficiency of the transformation of heat into cold in ACh ( $\zeta = 0.7...0.8$ ).

It is obvious that the combined use of ACh and ECh would be optimal. To do this, it is necessary to analyze the efficiency

of the integrated cooling of the cyclic air of the low-speed diesel engines (intake air of the TC and the scavenge air) by transforming the waste heat of exhaust gases and scavenge air into the cold, comparing the necessary cooling capacity and the corresponding heat needs during an actual voyage with the amount of available waste heat of diesel engines (heat of exhaust gases and scavenge air), the results of which reveal a deficit or excess of the available waste heat for each of the methods for cooling the air (by using ECh or ACh), and then reserves for additional cooling of the air (intake air or scavenge air) due to the corresponding excess waste heat.

So, at the first stage of the methodology for determining the thermal capacity of waste heat recovery chiller the comparison of the necessary cooling capacities for complex cooling of cycle air of diesel engines (simultaneously intake air of the TC and the scavenge air) and the corresponding total needs of waste heat of diesel engines with the amount of available heat of exhaust gases and scavenge air or excess of the existing waste heat for each of the methods of air cooling (using ECh or ACh), and then additional reserves of cooling capacity for cooling intake air or scavenge air due to respond accordingly excess waste heat.

The efficiency of engine inlet and scavenge air cooling has been considered for the ship's low-speed diesel engine MAN B&W 6S60MC6.1-TI with economical power output  $N_e = 10$  MW, specific fuel oil consumption (SFOC)  $b_e = 169.8$  g/(kWh) and air consumption 23.9 kg/s under ISO conditions and engine load – NMCR = 90 % [1, 3]. To analyze the parameters of the cooling air system, as well as the characteristics of the main engine with air cooling for changeable ambient conditions the “mandieselturbo” software package was used [3].

For the 6S60MC6.1-TI engine, according to the data of the MAN company (according to the calculations by using “mandieselturbo” software package), cooling inlet air for every 10 °C results in reduction of specific fuel consumption 1.1–1.2 g/(kWh) [3].

Characteristics of the work of the ECh was chosen taking into account the features of cooling air for ship diesel engines: refrigerant – R142b; boiling temperature in the evaporator-air cooler  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ; condensing temperature in a water cooled condenser with seawater –  $t_c = 25\text{--}45^\circ\text{C}$ ; boiling temperature in the generator –  $t_g = 90^\circ\text{C}$ .

Thus, for comparative analysis the following values of coefficient of performance were accepted:  $\zeta = 0.7$  for Absorption Lithium-Bromide Chiller (ACh) and  $\zeta = 0.2$  for Ejector Chiller (ECh) at boiling temperature of the refrigerant R142b in the evaporator  $t_0 = 5^\circ\text{C}$  and in the generator  $t_g = 90^\circ\text{C}$ .

The calculation of the characteristics of the engine with cyclic air cooling was carried out on the operating mode during the voyage of the dry-cargo ship on the route Odessa-Yokogama. The changes in ambient air temperature  $t_a$ , temperature of outboard water  $t_w$ , ambient air absolute humidity  $d_a$  and relative humidity  $\varphi_a$  during the trade route are presented in Fig. 1.

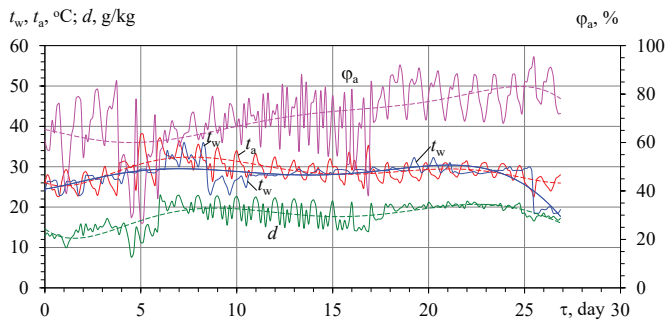


Fig. 1. The changes in ambient air temperature  $t_a$ , temperature of outboard water  $t_w$ , ambient air absolute humidity  $d_a$  and relative humidity  $\varphi_a$  during the trade route Odessa-Yokogama

When climatic conditions change during the trade route, the heat load of the cooling system changes, that is, cooling capacity  $Q_0$  is necessary for cooling the air, as well as the corresponding

heat consumption  $Q_h$ , transformed into cold in waste heat recovery chiller:  $Q_h = Q_0 / \zeta$ .

Characteristics of the ECh performance was chosen taking into account the features of the design and use of air pre-cooling for ship diesel engines: refrigerant – R142b; boiling temperature in the evaporator-air cooler  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ; condensing temperature in a water cooled condenser with seawater –  $t_c = 25\text{--}45^\circ\text{C}$ ; boiling temperature in the generator –  $t_g = 90^\circ\text{C}$ .

Thus, for comparative analysis the following values of coefficient of performance are accepted:  $\zeta = 0.7$  for Absorption Lithium-Bromide Chiller (ACh) and  $\zeta = 0.2$  for Ejector Chiller (ECh).

The investigations of corrosion were carried out at the experimental installation in the Admiral Makarov National University of Shipbuilding. The processing of measurement results for study of corrosion process kinetic was carried out after 2, 4, 8 and 12 hours, based on which the approximation equations were obtained. The verification of approximation equations reliability was carried out on the results of experiment for 100 hours.

**Results.** The cooling capacity  $Q_{0.15}$ , required for cooling the Intake Air of the engine, was calculated based on the decrease in its temperature from the current temperature in the engine room  $t_{a1}$  ( $t_{a1} = t_a + 10^\circ\text{C}$ ) to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  by the value  $\Delta t_{a15}$ . The available cooling capacity was calculated as  $Q_{0(0.7)}$  – during the transformation of the exhaust gas heat  $Q_h$  to cold in ACh ( $Q_0 = Q_h \cdot \zeta$  at  $\zeta = 0.7$ ) and as  $Q_{0(0.2)}$  – during the transformation of exhaust gas heat  $Q_h$  in the ECh (at  $\zeta = 0.2$ ). The heat required for cooling the air at the engine inlet to the temperature  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  in ACh was calculated as  $Q_{h.15(0.7)} = Q_{0.15} / \zeta$  (at  $\zeta = 0.7$ ), and in ECh – as  $Q_{h.15(0.2)} = Q_{0.15} / \zeta$  (at  $\zeta = 0.2$ ).

As it is seen, the value of the available (existing) heat of exhaust gases  $Q_{h.15}$  and scavenge air  $Q_{h22}$  are close to each other  $Q_{h22} \approx Q_{h15} \approx 2.2\text{--}2.6$  MW and their total amount  $Q_{h(15+22)} \approx 4.5\text{--}5.0$  MW is almost twice higher the heat

$Q_{h15+22(0.7)}$ , required for cooling the intake air to a temperature  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and scavenge air in the SACLT to a temperature  $t_{a2} = 22^\circ\text{C}$  in the ACh with a coefficient of performance  $\zeta = 0.7$ , as evidenced by a significant excess of the available heat  $Q_{h15+22(0.7)s} = Q_{h(15+22)} - Q_{h15+22(0.7)} \approx 3,5...4,5$  MW for ACh.

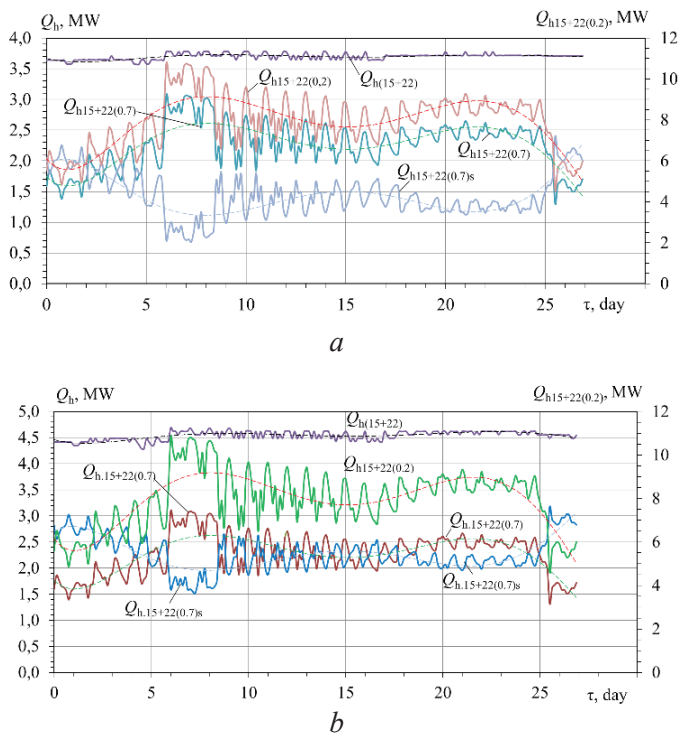
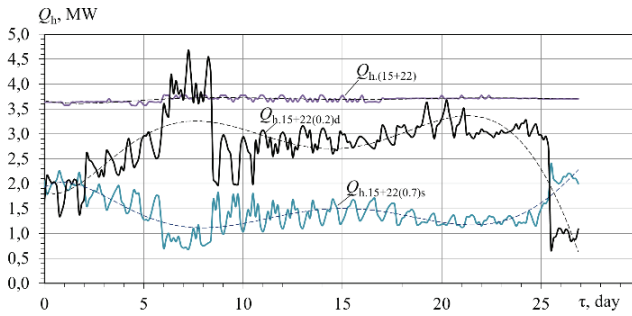
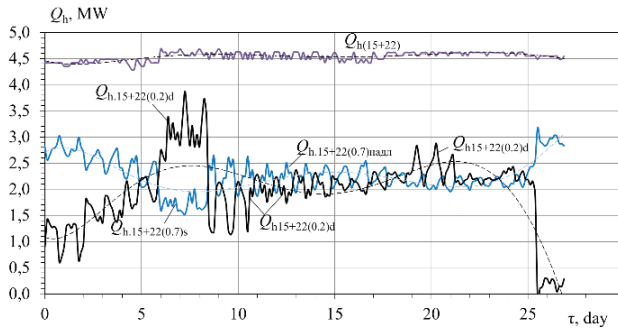


Fig. 2. The current values of available heat of exhaust gases and scavenge air  $Q_{h(15+22)}$ , heat required for cooling the intake air to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and scavenge air in the SACLT to  $t_{a2} = 22^\circ\text{C}$  in the ECh  $Q_{h15+22(0.2)}$  at  $\zeta = 0.2$  (ECh at  $t_h = 90^\circ\text{C}$  and  $t_0 = 5$ ), in the ACh  $Q_{h15+22(0.7)}$  at  $\zeta = 0.7$ , surplus (excess) heat available for ACh  $Q_{h.15+22(0.7)s}$  and heat deficit for ECh  $Q_{h15+22(0.2)d}$  during the voyage Odessa-Yokohama at scavenge air temperatures at the outlet of the SACHT  $t_{h2}$ :  $a - t_{h2} = 140^\circ\text{C}$ ;  $b - t_{h2} = 110^\circ\text{C}$

At the same time, the total amount of available heat of exhaust gases and scavenge air  $Q_{h(15+22)}$  is almost half the heat  $Q_{h15+22(0.2)} \approx 9$  MW, necessary for cooling the intake air to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and Scavenge Air in a SACHT to  $t_{a2} = 22^\circ\text{C}$  in a ECh with a coefficient of performance  $\zeta = 0.2$ , as evidenced by a significant deficit of heat  $Q_{h15+22(0.2)d} = Q_{h15+22(0.2)} - Q_{h(15+22)} \approx 3 \dots 4$  MW for the ECh (fig. 3).



a



b

Fig. 3. The current values of the total amount of available heat of exhaust gases and scavenge air  $Q_{h(15+22)}$ , heat required for cooling the intake air to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and scavenge air in the SACHT to  $t_{a2} = 22^\circ\text{C}$  in the ECh  $Q_{h15+22(0.2)}$  at  $\zeta = 0.2$  (ECh at  $t_h = 90^\circ\text{C}$  and  $t_0 = 5$ ), surplus heat available for ACh  $Q_{h,15+22(0.7)s}$  and heat deficit for ECh  $Q_{h15+22(0.2)d}$  during the voyage Odessa-Yokohama at scavenge air temperatures at the outlet of the SACHT  $t_{h2}$ : a –  $t_{h2} = 140^\circ\text{C}$ ; b –  $t_{h2} = 110^\circ\text{C}$

The closeness of heat deficit values for ECh  $Q_{h15+22(0.2)d}$  and excess available heat which is more then required for ACh  $Q_{h.15+22(0.7)s}$  indicates the possibility of their mutual compensation through the joint use of ACh as an effective transformer of heat to cold ( $\zeta = 0.7$ ), however, at less depth of air cooling (up to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$ ), and less effective ECh ( $\zeta = 0.2...0.3$ ) for deeper cooling of the air (to the minimum potential  $t_{a2} = 10^\circ\text{C}$  and even lower).

The values of the available total cooling capacity, which can be obtained due to the total amount of heat of exhaust gases  $Q_{h(15+22)}$  in a ACh  $Q_{0.15+22(0.7)}$  ( $\zeta = 0.7$ ) and in ECh  $Q_{0.15+22(0.2)}$  ( $\zeta = 0.2$ ) as well as the total cooling capacity  $Q_{0.15+22}$ , necessary for cooling intake air of the TC to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and the scavenge air to  $t_{a2} = 22^\circ\text{C}$  with the total decrease in air temperature by the value of  $\Delta t_{a15+22} = \Delta t_{a15} + \Delta t_{a22}$  according to the climatic conditions on the trade route (Fig. 4).

The values of ECh cooling capacity deficit  $Q_{0.15+22(0.2)d} = Q_{0.15+22} - Q_{0.15+22(0.2)}$  and the ACh surplus (excess) cooling capacity  $Q_{0.15+22(0.7)s} = Q_{0.15+22(0.7)} - Q_{0.15+22}$  during the voyage Odessa-Yokohama are presented in Fig. 5.

It should be noted that correlation between the ECh cooling capacity deficit  $Q_{0.15+22(0.2)d} = Q_{0.15+22} - Q_{0.15+22(0.2)}$  and the ACh surplus (excess) cooling capacity  $Q_{0.15+22(0.7)s} = Q_{0.15+22(0.7)} - Q_{0.15+22}$  during the voyage (fig. 5) can be changed by using the surplus cooling capacity of ACh  $Q_{0.15+22(0.7)s}$  (compared with the total cooling capacity  $Q_{0.15+22}$ , necessary for cooling intake air to the temperature  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and scavenge air to  $t_{a2} = 22^\circ\text{C}$ ) for completely eliminating the ECh cooling capacity deficit  $Q_{0.15+22(0.2)d}$ . It can be fulfilled through partial replacement of the ECh cooling capacity with the ACh cooling capacity by using the ECh only for cooling the engine intake air or scavenge air.

By rational redistribution of heat flows of waste heat (exhaust gases and scavenge air) between various types

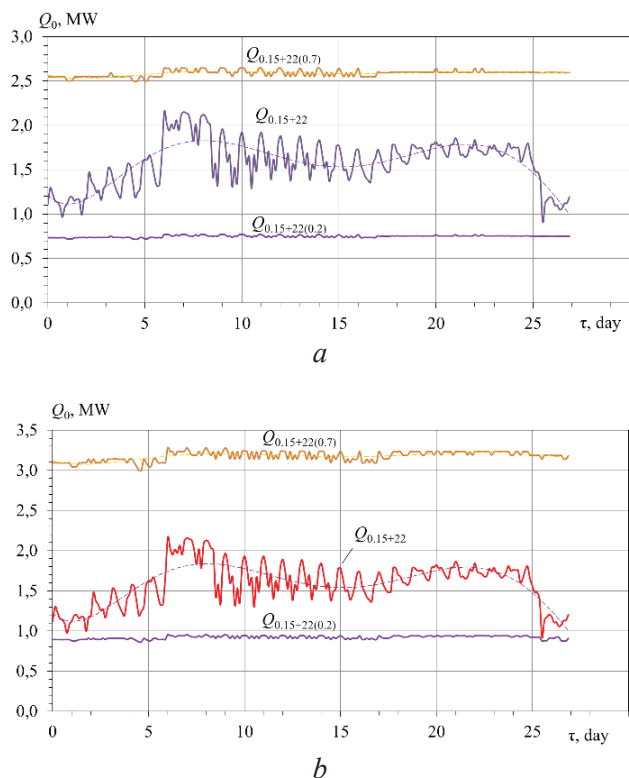
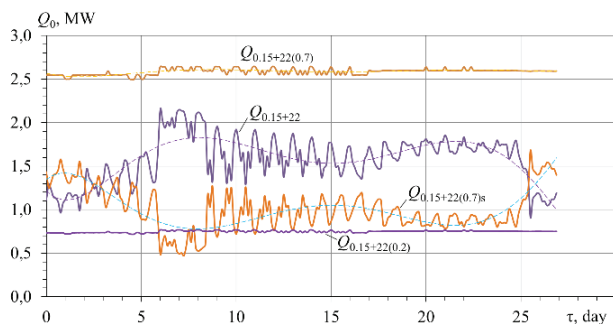
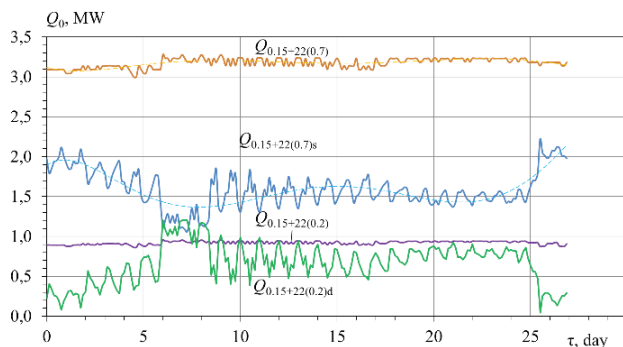


Fig. 4. The values of the available cooling capacity, which can be obtained by using the total amount of heat of exhaust gases  $Q_{h(15+22)}$  in the ACh  $Q_{0.15+22(0.7)}$  ( $\zeta = 0.7$ ) and in the ECh  $Q_{0.15+22(0.2)}$  ( $\zeta = 0.2$ ), as well as the total cooling capacity  $Q_{0.15+22}$ , necessary for cooling the intake air to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and scavenge air to  $t_{a2} = 22^\circ\text{C}$  at scavenge air temperatures at the outlet of the SACHT  $t_{h2}$ :  
 $a - t_{h2} = 140^\circ\text{C}$ ;  $b - t_{h2} = 110^\circ\text{C}$

of waste heat recovery chillers (ECh and ACh), and the cooling capacity obtained by the chillers between the engine intake air and scavenge air cooling, it is possible to ensure simultaneous complex cooling of the cyclic air of the engine and obtain almost double effect in the form of reduced fuel consumption. In this



a



b

Fig. 5. The values of the available total cooling capacity, which can be obtained by using the heat of scavenge air and exhaust gases  $Q_{h(15+22)}$  in the ACh  $Q_{0.15+22(0.7)}$  ( $\zeta = 0.7$ ) and in the ECh  $Q_{0.15+22(0.2)}$  ( $\zeta = 0.2$ ), cooling capacity deficit of the ECh  $Q_{0.15+22(0.2)d} = Q_{0.15+22} - Q_{0.15+22(0.2)}$  and surplus cooling capacity of the ACh  $Q_{0.15+22(0.7)s} = Q_{0.15+22(0.7)} - Q_{0.15+22}$  during the voyage Odessa-Yokohama:  
 $a - t_{h2} = 140^\circ\text{C}$ ;  $b - t_{h2} = 110^\circ\text{C}$

case, the redistribution of heat flows during the actual conversion of waste heat into cold – the ratio of generated cooling capacity  $Q_0$  and heat consumption for its production  $Q_h$  – is determined by the coefficient of performance  $\zeta = Q_0/Q_h$ , that is, by the type of waste heat recovery chiller.

The aggregate effect of complex cooling engine intake air to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and scavenge air to  $t_{a2} = 22^\circ\text{C}$  with a summerised decrease in the cyclic air temperature by  $\Delta t_{a15+22(0.2)}$  can be estimated by the current full reduction of specific  $\Delta b_{e15+22}$  and hourly  $B_{f15+22}$  fuel consumption and corresponding accumulated total reduction of fuel consumption  $\Sigma B_{f.15+22}$  of the low-speed engine 6S60MC6.1-TI during the voyage for the climatic conditions on the trade route Odessa-Yokohama in fig. 6.

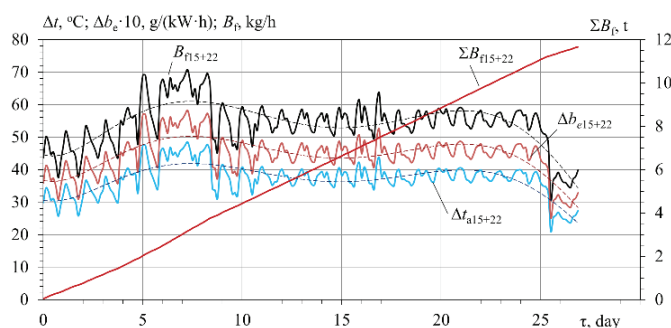


Fig. 6. The current values of the full reduction in specific  $\Delta b_{e.15+22}$  and hourly  $B_{f.15+22}$  fuel consumption due to simultaneously cooling the air at the intake of the TC to the temperature  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and scavenge air to  $t_{a2} = 22^\circ\text{C}$  with a summerised decrease in the cyclic air temperature by  $\Delta t_{a15+22}$  in ACh and ECh and the corresponding accumulated total reduction of fuel consumption  $\Sigma B_{f.15+22}$  of the low-speed engine 6S60MC6.1-TI during the voyage for the climatic conditions on the trade route Odessa-Yokohama

As can be seen, the joint cooling of the intake air of the TC to the temperature  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and the scavenge air to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  ensures the reduction of the specific fuel consumption of the low-speed engine 6S60MC6.1-TI by the value  $\Delta b_{e.15+22} = 4.0 \dots 4.5 \text{ g/(kW}\cdot\text{h)}$  and hourly consumption  $B_{f.15+22} = 50 \dots 60 \text{ kg/h}$  and total fuel consumption  $\Sigma B_{f.15+22} \approx 11 \text{ t}$  during the trade route Odessa-Yokohama.

Based on experimental studies the minimum value of wall temperature is defined (Fig. 7,*a*), at which the permissible speed of LTC at a level of 0.25 mm/year and the minimum value of exhaust gas temperature at exit from EGB are ensured (Fig. 7,*b*). Fig. 7,*b* show that the smallest values of corrosion intensity are observed for large values of water content in water-fuel emulsion 30 %.

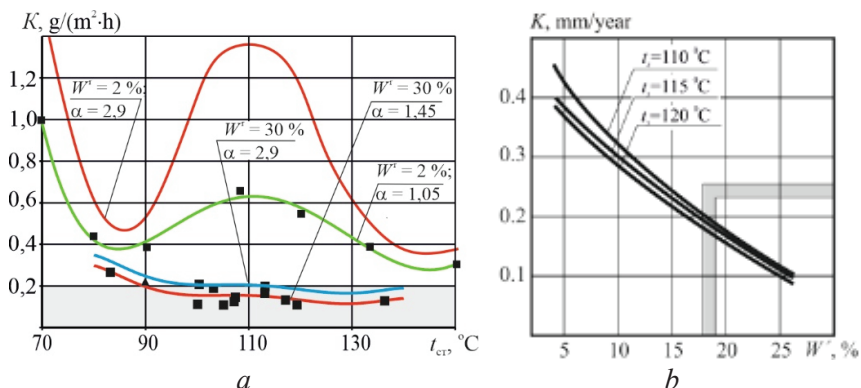


Fig. 7. Correlation of corrosion rate  $K$  from wall temperature (*a*) and water content  $W^r$  in emulsion (*b*)

The wall temperature range of condensing low-temperature heating surface (LTHS) safe operation is determined, which opens opportunities for deep utilization.

When WFE is burnt, the rate of LTC and pollution decreases, which makes it possible to decrease exhaust gas temperature at the outlet from the EGB down to 80...100  $^{\circ}\text{C}$ , to install condensing LTHS (evaporator with pressure  $p = 150$  kPa and section of hot water) in the EGB (Fig. 8).

This scheme can be used in ships (bulk carriers, container ships, refrigerators) and autonomous cogeneration plants (industrial heat and power plants, municipal energy, factory boilers) for combined obtaining of thermal and electric energy.

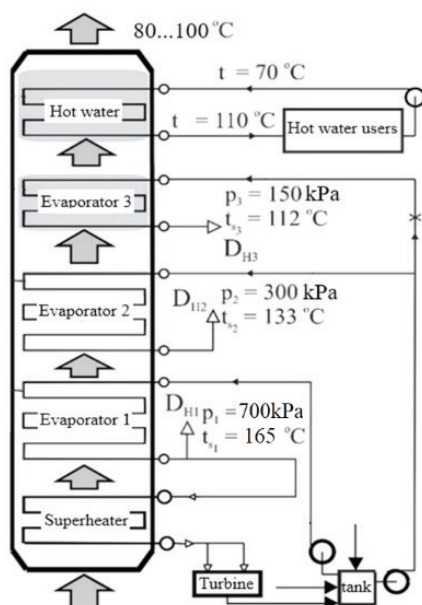


Fig. 8. Improved scheme of heat recovery circuit with condensation heating surface while WFE combustion

Fig. 9 shows the thermal diagrams of two types of EGB.

The calculations showed that using of condensing heating surface in such schemes increases a depth of utilization by 23 % (Fig. 9).

**Conclusions.** The efficiency of joint cooling the Intake Air of the turbocharger and Scavenge Air at the inlet of the working cylinders of the Ship Main Engine of the transport ship by the conversion of the waste heat by an Ejector Chiller and an Absorption Lithium-Bromide Chiller was analyzed. As a source of heat for chillers, water from the heat supply system, obtained from the heat of the Scavenge Air and engine exhaust gases, is used. The reserves to improve the cooling efficiency of the main diesel engine cyclic air through using the chillers of various types were revealed. A new approach to improving the efficiency of cyclic air

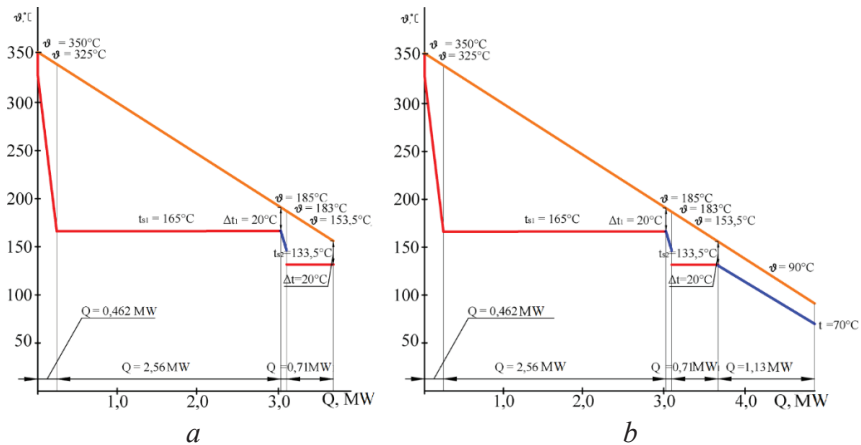


Fig. 9. Thermal diagrams of different schemes of EGB:  
a) two-pressure EGB; b) two-pressure EGB with hot water section (condensing surface)

cooling of the Main Engine of a transport ship has been proposed. Studies show that the smallest values of corrosion intensity are observed for large values of water content in water-fuel emulsion 30 %. The minimum value of wall temperature is determined, at which the permissible speed of low-temperature corrosion at a level of 0.25 mm/year is ensured and the minimum value of exhaust gas temperature at the exit from exhaust gas boiler. The wall temperature range of condensing LTHS that provides their safe operation is determined, which opens opportunities for deep exhaust gas heat utilization.

## References

1. MAN Diesel & Turbo. (2018). MAN B&W Two-stroke Marine Engines. Emission Project Guide Online., available at: [https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/special\\_pg/7020-0145-09\\_uk.pdf](https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/special_pg/7020-0145-09_uk.pdf) (Accessed 9 October 2018)

2. Wartsila. (2017). Wärsilä Environmental Product Guide, Online., available at: <https://cdn.wartsila.com/docs/default-source/product-files/egc/product-guide-o-env-environmental-solutions.pdf> (April 2017).
3. MAN Diesel Turbo. (2019). “CEAS Engine Calculations” Online., available at: <https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas>.
4. 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. In: HTRSE–2018, E3S Web of Conferences 70, 03012, 6 p.
5. Radchenko A., Radchenko M., Konovalov A., Zubarev A. (2018). Increasing electrical power output and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment. In: HTRSE–2018, 6 p. E3S Web of Conferences 70, 03011.
6. Radchenko, M., Radchenko, R., Ostapenko, O., Zubarev, A., Hrych, A. (2019). Enhancing the utilization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration. In: 5th International Conference on Systems and Informatics, ICSAI 2018, pp. 240–244. Jiangsu, Nanjing, China.
7. Radchenko, A., Bohdal, L., Zongming, Y., Portnoi, B., Tkachenko, V. (2020). Rational designing of gas turbine inlet air cooling system. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko’s International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 10 p.
8. Forduy, S., Radchenko, A., Kuczynski, W., Zubarev, A., Konovalov, D. (2020). Enhancing the fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by chilling cyclic air. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko’s International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 10 p.

9. Luo C., Luo K., Wang Y., Ma Z., Gong Y. (2017). The effect analysis of thermal efficiency and optimal design for boiler system. *Energy Procedia*, 105, 3045–3050.

10. Syed Safeer Mehdi Shamsi, Assmelash A. Negash, Gyu Baek Cho and Young Min Kim. (2019). Waste heat and water recovery system optimization for flue gas in thermal power plants. *Sustainability*, 11(7), 1881.

11. Steven, L., Henk, H., Martijn van den, B., Bruno, V., Michel, D. (2015). Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 47, 448–461.

12. Li, F., Duanmu, L., Fu, L., Zhao, X. (2016). Research and application of flue gas waste heat recovery in cogeneration based on absorption heat–exchange. *Procedia Eng.*, 146, 594–603.

13. Levy, E., Bilirgen, H., Hazell, D., Goel, N., Jonas, G., Carney, B. (2012). Performance and cost benefit analyses of condensing heat exchangers for cooling boiler flue gas. In: *Proceedings 2012 Clearwater Clean Coal Conference*, Clearwater, Florida.

14. Baldi, S., Quang, T.L., Holub, O., Endel. P.: Real-time monitoring energy efficiency and performance degradation of condensing boilers. *Energy Conversion and Management* 136, 329–339 (2017).

15. Jeong, K., Kessen, M.J., Bilirgen, H., Levy, E.K. (2010). Analytical modeling of water condensation in condensing heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 53, 2361–2368.

16. Antonescu, N., Stănescu, P.-D. (2017). Parametrical Functioning Study for a Small Boiler Condensing Unit. In: Bode F. et al. (eds) *Sustainable Solutions for Energy and Environment Conference, EENVIRO 2016*. *Energy Procedia*, 112, 563–570. Bucharest, Romania.

17. Fan, C., Pei, D., Wei, H. (2018). A novel cascade energy utilization to improve efficiency of double reheat cycle. *Energy Convers. Manag.*, 171, 1388–1396.

18. Radchenko, M., Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M. (2020). Semi-Empirical Correlations of Pollution Processes on the Condensation Surfaces of Exhaust Gas Boilers with Water-Fuel Emulsion Combustion. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 853–862. Springer, Cham.

19. Kornienko, V., Radchenko, R., Stachel, A., Pyrysunko, M. (2020). Correlations for pollution on condensing surfaces of exhaust gas boilers with water-fuel emulsion combustion. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) *Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 10 p.

20. Miao, Y.C., Yu, C.L., Wang, B.H., Chen, K. (2013). The applied research of emulsified heavy fuel oil used for the marine diesel engine. *Advanced Materials Research*, vol. 779, pp. 469–476.

21. Sugeng, D.A., Ithnin, A.M., Amri, N.S.M.S., Ahmad, M.A., Yahya, W.J. (2017). Water content determination of steam generated water-in-diesel emulsion. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 49(1), 62–68.

22. Baskar, P., Senthil Kumar, A. (2017). Experimental investigation on performance characteristics of a diesel engine using diesel-water emulsion with oxygen enriched air. *Alexandria Engineering Journal*, 56(1), 137–146.

23. Patel, K.R., Dhiman, V. (2017). Research study of water-diesel emulsion as alternative fuel in diesel engine – An overview. *International Journal of Latest Engineering Research and Applications*, 2(9), 37–41.

24. Wojs, M.K., Orlínski, P., Kamela, W., Kruczyński, P. (2016). Research on the influence of ozone dissolved in the fuel-water emulsion on the parameters of the CI engine. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 148, 1–8.

25. Gupta, R.K., Sankeerth, K.A., Sharma, T.K, Rao, G., Murthy, K.M. (2014). Effects of water-diesel emulsion on the

emission characteristics of single cylinder direct injection diesel engine – A review. *Applied Mechanics and Materials*, 592, 1526–1533.

## **SHIP ENGINE INTAKE AIR COOLING BY EJECTOR AND TURBOCOMPRESSOR CHILLERS IN TROPICAL CLIMATE**

**Roman Radchenko**<sup>1</sup>, Ph.D., Associate Professor  
E-mail: nirad50@gmail.com

**Zhang Qiang**<sup>3</sup>, Ph.D.

**Guozhi Bao**<sup>3</sup>, Ph.D.

**Dmytro Konovalov**<sup>2</sup>, D.E.Sc, Professor

**Andrii Andreev**<sup>2</sup>, Ph.D., Associate Professor

<sup>1</sup>*Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Mykolayiv, Ukraine*

<sup>2</sup>*Kherson Educational and Research Institute,  
Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Kherson, Ukraine*

<sup>3</sup>*Jiangsu University of Science and Technology,  
Zhenjiang, China*

**Introduction.** Low-speed diesel engines (LSDE) are the most widespread main engines on the sea ships [1, 2]. A fuel efficiency of diesel engines strictly depends on the temperatures of air at the inlet of engine turbocharger (TC), falling with its raising [3, 4]. A need of engine cyclic air cooling is extremely acute when engines running in tropical climatic conditions [5, 6]. So as the temperatures of exhaust gas are increased too, it is quite reasonable to apply the waste heat recovery technologies [7],

firstly to convert the exhaust gas heat to refrigeration: absorption, refrigeration vapor compression [8, 9] or ejectors [10]. The lithium-bromide absorption chillers (ACh) are high efficient heat transformer with coefficient of performance  $\zeta = 0.6 - 0.7$  [19, 20]. But ACh are characterized by increased dimensions and require a quite large space for ACh unite placement aboard ships, that is a real problem. The refrigeration ejector chillers (ECh) are the most simple in design, generally consist of heat exchangers, easy for distributed arrangements aboard ships. However, their efficiency is comparatively low: their coefficients of performance are approximately 0.2–0.3, that requires a lot of available heat [10]. The turbocompressor chillers (TCCh) [11, 12] are characterized by high coefficients of performance of about 0.7 and comparatively small dimensions, that is of very importance for ship application. But because of high technology of their manufacturing nowadays they are quite expensive. So, the combined application of TCCh and ECh might be considered as a compromised decision of ship main engine intake air cooling problem while running in tropical climatic conditions. Such innovative waste heat recovery technologies would provide efficient operation of ship engine at lowered cyclic air temperatures, fuel saving due to cooling engine intake air and are well implemented for ship application with limited space.

**Literature Review.** Nowadays, it is promising to use technologies that would ensure an increase in fuel and energy efficiency of combustion engines: gas turbines [13, 14], gas reciprocating engines [15], diesel engines [5, 6]. They would provide engine operation with high fuel efficiency through using alternative fuels and water-fuel emulsion [16], green power technologies, afterburning [17], thermochemical recuperation [18], catalytic reduction of NOx [19], waste heat utilization [20, 21], including the use of Organic Rankine Cycle [22, 23], Kalina and Chistyakov-Plotnikov cycles [24, 25], combined utilization [26], engine cyclic air cooling by applying refrigeration [27, 28],

jet technologies [29]. Statistical treatment of data on influence of actual climatic conditions on performance characteristics to determine rational cooling loads [30] are used.

The aim of research is development of innovative system for cooling intake air of the ship main engine based on turbocompressor and ejector chillers using the heat of hot water, obtained by utilizing the heat of the exhaust gas, to provide efficient operation of ship engine at lowered cyclic air temperatures on equatorial voyages and fuel saving as result.

**Research Methodology.** The object of investigation is the system for cooling intake air at the inlet of low-speed two-stroke diesel engine MAN B&W 6G60ME-C9.2 with rated power output of 12800 kW and specific fuel consumption of 176 g/(kWh) as the main ship engine. There are two types of chillers are considered: ejector chiller as the most simple and cheap but with low coefficient of performance  $\zeta = 0.2$ , that requires a large value of waste heat to be converted in refrigeration capacity, and a high efficient turbocompressor chiller with coefficient of performance  $\zeta = 0.7$  using the waste heat of exhaust gas but much more complex in design and expensive.

In order to evaluate the fuel reduction due to engine intake air cooling the CEAS software package of MAN Diesel Turbo was used [4]. According to calculations carried out by the CEAS software package, when cooling intake air for every 1 °C air temperature drop a reduction in specific fuel consumption is  $\Delta b_e / \Delta t = 0.11 \dots 0.12$  g/(kWh°C).

The calculation of the characteristics of the engine intake air cooling systems was carried out on the operating mode during the voyage of the dry-cargo ship from Shanghai to Karachi and return.

The variation in climatic conditions (ambient air temperature  $t_{\text{amb}+5}$  and relative humidity  $\varphi_{\text{amb}}$ ) during the vessel's voyage for climatic conditions on the voyage line "Shanghai (PRC)-Karachi (Pakistan)-Shanghai", 01.07.2019 – 28.07.2019, is presented in Fig. 1.

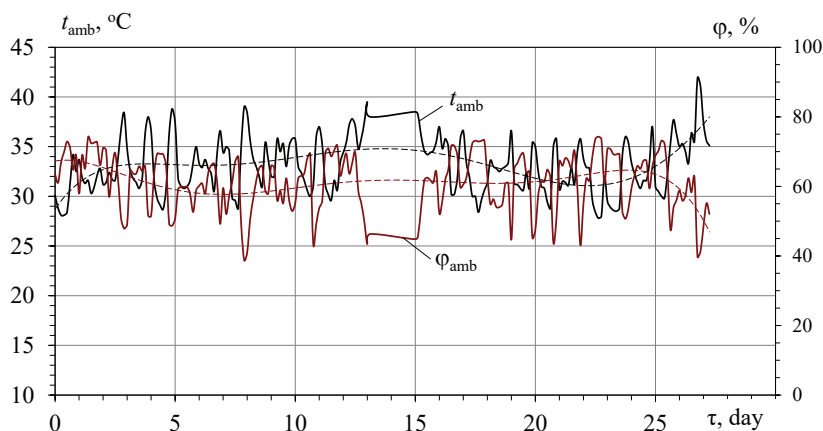


Fig. 1. The variation of temperature  $t_{amb}$  and relative humidity  $\varphi_{amb}$  of ambient along the vessel trade routes “Shanghai-Karachi-Shanghai” (1.07.2019-28.07.2019)

The current temperatures of air at the inlet of engine turbocharger, taking into account a heat influx from engine room surroundings, were calculated as  $t_{amb+5} = t_{amb} + 5^{\circ}\text{C}$ , and decrease of air temperature due to cooling to target chilled air temperatures  $t_{a2} = 15$  or  $10^{\circ}\text{C}$  at the air cooler outlet – as  $\Delta t_{15} = t_{amb+5} - 15^{\circ}\text{C}$  or  $\Delta t_{10} = t_{amb+5} - 10^{\circ}\text{C}$  and from  $t_{a2} = 15^{\circ}\text{C}$  to  $10^{\circ}\text{C}$  – as  $\Delta t_{15-10} = 5^{\circ}\text{C}$ .

The vessel route fuel saving  $\sum B$  is calculated by summarizing the current values  $B$  of fuel reduction on hour by hour basis:  $\sum B = \sum[(\Delta t \cdot \tau) (\Delta b_e / \Delta t) \cdot P_e]$ .

A total refrigeration capacity  $Q_0$ , when cooling engine cyclic air with flow rate  $G_a$ :  $Q_0 = c_a \xi \cdot \Delta t_a \cdot G_a$ , where  $\Delta t_a = t_{amb+5} - t_{a2}$  – decrease of cyclic air temperature;  $t_{a2}$  – target chilled air temperature at the air cooler outlet;  $\xi$  – specific heat ratio as ratio of the total heat (air enthalpy depression) extracted from the humid air during cooling (including the latent heat of water steam condensation and sensible heat) to sensible heat extracted;  $c_a$  – specific heat of humid air [ $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ].

The heat required for cooling air at the inlet of engine to  $t_2 = 15^\circ\text{C}$  in ECh with  $\zeta = 0.2$  is calculated as  $Q_{\text{h.in15}(0.2)} = Q_{0.\text{in15}} / \zeta$  and accordingly  $Q_{0.\text{in15}(0.7)}$  for TCCh with  $\zeta = 0.7$ .

The following characteristics of the ECh for cooling the ship engine intake air were chosen: refrigerant – R142b; refrigerant evaporation temperature in the evaporator-air cooler  $t_0 = 5^\circ\text{C}$  and in the generator  $t_g = 80...85^\circ\text{C}$ , refrigerant condensing temperature  $t_c = 45^\circ\text{C}$ . The values of coefficient of performance for ECh:  $\zeta = 0.2$ .

**Results.** The schemes of the systems for cooling the air at the inlet of the turbocharger of marine diesel engine by ECh and TCCh using the exhaust gas heat are shown in Fig. 2.

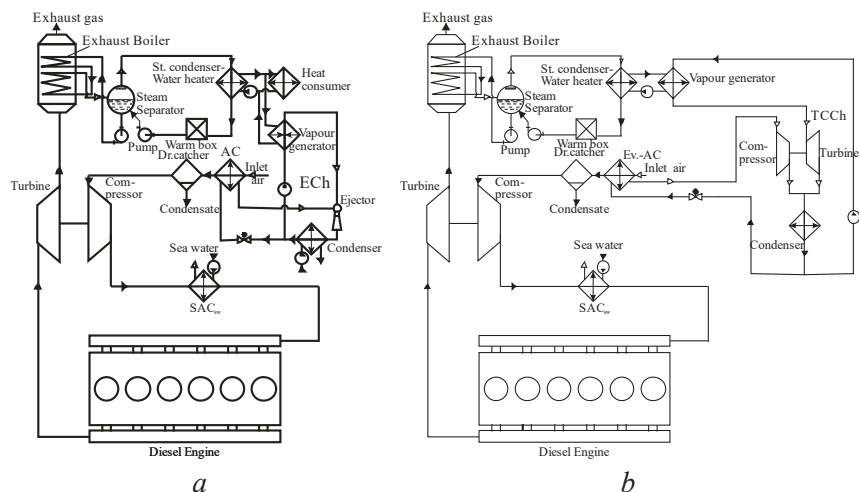


Fig. 2. Schemes of systems for cooling air at the inlet of ship diesel engines in ECh (*a*) and TCCh (*b*): SAC – scavenge air cooler

Current values of refrigeration capacity  $Q_{0.in15}$  required for cooling air at the inlet of engine from current temperatures in engine room  $t_{amb+5}$  to  $t_2 = 15^\circ\text{C}$  and available refrigeration capacities  $Q_{0.exh(0,3)}$ , that can be produced in ECh with coefficient of performance  $\zeta = 0.2$  by using a heat of exhaust gas (and

potentially possible reduction in the air temperature at the inlet of engine while its cooling down to  $15^{\circ}\text{C}$   $\Delta t_{\text{in}15}$ ) along the vessel routes “Shanghai-Karachi-Shanghai” (1.07.2019-28.07.2019) are shown in Fig. 3.

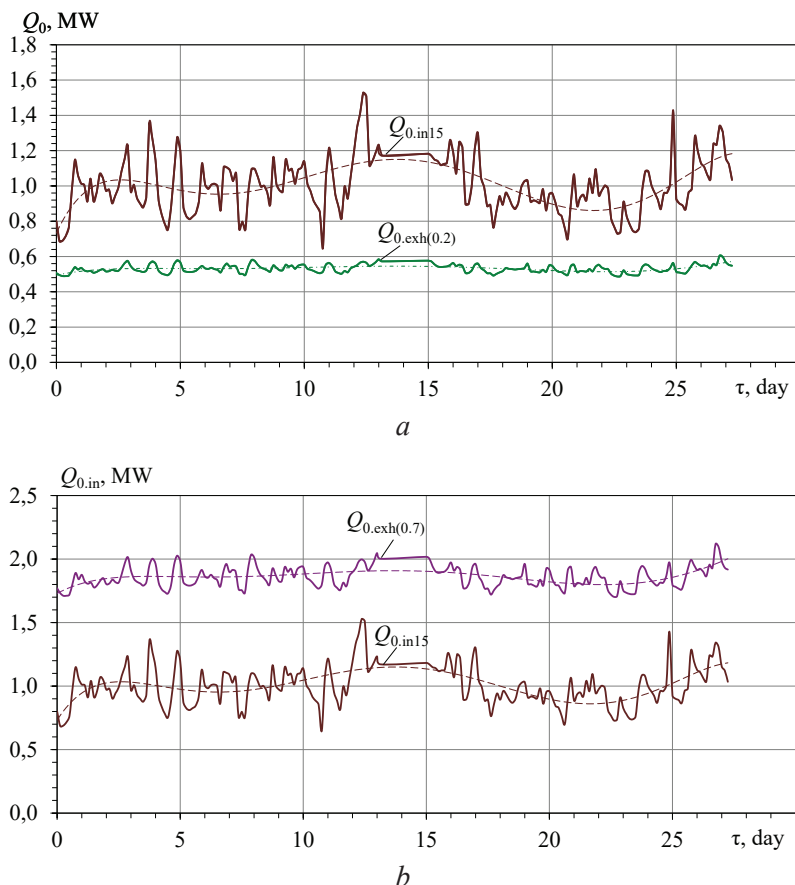


Fig. 3. Current values of refrigeration capacity  $Q_{0.in15}$  required for cooling air at the inlet of engine from current inlet temperatures  $t_{\text{amb}+5}$  to  $t_2 = 15^{\circ}\text{C}$  and available refrigeration capacities  $Q_{0.exh(0.2)}$  produced in ECh with coefficient of performance  $\zeta = 0.2$  (a) and the values  $Q_{0.exh(0.7)}$  produced in TCCh with  $\zeta = 0.7$  (b) by using a heat of exhaust gas

As it is seen, the refrigeration capacities  $Q_{0,\text{exh}(0.2)}$  produced in ECh with  $\zeta = 0.2$  are much less than the refrigeration capacities  $Q_{0,\text{in}15}$  required for cooling air from current inlet temperatures  $t_{\text{amb}+5}$  to  $t_2 = 15^\circ\text{C}$ , whereas the refrigeration capacities  $Q_{0,\text{exh}(0.7)}$  produced in TCCh with  $\zeta = 0.7$ , vice versa, are much higher than  $Q_{0,\text{in}15}$ . This is caused low coefficient of performance  $\zeta = 0.2$  of ECh compared with its value  $\zeta = 0.7$  for TCCh, that results in a deficit of available heat of engine exhaust gas for ECh,  $Q_{\text{h},\text{in}15(0.2)}$  and, vice versa, its excess for TCCh  $Q_{\text{h},\text{in}15(0.7)} = Q_{0,\text{in}15}/\zeta$  (Fig 4).

The improvement of the fuel efficiency of the ship LSE due to decreasing the inlet air temperature by  $\Delta t_{\text{in},\text{exh}(0.2)}$  in ECh with  $\zeta = 0.2$ , which uses the heat of exhaust gas  $Q_{\text{h},\text{exh}}$ , as corresponding values of reduction in specific fuel consumption  $\Delta b_{\text{in},\text{exh}(0.2)}$ , hourly fuel consumption  $B_{\text{in},\text{exh}(0.2)}$  and a total summarized reduction of fuel consumption  $\Sigma B_{\text{in},\text{exh}(0.2)}$  due to inlet air cooling in ECh and its value  $\Sigma B_{\text{in},\text{exh}(0.7)}$  due to inlet air cooling to  $t_{\text{in}15} = 15^\circ\text{C}$  in TCCh with  $\zeta = 0.7$  for MAN B&W LSE 6G60ME-C9.2 (with a power output of 12800 kW, specific fuel consumption of 176 g/(kW·h)) during the voyage routes Shanghai-Karachi-Shanghai (01.07.2019–28.07.2019) are presented in Fig. 5.

As Fig. 5 shows, due to reducing the air temperature at the inlet of LSE by  $\Delta t_{\text{in},\text{exh}(0.2)} = 9 - 12^\circ\text{C}$  in ECh, which uses the heat of the exhaust gas  $Q_{\text{h},\text{exh}}$ , the specific fuel consumption is reduced by  $\Delta b_{\text{in},\text{exh}(0.2)} = 1.1 - 1.4 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ , hourly fuel consumption – by  $B_{\text{in},\text{exh}(0.2)} = 13 - 16 \text{ kg/h}$  and the total summarized reduction of fuel consumption – by  $\Sigma B_{\text{in},\text{exh}(0.2)} \approx 3 \text{ t}$ , whereas due to inlet air cooling to  $t_{\text{in}15} = 15^\circ\text{C}$  in TCCh with  $\zeta = 0.7$  the total fuel reduction is  $\Sigma B_{\text{in}15} \approx 5.6 \text{ t}$  for MAN B&W 6G60ME-C9.2 along the voyage routes.

The results of calculations presented in Fig. 6 prove the existence of a considerable excessive exhaust gas heat  $\Delta Q_{\text{h},\text{in}15(0.7)}^{\text{ex}}$  over the heat  $Q_{\text{h},\text{in}15(0.7)}$  required for cooling the air at the inlet of engine to  $t_2 = 15^\circ\text{C}$  in TCCh with  $\zeta = 0.7$ .

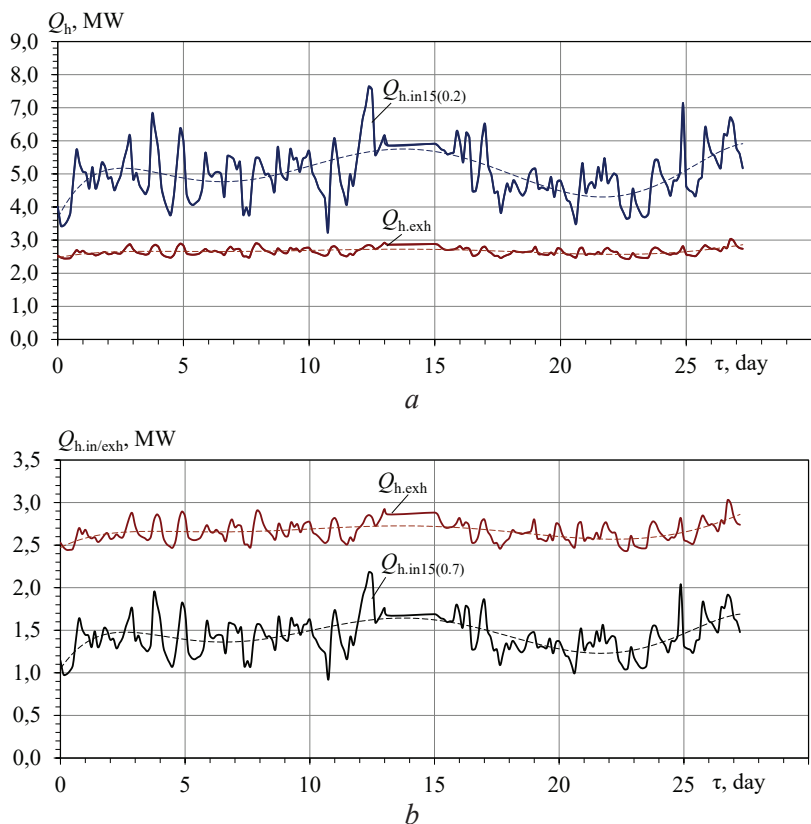


Fig. 4. Variations in heat  $Q_{h.in15(0.2)}$  required for cooling ambient air at the inlet of engine to  $t_2 = 15^\circ\text{C}$  in ECh with  $\zeta = 0.2$  (a), heat  $Q_{0.exh(0.7)}$  required for TCCh with  $\zeta = 0.7$  (b) and available heat of exhaust gas  $Q_{h.exh}$ :  $Q_{h.in15(0.2)} = Q_{0.in15} / \zeta$  at  $\zeta = 0.2$ ;  $Q_{h.in15(0.7)} = Q_{0.in15} / \zeta$  at  $\zeta = 0.7$

The excessive available exhaust gas heat  $\Delta Q_{h.in15(0.7)ex} = Q_{h.exh} - \Delta Q_{h.in15(0.7)}$  over the value consumed by TCCh for cooling inlet air to  $t_2 = 15^\circ\text{C}$  might be used to produce addition refrigeration capacity  $\Delta Q_{0.in10-15}$  needed for deeper cooling air, for instance, below  $t_2 = 15^\circ\text{C}$  down to  $t_2 = 10^\circ\text{C}$  (Fig. 7a).

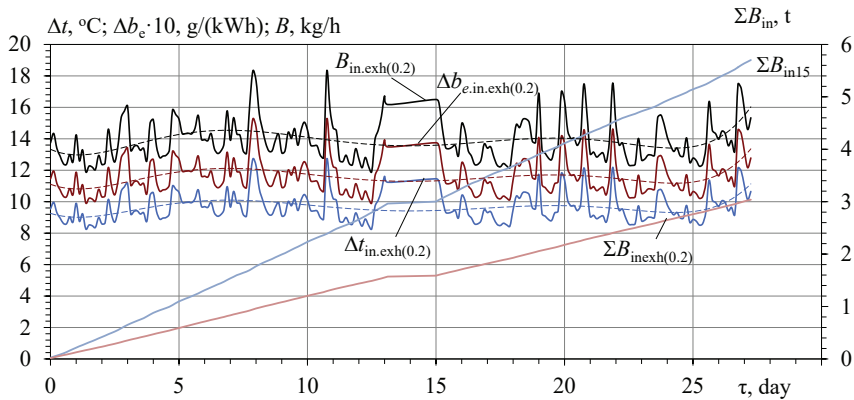


Fig. 5. Current values of reduction in air temperature at the inlet of engine  $\Delta t_{\text{in.exh}(0.2)}$  due to its cooling by ECh with  $\zeta = 0.2$ , using exhaust gas heat  $Q_{\text{h.exh}}$ , corresponding values of reduction in specific fuel consumption  $\Delta b_{\text{e.in.exh}(0.2)}$ , hourly fuel consumption  $B_{\text{in.exh}(0.2)}$  and total summarized reduction of fuel consumption  $\Sigma B_{\text{in.exh}(0.2)}$  due to inlet air cooling in ECh and its value  $\Sigma B_{\text{in.exh}(0.7)}$  due to inlet air cooling to  $t_{\text{in}15} = 15^\circ\text{C}$  in TCCh with  $\zeta = 0.7$  for LSE MAN B&W 6G60ME-C9.2 of power output 12800 kW

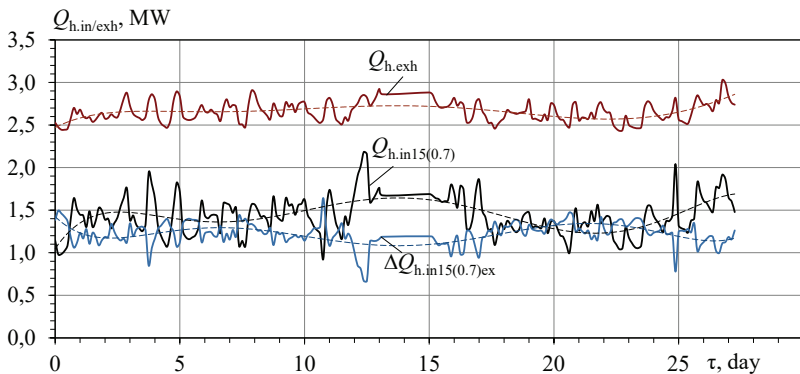


Fig. 6. Variations in available heat of exhaust gas  $Q_{\text{h.exh}}$ , heat  $Q_{\text{h.in}15(0.7)}$ , required for cooling ambient air at the inlet of engine to  $t_2 = 15^\circ\text{C}$  in TCCh with  $\zeta = 0.7$  and excess of available exhaust heat  $\Delta Q_{\text{h.in}15(0.7)\text{ex}}$  over its required values for TCCh:  $\Delta Q_{\text{h.in}15(0.7)\text{ex}} = Q_{\text{h.exh}} - \Delta Q_{\text{h.in}15(0.7)}$

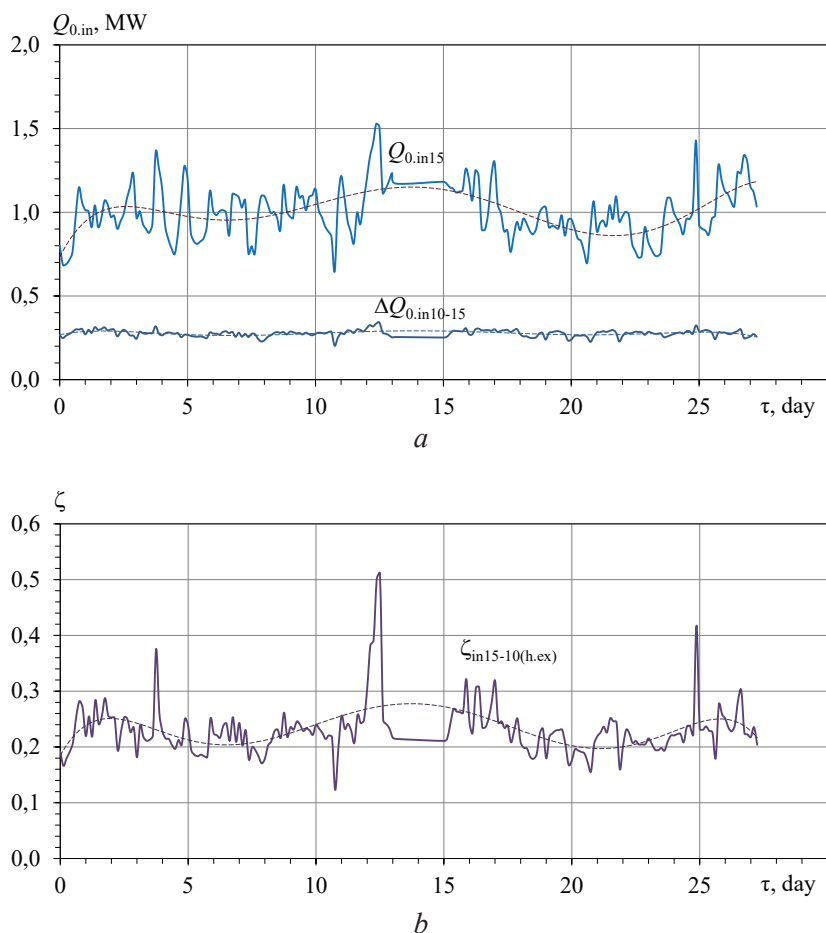


Fig. 7. The refrigeration capacities  $\Delta Q_{0.in10-15}$  needed for cooling air from  $15^\circ\text{C}$  to  $t_2 = 10^\circ\text{C}$  (a) and corresponding coefficients of performance  $\zeta_{in15-10(h.ex)}$  for low temperature chiller (b)

As Fig. 7,b shows, in order to provide subcooling air from  $15^\circ\text{C}$  to  $t_2 = 10^\circ\text{C}$  with spending corresponding refrigeration capacity  $\Delta Q_{0.in10-15}$  by using the excess of available exhaust heat  $\Delta Q_{h.in15(0.7)ex}$  the low temperature chiller should have the coefficient of performance  $\zeta_{in15-10(h.ex)} = \Delta Q_{0.in10-15} / \Delta Q_{h.in15(0.7)ex}$  not less than 0.3

or the addition waste heat is to be used to generate required refrigeration capacity  $\Delta Q_{0,\text{in}10-15}$  with coefficient of performance  $\zeta_{\text{in}15-10(\text{h.ex})}$  lower than 0.3, for instance, a high potential heat of scavenge air at the outlet of turbocharge or of engine case high temperature cooling water.

**Conclusions.** The efficiency of using the heat of exhaust gas for cooling air at the intake of engine turbocharger was analyzed for the low speed engine MAN B&W 6G60ME-C9.2 of power output 12800 kW with the account of climatic conditions in July 2019 on the vessel route line Shanghai-Karachi-Shanghai. The effect of cooling engine intake air was estimated by fuel saving compared with its value without cooling.

There are two types of chillers are considered: ECh as the most simple and cheap but with low coefficient of performance  $\zeta = 0.2$  when using hot water instead, that requires a large value of waste heat to be converted in refrigeration capacity, and a high efficient turbocompressor chiller with  $\zeta = 0.7$ , but much more complex in design.

It is shown that because of comparatively low coefficient of performance of about 0.2 the obtained cooling capacity in ECh is not sufficient to cool the engine inlet air to 15 °C when operating the ship engine in tropical climate.

Meanwhile the results of calculations reveal a considerable excessive heat of exhaust gas over the heat required for cooling air to  $t_2 = 15^\circ\text{C}$  in a high efficient TCCh with  $\zeta = 0.7$ . The excessive exhaust heat might be used in ECh to produce addition refrigeration capacity for deeper cooling air, for instance, below 15 °C down to 10 °C.

It was shown that in order to provide subcooling air from 15 °C to 10 °C due to excess of available exhaust heat, the low temperature ECh should have the coefficient of performance  $\zeta$  not less than 0.3 or the addition waste heat is to be used with  $\zeta$  lower than 0.3, for instance, a high potential heat of scavenge air at the outlet of turbocharger or of engine case high temperature cooling water.

## References

1. MAN B&W S50MC-C8.2-TII Project Guide Camshaft Controlled Two-stroke Engines (2020) [https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/epub/S50MC-C8\\_2.pdf](https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/epub/S50MC-C8_2.pdf)
2. Wartsila, Environmental Product Guide, Publ., 66 p. (2017).
3. Diesel, M.A.N., & Turbon, L.T.D. Thermal efficiency system for reduction of fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission. MAN Diesel, Augsburg, Germany (2009).
4. MAN Energy Solutions “CEAS Engine Calculations” Homepage <https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas>, last accessed 2020/04/15
5. Pham, V.V.: Advanced technology solutions for treatment and control noxious emission of large marine diesel engines: A brief review. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments* 42(5), 21–27 (2019).
6. Cao, T., Lee, H., Hwang, Y., Radermacher, R., Chun, H.-H.: Performance investigation of engine waste heat powered absorption cycle cooling system for shipboard applications. *Applied Thermal Engineering* 90, 820–830 (2015).
7. Shu, G., Liang, Y., Wei, H., Tian, H., Zhao, J., & Liu, L.: A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 19, 385–401 (2013).
8. Trushliakov, E., Radchenko, M., Bohdal, T., Radchenko, R., Kantor, S.: An innovative air conditioning system for changeable heat loads. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) *Grabchenko’s International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 616–625. Springer, Cham (2020).
9. Radchenko, N.: On reducing the size of liquid separators for injector circulation plate freezers. *International Journal of Refrigeration* 5(8), 267–269 (1985).
10. Butrymowicz, D.: Investigations of prototype ejection refrigeration system driven by low grade heat. In: *HTRSE–2018*, 7 p. *E3S Web of Conferences* 70 (03002) (2018).

11. Alshammari, F., Pesyridis, A., Karvountzis-Kontakiotis, A., Franchetti, B., Pasmazoglou, Y.: Experimental study of a small scale organic Rankine cycle waste heat recovery system for a heavy duty diesel engine with focus on the radial inflow turbine expander performance. *Applied Energy* 215, 543–555 (2018).

12. Hoang, A.T.: Waste heat recovery from diesel engines based on Organic Rankine Cycle. *Applied Energy* 231, 138–166 (2018).

13. Mikielawicz, D., Kosowski, K., Tucki, K. et al.: Gas Turbine Cycle with External Combustion Chamber for Prosumer and Distributed Energy Systems. *Energies* 12(18) (2019).

14. Mikielawicz, D.; Kosowski, K.; Tucki, K. et al. Influence of Different Biofuels on the Efficiency of Gas Turbine Cycles for Prosumer and Distributed Energy Power Plants. *Energies* 12(16) (2019).

15. Radchenko, A., Mikielawicz, D., Forduy, S., Radchenko, M., Zubarev, A.: Monitoring the fuel efficiency of gas engine in integrated energy system. In: Nechyporuk M. et al. (eds.) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol. 1113, pp. 361–370. Springer, Cham (2020).

16. Radchenko, M., Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M.: Semi-empirical correlations of pollution processes on the condensation surfaces of exhaust gas boilers with water-fuel emulsion combustion. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 853–862. Springer, Cham (2020).

17. Kornienko, V., Radchenko, R., Kononov, D., Andreev, A., Pyrysunko, M.: Characteristics of the rotary cup atomizer used as afterburning installation in exhaust gas boiler flue. In: Ivanov V., et al. (eds.) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III (DSMIE 2020). Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 302–311. Springer, Cham (2020).

18. Cherednichenko, O., Serbin, S., Dzida, M.: Application of thermo-chemical technologies for conversion of associated gas in diesel-gas turbine installations for oil and gas floating units. *Polish Maritime Research* 26(3), 181–187 (2019).

19. Larsenb, U., Pierobona, L., Baldib, F., Haglinda, F., Ivarssona, A.: Development of a model for the prediction of the fuel consumption and nitrogen oxides emission trade-o for large ships. *Energy* 80, 545–555 (2015).

20. Guohui, J., Jianxin, F.: Technology Development of Gross Energy Utilization System for Marine Diesel Engine. *Diesel Engine* 06, 7–10.

21. Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M., Bogdanov, M., Andreev, A.: Enhancing the efficiency of marine diesel engine by deep waste heat recovery on the base of its simulation along the route line. In: Nechyporuk M. et al. (eds.) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol.1113, pp. 337–350. Springer, Cham (2020).

22. Yang, M.H.: Payback period investigation of the organic Rankine cycle with mixed working fluids to recover waste heat from the exhaust gas of a large marine diesel engine. *Energy Conversion and Management* 162, 189–202 (2018).

23. Chen, T., Zhuge, W., Zhang, Y., Zhang, L.: A novel cascade organic Rankine cycle (ORC) system for waste heat recovery of truck diesel engines. *Energy Conversion and Management* 138, 210–223 (2017).

24. Liu, Z., Xie, N., Yang, S.: Thermodynamic and parametric analysis of a coupled LiBr/H<sub>2</sub>O absorption chiller/Kalina cycle for cascade utilization of low-grade waste heat. *Energy Conversion and Management* 205, 112370 (2020).

25. Chistyakov, F.M.: Refrigeration turbo aggregates. Mashinebuilding, Moscow (1967) [in russian].

26. Forduy, S., Radchenko, A., Kuczynski, W., Zubarev, A., Konovalov, D.: Enhancing the fuel efficiency of gas engines

in integrated energy system by chilling cyclic air. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 500–509. Springer, Cham (2020).

27. Radchenko, N.: A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase. Archives of Thermodynamics: Polish Academy of Sciences 4(25), 3–19 (2004).

28. Radchenko N.I. On reducing the size of liquid separators for injector circulation plate freezers. Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating 10(40), 34–36 (1986).

29. Konovalov, D., Trushliakov, E., Radchenko, M., Kobalava, G., Maksymov, V.: Research of the aerothermopresor cooling system of charge air of a marine internal combustion engine under variable climatic conditions of operation. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 520–529. Springer, Cham (2020).

30. Radchenko, A., Bohdal, L., Zongming, Y., Portnoi, B., Tkachenko, V.: Rational designing of gas turbine inlet air cooling system. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 591–599. Springer, Cham (2020).

## SHIP ENGINE CYCLIC AIR COOLING BY TURBOEXPANDER CHILLER ON EQUATORIAL VOYAGES

**Roman Radchenko**<sup>1</sup>, Ph.D., Associate Professor  
E-mail: nirad50@gmail.com

**Daifen Chen**<sup>2</sup>, Ph.D.

**Ning Chen**<sup>2</sup>, Ph.D.

**Serhiy Vanyeyev**<sup>3</sup>, Ph.D., Associate Professor

**Andrii Andreev**<sup>2</sup>, Ph.D., Associate Professor

<sup>1</sup>*Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Mykolayiv, Ukraine*

<sup>2</sup>*Kherson Educational and Research Institute,  
Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Kherson, Ukraine*

<sup>3</sup>*Sumy State University, Sumy, Ukraine*

**Introduction.** The peculiarity of the main ship diesel engine operation is an increased fuel consumption at increased intake air temperature [1, 2]. This requires efficient transformation of the waste heat into the cold when waste heat recovery chillers are applied. The cooling of the air at the inlet of the engine by absorption lithium bromide chiller (ACh) is characterized by a high efficiency of transformation of waste heat into cold – high coefficients of performance (COP):  $\zeta = 0.7\text{--}0.8$ . However, the temperature of air cooled by ACh of a simple cycle is limited by 15 °C, that is caused by a comparatively high temperature of its chilled water of about 7 °C [3, 4]. Meanwhile, the application of a refrigerant as a coolant enables deeper cooling air down to 10 °C and lower due to lower temperature of boiling refrigerant in the intake air cooler [5, 6]. Therefore, as alternative variant,

the application of a refrigerant turbo-expander chiller (TExpCh), characterized by a high COP of about  $\zeta = 0.7$  and comparatively small dimensions, that is very important for ship application, was investigated [7, 8]. The effect of cooling engine cyclic air for both ACh and TExpCh was estimated by fuel saving [9, 10] compared to the engine without intake air cooling and taking into account the changing climatic conditions during the vessel routes.

**Literature Review.** Nowadays, it is promising to use technologies that would ensure an increase in fuel efficiency of gas engines [11, 12], gas turbines [13, 14], diesel engines [15, 16]. They would combine high fuel efficiency of engines with waste heat utilization [17, 18], using alternative fuels [19, 20] and water-fuel emulsion [21, 22]. Engine cyclic air cooling might be conducted by applying innovative refrigeration recirculation cycles for intensification of heat transfer [23, 24]. Modern methods are applied by using ANSIS [25] for optimizing the sizes and regimes of equipment operation [26, 27] and statistical methods for treating the data on influence of actual climatic conditions on performance characteristics of engines and cooling systems, including monitoring data on fuel efficiency [28] and cooling system rational designing [29, 30] with determining rational loads.

Such technologies provide engine cyclic air cooling by waste heat using chillers, for instance, absorption chiller (ACh) as a high efficient heat transformer with coefficient of performance (COP)  $\zeta = 0.6 - 0.7$ . So, it is quite reasonable to apply a compact and high efficient ( $\zeta = 0.7 - 0.8$ ) refrigerant turbo-expander chiller (TExpCh) [6].

The object of the study is assessment of fuel efficiency of a ship main engine due to cooling the intake air by TExpCh using the waste heat of gas, as alternative to ACh, that enables deeper intake air cooling and additional fuel reduction as result with regard to variable climatic conditions during the vessel routes.

**Research Methodology.** The effectiveness of the application of proposed ship engine cyclic air cooling systems based on the TExpCh and ACh was analyzed for the ship low-speed two-stroke diesel engine MAN B&W 10L32/44CR of power output 5970 kW.

In order to analyze the parameters of the cooling system, as well as the characteristics of the main engine, the CEAS software package of the manufacturer MAN was used [10]. The calculation was made for the following initial data: the rated operation characteristics of the main engine MAN B&W 10L32/44CR under ISO conditions: power  $P_e = 5970$  kW; speed  $n_e = 96.5$  rpm; specific fuel consumption  $b_e = 176$  g/(kWh).

There are two types of high efficient chillers with coefficient of performance of about  $\zeta = 0.7$  are considered: ACh manufactured as mono block unit of quite large dimensions, that requires special refrigeration room, and TExpCh which is much more complex in design. Both chillers use the waste heat of engine exhaust gas.

The effectiveness of the application of proposed systems for cooling intake air at the inlet of the main ship low speed diesel engine (LSE) turbocharger by using the heat of exhaust gas was estimated by reduction of fuel consumption with regard to variable climatic conditions during the vessel route "Shanghai (PRC)-Karachi (Pakistan)-Shanghai" in July 2019.

According to calculations carried out by the CEAS software package [10], when cooling intake air for every  $1^\circ\text{C}$  air temperature drop a reduction in specific fuel consumption is  $\Delta b_e / \Delta t = 0.11 \dots 0.12$  g/(kWh).

The current temperature drops  $\Delta t_{15}$  during engine intake air cooling in ACh to a target temperature of cooled air  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  along the vessel route were calculated. With this the current temperatures of air at the inlet of engine turbocharger, taking into account a heat influx from engine room surroundings,

were accepted as  $t_{\text{amb}+5} = t_{\text{amb}} + 5^{\circ}\text{C}$ , and  $\Delta t_{15} = t_{\text{amb}+5} - 15^{\circ}\text{C}$  or  $\Delta t_{10} = t_{\text{amb}+5} - 10^{\circ}\text{C}$  and  $\Delta t_{15-10} = 5^{\circ}\text{C}$ .

The vessel route fuel saving  $\sum B$  is calculated by summarizing current fuel reduction  $B$  on an hour by hour basis:  $\sum B = \sum[(\Delta t \cdot \tau) (\Delta b_e / \Delta t) \cdot P_e]$ . With this a climatic characteristic of engine as dependence of specific fuel consumption be on cyclic air temperature.

A total refrigeration capacity  $Q_0$ , when cooling engine cyclic air with flow rate  $G_a$ :  $Q_0 = c_a \xi \cdot \Delta t_a \cdot G_a$ , where  $\Delta t_a = t_{\text{amb}+5} - t_{a2}$  – decrease of cyclic air temperature;  $t_{a2}$  – target chilled air temperature at the air cooler outlet;  $\xi$  – specific heat ratio as ratio of the total heat (air enthalpy depression) extracted from the humid air during cooling (including the latent heat of water steam condensation and sensible heat) to sensible heat extracted;  $c_a$  – specific heat of humid air [ $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ].

The heat required for cooling air at the inlet of engine to  $t_2 = 15^{\circ}\text{C}$  in ACh and TExpCh with  $\zeta = 0.7$  is calculated as  $Q_{\text{h.in15}(0.7)} = Q_{0.\text{in15}} / \zeta$ . The parameters of the ACh are used according to operating characteristics of their manufactures: coefficient of performance  $\zeta = 0.7$ , temperatures chilled water (coolant)  $t_c = 7^{\circ}\text{C}$ , heating water  $t_{\text{hw}} = 90^{\circ}\text{C}$ .

**Results.** The schemes of the systems for cooling the air at the inlet of the turbocharger of marine low speed diesel engine (LSE) by ACh and TExpCh using the exhaust gas heat are shown in Fig. 1 and 2.

The characteristics of the engine intake air cooling systems were calculated for the operating a dry-cargo ship main engine in climatic conditions on the voyage line (vessel's voyage) “Shanghai-Singapore-Shanghai”, 20.07.2019–9.08.2019 (Fig. 2).

The values of refrigeration capacity required to cool the LSE inlet air from the current temperatures at the inlet (without cooling)  $t_{\text{amb}+5}$  to  $t_2 = 15^{\circ}\text{C}$  and the available refrigeration capacities  $Q_{0.\text{exh}(0.7)}$ , that can be produced by ACh or TExpCh with coefficient of performance  $\zeta = 0.7$  by using a heat of engine exhaust gas along

the vessel routes Shanghai-Singapore-Shanghai (20.07.2019–9.08.2019) are shown Fig. 3.

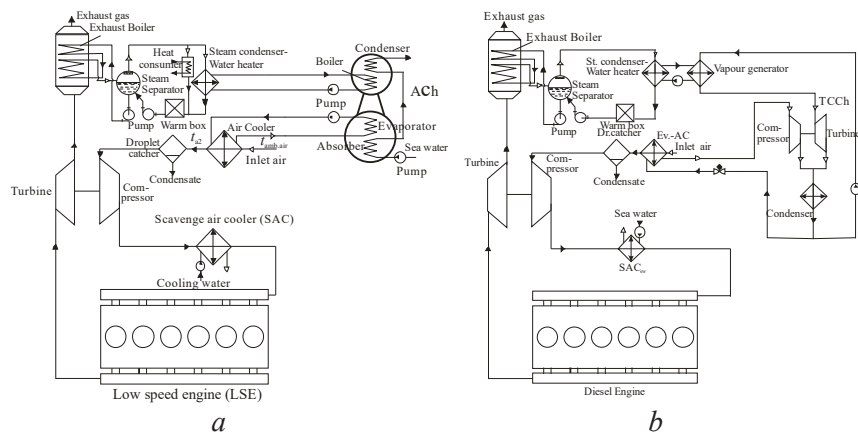


Fig. 1. Scheme of system for cooling air at the inlet of LSE in ACh:  
SAC – scavenger air cooler

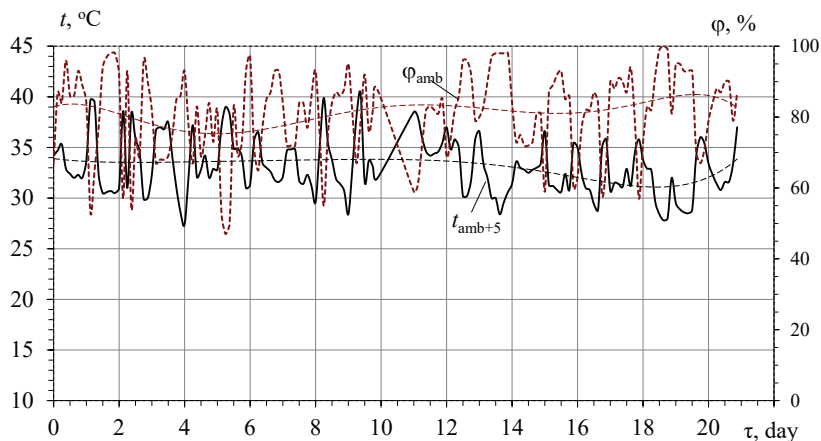


Fig. 2. The variation of intake air temperature  $t_{amb+5}$  and relative humidity  $\varphi_{amb}$  of ambient air during (along) the vessel trade routes “Shanghai-Singapore-Shanghai” (20.07.2019–9.08.2019)

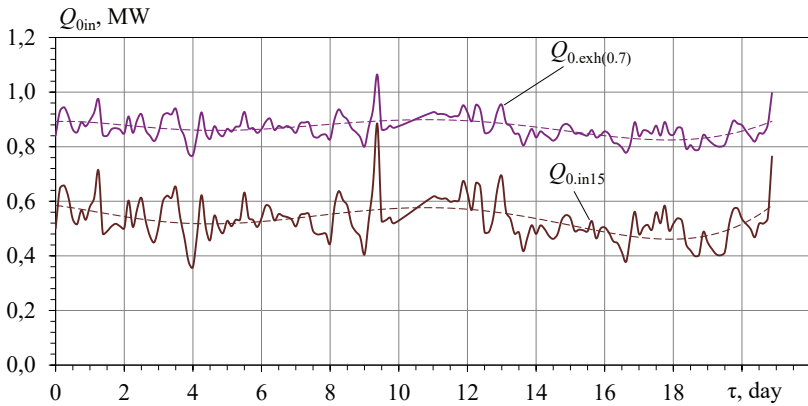


Fig. 3. Variations in refrigeration capacity  $Q_{0.in15}$  required for cooling ambient air at the inlet of engine from the current temperatures  $t_{amb+5}$  to  $t_2 = 15^\circ\text{C}$  and available refrigeration capacities  $Q_{0.exh(0.7)}$ , that can be produced by ACh or TExpCh with coefficient of performance  $\zeta = 0.7$

The values of available heat potential of the exhaust gas  $Q_{h.exh}$  (for LSE 10L32/44CR of power output 5970 kW) and the heat consumption  $Q_{h.in15(0.7)}$  required to cool the LSE inlet air from the current temperatures at the inlet (without cooling)  $t_{amb+5}$  to  $t_2 = 15^\circ\text{C}$  in ACh or TExpCh with a thermal coefficient  $\zeta = 0.7$  along the vessel routes Shanghai-Singapore-Shanghai (20.07.2019-9.08.2019) are shown Fig. 4.

The values of available heat of exhaust gas  $Q_{h.exh}$  and its excess  $\Delta Q_{h.in15(0.7)ex} = Q_{h.exh} - Q_{h.in15(0.7)}$  over the heat  $Q_{h.in15(0.7)}$  (Fig. 4), required for cooling ambient air at the inlet of engine from current temperatures  $t_{amb}$  to  $t_2 = 15^\circ\text{C}$  in ACh with coefficient of performance  $\zeta = 0.7$  along vessel route Shanghai-Singapore-Shanghai (20.07.2019-9.08.2019) can be estimated by the results in Fig.5.

As can be seen from Fig. 5, due to the high efficiency of heat transformation in ACh and TExpCh ( $\zeta = 0.7$ ) there is a significant amount of excess heat of exhaust gas  $\Delta Q_{h.in15(0.7)ex}$  over the heat  $Q_{h.in15(0.7)}$  required for cooling ambient air at the inlet of the LSE

to 15 °C (Fig. 4), which reaches 30–40 % of the available exhaust gas heat  $Q_{h,exh}$  along the vessel route Shanghai-Singapore-Shanghai.

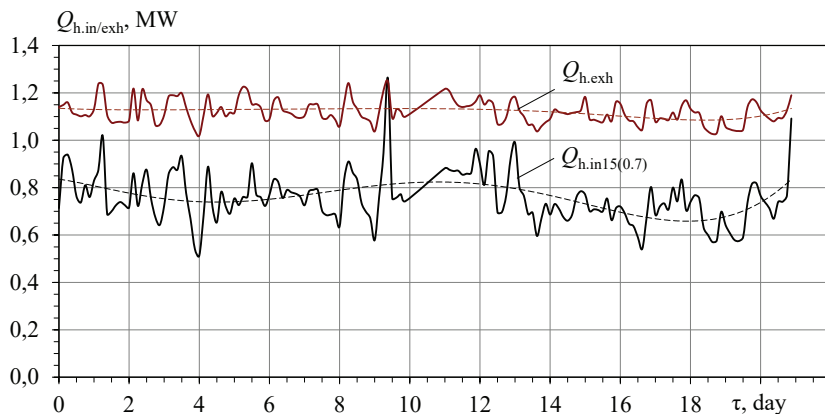


Fig. 4. Variations in heat  $Q_{h,in15(0.7)}$ , required for cooling ambient air at the inlet of engine from current temperatures  $t_{amb+5}$  to  $t_2 = 15^\circ\text{C}$  in ACh or TExpCh with coefficient of performance  $\zeta = 0.7$  and available heat of exhaust gas  $Q_{h,exh}$  for LSE 10L32/44CR of power output 5970 kW

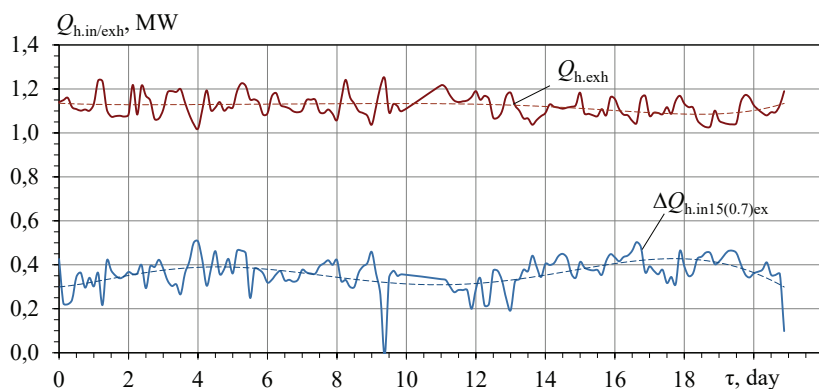


Fig. 5. The values of available heat of exhaust gas  $Q_{h,exh}$  and its excess  $\Delta Q_{h,in15(0.7)ex}$  over the heat  $Q_{h,in15(0.7)}$ , required for cooling ambient air at the inlet of engine from current temperatures  $t_{amb}$  to  $t_2 = 15^\circ\text{C}$  in ACh with coefficient of performance  $\zeta = 0.7$

This reveals the reserves for deep cooling the engine intake air in TExpCh down to  $10^{\circ}\text{C}$  (Fig. 6), which is impossible in ACh because of comparably high temperature of its chilled water  $t_{\text{cw}} = 7^{\circ}\text{C}$  not allowing cooling air to the temperatures lower than  $t_{\text{a2}} = 15^{\circ}\text{C}$  with account of the temperature difference between cooled air and chilled water of about  $8^{\circ}\text{C}$  at the outlet of intake air cooler.

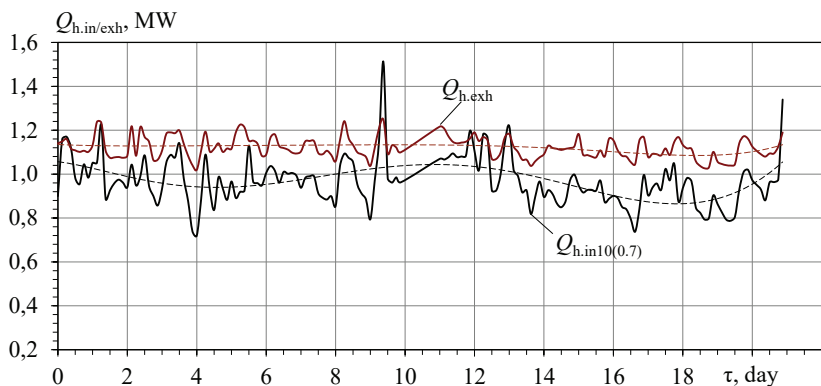


Fig. 6. Variations in heat  $Q_{\text{h.in10}(0.7)}$  required for deep cooling ambient air at the inlet of engine from current temperatures  $t_{\text{amb}+5}$  to  $t_2 = 10^{\circ}\text{C}$  in TExpCh with coefficient of performance  $\zeta = 0.7$  and available heat of exhaust gas  $Q_{\text{h.exh}}$  for LSE 10L32/44CR of power output 5970 kW along the vessel routes Shanghai-Singapore-Shanghai (20.07.2019–9.08.2019)

Current values of reduction in the air temperature at the inlet of engine while its cooling down to  $15^{\circ}\text{C}$   $\Delta t_{\text{in15}}$  in ACh and to  $10^{\circ}\text{C}$   $\Delta t_{\text{in10}}$  in TExpCh, corresponding values of reduction in specific fuel consumption  $\Delta b_{\text{in15}}$  and  $\Delta b_{\text{in10}}$  and in the summarized fuel consumption  $\sum B_{\text{in15}}$  and  $\sum B_{\text{in10}}$  for LSE10L32/44CR of power output 5970 kW during “Shanghai-Singapore-Shanghai” (20.07.2019–9.08.2019) are shown in Fig. 7.

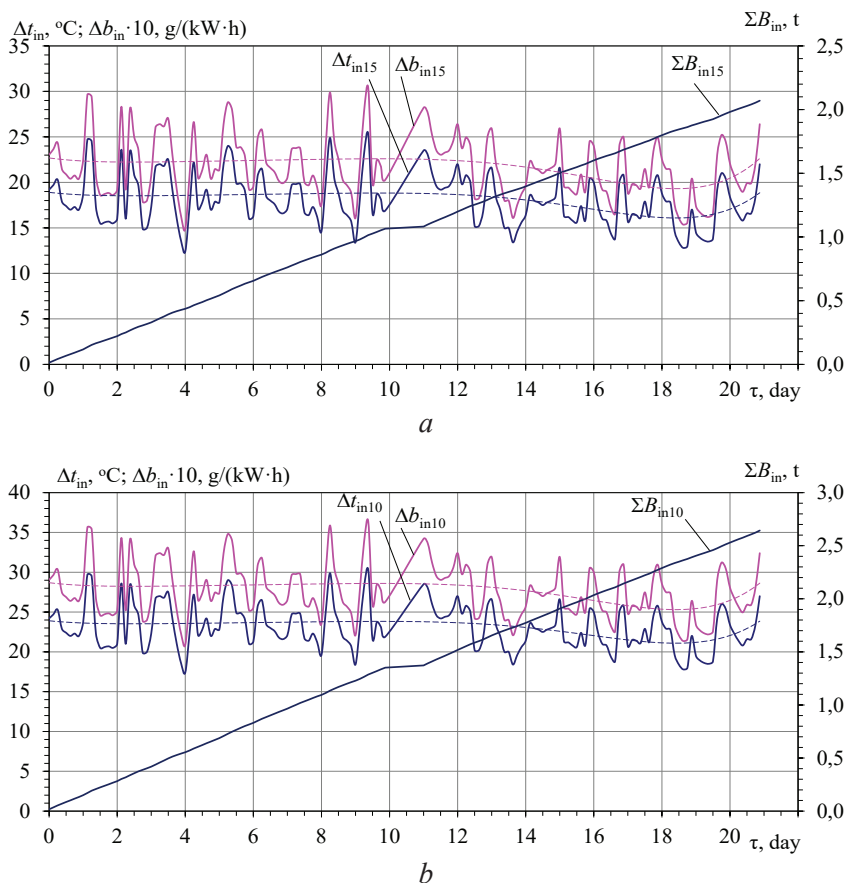


Fig. 7. Current values of reduction in the air temperature at the inlet of engine while its cooling down to  $15^{\circ}\text{C}$   $\Delta t_{in15}$  in ACh (a) and to  $10^{\circ}\text{C}$   $\Delta t_{in10}$  in TExpCh (b), corresponding values of reduction in specific fuel consumption  $\Delta b_{in15}$  and  $\Delta b_{in10}$  and in the summarized fuel consumption  $\Sigma B_{in15}$  and  $\Sigma B_{in10}$  for LSE10L32/44CR of power output 5970 kW along the vessel routes “Shanghai-Singapore-Shanghai” (20.07.2019–9.08.2019)

As can be seen, due to reducing the ambient air temperatures at the inlet of the LSE from  $t_{amb+5}$  to  $t_2 = 15^{\circ}\text{C}$  with their reductions  $\Delta t_{in15} = 18 - 23^{\circ}\text{C}$  in ACh which uses the exhaust

gas heat  $Q_{h.in15(0.7)}$  the specific fuel consumption is reduced by  $\Delta b_{in(0.7)} = 2.0 \dots 2.7$  g/(kWh) and the total summarized reduction of fuel consumption – by  $\sum B_{in15} \approx 2$  t for LSE 10L32/44CR of power output 5970 kW during the vessel routes Shanghai-Singapore-Shanghai (20.07.2019–9.08.2019).

Meantime due to deep cooling engine intake air from  $t_{amb+5}$  to  $t_2 = 10^\circ\text{C}$  with air temperature reductions  $\Delta t_{in10} = 23 - 28^\circ\text{C}$  in TExpCh which uses the exhaust gas heat  $Q_{h.exh}$  the specific fuel consumption is reduced by  $\Delta b_{in(0.7)} = 2.5 \dots 3.3$  g/(kWh) and the total summarized reduction of fuel consumption – by  $\sum B_{in15} = 2,5$  t.

It should be noted that in spite of the fact that ACh is able to transfer the overall exhaust gas heat  $Q_{h.exh}$  into refrigeration, but it is impossible to use all the refrigeration capacity produced in ACh for deep cooling engine intake air lower than  $t_2 = 15^\circ\text{C}$  because of comparably high temperature of its chilled water  $t_{cw} = 7^\circ\text{C}$ , whereas in TExpCh the temperature of boiling refrigerant can be about  $t_0 = 2-3^\circ\text{C}$  and lower that enables deep cooling intake air to  $t_2 = 10^\circ\text{C}$  and lower.

**Conclusions.** The efficiency of the main low speed engine cyclic air cooling of a transport vessel during operation in tropical climatic conditions on the Shanghai-Singapore-Shanghai routes was analyzed. The cooling of the air at the inlet of engine by absorption lithium bromide chiller of a simple cycle to  $15^\circ\text{C}$  and by refrigeration turbo expander chiller (TExpCh) as a low-temperature chiller to  $10^\circ\text{C}$  through using the heat of exhaust gas were investigated.

It was shown, that due to the high efficiency of heat transformation in ACh and TExpCh ( $\zeta = 0.7$ ) there is a significant amount of excess heat of exhaust gas over the heat required for cooling ambient air at the inlet of the LSE to  $15^\circ\text{C}$ , which reaches 30–40 % of the available exhaust gas heat along the vessel route Shanghai-Singapore-Shanghai.

This reveals the reserves for deep cooling the engine intake air in TExpCh down to  $10^\circ\text{C}$ , which is impossible in ACh because

of comparatively high temperature of its chilled water  $t_{cw} = 7^{\circ}\text{C}$  not allowing cooling air to the temperatures lower than  $15^{\circ}\text{C}$ .

It was shown that application of ACh allows to reduce specific fuel consumption by 2.0...2.7 g/(kWh) and the total summarized reduction of fuel consumption – by about 2 t for LSE 10L32/44CR of power output 5970 kW during the vessel routes Shanghai-Singapore-Shanghai (20.07.2019-9.08.2019).

Meantime due to deep cooling engine intake air to  $10^{\circ}\text{C}$  in TExpCh the specific fuel consumption is reduced by 2.5...3.3 g/(kWh) and the total reduction of fuel consumption – by 2,5 t.

The scheme solutions of the air cooling system at the inlet of the ship main engine using the heat of exhaust gases by ACh and TExpCh are proposed.

### References

1. Qiang, Z., Zewei, L., Yongjie, Z., Rui C.: Performance assessment and multi-objective optimization of a novel transcritical  $\text{CO}_2$  trigeneration system for a low-grade heat resource. *Energy Conversion and Management* 204, 112281 (2019).
2. Wartsila, Environmental Product Guide, Publ., 66 p. (2017)
3. Cao, T., Lee, H., Hwang, Y., Radermacher, R., Chun, H.-H.: Performance investigation of engine waste heat powered absorption cycle cooling system for shipboard applications. *Applied Thermal Engineering* 90, 820–830 (2015).
4. Pham, V.V.: Advanced technology solutions for treatment and control noxious emission of large marine diesel engines: A brief review. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments* 42(5), 21–27 (2019).
5. Liu, Z., Xie, N., Yang, S.: Thermodynamic and parametric analysis of a coupled LiBr/ $\text{H}_2\text{O}$  absorption chiller/Kalina cycle for cascade utilization of low-grade waste heat. *Energy Conversion and Management* 205, 112370 (2020).

6. Chistyakov, F.M.: Refrigeration turbo aggregates. Mashinebuilding, Moscow (1967) [in russian].

7. Kuczyński, W., Bohdal, T.: Boiling of R404A Refrigeration Medium Under the Conditions of Periodically Generated Disturbances. Heat Transfer Engineering 32(5), 359–368 (2011).

8. Forduy, S., Radchenko, A., Kuczynski, W., Zubarev, A., Konovalov, D.: Enhancing the fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by chilling cyclic air. In: Tonkonogiyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. LNME. Springer, Cham, 500–509 (2020).

9. MAN B&W S50MC-C8.2-TII Project Guide Camshaft Controlled Two-stroke Engines (2020) [https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/epub/S50MC-C8\\_2.pdf](https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/epub/S50MC-C8_2.pdf).

10. MAN Energy Solutions “CEAS Engine Calculations” Homepage <https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas>, last accessed 2020/04/15.

11. Payrhuber, K., Trapp, C.: GE's New Jenbacher Gas Engines with 2-Stage Turbocharging, 7 Internationale Energiewirtschaftstagung an der TU Wien IEWT, 14 p. (2011).

12. Trapp, C. et al.: Die neue Gasmotorengeneration von GE Jenbacher – mit zweistufiger Aufladung zu höchsten Wirkungsgraden, 32, Internationales Wiener Motorensymposium, (2011).

13. Sadighi Dizaji, H., Jing Hu, E., Chen, L. et al.: Using novel integrated Maisotsenko cooler and absorption chiller for cooling of gas turbine inlet air. Energy Conversion and Management 195, 1067–1078 (2019).

14. Chacartegui, R., Jiménez-Espadafor, F., Sánchez, D. et al.: Analysis of combustion turbine inlet air cooling systems applied to an operating cogeneration power plant. Energy Convers. and Managem 49, 2130–2141 (2008).

15. Jie, M.: Ways and Measures of Waste Gas Utilization of Super-large Ships. Journal of North China Electric Power University (2010).

16. Shu, G., Liang, Y., Wei, H., Tian, H., Zhao, J., & Liu, L.: A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 19, 385–401 (2013).

17. Guohui, J., Jianxin, F.: Technology Development of Gross Energy Utilization System for Marine Diesel Engine. *DIESEL ENGINE* (06), 7–10.

18. Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M., Bogdanov, M., Andreev, A.: Enhancing the efficiency of marine diesel engine by deep waste heat recovery on the base of its simulation along the route line. In: Nechyporuk M. et al. (eds.) In: Nechyporuk M. et al. (eds) ICTM–2019, vol.1113, 337–350. Springer, Cham (2020).

19. Cherednichenko, O., Serbin, S., Dzida, M.: Application of thermo-chemical technologies for conversion of associated gas in diesel-gas turbine installations for oil and gas floating units. *Polish Maritime Research* 26(3), 181–187 (2019).

20. Kornienko, V., Radchenko, M., Radchenko, R., Konovalov D., Andreev, A., Pyrysunko, M.: Improving the efficiency of heat recovery circuits of cogeneration plants with combustion of water-fuel emulsions. *Thermal Science*, 154–154 (2020).

21. Radchenko, M., Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M.: Semi-empirical correlations of pollution processes on the condensation surfaces of exhaust gas boilers with water-fuel emulsion combustion. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. LNME*, 853–862. Springer, Cham (2020).

22. Kornienko, V., Radchenko, R., Stachel, A., Andreev, A., Pyrysunko, M.: Correlations for pollution on condensing surfaces of exhaust gas boilers with water-fuel emulsion combustion. In: Tonkonogiy V. et al. (eds.) *Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. LNME*, 530–539. Springer, Cham (2020).

23. Trushliakov, E., Radchenko, M., Bohdal, T., Radchenko, R., Kantor, S.: An innovative air conditioning system for changeable heat loads. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. LNME, 616–625. Springer, Cham (2020).

24. Bohdal, T., Sikora, M., Widomska, K., Radchenko, A.M.: Investigation of flow structures during HFE–7100 refrigerant condensation. Archives of thermodynamics: Polish Academy of Sciences 4(36), 25–34 (2015).

25. Bohdal, Ł., Kukielka, L., Legutko, S., Patyk, R., Radchenko, A.M.: Modeling and experimental research of shear-slitting of AA6111-T4 aluminum alloy sheet. Materials, 13, 3175 (2020).

26. Bohdal, L., Kukielka, L., Świłło, S., Radchenko, A.M., Kułakowska, A. Modelling and experimental analysis of shear-slitting process of light metal alloys using FEM, SPH and vision-based methods. AIP Conference Proceedings 2078, 020060 (2019); <https://doi.org/10.1063/1.5092063>.

27. Bohdal, L., Kukielka, L., Radchenko, A. M., Patyk, R., Kułakowski, M., Chodór, J. Modelling of guillotining process of grain oriented silicon steel using FEM AIP Conference Proceedings 2078, 020080 (2019); <https://doi.org/10.1063/1.5092083>.

28. Trushliakov, E., Radchenko, A., Forduy, S., Zubarev, A., Hrych, A. (2020) Increasing the operation efficiency of air conditioning system for integrated power plant on the base of its monitoring. In: Nechyporuk M. et al. (eds) ICTM 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing, 1113, 351–360. Springer, Cham (2020).

## CFD-BASED HYBRID MODELING OF HYDROGEN AND AMMONIA APU

**Halina Kobalava, Ph.D.,**

Head of the Thermal Engineering Department

E-mail: g.lavamay@gmail.com

*Kherson Educational-Scientific Institute*

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding,*

*Kherson, Ukraine*

**Abstract.** This study introduces a hybrid CFD approach for simulating liquid hydrogen and ammonia injection and evaporation in marine auxiliary power units (APUs). The method combines Large Eddy Simulation (LES), Volume of Fluid (VOF), and Lagrangian Particle Tracking (LPT) techniques to capture the main mechanisms of droplet breakup and evaporation in turbulent crossflow conditions. The results can support the optimization of injector and evaporator designs, enhance fuel-air mixing, and reduce pollutant emissions, fostering the development of safe and efficient low-carbon marine energy systems.

**Keywords:** Auxiliary Power Units, Injection, Evaporation, Hydrogen, Ammonia.

The decarbonization of maritime transport in accordance with IMO 2030/2050 goals [1] requires the implementation of alternative fuels in auxiliary power units. Liquid hydrogen ( $H_2$ ) and ammonia ( $NH_3$ ) are considered as promising “green fuels” to provide electrical power for ships at berth, during maneuvering, and as backup energy sources [2]. The key technical challenges include efficient liquid fuel injection, controlled evaporation in the air flow [3], and homogeneous mixing prior to combustion or catalytic reforming.

**The aim of the work** is to develop a hybrid computational model integrating Large Eddy Simulation, Volume of Fluid, and

Lagrangian Particle Tracking for modeling  $H_2/NH_3$  injection into a crossflow with consideration of phase-change phenomena and turbulent mixing.

Recent studies confirm the high relevance of combined CFD methods for describing the complex processes of  $NH_3/H_2$  injection and evaporation, and demonstrate specific pathways for their application to improve the efficiency and environmental performance of marine energy systems [4]. However, open questions remain regarding universal switching criteria between models, adequate representation of phase transitions, and accounting for the operational specifics of marine APU.

A seamless coupling between the Eulerian (VOF) and Lagrangian (LPT) approaches is investigated within the LES framework. The VOF module is used to describe the primary breakup of the liquid jet and interface dynamics during injection through marine-grade nozzles, while the LPT module models secondary breakup, droplet transport, and multicomponent evaporation with consideration of the thermophysical properties of hydrogen and ammonia. The transition between computational approaches is performed automatically using adaptive criteria based on the local Weber number, interface curvature, and evaporation rate. In addition, the model incorporates marine-specific boundary conditions that account for the operating regimes of APU, including a temperature range from  $-40^\circ\text{C}$  to  $+50^\circ\text{C}$  and pressure fluctuations.

The proposed model is particularly useful for marine auxiliary power units, since these systems operate under a combination of complex conditions and high requirements for reliability and efficiency. In the marine environment, APUs must function across a wide temperature range, from arctic to tropical climates, and withstand significant pressure variations, high humidity, and corrosive effects. The use of hydrogen or ammonia as fuels requires precise control of injection and evaporation processes, as incomplete mixing may result in reduced efficiency, increased

formation of nitrogen oxides or ammonia slip, and potential safety risks. The developed CFD model makes it possible to predict jet and droplet behavior in a turbulent crossflow, evaluate evaporation rates and completeness, and optimize injector geometry and operating regimes. This enables targeted improvement of marine APU designs running on hydrogen or ammonia, while simultaneously enhancing their efficiency, environmental performance, and durability.

**Conclusion.** The proposed hybrid CFD model provides new capabilities for accurate prediction of hydrogen and ammonia injection and evaporation processes in marine auxiliary power units. This will help improve their efficiency and safety and represents an important step toward maritime decarbonization in line with IMO 2030/2050 targets.

### References

1. 2023 IMO Strategy on Reduction of GHG Emissions from Ships (Annex 15, MEPC 80/17/Add.1) Електронний ресурс. Лондон: International Maritime Organization, 7 лип. 2023. 17 с. Режим доступу: <https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/OurWork/Environment/Documents/annex/MEPC%2080/Annex%2015.pdf>.
2. Karvounis, P., Theotokatos, G., Boulougouris, E. Environmental-economic sustainability of hydrogen and ammonia fuels for short sea shipping operations. *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 57, pp. 1070–1080. 2024. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.01.058>
3. Kobalava, H., Konovalov, D., Kalinichenko, I., Pyrysunko, M. Study of Thermophysical Processes in the Thermopressor for Contact Cooling Systems. In: Ivanov, V., Pavlenko, I., Edl, M., Machado, J., Xu, J. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII. DSMIE 2024. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 241–252. 2024. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-63720-9\\_21](https://doi.org/10.1007/978-3-031-63720-9_21).
4. Drazdauskas, M., Lebedevas, S. Numerical Study on Optimization of Combustion Cycle Parameters and Exhaust Gas

Emissions in Marine Dual-Fuel Engines by Adjusting Ammonia Injection Phases. Journal of Marine Science and Engineering, 12(8), 1340. 2024. <https://doi.org/10.3390/jmse12081340>

## EFFICIENT LOW-TEMPERATURE THREE-CIRCUIT COOLING FOR ELECTRIC MOTORS

**Dmytro Konovalov**<sup>1,2</sup>, D.Sc.,

Professor of the Thermal Engineering Department,

Visiting Professor of the Department of Energy  
and Process Engineering

E-mail: dimitriyko79@gmail.com

**Ignat Tolstorebrov**<sup>2</sup>, Ph.D.,

Professor of the Department of Energy  
and Process Engineering,

**Yuhiro Iwamoto**<sup>3</sup>, Ph.D., Professor

**Halina Kobalava**<sup>1</sup>, Ph.D.,

Head of the Thermal Engineering Department

<sup>1</sup>*Kherson Educational-Scientific Institute*

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Kherson, Ukraine*

<sup>2</sup>*Norwegian University of Science and Technology, Norway*

<sup>3</sup>*Nagoya Institute of Technology, Japan*

**Abstract.** This study presents modeling and analysis of a three-circuit evaporative cooling system for electric motors using refrigerants R744, R134a, R600a, and R290. The results show cooling efficiency under varying loads and temperatures, validated by an experimental setup. Refrigerant R744 provided

the highest heat transfer and enabled higher motor power within thermal limits, though with a lower COP. The findings highlight optimal cooling strategies for maintaining winding, rotor, and air temperatures in demanding conditions.

**Keywords:** Electric Motor, Cooling System, Coolant, Power-To-Dimension Ratio, Refrigerant.

Industrial electric motors are designed for continuous operation, where heat generation and dissipation balance out under steady-state conditions [1]. This study develops a mathematical model of their cooling system and compares refrigerants (CO<sub>2</sub>, R134a, R600a, R290) to identify differences and optimize design.

**The aim of the work** is to develop and optimize an electric motor cooling system using mathematical modeling, with a focus on comparing different refrigerants (CO<sub>2</sub>, R134a, R600a, R290) to improve efficiency, compactness, and environmental sustainability.

For the experimental investigation and development of the cooling system, an asynchronous motor (model YE3-250, Zhejiang Special Motor, Shengzhou, Zhejiang Province, China) with a power rating of 55 kW was selected (Fig. 1) [2].

The model incorporates convective heat transfer, temperature gradients, and heat fluxes to simulate temperature distribution and thermal efficiency. A computational scheme was developed to calculate heat loads in different motor zones and cooling circuits, using the equivalent heating losses method. Although this approach is convenient, accuracy is limited due to turbulence, material heterogeneity, and design deviations. Therefore, simplified methods based on experimental heat transfer data are often applied, assuming proportional heat dissipation from windings and cores, with about 20 % of stator losses transferred to internal air and 80 % through the stator core to the coolant.

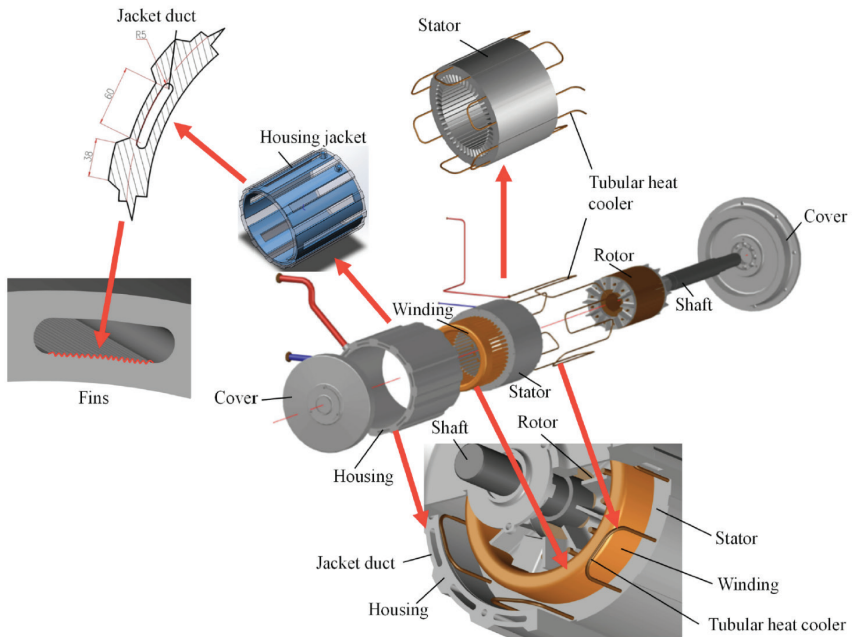


Fig. 1. The design of the experimental cooling system

The mathematical model was validated against experimental data for motor power between 55–90 kW using R134a. The overall uncertainty did not exceed 3.6 %, ensuring an accuracy of 96.4 %. Errors in air, winding, and stator temperatures were minimal, while rotor temperature showed the highest deviation. These results confirm the model's reliability for evaluating cooling systems with different refrigerants.

The analysis showed that using only the stator tubes (2nd circuit) is more effective than cooling the motor housing, as it simplifies the design, reduces compressor power, and improves PDR. Among the tested refrigerants (R744, R134a, R600a, R290), all demonstrated good heat transfer and environmental suitability. The most efficient configuration is a system with six U-shaped tubes in the stator, which ensures optimal mass velocity

(200–400 kg/(m<sup>2</sup>·s)) and higher cooling performance compared to other designs. This approach provides an optimal balance between efficiency, reliability, and compactness of the cooling system.

At the rotor temperature limit of 155 °C, R744 provides the highest motor power (up to 145 kW at –35 °C) compared to other refrigerants. While R290 shows good performance at higher coolant temperatures, R134a and R600a achieve lower motor power. Overall, R744 is the most suitable option, offering the best heat transfer and highest power output, though it requires greater compressor power.

The PDR reflects the balance between motor power and system size, with R744 showing high COP and heat transfer coefficients while keeping rotor temperature within limits. CO<sub>2</sub> offers strong environmental benefits due to its low GWP and potential for high efficiency, but its use requires handling high pressures, more complex design, and higher costs. Despite these challenges, R744 remains a promising refrigerant for electric motor cooling, especially when advanced cycle technologies are applied.

**Conclusion.** The study shows that R744 (CO<sub>2</sub>) is the most effective refrigerant, enabling higher motor power within safe temperature limits. Optimized cooling circuits with U-shaped tubes in the stator improve efficiency, PDR, and system reliability, offering valuable guidance for future motor cooling system design.

## References

1. Nategh, S., Boglietti, A., Liu, Y., Barber, D., Brammer, R., Lindberg, D., Aglen, O. A Review on Different Aspects of Traction Motor Design for Railway Applications. IEEE Transactions on Industry Applications, 56, 2148–2157. 2020. doi:10.1109/TIA.2020.2968414.
2. Konovalov, D., Tolstorebrov, I., Iwamoto, Y., Kobalava, H., Lamb, J.J., Eikevik, T.M. Optimizing Low-Temperature Three-Circuit Evaporative Cooling System for an Electric Motor by Using

Refrigerants. Energies, 17, 3942. 2024. <https://doi.org/10.3390/en17163942>

3. Konovalov, D., Tolstorebrov, I., Eikevik, T.M., Kobalava, H., Radchenko, M., Hafner, A., Radchenko, A. Recent Developments in Cooling Systems and Cooling Management for Electric Motors. Energies, 16, 7006 2023.

## **ADVANCED COOLING AND THERMAL MANAGEMENT SOLUTIONS FOR MODERN ELECTRIC MOTORS**

**Dmytro Konovalov<sup>1,2</sup>**, D.Sc,

Professor of the Thermal Engineering Department

E-mail: dimitriyko79@gmail.com

Visiting Professor of the Department of Energy  
and Process Engineering,

**Ignat Tolstorebrov<sup>2</sup>**, Ph.D.,

Professor of the Department of Energy and Process Engineering

**Trygve Magne Eikevik<sup>2</sup>**, Ph.D.,

Professor of the Department of Energy and Process Engineering

<sup>1</sup> *Kherson Educational-Scientific Institute*

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Kherson, Ukraine*

<sup>2</sup> *Norwegian University of Science and Technology, Norway*

**Abstract.** The study provides an overview of new trends in development of cooling systems for electric motors. It includes summary of academic research, patents and design of cooling systems implemented by leading motor manufacturers at TRL9.

The new trends of cooling management of air and liquid cooling systems was discussed and analyzed with the focus on the temperature distribution and its influence on the power-to-dimension ratio of the electric motors.

**Keywords:** Electric Motor, Cooling System, Coolant.

The basic trends of today's motors are not only the case of high efficiency but also a high value of the power-to-dimension ratio (relation of motor power to motor's weight, kW/kg), which is in agreement with the concepts of sustainable use of energy and resources and circular economy. The power-to-dimension ratio value becomes even more important when considering the necessary volume for motor installation. The higher such a performance the lower volume and weight of the electric motor will be, which is important for vehicles and airplanes.

The efficient cooling system is one way to approach the high value of the power-to-dimension ratio when the intensive heat rejection maintains the optimal temperature of the motor's operation [1]. The type of the cooling system strongly depends on the application area, ambient temperature, the occurrence of part-load and off-design operation etc. The modern trend of development of new small-size and high-power motors requires the development of advanced thermal management systems, which support the motor's sustainable operation.

The air cooling dominates in motor thermal management when considering area of application. This method is the simplest in application, use, maintenance and cheap in the case of running and investment costs [2]. External cooling has some limitations in terms of area of application, the fan cooling or self-cooling are dominant solutions for the method. The passive air cooling occurs for most types of electric motors with a few exceptions like electric motors for vehicles when the direct access of air to electric motor is limited. The water and oil cooling are at the second place in terms of use and research interest, because it requires

more complicated instrumentation and infrastructure. However, this method allows to obtain highest power-to-dimension ratio, when the compact system is a requirement [3]. The past 10 years revealed the high interest to new internal cooling systems with different types of cooling agents. It becomes the most used method in all the application areas. The use of cooling channels can be considered as a part of internal cooling. Injection method of cooling is an efficient method due to the direct contact of the coolant with motor's interior. Oil and refrigerant are the working fluids for the method; this creates significant challenges in terms of preventing leakage and return system.

The use of refrigerants for direct cooling purpose in electric motors is not well established due to high risk of leakage and special requirements to pressure levels. At the same time, the boiling and condensation provide the highest heat transfer rate, especially, when internal cooling is applied [4, 5].

Direct evaporation of cooling media from the hot surfaces of the electric motors is more beneficial in terms of high heat transfer coefficient. The following properties should be considered for use the refrigerant as a cooling media for electronics of hybrid vehicles: dielectric strength, dielectric constant, flammability, auto-ignition temperature, lower explosive limit, atmospheric lifetime, ozone depletion potential, global warming potential. One of the methods is direct injection and spraying of refrigerant in the motor's interior (Fig. 1). It can be, also, organized as described by Metheny et al. [6] for hermetic motor. R11 was supplied through both ends of the motor (at vicinity of winding) and dispersed by the rotation of the fan blades. The flow of refrigerant through the stator was organized via system of axial ducts, then the refrigerant exhausted radially through orifice at the axial center of the motor. The temperature of the refrigerant was at the boiling point. No membrane between the rotor and stator [6].

The main problem of the evaporative cooling of large machines is the leakage of the refrigerant through the rotor's bearings.

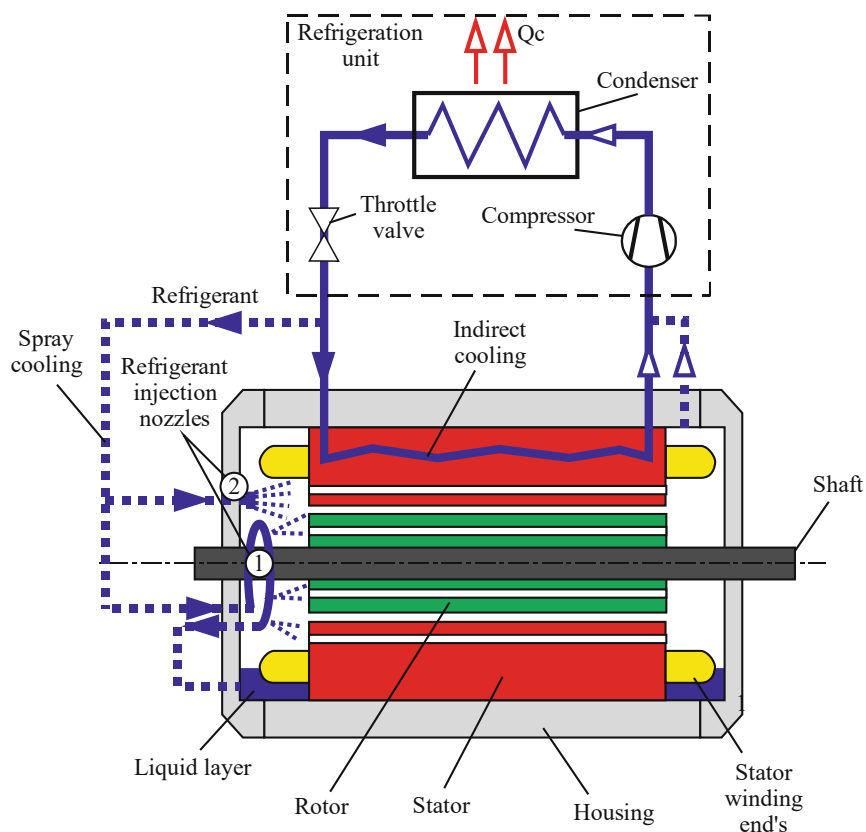


Fig. 1. Structure of spray cooling and indirect cooling for electric motor

The proposed solution was the use of hermetic fibre-glass sleeve, which was installed in the gap between rotor and stator and provided good sealing. The alternative solution utilized the magnetic sealing of shaft and bearing when the sleeve was not needed. In pilot tests R113 was sprayed through the distribution system on the windings' ends (evaporation temperature  $47.6^{\circ}\text{C}$ ) and the vapor was taken to the condenser via radial ducts in the stator. The sub-cooled refrigerant was sprayed in the motor's interior and forms thin film on the surface, which increased the heat transfer

of evaporation [4]. In the case of the magnetic sealing of bearing the bottom part of the motor was filled with refrigerant.

The potential of use of several refrigerants for efficient cooling of electric motors for aircrafts was discussed recently. The proposed solution of cooling utilised of thermal pipes and ducts and micro-channel. The high potential of low-pressure refrigerants like R236fa, R245fa and R134a was discussed, it will provide low weight of the cooling infrastructure. The author mentioned the high potential as CO<sub>2</sub> as a working fluid. They noted that the high working pressure can be a significant issue, when applying CO<sub>2</sub> for cooling of electric motors [7].

An industrial solution of use of refrigerant for motor cooling was presented by HERMETIC-Pumpen GmbH (Germany) [8]. An electric motor cooling system using the pumped refrigerant has been proposed for refrigeration pumps (R717, R744, R290, R404A, etc.), when there was no physical separation between the motor and pump. The coolant cools the motor elements by circulating through the gap between the stator and rotor, and through the cooling duct inside the shaft. This solution reduces the pump size by 50 % compared to the classic design.

**Conclusion.** Analysis of the presented data shows that the cooling system's effectiveness significantly impacts electric motor performance. Decreasing the cooling temperature for every 10°C allows for increasing power by 3–8 % and efficiency by 0.2–0.4 %. At the same time, a significant characteristic is the power-to-dimension ratio, which rises with improving the cooling system's efficiency. On the other hand, increasing winding temperature by every 10°C of over a high-temperature limit decreases life operation by 50 %. When applying similar cooling systems for motors with different designs and operation conditions, the effects on the performance of the motor was different. Therefore, the efficiency of cooling is not only a question of a cooling system or method but

a combination of system design, motor operation and environmental conditions.

### References

1. Lipo, T. Introduction to AC Machine Design, 2018.
2. Wrobel, R. A technology overview of thermal management of integrated motor drives – Electrical Machines. Thermal Science and Engineering Progress 2022, 29, 101222, doi: 10.1016/j.tsep.2022.101222.
3. Gai, Y., Kimiabeigi, M., Chuan Chong, Y., Widmer, J.D., Deng, X., Popescu, M., Goss, J., Staton, D.A., Steven, A. Cooling of automotive traction motors: Schemes, examples, and computation methods. IEEE Transactions on Industrial Electronics 2019, 66, 1681–1692, doi:10.1109/TIE.2018.2835397.
4. Deisenroth, D.C., Ohadi, M. Thermal management of high-power density electric motors for electrification of aviation and beyond. Energies 2019, 12, doi:10.3390/en12193594.
5. Konovalov, D., Tolstorebrov, I., Kobalava, H., Lamb, J.J., Eikevik, T.M. Experimental Investigation of a Low-Temperature Three-Circuit Cooling System for an Electric Motor under Varying Loads. Energies 2023, 16, 8019. <https://doi.org/10.3390/en16248019>.
6. Metheny, L., Sudhoff, D., Thompson, A., Budzynski. Integrated electric motor and drive system with auxiliary cooling motor and asymivietric heat sink. US5763969, 09.06.1998 1998
7. Konovalov, D., Tolstorebrov, I., Eikevik, T.M., Kobalava, H., Radchenko, M., Hafner, A., Radchenko, A. Recent Developments in Cooling Systems and Cooling Management for Electric Motors. Energies 2023, 16, 7006. <https://doi.org/10.3390/en16197006>.
8. GmbH, H.-P. HERMETIC refrigeration pumps. Available online: <https://kaelte.hermetic-pumpen.com/en/pump-types> (accessed on 24/03/23).

## **ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ ОХОЛОДЖУЮЧОЇ РІДИНИ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ НА ПАЛИВНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ**

**Калініченко І. В.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри теплотехніки  
E-mail: [ivan.kalinichenko@nuos.edu.ua](mailto:ivan.kalinichenko@nuos.edu.ua)

**Бовкун Б. О.**, здобувач вищої освіти  
*Херсонський навчально-науковий інститут  
Національного університету кораблебудування  
імені адмірала Макарова,  
м. Херсон, Україна*

**Актуальність теми.** Системи охолодження сучасних і перспективних поршневих і комбінованих двигунів повинні забезпечувати оптимальний і стабільний тепловий стан деталей і вузлів.

Оптимальним слід вважати такий температурний рівень, при якому матеріали деталей зберігають свої властивості міцності, моторні масла – високу здатність змащувати і несучу здатність, а втрати теплоти через систему охолодження мінімальні. На експлуатаційні показники двигуна чинить негативний вплив як недостатнє, так і надмірне охолодження. Процеси тепловідведення в рідинних системах охолодження супроводжуються ерозійно-корозійними руйнуваннями елементів систем і утворенням відкладень на тепловіддаючих поверхнях. Зі збільшенням середнього ефективного тиску і зниженням питомої маси двигунів проблема кавітаційних і корозійних руйнувань в порожнинах охолодження зберігає свою актуальність. Зазначені процеси вкрай негативно позначаються на надійності і ефективності ДВЗ. Корозія в системах охолодження є причиною утворення шламу, який осідає переважно в зонах з низькою швидкістю течії.

Під відкладеннями, що утворюються активно протікає підшламова корозія [1].

Вплив фізико-хімічних і теплофізичних властивостей охолоджуючих рідин на ресурсні, економічні та екологічні показники роботи дизелів є вкрай важливим фактором. У зв'язку з цим сучасна концепція регулювання охолодження повинна передбачати як автоматичне регулювання режимних показників, так і регулювання водно-хімічних параметрів охолодження.

**Мета роботи** – оцінити вплив параметрів системи охолодження сучасних двигунів внутрішнього згоряння з високим рівнем форсування на їх паливну ефективність

**Основна частина.** Удосконалення рідинних систем охолодження судових дизелів передбачає вирішення трьох взаємопов'язаних завдань:

- визначення параметрів охолодження, що роблять найбільш істотний вплив на надійність і ефективність роботи двигуна;
- обґрунтування бажаних значень обраних параметрів;
- розробка механізмів, які забезпечують автоматичний контроль і регулювання параметрів охолодження.

В якості вихідних даних при виконанні розрахунків використовуються конструктивні характеристики двигуна, параметри охолодження, варійовані в процесі розрахунку, параметри робочого циклу двигуна, а також емпіричні коефіцієнти, наведені в літературних джерелах [2, 3].

На першому етапі розраховувалися параметри, які надають визначальний вплив на теплофізичні процеси, що протікають в порожнинах охолодження: тиск  $P_s$ , відповідне заданої температури охолоджуючої рідини  $T_{\text{охол}}$ , середній питомий тепловий потік через бічну поверхню втулки циліндра  $q_{\text{ср}}$ , середня швидкість поршня  $c_{\text{п}}$ . Для розрахунку використовувалися емпіричні формули.

На другому етапі обчислень за методикою, описаною в роботі [3], визначалися складові теплового балансу ( $Q_E$ ,  $q_{охл}$ ,  $q_{вт}$ ,  $q_m$ ), коефіцієнти тепловіддачі від робочого тіла до стінки циліндра і від стінки до охолоджуючої рідини ( $\alpha_t$ ,  $\alpha_{охл}$ ), температури зовнішньої і внутрішньої поверхонь гільзи циліндрів, головки і тронка поршня ( $T_n$ ,  $T_{зср}$ ,  $T_{гп}$ ,  $T_{тп}$ ), напруги в циліндричній втулці, схильною до ерозійно-корозійних руйнувань, під дією газових сил, термічних напружень, додаткових контактних напружень ( $\sigma_t$ ,  $\sigma_r$ ,  $\sigma_n$ ).

Для оцінки інтенсивності ерозійно-корозійного зношування зовнішньої поверхні циліндрових втулок на підставі конструкторської документації з використанням емпіричних формул визначалися монтажні, граничні і середні зазори між дзеркалом втулки циліндра і тронка поршня ( $\delta_m$ ,  $\delta_{пр}$ ,  $\delta_{ср}$ ), кругова частота вільних коливань втулки ( $\omega$ ), числа вільних і вимушених коливань циліндричної втулки за один робочий цикл двигуна.

Результати розрахунку швидкості ерозійно-корозійних руйнувань, виконані для дизель-генераторів сучасних фірм виробників за умови, що температура охолоджуючої рідини внутрішнього контуру складає 80 °С, наведені в табл. [3].

Отримані результати підтверджують, що ерозійно-корозійні руйнування циліндрових втулок найбільш інтенсивно протікають в двигунах з високим ступенем форсування по середньому ефективному тиску і малій питомій масі, яка призводить до підвищеної віброактивності дизеля.

Отримані дані свідчать про те, що найбільш оптимальними з енергетичної та ресурсної точки зору для суднових ДГ є температура охолоджуючої рідини 110...120 °С, при тиску, що виключає активне пристіночне кипіння (0,13...0,14 МПа), і склад охолоджуючої рідини, що містить комплексну присадку, що забезпечує водневий показник в межах 7,5...9,0.

Таблиця – Результати розрахунку

| Фірма      | Марка ДГ | Циліндрова потужність, кВт | Середній ефективний тиск, МПа | Середня швидкість ерозійно-корозійних руйнувань, мкм/(тис. год) | Час до граничного зносу, год |
|------------|----------|----------------------------|-------------------------------|-----------------------------------------------------------------|------------------------------|
| MAN        | 8L21/31  | 210                        | 2,25                          | 26                                                              | 5840                         |
| Warts illa | 9L20     | 190                        | 2,46                          | 22                                                              | 6470                         |
| Hyundai    | 7H25/33  | 240                        | 2,31                          | 17                                                              | 4380                         |

При роботі двигуна з фіксованим навантаженням ( $N_e = 1300$  кВт) температура охолоджуючої рідини на виході з двигуна змінювалася від  $75$  до  $110^\circ\text{C}$ . Подальше підвищення температури обмежувалося можливостями герметизації штатної системи охолодження, тиск в якій становив при температурі  $110^\circ\text{C}$  близько  $P = 0,15$  МПа. Підвищення температури рідини  $t_{\text{ox}}$  призвело до практично лінійному зростанню температури відпрацьованих газів перед турбіною  $t_{\text{r}}$ , що викликало деяке підвищення тиску наддуву  $p_{\text{к}}$  і температури повітря після компресора  $t_{\text{к}}$ . Більш суттєвим було підвищення температури на впуску  $t_{\text{вп}}$ , що пояснюється зменшенням глибини охолодження наддувочного повітря в охолоджувачі, включеному у внутрішній контур охолодження. Результати розрахунків представлені на рис. 1.

Мінімальне значення питомої ефективної витрати палива відповідало  $t_{\text{ox}} = 102^\circ\text{C}$ . При подальшому збільшенні температури питома ефективна витрата палива почала зростати, що пояснюється зниженням коефіцієнта наповнення і підтверджує необхідність збільшення глибини охолодження наддувочного повітря.

**Висновки.** Результати виконаних розрахунків підтвердили, що найбільш інтенсивно ерозійно-корозійні руйнування протікають в двигунах з підвищеною віброактивністю, обумовленої високим середнім ефективним тиском і низькою питомою масою двигуна.

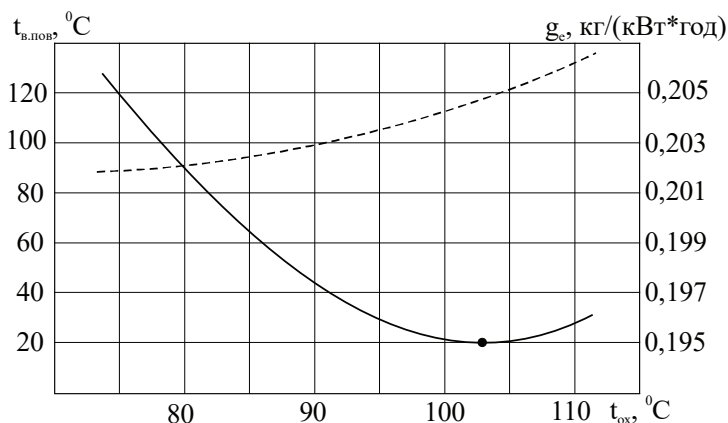


Рис. 1. Вплив температури охолоджуючої рідини на питомі витрати палива ДГ, — питомі витрати важкого палива ДГ; --- — температура повітря на впуску в циліндри  $t_{вп}$

### Література

1. Kobalava, H., Kononov, D., Kalinichenko, I., Pyrysunko, M. (2024). Study of Thermophysical Processes in the Thermopressor for Contact Cooling Systems. In: Ivanov, V., Pavlenko, I., Edl, M., Machado, J., Xu, J. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII. DSMIE 2024. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-63720-9\\_21](https://doi.org/10.1007/978-3-031-63720-9_21).
2. Радченко Р.Н., Богданов Н.С., Калиниченко И.В. (2015). Основы рационального проектирования системы охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля эжекторным теплотрансформатором. Авиационно-космическая техника и технология. Харків: ХАИ. 5 (122). 65–68. [http://nbuv.gov.ua/UJRN/aktit\\_2015\\_5\\_13](http://nbuv.gov.ua/UJRN/aktit_2015_5_13).
3. Savenkov, O., Radchenko, A., Bileka, B., Scurtu, I.C., Kalinichenko, I. (2022). Improving the Efficiency of Operation of Gas Turbine Plants Based on Turbo-Gear Units. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Kritskiy, D. (eds) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2021. ICTM 2021. Lecture

Notes in Networks and Systems, vol 367. Springer, Cham.  
[https://doi.org/10.1007/978-3-030-94259-5\\_46](https://doi.org/10.1007/978-3-030-94259-5_46).

## INVESTIGATION OF ROTARY CUP ATOMIZER CHARACTERISTICS USED AS AFTERBURNING INSTALLATION IN EXHAUST GAS BOILER FLUE

**Victoria Kornienko<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor  
E-mail: kornienkovika1987@gmail.com

**Serhiy Forduy<sup>2</sup>**, Associate Professor

*<sup>1</sup>Kherson Educational and Research Institute  
Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Kherson, Ukraine*

*<sup>2</sup>PepsiCo, Inc., Kyiv, Ukraine*

**Introduction.** When using modern internal combustion engines (ICE) with utilizing exhaust gas heat, it may not be enough to generate steam in exhaust gas boiler (EGB) to ensure the operation of recovery turbo-generator (RTG) at such values of ICE main power. This is caused by a decrease of exhaust gas temperature of ICE. One of the ways to increase the capacity of RTG is to burn additional fuel in afterburning installation installed in EGB flue, which gives certain advantages. Introducing afterburning not only increases the efficiency of cogeneration but it also increases the flexibility of RTG, boiler and afterburning installation [1].

The fuel afterburning in front of EGB influences considerably on the efficiency of any thermal power plant from cogenerative internal combustion engines and gas turbines [2, 3] to trigenerative plants generating power, heat and cooling (refrigeration and air conditioning) [4, 5], i.e. practically in all waste heat recovery technics [6–9].

When fuel is burnt in the exhaust flow, it is necessary to pay attention to conducting organization of combustion process of this fuel, and as studies show, it is better to burn water-fuel emulsions (WFE) [10, 11] of a certain composition. A rather large experience in the practical use of emulsified fuels has been accumulated and described in detail. Water does not worsen, but improves combustion processes due to additional crushing of fuel droplets due to microexplosions, an increase in the combustion surface of particles [12, 13], and good mixing of fuel with air. At low fuel consumption, effective atomization is only possible with pneumatic, steam, and rotary cup atomizer. In small boilers, preference is given to rotary cup atomizer. Therefore, if necessary to burn small amounts of fuel, the use of rotary cup atomizer may turn out to be an actual solution.

The requirements concerning the development of high performance equipment with low environment impact and high flexibility have increased lately. Therefore, a complex analysis is needed for obtaining the necessary data for designing the afterburning installation.

**Literature review.** The rotary cup atomizer is a special atomizer used for improved automotive painting. A model to predict the droplet size was developed by combining two already-reported models [14–16]. Authors' [17, 18] present study investigates liquid flow patterns on inner surface of a rotary cup atomizer and the effect of these flow patterns on the breakup patterns at the edge of rotary cup. It also estimates the atomization characteristics based on the diameter of liquid ligaments issuing from the cup edge. In [19] behaviors of liquid films scattering from a disk-type or cup-type rotary atomizer are studied using computations based on the three-dimensional Smoothed Particle Hydrodynamics method. Experimental results obtained in [20] study put forward a clear link between the shaping air flow rate and the rotation frequency on the aerodynamics and also provide valuable leads to design shaping air flow in modern

rotary bell sprayers. Authors' [21] experimentally investigated the effects of operational conditions and liquid properties on the formation and breakup of ligaments from a high-speed rotary cup atomizer.

Experimental and literature data on the rotary cup atomizer are small, that does not allow to obtain criteria equations and to determine the average droplet size. The aim of research is to investigate atomization characteristics of rotary cup atomizer. The research tasks:

- determine the effect of over the cross section of atomizer cup on average diameter droplets of atomized fuel;
- determine the coefficient of uneven distribution of the atomized liquid around the axis of atomizer;
- determine the dependence of atomizer root angle on air pressure and on atomizer speed.

**Research Methodology.** Rotary cup atomizer are insensitive to fuel oil viscosity, since the fuel is exposed to high temperature before atomization, washing the inner surface of the atomized cone, as a result of which the viscosity of the fuel oil is quickly brought to 2° or less. The high speed of the cup allows very finely fuel atomization. Due to this, it is possible to organize a better emulsion preparation and provide a complete fuel burning at a very low excess air. For ensuring the required dispersion during atomization of fuel and WFE, sustainable combustion of fuel at a flow rate of about 1...3 kg/h was studied the operation of rotary cup atomizer on experimental installation, taking into account the above provisions.

A drawing of a manufactured rotary cup atomizer is presented in Fig. 1.

Fuel was supplied to the spray cone 1 by means of a fixed tube 2 inserted into the hollow shaft 3 of the spray cone rotating in bearings 4 mounted in the cone 5.

The effect of the over the cross section of atomizer cup on the average diameter of droplets of atomized fuel was studied

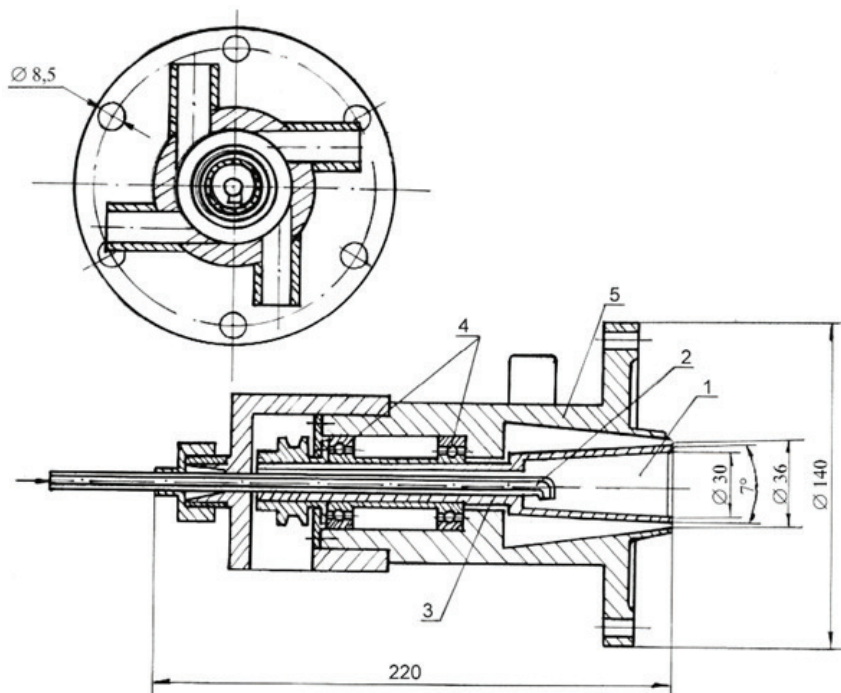


Fig. 1. Drawing of rotary cup atomizer:

1 – spray cone; 2 – fixed tube; 3 – hollow shaft; 4 – bearings; 5 – cone

at a special installation. The layout of the experimental installation for studying the operation of rotary cup atomizer is shown in Fig. 2.

The test fluid was supplied by gravity to the rotary cup atomizer 4. Water was supplied from the supply tank 7, and fuel or WFE was supplied from reservoir 8. The drive motor 5 rotated the rotary cup atomizer 4. A circle collector 2 and a sector collector 3 with measuring cups 6 were installed to verify the operation of atomizer.

For determining the droplet diameter of atomized liquid, the method of collecting droplets on glass slides coated with a layer of viscous liquid, in which the droplets of atomized liquid do not dissolve was used. In this case, compressor oil is used as such

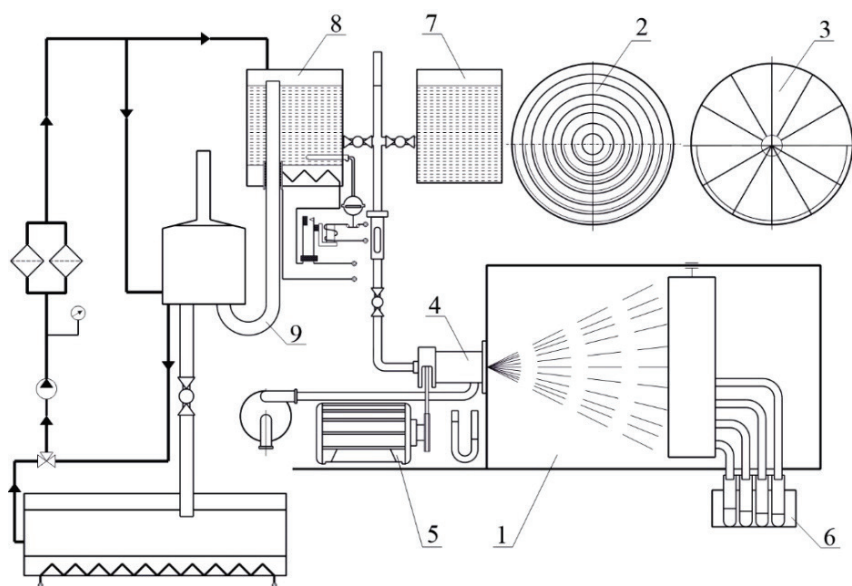


Fig. 2. Design of the experimental installation:

- 1 – bracket; 2 – circle collector; 3 – sector collector; 4 – rotary cup atomizer;  
5 – drive motor; 6 – measuring beakers; 7 – tank of water; 8 – tank of WFE

a liquid. When a droplet of liquid hits the surface of the plate, an imprint is obtained.

For determining the valid diameter of droplet  $d$  from its imprint  $d'$ , the following empirical formula can be used

$$\frac{d'}{d} = 0.77We^{0.2}, \quad (1)$$

where  $d'$  – imprint of a droplet;  
 $d$  – valid diameter of droplet;  
 $We$  – Weber's criterion.

$$W = \frac{\rho a v^2}{\sigma}, \quad (2)$$

where  $We$  – Weber criterion;

- $\rho$  – liquid density of a droplet;
- $v$  – droplet velocity before collision;
- $\sigma$  – coefficient of surface tension of liquid droplet.

With regard to the layer thickness to the droplet diameter more than 1.5, the value  $\frac{d'}{d}$  near to unity in the above range of Weber's criterion ( $We = 1500$ ).

Water, fuel oil and WFE containing 30 % water and 70 % fuel oil were used as the atomized liquid. The catch plate was placed for a short period at a specific place in atomizer. Then this plate with trapped droplets was placed under a microscope with a measuring grid, the division value of which determines the interval of droplet sizes in group. After these measurements, the number of droplets were calculated and the average diameter of droplets was determined as arithmetic average of droplets close in diameter.

The uneven distribution of atomized liquid around the axis of atomizer was measured using a sector collector. Moved to different distances from the atomizer so that its axis coincides with the axis of atomizer. The number of sectors in collector is accepted 12. Each of sectors is connected to a volumetric beaker. The receiving holes of the beaker should have pointed edges to prevent droplets from reflecting from their edges. The uneven distribution coefficient of atomized liquid around the axis of atomizer is defined as the ratio of difference between the maximum  $Q_{\max}$  and minimum  $Q_{\min}$  fluid volumes that fall into separate sectors to the average volume  $Q_{\text{av}}$ :

$$\varepsilon = \frac{(Q_{\max} - Q_{\min})N}{\sum_{i=1}^N Q_i}, \quad (3)$$

where  $Q_{\max}$  – maximum fluid volume;  
 $Q_{\min}$  – minimum fluid volume;

$Q_i$  – average fluid volume;  
 $N$  – the number of collector sector.

The dependences of atomizer root angle on air pressure and the atomizer speed empirically are determined. To determine the atomizer root angle photographing torch flame was used, strong lateral light illuminated on the screen of black velvet background. The scheme of determining the value of atomizer root angle is shown in Fig. 2.

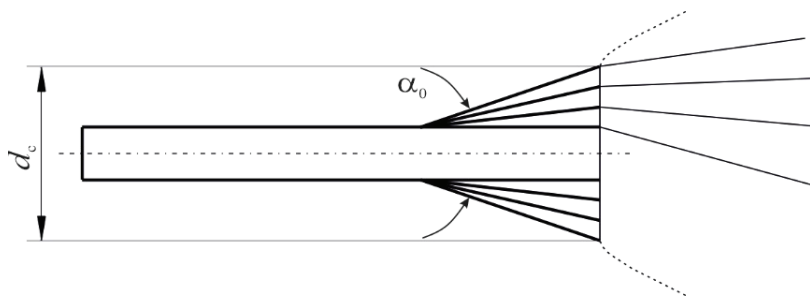


Fig. 3. Determining the value of atomizer root angle:  
 $d_c$  – atomizer cup diameter;  $\alpha_0$  – atomizer root angle  
 $(d_c = 30 \text{ mm}, \alpha_0 = 7^\circ; d_c = 28 \text{ mm}, \alpha_0 = 5^\circ; d_c = 26 \text{ mm}, \alpha_0 = 20^\circ;$   
 $d_c = 25 \text{ mm}, \alpha_0 = 15^\circ)$

**Results.** Fig. 3 shows the dependences of fraction diameter of atomized liquid over the cross section of atomizer with a change in the flow rate of atomized liquid and a atomizer speed, which show that at a low water flow rate (about 1 kg/h), the average diameter of droplets was in the range of 20...30  $\mu\text{m}$ . With increasing water consumption, average droplet diameter increases slightly and is 30...35  $\mu\text{m}$ .

The results of measurements and calculations show that with an increase in the flow rate, more uniform atomization of liquid is ensured, the coefficient of uneven  $\varepsilon$  decreases with distance from atomizer (Fig. 4).

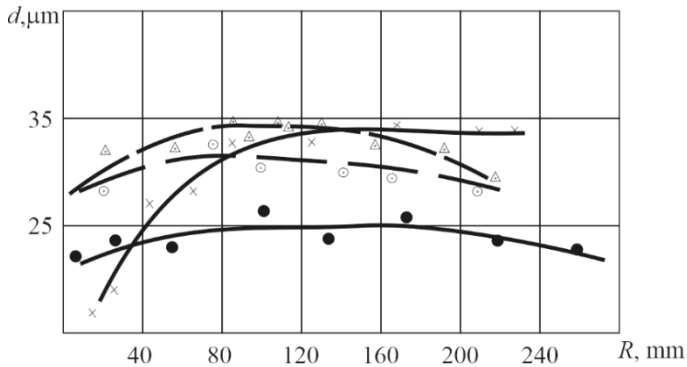


Fig. 4. Correlations for dependence of droplet distribution (in diameter) over the cross section of atomizer

(atomizer diameter  $d_p = 25$  mm; atomizer speed  $n = 6200$  min<sup>-1</sup>):

● – water consumption 1,2 kg/h; × – water consumption 3,0 kg/h;

⊙ – WFE consumption 1,0 kg/h; △ – fuel oil consumption 1,0 kg/h

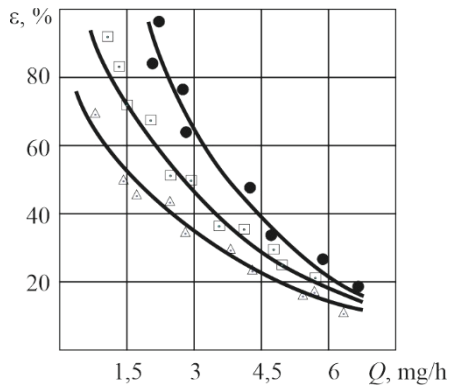


Fig. 5. Correlations for dependence of coefficient of uneven  $\varepsilon$  the flow of atomized liquid from changes in flow at various distances  $l$  from the cutoff of atomizer cup:

● –  $l = 150$  mm; □ –  $l = 250$  mm; △ –  $l = 350$  mm

The test results empirically determined as the atomizer root angle dependences of air pressure and atomizer speed are shown in Fig. 5–7. The presented curves show that the atomizer root

angle of atomized liquid largely depends on the air pressure. By changing the air pressure, you can adjust the atomizer root angle.

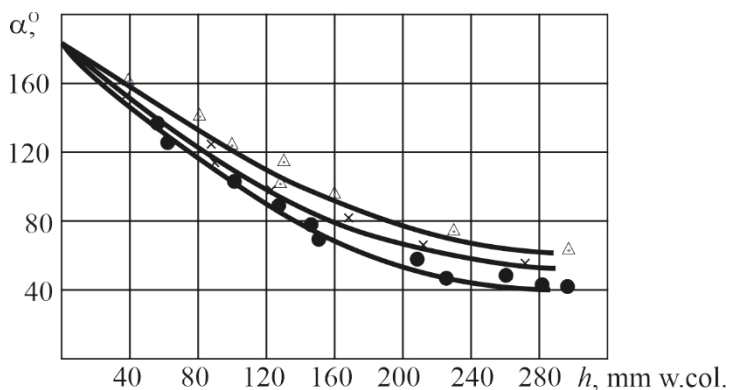


Fig. 6. Correlations for dependence of the atomizer root angle values from air pressure (atomizer speed  $n = 5500 \text{ min}^{-1}$ , water consumption  $4 \text{ kg/h}$ ) for different atomizer diameter:  
 ● –  $d_p = 25 \text{ mm}$ ; × –  $d_p = 26 \text{ mm}$ ; △ –  $d_p = 28 \text{ mm}$

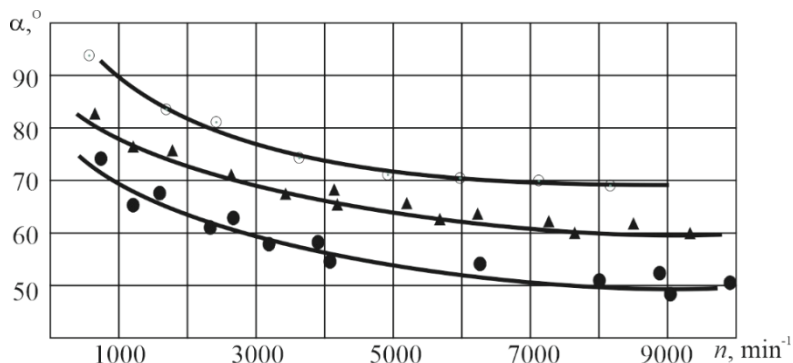


Fig. 7. Correlations for dependence of the atomizer root angle values from atomizer speed (air pressure  $h = 250 \text{ mm w. col.}$ , water consumption  $4,0 \text{ kg/h}$ ):  
 ● –  $d_p = 25 \text{ mm}$ ; ▲ –  $d_p = 26 \text{ mm}$ ; ○ –  $d_p = 28 \text{ mm}$

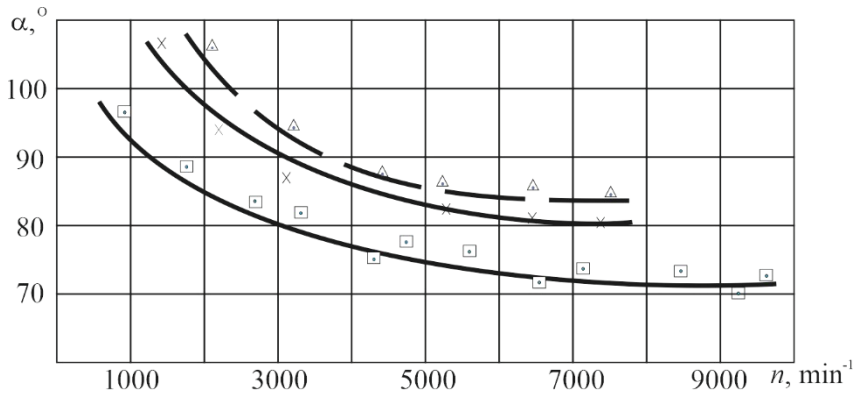


Fig. 8. Correlations for dependence of atomizer root angle values from atomizer speed (air pressure  $h = 250$  mm w.col.,  $d_p = 26$  mm):

□ – water consumption 1,0 kg/h; 
  $\times$  – WFE consumption 1,0 kg/h; 
 △ – fuel oil consumption 1,0 kg/h

The study of effect of atomizer diameter on the magnitude of atomizer root angle showed a proportional increase in the value of atomizer root angle with increasing atomizer diameter.

Changing of atomizer speed also contributes to changing the atomizer root angle, but to a much lesser extent.

Based on the experiments and conclusions made, a nozzle with a atomizer diameter  $d_p = 25$  mm was selected with an air pressure  $h = 250$  mm water column and a atomizer speed  $5000 \text{ min}^{-1}$ , which satisfactorily atomizes the fuel at a flow rate of 1...3 kg/h and provides the required diameter emulsion droplets for targeted research.

**Conclusions.** The dependence of the effect of over the cross section of atomizer cup on the average droplet diameter of atomized fuel have been investigated to obtain criteria equations for determining the average diameter of droplets when WFE is sprayed.

The coefficient of uneven distribution of atomized liquid around the axis of atomizer, the atomizer root angle on air pressure and

on the atomizer speed have been investigated to select atomizer diameter and atomizer speed.

Rotary cup atomizer was manufactured and experimental installation was designed for study the operation characteristics of rotary cup atomizers. Experimental researches have shown that when WFE is spraying with a rotary cup atomizer, the diameter of the droplets remains constant throughout the torch cross-section.

Issuing from the experimental and theoretical data, a nozzle with atomizer diameter  $d_p = 25$  mm was selected, which satisfactorily atomizes the fuel at flow rate of 1...3 kg/h and provides the required diameter of emulsion droplets for targeted research.

The work considers only one of the aspects of problem – investigation of rotary cup atomizer characteristics for combustion of fuel oils and WFE based on them. The results of the research in this direction proved the prospects for further study of regions of specific flows of atomized liquid at different atomizer diameters, fluid flow rates and different distances from atomizer.

### References

1. Barbu, E., Ionescu, S., Vilag, V., Vilcu, C., Popescu, J., Ionescu, A., Petcu, R., Prisecaru, T., Pop, E., Toma, T. (2010). Integrated analysis of afterburning in a gas turbine cogenerative power plant on gaseous fuel. WSEAS Transaction on Environment and Development, 6, 405–416.
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. In: HTRSE–2018, E3S Web of Conferences 70, 03012, 6 p.
3. Radchenko A., Radchenko M., Konovalov A., Zubarev A. (2018). Increasing electrical power output and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment. In: HTRSE–2018, 6 p. E3S Web of Conferences 70, 03011.

4. Radchenko, M., Radchenko, R., Ostapenko, O., Zubarev, A., Hrych, A. (2019). Enhancing the utilization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration. In: 5th International Conference on Systems and Informatics, ICSAI 2018, pp. 240–244. Jiangsu, Nanjing, China.

5. Forduy, S., Radchenko, A., Kuczynski, W., Zubarev, A., Konovalov, D. (2020). Enhancing the fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by chilling cyclic air. In: Tonkonogiy V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. LNME. Springer, Cham, 10 p.

6. Radchenko, N. (2004). A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase. Archives of Thermodynamics: Polish Academy of Sciences, 4(25), 3–19.

7. Bohdal, T., Sikora, M., Widomska, K., Radchenko, A.M. (2015). Investigation of flow structures during HFE–7100 refrigerant condensation. Archives of Thermodynamics. Polish Academy of Sciences, 4(36), 25–34

8. Konovalov, D., Kobalava, H. (2020). Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aerothermopressor. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. LNME, pp. 581–591. Springer, Cham.

9. Konovalov, D., Trushliakov, E., Radchenko, M., Kobalava, G., Maksymov, V. (2020). Research of the aerothermopresor cooling system of charge air of a marine internal combustion engine under variable climatic conditions of operation. In: Tonkonogiy V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. LNME. Springer, Cham, 10 p.

## REDUCING THE HARMFUL EMISSIONS WHILE COMBUSTION OF WATER-FUEL EMULSIONS

**Victoria Kornienko**, Ph.D., Associate Professor

E-mail: kornienkovika1987@gmail.com

*Kherson Educational and Research Institute*

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding,*

*Kherson, Ukraine*

Receiving additional energy due to deep utilization of heat losses of an internal combustion engine (ICE) saves fuel consumed for the operation of a ship's power plant. This, accordingly, leads to a decrease in emissions of harmful substances into the atmosphere, contributes to the satisfaction of the more stringent standards of the International Maritime Organization (IMO), which regulate the limits of these emissions. According to the MAN specialists, the IMO requirements (III level from SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> emissions) can be fulfilled using the following technologies: Water-fuel emulsion combustion (WFE) – WIF (Water in Fuel Emulsion); Scavenge Air Monistening (SAM); Exhaust Gas Recirculation (EGR); Selective Catalytic Reduction (SCR) [1].

The use of WIF technology leads to an increase of fuel consumption up to 1.2 % (if the condensing surfaces of isn't used when gases cooling below the dew point temperature of H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> and H<sub>2</sub>O vapors), SAM technology – 2.3 %, EGR technology – 4.6 %, SCR technology – 7.5–15 % (taking into account the price of urea). But WIF technology provides a reduction of NO<sub>x</sub> to 30 %, SAM technology – 45 %, the existing EGR system – 70 %; SCR technology – by 80 % (at the required level of IMO requirements (III level) – 80 % reduction of NO<sub>x</sub>). In addition, the SCR system must be accompanied by scrubber technology for the removal of SO<sub>2</sub>.

The aim of the research is to develop a system for the integrated purification of ICE exhaust gases.

Based on the experimental data, the equation of the pollution rate  $K_p$  depending on the wall temperature  $t_w$  during the fuel oils ( $W^r = 2\%$ ) combustion (1 mode) was obtained by the approximation method. In this case, the polynomial equation was selected:

$$K = 3082.92 - 117.228 \cdot t_w + 1.6613 \cdot t_w^2 - 1.0344 \cdot 10^{-2} \cdot t_w^3 + 2.3881 \cdot 10^{-5} \cdot t_w^4. \quad (1)$$

This equation is obtained for the following characteristics of the pollution intensity:  $t_w = 85 \dots 130^\circ\text{C}$ ,  $W^r = 2\%$ . Fig. 1 shows the calculated (predicted) values for  $K_p$  using the fitted model. In addition to the best predictions, the figure shows: 95 % prediction intervals for new observations and 95 % confidence intervals for the mean of many observations. The prediction and confidence intervals correspond to the inner and outer bounds on the graph of the fitted model.

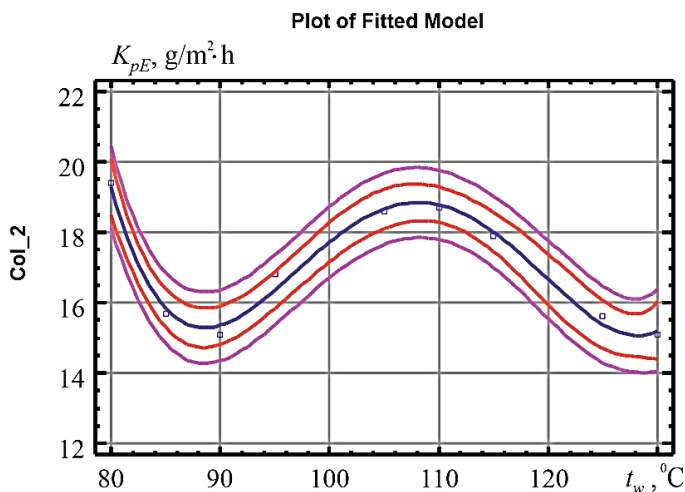


Fig. 1. Experimental dependences of pollution rate  $K_{pE}$  from wall temperature  $t_w$  with confidence and prediction curves during the fuel oils combustion

Comparison of the calculated values of the pollution rate  $K_{pC}$  (equation (1)) from those obtained during the experimental study  $K_{pE}$  is  $\delta_K = \pm 5\%$  (Fig. 2).

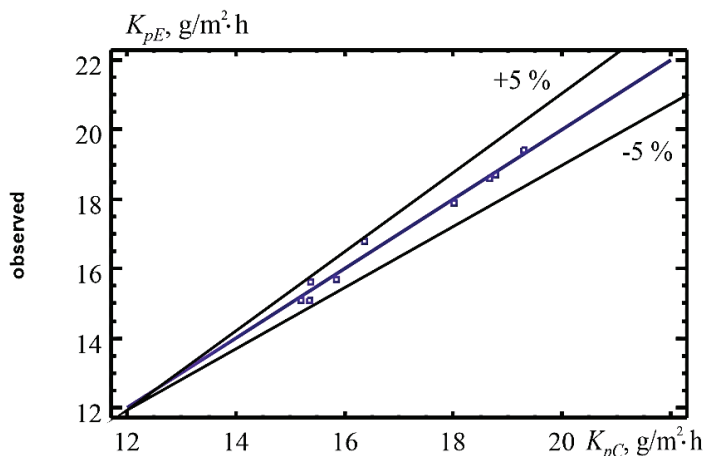


Fig. 2. Comparison of calculated pollution rate  $K_{pC}$  values with experimental  $K_E$  during the fuel oils combustion

The polynomial equation of the pollution rate  $K_p$  depending on the wall temperature  $t_w$  during the WFE ( $W^r = 30\%$ ) combustion (2 mode) based on the experimental data, was selected:

$$K = 624.931 - 23.3676 \cdot t_w + 0.3306 \cdot t_w^2 - 2.0583 \cdot 10^{-2} \cdot t_w^3 + 4.7526 \cdot 10^{-6} \cdot t_w^4, \quad (2)$$

This equation is obtained for the following characteristics of the pollution intensity:  $t_w = 80 \dots 130^\circ\text{C}$ ,  $W^r = 30\%$ . Fig. 3 shows the calculated (predicted) values for  $K_p$  with prediction and confidence intervals.

Comparison of the calculated values of the pollution rate  $K_{pC}$  (equation (2)) from those obtained during the experimental study  $K_{pE}$  is  $\delta_K = \pm 5\%$  (Fig. 4).

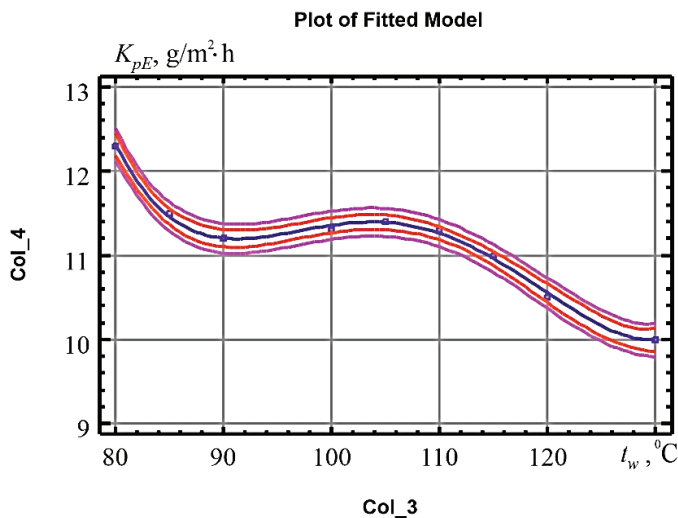


Fig. 3. Experimental dependences of pollution rate  $K_{pE}$  from wall temperature  $t_w$  with confidence and prediction curves during the WFE combustion

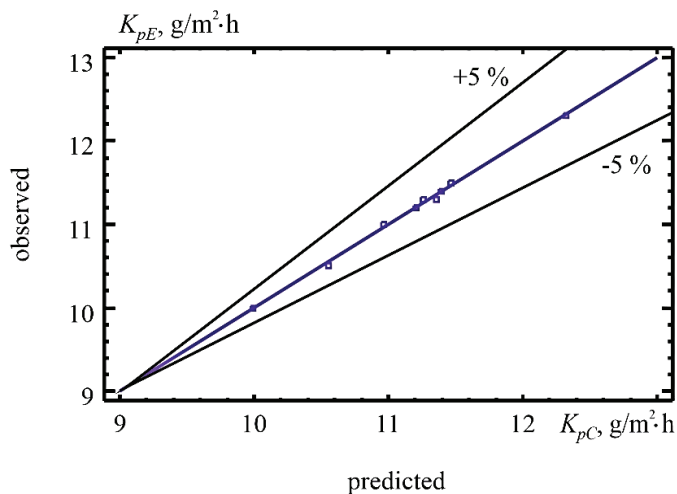


Fig. 4. Comparison of calculated pollution rate  $K_{pC}$  values with experimental  $K_{pE}$  during the WFE combustion

Based on the experimental and theoretical studies, a scheme of system for gas cleaning method of an ICE was developed (Fig. 5).

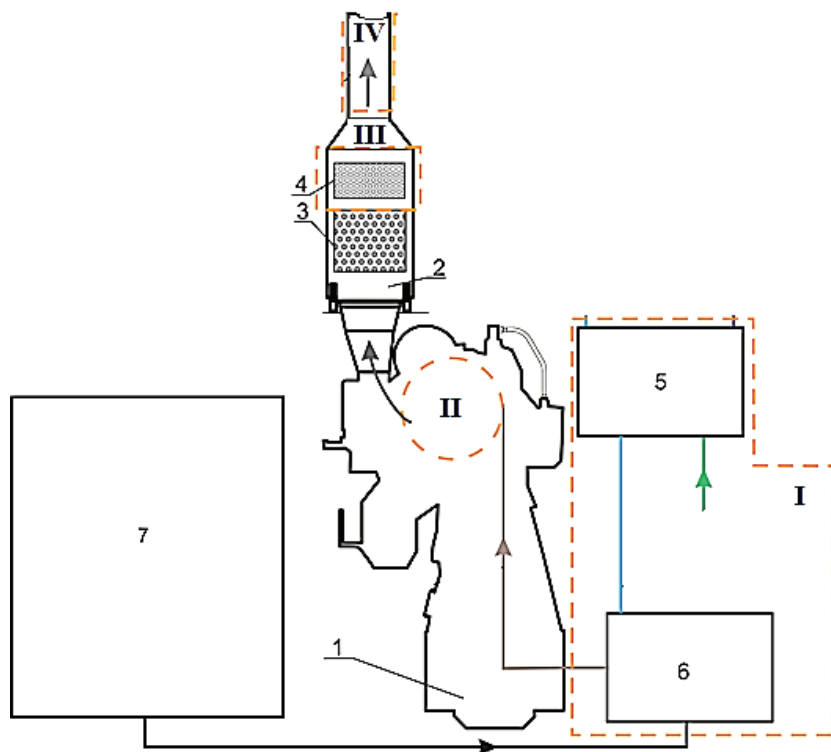


Fig. 5. A scheme of system for gas cleaning method and stages of cleaning:

- I* – WFE preparation with a water content of about 30%;
- II* – reducing concentration of toxic substances and solids in gases when WFE is burnt with water content 30 %;
- III* – adsorption processes occurring on condensing surfaces of exhaust gas boilers;
- IV* – processes occurring on condensing surfaces of gas flues;
- I* – ICE: 2 – EGB; 3 – dry convective surface; 4 – condensing heating surface; 5 – water preparation unit; 6 – water-fuel emulsion preparation unit; 7 – fuel tank

Possibility of solving complex problems in proposed technology is ensured by combustion of WFE with specifically recommended value of water content ( $W^r = 30\%$ ). Such WFE composition substantially affects not only running of thermal and physicochemical processes along the entire path of fuel combustion aggregates (starting from combustion zone and to cut of flue), but also directs them in the required direction. For performing tasks in technology of proposed method, providing solutions to problems of improving economic efficiency, improvement of environmental indicators and reliability, it is envisaged 4 stages of technological process:

- 1) WFE preparation with a water content of about 30 %;
- 2) WFE combustion with a water content of about  $W^r = 30\%$  leads to formation of equimolar ratio  $\text{NO}_2:\text{NO}$  in exhaust gases at outlet of combustion zone (as confirmed by patent and providing low-temperature corrosion (LTC) reduction), as well as reducing  $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_2$ , PM emissions;
- 3) installation of condensing surfaces, on which conditions are created for passivation of metal and a sharp decrease LTC intensity, as well as conditions from side of gases and in condensate to intensify  $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_2$ , PM absorption;
- 4) continuation of absorption intensification on condensing surfaces of gas flues (providing conditions for reliable operation of their metal) or maintaining temperature of metal of these gas flues above the dew point temperature of sulfuric acid vapour  $\text{H}_2\text{SO}_4$  without  $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_2$  absorption, but ensuring reliability of work (at low LTC level).

The main elements of the power plant, which provides for the combustion of specially prepared WFE with a water content of 30 %, are the ICE and the EGB. A dry convective surface and a condensing surface must be installed In the EGB to perform tasks. It is also mandatory to install a water treatment unit and WFE (the first stage of gas purification). Specially prepared WFE is supplied to the ICE injectors.

As a result of the combustion of activated WFE at the engine outlet we obtain exhaust gases of the corresponding composition

with a reduced amount of toxic ingredients up to 35 % or more, and most importantly, the equimolar ratio of  $\text{NO}_2:\text{NO}$  in  $\text{NO}_x$  (which is confirmed by our experimental and literature data). This is the second stage of exhaust gas cleaning, which allows to reduce, for example, the concentration of  $\text{NO}_x$  by 30–50 %.

Further, the exhaust gases enter to the EGB, in which a dry convective surface is installed at the inlet (superheater, vapor-generating surface), and a condensing convective surface in the form of an economizer and (or) a hot water supply section with a metal temperature of 70–130 °C at the outlet, which leads to condensation of sulfuric acid vapors in the exhaust gases of ICE.

In the acid condensate under the indicated conditions, an average concentration of about 57 % is established. The result is a sharp increase of  $\text{SO}_2$  and  $\text{NO}_x$  absorption. The presence in them of an equimolar ratio of  $\text{NO}_2:\text{NO}$  provides passivation of the condensing surface made of carbon steel. This provides a sharp decrease of the LTC intensity, an increase of the operation reliability of these condensing surfaces and the possibility of a sharp increase of the depth of exhaust gases utilization to ~ 80–90 °C instead of 160 °C (when standard fuels combustion). Thus, the third stage of gas cleaning is carried out.

This is due to the fact that in gases there is an equimolar ratio of  $\text{NO}_2:\text{NO}$ , which means that the passivation of the metal surface and a decrease of the LTC will be ensured with a minimum temperature difference between the gases and the metal of the gas ducts.

Thus, the implementation of these stages of gas purification provides a decrease of the content of toxic ingredients in gases by almost 50% (compared to existing technologies, which provide a decrease of the exhaust gas temperature of the EGB to 160 °C) and partial removal of solid particles, contained in gases (when WFE combustion, solid and soot particles are 80 % less than standard fuels combustion).

**Conclusions.** The best burning out of fuel combustible components due to applying a WFE provides decreasing a concentration of solids and soot in the exhaust gases and hence

their toxicity. The kinetics of low-temperature pollution on EGB condensation surfaces with WFE combustion are investigated to obtain approximation equations for predicting processes development. When WFE combustion with a water content of 30 %, the LTC intensity decreases, which makes it possible to install condensing heating surfaces in the EGB. The installation of a condensing heating surface in the EGB reduces the content of NO<sub>x</sub> in gases by 55 %, SO<sub>2</sub> by 50 %, and the content of solid particles by 3 times.

### References

1. Soot deposits and fires in exhaust gas boilers. MAN Diesel & Turbo. September, 2014.

## ДО ПИТАННЯ ВПЛИВУ ВІДБОРІВ ПОВІТРЯ НА СТРУКТУРУ ПОТОКУ В КАМЕРІ ПІДШИПНИКА ГТД

**Петухов І. І.**, канд. техн. наук, доцент,  
доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки  
E-mail: i.petukhov@khai.edu

**Ковальов А. В.**, аспірант кафедри  
аерокосмічної теплотехніки

**Михайленко Т. П.**, канд. техн. наук, доцент,  
доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки  
*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»,  
м. Харків, Україна*

**Вступ.** Зростання термонавантаження та зменшення габаритів роторних вузлів сучасних газотурбінних двигунів (ГТД) вимагає більш точного визначення їхнього

температурного стану та опису процесів гідродинаміки та теплообміну в суттєво нерівноважному повітряно-оливному середовищі, що його забезпечує. Потік повітря, що обертається разом із валом, формує складне поле швидкості, яке визначає поведінку крапель оливи, формування плівки на стінках і, зрештою, тепловий стан конструкції. Досить важливим є коректне врахування локальних змін поля швидкості в зонах вентиляції та відкачки.

**Мета роботи.** Аналіз та вдосконалення математичного опису поля швидкості повітря в камері підшипника ГТД із урахуванням впливу відборів у магістралі відкачки та вентиляції. Це створює основу для подальшого уточнення режимів течії оливної плівки та умов переносу теплоти.

**Загальна частина.** Для визначення окружної швидкості повітря течія в ядрі потоку об'єднується з прикордонним шаром. У ядрі потоку розглядається потенційна вихрова течія, а для пристінкової області використовується двошарова апроксимація «в'язкий підшар + логарифмічний шар» [1]. Відбори потоку визначають не тільки радіальну складову швидкості, але також локальні зміни окружної складової. Ці зміни, зокрема в зоні висхідного руху плівки, здатні суттєво впливати на її формування та термічний опір. Тому їх аналіз та урахування є необхідним попереднім етапом у побудові цілісної математичної моделі потоку у камері підшипника ГТД.

Чисельне дослідження виконано на основі осесиметричної геометрії камери з внутрішнім обертним циліндром. Використана модель турбулентності « $k-\omega$ » [2], яка забезпечує адекватний опис структури пристінкового шару. Особливу увагу приділено аналізу структури потоку поблизу вентиляційної та відкачуючої магістралей, де повітряний потік змінюється найбільш суттєво. Саме в цих зонах спостерігаються значні зміни поля швидкості. У випадках малих обертів валу на ділянці висхідної течії ці зміни можуть мати

визначальний вплив на рух плівки, значно більший, ніж на інших ділянках камери.

**Висновки.** Проведене дослідження демонструє, що локальні зміни поля швидкості поблизу магістралей відбору мають суттєвий вплив на поведінку повітряно-оливого потоку в камері підшипника ГТД. Уточнення цього поля є необхідним етапом для підвищення точності моделі теплопереносу. Запропонований підхід поєднує елементи аналітичного опису вихрової течії з результатами CFD-моделювання, що забезпечує баланс між фізичною адекватністю та обчислювальною ефективністю. Подальша інтеграція цих результатів у двофазну модель дозволить врахувати вплив зміни гідродинамічної структури на рух плівки, умови її захливання та термічний опір.

### Література

1. Петухов, І.І. Математичне моделювання теплопередачі у повітряно-крапельному потоку камери підшипника ГТД [Текст] / І.І. Петухов, А.В. Ковальов, Т.П. Михайленко // *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. – 2022. – № 6(184). – С. 23–30. – // ISSN 1727-7337. – doi:10.32620/aktt.2022.6.03.
2. Help Ansys Fluent. Release 2021 R1.

## **ДО ПИТАННЯ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗАХОЛОДЖУВАННЯ КРІОГЕННИХ СИСТЕМ**

**Петухов І. І.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки  
E-mail: i.petukhov@khai.edu

**Лисиця О. Ю.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки

**Михайленко Т. П.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки

**Ковальов А. В.**

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»,  
м. Харків, Україна*

Для сталої роботи будь-якої кріогенної системи необхідно, щоб рідина в каналах та елементах кріосистеми мала температуру нижче температури насичення. Тому на початковому етапі неминуче потрібен процес заохолодження, який супроводжується фазовими переходами, зміною режимів кипіння та структури парорідинного потоку, проявами нестабільності та пульсацій потоку. Це стосується і рідкого водню, який є одним із важливих компонентів як для аерокосмічної техніки, так для наземного транспорту.

Рациональний вибір параметрів режиму заохолодження кріосистеми має велике значення для її безпеки. Це пов'язано не лише з високими термічними напруженнями в конструкції, але й з можливістю реалізації неприпустимо високих тисків та пульсацій потоку. Складність вирішення задачі зумовлена сукупністю взаємопов'язаних термогідравлічних процесів у неохолодженій системі при подачі рідкого кріоагента. Завдяки нагріву від стінок та градієнту тиску в потоці агрегатний стан кріоагента змінюється з рідкого через парорідинний

до парового. Такі комплексні процеси є дуже складними для моделювання і на сьогодні не існує надійної методики їх розрахунку, а також кореляцій для кипіння кріогенних рідин на різних режимах заохолодження.

В даній роботі представлена квазістаціонарна модель в одновимірній постановці, яка враховує основні теплогідрравлічні процеси в каналах заохолоджуваної кріогенної системи. Моделюються режими, в яких не виникають нестійкі потоки. Ці умови якраз і є найбільш затребуваними для практичних застосувань. На базі основних рівнянь механіки гетерогенних середовищ враховуються відповідні теплогідрравлічні процеси в киплячому потоці кріоагента змінної структури.

При відомому протитиску та температурі стінок на стаціонарному етапі визначаються масова витрата через трубопровід, параметри потоку та умови теплообміну в кожній з його ділянок. Далі на нестаціонарному етапі розраховуються нові значення температур стінок у кожній ділянці трубопроводу, після чого стаціонарний етап повторюється знову. У випадку наявності в кріогенній системі баку, який заповнюється, граничний протитиск визначається з урахуванням зміни температури стінок та рівня рідини в баку. Припускається, що середньомасова температура парової фази у двофазному потоці дорівнює температурі насичення, а тепловий потік спрямований вздовж радіуса. При цьому враховуються умови нестаціонарної теплопровідності стінки.

За результатами розрахунків визначаються параметри середовища та температурний стан конструкції кріогенної системи, витрати компонента у різні моменти процесу, тривалість повного заохолодження системи та необхідна для цього маса кріорідини. Правомірність зазначеного підходу підтверджується успішним застосуванням моделі при розрахунках охолодження протяжних водневих систем з високими витратами потоку, а також задовільним узгодженням розрахунків з експериментальними даними інших авторів.

Проаналізовано вплив режимних параметрів та теплофізичних властивостей матеріалу конструкції на перебіг процесу заходження, вказано напрями уточнення моделі. Запропонована модель не вимагає значних обчислювальних ресурсів і може бути використана для будь-яких кріогенних рідин, а також для аналізу статичної нестійкості та моделювання течії у каналах з зовнішнім нагрівом.

**Висновки.** Розроблено квазістаціонарну одновимірну модель процесу заходження кріогенної системи, яка враховує основні теплогідролічні процеси в каналах при подачі рідкого кріоагента.

Модель дає змогу визначати масову витрату, параметри потоку, умови теплообміну та температурний стан конструкції на різних етапах процесу, що забезпечує комплексний аналіз динаміки заходження.

Запропонований підхід дозволяє уникнути нестійких режимів течії, що має важливе практичне значення для забезпечення безпеки та надійності роботи кріогенних систем, зокрема водневих.

Отримані результати узгоджуються з експериментальними даними інших досліджень, що підтверджує достовірність і практичну придатність моделі.

Модель відзначається невисокими обчислювальними витратами, універсальністю застосування для різних кріогенних рідин та можливістю подальшого розвитку для аналізу статичної нестійкості й моделювання процесів у системах з зовнішнім нагрівом.

### Література

1. Help Ansys Fluent. Release 2021 R1.

## **ПРОБЛЕМА ДВОФАЗНОГО ПОТОКУ ОЛИВИ Й ПОВІТРЯ В СИСТЕМАХ ЗМАЩЕННЯ АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ**

**Михайленко Т. П.**, канд. техн. наук, доцент,  
доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки  
E-mail: t.mykhailenko@khai.edu

**Горідько О. В.**, аспірант кафедри  
аерокосмічної теплотехніки

**Петухов І. І.**, канд. техн. наук, доцент,  
доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки

*Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»,  
м. Харків, Україна*

Масляна система є критичним елементом авіаційного газотурбінного двигуна (ГТД), що визначає його ефективність, надійність і довговічність [1]. Основна функція оливи полягає у зменшенні тертя між рухомими елементами, що сприяє зниженню зносу та продовженню ресурсу двигуна. Окрім змащення, олива виконує роль теплоносія, забезпечуючи відведення теплоти від вузлів тертя та видалення механічних домішок, продуктів зносу й окиснення. Масляна плівка додатково демпфує коливання і вібрації, що сприяє стабільній роботі ротора та підвищує загальну динамічну стійкість двигуна. Аналіз параметрів тиску, температури, витрати та складу оливи дозволяє здійснювати оперативну діагностику технічного стану ГТД і своєчасно виявляти ознаки несправностей. Робота масляної системи потребує підведення енергії для приводу насосів, які забезпечують циркуляцію оливи. Енергетичні витрати залежать від конструкції елементної бази та характеру теплогідралічних процесів у системі.

Подальший розвиток авіаційних ГТД супроводжується ускладненням їх конструкцій, що зумовлено необхідністю підвищення паливної ефективності та дотримання сучасних екологічних стандартів [2]. Зростання вимог до ефективності призводить до підвищення ступеня стиснення, температури газу перед турбіною, частоти обертання роторів та інших експлуатаційних параметрів. Одночасно відбувається зменшення габаритів і маси двигуна, що сприяє покращенню питомих характеристик, але супроводжується зростанням теплового навантаження на конструктивні елементи. Високі теплові та механічні навантаження підвищують вимоги до ефективності охолодження та змащення, що забезпечується масляною системою. Тому на етапі проектування масляної системи критично важливо мати достовірні моделі та методи прогнозування теплогідрравлічних процесів, які відбуваються в її елементах і каналах циркуляції оливи.

У більшості елементів масляної системи авіаційного газотурбінного двигуна циркулює не чиста олива, а її суміш із повітрям [3]. У нагнітальному контурі повітря переважно перебуває в розчиненому стані з концентрацією, яка визначається температурою, тиском, складом оливи, ступенем дегазації в баку та режимом роботи двигуна. Повітря потрапляє в масляні порожнини опор через систему наддування, яка запобігає витoku оливи в газовий тракт двигуна. У результаті у відкачувальному контурі циркулює оливо-повітряна суміш із підвищеним газовмістом, що змінюється залежно від режиму роботи двигуна. Для зменшення газовмісту перед охолодженням і подачею в бак у системі застосовуються повітровідокремлювачі, однак навіть після них в оливі залишається певна частка розчиненого повітря.

Наявність повітря в оливі суттєво змінює теплогідрравлічні процеси в масляній системі авіаційного ГТД. З підвищенням висоти польоту газовміст зростає, що призводить до погіршення робочих характеристик системи [4]. Розчинене

та вільне повітря змінює фізико-хімічні властивості робочого середовища, зокрема в'язкість і теплопровідність оливи. Це проявляється у зниженні ефективності теплообміну [5], погіршенні мастильних властивостей, виникненні кавітації в насосах і нестабільній роботі підшипників. Відтак, ігнорування впливу повітря на етапі проектування може спричинити зниження ефективності та надійності масляної системи.

Сучасні підходи до проектування масляних систем авіаційних газотурбінних двигунів ґрунтуються на припущенні, що в системі циркулює однофазний теплоносій – чиста олива. Тому метою цієї роботи є визначення характеру та ступеня впливу повітря в оливі на функціонування масляної системи авіаційного двигуна шляхом аналізу теплогідравлічних процесів.

У роботі проаналізовано особливості перебігу теплогідравлічних процесів оливо-повітряної суміші в масляній системі авіаційного ГТД. Наведено результати розрахунків впливу тиску та температури на розчинність повітря в оливі. На основі моделі механіки багатозфазних середовищ досліджено вплив газовмісту на ефективність роботи маслосистеми. За результатами виконаного аналізу визначено основні напрями подальших досліджень.

### Література

1. Дуаиссиа, Омар Хадж Аисса. К вопросу моделирования тепловых процессов в масляных полостях опор ротора ГТД [Текст] / Дуаиссиа Омар Хадж Аисса, Т.П. Михайленко, И.И. Петухов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2016. – № 1 (128). – С. 53–57.
2. Jafari, S. Thermal management systems for civil aircraft engines: Review, challenges and exploring the future [Text] / S. Jafari, T. Nikolaidis // Applied Sciences. – 2018. – Vol. 8, No. 11. – P. 1–16. DOI: 10.3390/app8112044.
3. Особенности моделирования теплогидравлических процессов в маслосистеме ГТД [Текст] / Т.П. Михайленко,

И.И. Петухов, Омар Хадж Аисса Дуаиссиа, Д.А. Немченко // Вестник двигателестроения. – 2016. – № 2. – С. 160–165.

4. Giffen E., Mills H.R. The effect of aeration of the oil on the behaviour of an engine lubricating system under high altitude conditions // The Aeronautical Journal. – 1949. – Vol. 53, No. 490. – P. 271–281.

5. Михайленко Т.П., Горідько О.В., Петухов І.І. Особливості теплогідравлічних процесів у маслорадіаторі авіаційного газотурбінного двигуна [Текст] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2023. – № 5. – С. 50–56. DOI: 10.32620/aktt.2023.5.03.

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВИХ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ**

**Андрєєв А. А.**, канд. техн. наук, доцент,  
доцент кафедри теплотехніки  
E-mail: artem.andreev@nuos.edu.ua

**Андрєєва Н. Б.**, канд. техн. наук, доцент,  
доцент кафедри теплотехніки

**Андрєєв А. А.**, канд. техн. наук, доцент,  
доцент кафедри теплотехніки  
E-mail: natalia.andrieieva@nuos.edu.ua

*Херсонський навчально-науковий інститут  
Національного університету кораблебудування  
імені адмірала Макарова,  
м. Херсон, Україна,*

**Анотація.** Розглянуто використання теплоти відпрацьованих потоків суднових дизельних двигунів для живлення

тепловикористовуючих холодильних машин. Показано, що така утилізація підвищує енергоефективність суднової енергетичної установки, зменшує витрати палива та шкідливі викиди. Обґрунтовано доцільність застосування абсорбційних і ежекторних систем для охолодження наддувного повітря, кондиціонування та рефрижерації на судах.

**Ключові слова:** судновий дизельний двигун, утилізація теплоти, абсорбційна холодильна машина, енергоефективність, суднова установка.

**Вступ.** Суднові дизельні двигуни мають достатньо низьку загальну ефективність: лише 30–45 % енергії палива перетворюється у механічну роботу [1, 2]. Решта 55–70 % енергії віддається у довкілля у вигляді теплоти через випускні гази, систему охолодження, змащувальну систему тощо. Наприклад, втрати теплоти з відхідними газами котлів на сучасних суднах становлять 7–8 %, а дизельних установок – близько 28–40 % [1]. У зв'язку з необхідністю зниження витрат палива і скорочення викидів ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_x$ ,  $\text{NO}_x$ ) міжнародні норми заохочують утилізацію цієї «зайвої» теплоти. Одним зі шляхів є використання її для живлення холодильних машин, що дозволяють отримати холод без витрат електроенергії на компресор.

Тепловикористовуючі холодильні машини (/ежекторні або абсорбційні) працюють за рахунок теплоти; вони не потребують електродвигуна компресора. Отримуваний холод може використовуватися для охолодження наддувного повітря чи приміщень на судні. Застосування таких систем надає можливість суттєво зменшити навантаження на традиційні холодильні установки і генератори, що в свою чергу економить паливо і знижує емісію шкідливих речовин. Практика показує: впровадження систем утилізації теплоти, включаючи холодильні цикли, дає помітну економію палива – до ~11 % на рік [5], а у розрахунках теоретичний потенціал економії електроенергії кондиціонерів сягав 60–70 % [3]. Водночас

важливим є технічне обґрунтування – принцип роботи, термодинамічний аналіз, економічна доцільність нових систем. Метою дослідження є комплексне вивчення теоретичних і практичних аспектів впровадження тепловикористовуючих холодильних машин на морських судах з урахуванням підвищення енергоефективності та екологічної вигоди.

### *Теплові потоки у судновому дизелі*

Розглянемо тепловий баланс суднового двигуна. Більшість енергії палива йде на утворення теплоти: лише частина – на корисну роботу. Наприклад, ефективний ККД сучасних суднових дизелів не перевищує 50–55 % [2]; середнє значення – 35–45 %. Оскільки 40–65 % віддається як відпрацьована теплота, важливо зрозуміти, куди саме воно витрачається. Згідно з дослідженнями, приблизно 30–35 % теплоти віддається вихлопним газам, 20–30 % – у систему охолодження (вода і мастило), решта – на інші втрати (наддув, випромінювання тощо). Утилізація цих потоків може відбуватися в різних системах: теплоутилізаційні котли з утилізаційним турбогенератором (УТГ), теплообмінники, чи холодильні цикли. Перший підхід дав сумарну економію палива до  $\approx 11$  % [5], але має технічні складнощі. Використання холодильних машин, навпаки, орієнтоване на отримання холоду, необхідного для кондиціонування та спеціальних потреб на судні.

Гріючим джерелом для генератора може бути пар, гаряча вода або безпосередньо вихлопні гази (через теплообмінник)[3].

Важлива характеристика – коефіцієнт продуктивності (COP), який в абсорбційних машинах зазвичай складає 0,5–1,0 (нижчий, ніж у компресійних систем, але абсорбційний холодильник не споживає електроенергію від генератора). Наприклад, одноступеневий LiBr–H<sub>2</sub>O агрегат може мати COP  $\approx 0,6$ , а двоступеневий –  $\approx 1,0$ , тоді як для аміаку одно- та багатоступенні установки досягають подібних величин. Абсорбційні машини зазвичай використовують тепло середнього та

низького потенціалу (до 120–150 °С). Ежекторні (газонасосні) холодильні машини – це різновид систем, де розширення робочого тіла (наприклад, у змішуючому дюзі) здійснюється за рахунок енергії носія, і також допускають живлення гарячою водою чи газами.

Важливо відзначити переваги таких систем: більш простий склад (немає компресора), можливість використовувати екологічно чисті холодоагенти (аміак, вода, літій-бромід мають нульовий ОВП/ГПП), а також економія електроенергії. Як зазначено в літературі, абсорбційний цикл має вищий холодильний коефіцієнт і нижчі експлуатаційні витрати [7]. Абсорбційні системи не потребують компресора і мають екологічно сприятливі характеристики [7].

#### ***Потенціал і можливості застосування на суднах***

На сучасних морських суднах холод потрібен для різних цілей: охолодження наддувного повітря головних двигунів, систем кондиціонування приміщень, рефрижераторних контейнерів та камер і трюмів. Останні, як правило, живляться від електронасоса фреоновим холодильним агрегатом. Якщо ж нагріта охолоджуюча вода чи вихлопні гази живитимуть абсорбційну машину, то можна без додаткового електроспоживання отримати холод необхідної потужності. Це зніме навантаження з дизель-генераторів та кондиціонерів, а отже – збереже паливо. За оцінкою однієї дослідницької групи, використання абсорбційних холодильних систем на основі теплоутилізації дозволяє забезпечити 2–4-кратний надлишок холодопродуктивності порівняно з потребами кондиціонування в морських суднах [3].

#### **Застосування:**

Охолодження повітря наддуву. Попереднє охолодження (intercooling) компресованого повітря збільшує густину кисню і знижує температуру займання, що може покращити ККД двигуна. У системі кондиціонування повітря або передбудування є статичні охолоджувачі; заміна частини цих

процесів на абсорбційні машини може знизити витрати палива і викиди NOx.

Кондиціювання приміщень. На пасажирських суднах чи військових кораблях енергоємними є кондиціонери. Абсорбційна холодильна машина, що працює на теплоті двигуна, дозволить скоротити навантаження на VCRS (Vapour Compression Refrigeration System).

Рефрижераторні установки. На судах-рефрижераторах холодильні установки – основні споживачі енергії. Перехід частково на абсорбційні холодильники дає економію електроенергії та палива. До того ж, традиційні промислові холодильні компресори потребують фреонів, тоді як абсорбційні агрегати працюють на воді/аміаку з набагато нижчим впливом на довкілля [8].

Таким чином, на судах тепловикористовуючі холодильні системи можуть бути інтегровані як додаткові до існуючих, або замінювати частину традиційних. Вироблене охолодження доцільно направляти на такі потреби: зменшення температури повітря в інтеркулері, кондиціювання бортових приміщень і підігрівачів та сховищ, зменшення охолодження електродвигунів, а також на технологічні процеси (наприклад, охолодження паливних насосів, рекуперація конденсату, криогенне охолодження контейнерів).

### ***Екологічна та економічна доцільність***

Використання WHRS з абсорбційними холодильними машинами має подвійну вигоду. По-перше, за рахунок зменшення витрат палива знижується і викид парникових газів та шкідливих домішок. Зростання температури охолоджуючого контуру на флоті призводить до істотного збільшення викидів CO<sub>2</sub>, NOx тощо, а використання WHRS сприяє їх скороченню [4]. По-друге, економічні розрахунки демонструють значну віддачу від інвестицій. Так, у розглянутому огляді абсорбційних систем на судах були отримані значні потенційні заощадження – від 47 до 95 тон палива на рік при

середніх умовах експлуатації [3], що становить економію десятків тисяч доларів на одне судно щорічно. Навіть якщо система коштує кількасот тисяч доларів, термін окупності при наявності сучасних цін на нафту може бути невеликим. У порівнянні з класичними методами утилізації (УТГ, ОРК) холодильні машини мають менші капітальні затрати і простішу експлуатацію.

Основний недолік – нестабільність вихідної холодопродуктивності, що залежить від режиму роботи двигуна. При зниженні навантаження на двигун меншає тепловий потік, що живить АХМ. Для вирішення цієї проблеми пропонуються такі підходи: – використання буферних накопичувачів холоду (акумулятори льоду), що стабілізують подачу холоду у пікові моменти попиту [9]; – застосування автоматичного регулювання циркуляції теплоносія і концентрації у робочих середовищах [10]; – комбінування з іншими джерелами тепла (наприклад, з вторинними контурами двигуна); – або ж використання подвійного генератора (двохступеневої АХМ) з адаптивним управлінням. Однак на практиці регулярне включення/вимикання таких систем складне, тому найчастіше нові установки проектують з резервом продуктивності або з роботою в постійному режимі. Перевага абсорбційних машин у тому, що їх можна легко інтегрувати до існуючих теплообмінників судна (наприклад, до систем охолодження води), суттєво не змінюючи конструкцію дизельного комплексу.

Таким чином, термодинамічний аналіз і численні приклади свідчать: при збалансованому проектуванні абсорбційна холодильна установка на судні здатна забезпечити значну частину холодопродуктивності, необхідної судовим споживачам, практично без додаткових витрат енергії крім використання наявного тепла двигуна [3, 4]. Це однозначно підвищує енергетичну ефективність судової енергетичної установки та знижує експлуатаційні витрати.

**Висновки.** Утилізація теплоти судових дизельних двигунів за допомогою тепловикористовуючих холодильних машин (абсорбційних/ежекторних) дозволяє суттєво підвищити енергоефективність і зменшити витрати палива. Велика частка теплових втрат (28–40 % на вихлопних газах, 7–8 % – у котлах [1]) може бути використана для виробництва холоду, що раціонально спрямовується на охолодження наддувного повітря, кондиціонування та рефрижерацію.

Абсорбційні холодильні цикли використовують екологічно безпечні холодоагенти ( $\text{NH}_3$ ,  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ) і мають холодильний КПД близько 0,5–1,0. За рахунок використання вільного тепла без витрат електроенергії вони дають економію палива та зменшення викидів шкідливих речовин [4, 7]. Наприклад, деякі дослідження оцінюють можливу економію палива на судні в межах десятків тон на рік [3], а зменшення електроспоживання на кондиціонування може сягати 60–70 %.

З екологічної точки зору, впровадження таких технологій відповідає сучасним вимогам щодо зниження парникових та інших забруднювальних викидів: по-перше, менш паливом, по-друге – виключенням роботи додаткових компресорів. Економічна доцільність оцінюється позитивно: витрати на встановлення відшкодовуються за рахунок економії палива протягом декількох років.

Перспективи подальших досліджень включають оптимізацію робочих середовищ (нові екологічні розчини, гібридні цикли), та інтеграцію з іншими системами судна (наприклад, комбіновані енергетичні установки з ORC, акумуляторами тепла, когенерацією).

Таким чином, тепловикористовуючі холодильні машини є перспективним рішенням для підвищення енергоефективності морських двигунів. Вони забезпечують раціональне використання низькопотенційної теплоти двигуна, зменшення собівартості перевезень і покращення екологічної ситуації на морі.

### Література

1. Sun, Y., Sun, P., Zhang, Z., Zhang, S., Zhao, J., & Mei, N. (2022). *Performance Prediction for a Marine Diesel Engine Waste Heat Absorption Refrigeration System*. *Energies*, 15(19), 7070.
2. Başhan, V., & Kökkülünk, G. (2019). *Exergoeconomic and air emission analyses for marine refrigeration with waste heat recovery system: a case study*. *Journal of Marine Engineering & Technology*, 19(2), 1–14.
3. Lohote, P., Bandgar, M., Biradar, N., Bhakkad, P., & Bhamare, P. (2018). *Waste Heat Recovery of Ship Engine: A review*. *Journal of Emerging Technologies and Innovative Research (JETIR)*, 5(6), 797–802. (ISSN 2349-5162)
4. Адамбаєв, Д. Б. (2022). Аналіз перспектив застосування на морських і річкових судах тепловикористовуючих холодильних машин середньої та малої продуктивності (Матеріали XV Всеукр. наук.-практ. конф. молодих учених, Одеса). – Одеський н-т технологій, 2022, С. 265–267.
5. Калюжний, І. В. (2023). *Дослідження процесу утилізації теплоти головного двигуна рефрижераторного судна при перевезенні продуктів під час воєнного стану* [Пояснювальна записка до канд. роб.]. Одеський н-т технологій.
6. Moore, D., & Fuller, R. (1993). *Environmental Control Systems: Heating, Cooling, Lighting*. McGraw-Hill.
7. Overbey, D. (2021). *The Absorption Refrigeration Cycle*. Building Enclosure Online.
8. IMO. (2018). *Energy Efficiency Design Index (EEDI) for new ships*. International Maritime Organization. (Методичні настанови)
9. Yin, L., & Geng, H. (2019). *Optimization of shipboard absorption refrigeration system*. *International Journal of Refrigeration*, 104, 108–118.
10. Wajs, J., Mrozek, M., & Fornalik-Wajs, E. (2022). *Combined cold supply system for ship application based on low GWP refrigerants – Thermo-economic and ecological analyses*. *Energy Conversion and Management*, 268, 115980.

## **A NEW APPROACH TO SHIP DIESEL ENGINE IN-CYCLE AIR COOLING BY WASTE HEAT RECOVERY CHILLERS ON THE ROUTE**

**Radchenko Roman**<sup>1</sup>, Ph.D., Associate Professor  
E-mail: ronirad19@gmail.com

**Andreev Andrii**<sup>1</sup>, Ph.D., Associate Professor

**Wen Huabing**<sup>2</sup>, Ph.D.

**Serogin Sergii**<sup>1</sup>, Ph.D.

*<sup>1</sup>Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Mykolayiv, Ukraine*

*<sup>2</sup>School of Naval Architecture & Intelligent Manufacturing,  
Nanjing, China*

**Introduction.** The operation conditions of ship low-speed diesel engines are characterized by a significant change in the ambient temperature during the voyage and corresponding temperatures of air at the inlet of turbocharger (TC) and the scavenge air after the TC. At high temperatures of outboard seawater the scavenge-air coolers (SAC) are not able to maintain a scavenge air temperature at the low temperature level sufficient for damping elevated air temperatures at the inlet of TC and to provide the engine operation at a stable air temperature at the intake to the working cylinders, which would ensure high fuel efficiency of the engine.

According to the manufacturers of ship low-speed engines “MAN” and “Wartsila” [1–3], an increase in air temperature at the inlet of TC by 10°C causes an increase in specific fuel consumption  $b_e$  by 0.2...0.7 %, and similarly, an increase in the scavenge air temperature after SAC leads to an increase in specific fuel consumption  $b_e$  by approximately 0.5 % and a corresponding decrease in the efficiency  $\eta_e$  of engines which poses the acute

problem of complex cooling of the engine cyclic air: at the inlet of TC and scavenge air at the inlet of the engine cylinders.

At the same time, with an increase in the temperature of ambient air and outboard water for cooling scavenge air, the heat, removed from the scavenge air and exhaust gas, increases. So it is quite expedient to utilize it by waste heat recovery chillers to reduce the temperature of engine intake air and scavenge air at the inlet of engine cylinders.

A lot of investigations are devoted to development of resource and energy saving and emissions reduction technologies [4–8]. Various ways of cooling the cycle air of engines through conversion of waste heat in the chillers were investigated [5–8].

The absorption lithium-bromide chillers (ACh) are the most widespread in stationary application due to a high efficiency with coefficient of performance (COP) of about 0.7 [9]. A coefficient of performance  $COP = Q_0/Q_h$  – is the ratio of generated cold  $Q_0$  to the consumed heat  $Q_h$ , extracted from exhaust gases, scavenge air. But they are manufactured as complicated chiller units and often need a special room. The simplest jet chillers (jet aerothermopressors [8], refrigerant ejector chillers (ECh) [9–11]) include heat exchangers easy to mount on the board side and transverse bulkheads in engine room. But their efficiency is less than ACh:  $COP = 0.2 - 0.3$ . Their application needs additional heat sources (hot jacket cooling water as an example) or deep utilization of exhaust gas to lower temperatures of about 110–130°C [12, 13]. The application of ACh of reduced load and sizes accordingly with ECh would reasonable solution [13, 14].

However, the problem of complex cooling of cyclic air (air at the intake of TC and scavenge air) of the low-speed engines of cogeneration type by using as a source of relatively low-grade water heat of the heat supply system (with a temperature of about 90°C) is still unsolved. A not high thermal potential of the hot water raises the problem of the rational distribution

of heat loads between chilling the engine intake and scavenge air and need application of waste heat recovery chiller of different types [15, 16].

The purpose of the work is to evaluate the potential of cooling intake air of ship main diesel engines and its realization by ACh and ECh as combined AECh transforming the engine exhaust heat at the real climatic conditions on the ship route.

**Methodology.** It is obvious that the combined use of ACh and ECh would be optimal. To do this, it is necessary to analyze the efficiency of the integrated cooling of the cyclic air of the low-speed diesel engines (intake air of the TC and the scavenge air) by transforming the waste heat of exhaust gases and scavenge air into the cold, comparing the necessary cooling capacity and the corresponding heat needs during an actual voyage with the amount of available waste heat of diesel engines (heat of exhaust gases and scavenge air), the results of which reveal a deficit or excess of the available waste heat for each of the methods for cooling the air (by using ECh or ACh), and then reserves for additional cooling of the air (intake air or scavenge air) due to the corresponding excess waste heat.

So, at the first stage of the methodology for determining the thermal capacity of waste heat recovery chiller the comparison of the necessary cooling capacities for complex cooling of cycle air of diesel engines (simultaneously intake air of the TC and the scavenge air) and the corresponding total needs of waste heat of diesel engines with the amount of available heat of exhaust gases and scavenge air or excess of the existing waste heat for each of the methods of air cooling (using ECh or ACh), and then additional reserves of cooling capacity for cooling intake air or scavenge air due to respond accordingly excess waste heat.

The efficiency of engine inlet and scavenge air cooling has been considered for the ship's low-speed diesel engine MAN B&W 6S60MC6.1-TI with economical power output  $N_e = 10$  MW,

specific fuel oil consumption (SFOC)  $b_e = 169.8$  g/(kWh) and air consumption 23.9 kg/s under ISO conditions and engine load – NMCR = 90 % [1, 2]. To analyze the parameters of the cooling air system, as well as the characteristics of the main engine with air cooling for changeable ambient conditions the “mandieselturbo” software package was used [1, 2].

For the 6S60MC6.1-TI engine, according to the data of the MAN company (according to the calculations by using “mandieselturbo” software package), cooling inlet air for every 10 °C results in reduction of specific fuel consumption 1.1–1.2 g/(kWh) [1, 2].

Characteristics of the work of the ECh was chosen taking into account the features of cooling air for ship diesel engines: boiling temperature of refrigerant in the evaporator-air cooler  $t_0 = 5$  °C; condensing temperature in a water cooled condenser with seawater –  $t_c = 25$ –45 °C; boiling temperature in the generator –  $t_g = 90$  °C.

Thus, for comparative analysis the following values of coefficient of performance were accepted: COP = 0.7 for ACh and COP = 0.2 for (ECh at boiling temperature of the refrigerant in the evaporator  $t_0 = 5$  °C and in the generator  $t_g = 90$  °C.

The calculation of the characteristics of the engine with cyclic air cooling was carried out on the operating mode during the voyage of the dry-cargo ship on the route Odesa-Yokogama. The changes in ambient air temperature  $t_a$ , temperature of outboard water  $t_w$ , ambient air absolute humidity  $d_a$  and relative humidity  $\varphi_a$  during the route are presented in Fig. 1.

When climatic conditions change during the trade route, the heat load of the cooling system changes, that is, cooling capacity  $Q_0$  is necessary for cooling the air, as well as the corresponding heat consumption  $Q_h$ , transformed into cold in waste heat recovery chiller:  $Q_h = Q_0 / \text{COP}$ .

Characteristics of the ECh performance was chosen taking into account the features of the design and use of air pre-cooling for ship diesel engines: boiling temperature of refrigerant

in the evaporator-air cooler  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ; condensing temperature in a water cooled condenser with seawater –  $t_c = 25\text{--}45^\circ\text{C}$ ; boiling temperature in the generator –  $t_g = 90^\circ\text{C}$ .

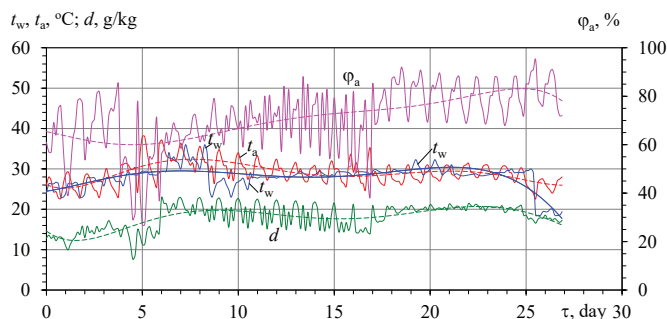


Fig. 1. The changes in ambient air temperature  $t_a$ , temperature of outboard water  $t_w$ , ambient air absolute humidity  $d_a$  and relative humidity  $\phi_a$  during the route Odesa-Yokogama

Thus, for comparative analysis the following values of coefficient of performance are accepted:  $\text{COP} = 0.7$  for ACh and  $\text{COP} = 0.2$  for ECh.

**Results.** The cooling capacity  $Q_{0.15}$ , required for cooling the intake air of the engine, was calculated based on the decrease in its temperature from the current temperature in the engine room  $t_{a1}$  ( $t_{a1} = t_a + 10^\circ\text{C}$ ) to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  by the value  $\Delta t_{a15}$ . The available cooling capacity was calculated as  $Q_{0(0.7)}$  – during the transformation of the exhaust gas heat  $Q_h$  to cold in ACh ( $Q_0 = Q_h \cdot \text{COP}$  at  $\text{COP} = 0.7$ ) and as  $Q_{0(0.2)}$  – during the transformation of exhaust gas heat  $Q_h$  in the ECh (at  $\text{COP} = 0.2$ ). The heat required for cooling the air at the engine inlet to the temperature  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  in ACh was calculated as  $Q_{h.15(0.7)} = Q_{0.15} / \text{COP}$  (at  $\text{COP} = 0.7$ ), and in ECh – as  $Q_{h.15(0.2)} = Q_{0.15} / \text{COP}$  (at  $\text{COP} = 0.2$ ).

As it is seen, the value of the available (existing) heat of exhaust gases  $Q_{h.15}$  and scavenge air  $Q_{h22}$  are close to each other  $Q_{h22} \approx Q_{h15} \approx 2.2\text{--}2.6$  MW and their total amount

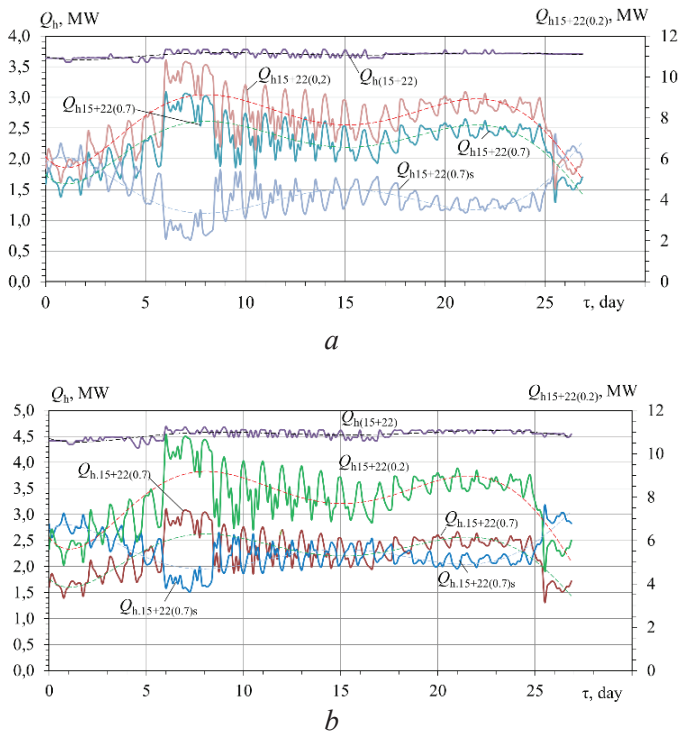
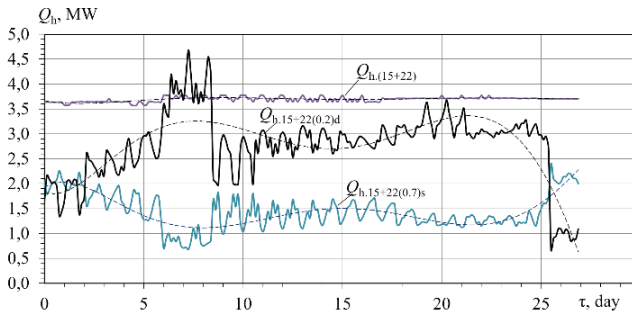


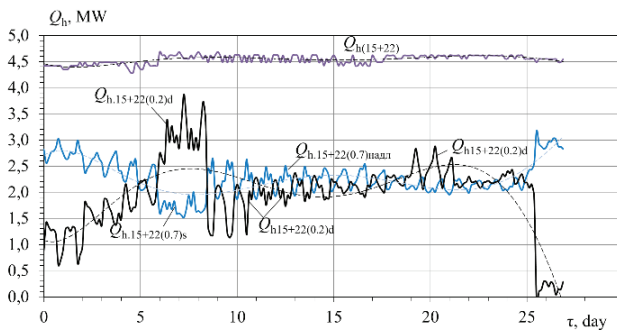
Fig. 2. The current values of available heat of exhaust gases and scavenge air  $Q_{h(15+22)}$ , heat required for cooling the intake air to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and scavenge air in the SACLT to  $t_{a2} = 22^\circ\text{C}$  in the ECh  $Q_{h15+22(0.2)}$  at  $\text{COP} = 0.2$  (ECh at  $t_h = 90^\circ\text{C}$  and  $t_0 = 5$ ), in the ACh  $Q_{h15+22(0.7)}$  at  $\text{COP} = 0.7$ , surplus (excess) heat available for ACh  $Q_{h,15+22(0.7)s}$  and heat deficit for ECh  $Q_{h15+22(0.2)d}$  at scavenge air temperatures at the outlet of the SACTH  $t_{h2}$ :  
 $a - t_{h2} = 140^\circ\text{C}$ ;  $b - t_{h2} = 110^\circ\text{C}$

$Q_{h(15+22)} \approx 4.5 \dots 5.0$  MW is almost twice higher the heat  $Q_{h15+22(0.7)}$ , required for cooling the intake air to a temperature  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and scavenge air in the SACLT to a temperature  $t_{a2} = 22^\circ\text{C}$  in the ACh with a coefficient of performance  $\text{COP} = 0.7$ , as evidenced by a significant excess of the available heat  $Q_{h15+22(0.7)s} = Q_{h(15+22)} - Q_{h15+22(0.7)} \approx 3.5 \dots 4.5$  MW for ACh.

At the same time, the total amount of available heat of exhaust gases and scavenge air  $Q_{h(15+22)}$  is almost half the heat  $Q_{h15+22(0.2)} \approx 9$  MW, necessary for cooling the intake air to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and Scavenge Air in a SACHT to  $t_{a2} = 22^\circ\text{C}$  in a ECh with a coefficient of performance  $\text{COP} = 0.2$ , as evidenced by a significant deficit of heat  $Q_{h15+22(0.2)d} = Q_{h15+22(0.2)} - Q_{h(15+22)} \approx 3 \dots 4$  MW for the ECh (fig. 3).



a



b

Fig. 3. The current values of the total amount of available heat of exhaust gases and scavenge air  $Q_{h(15+22)}$ , heat required for cooling the intake air to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and scavenge air in the SACHT to  $t_{a2} = 22^\circ\text{C}$  in the ECh  $Q_{h15+22(0.2)}$  at  $\text{COP} = 0.2$  (ECh at  $t_h = 90^\circ\text{C}$  and  $t_0 = 5$ ), surplus heat available for ACh  $Q_{h,15+22(0.7)s}$  and heat deficit for ECh  $Q_{h15+22(0.2)d}$  at scavenge air temperatures at the outlet of the SACHT  $t_{h2}$ :

$$a - t_{h2} = 140^\circ\text{C}; b - t_{h2} = 110^\circ\text{C}$$

The closeness of heat deficit values for ECh  $Q_{h15+22(0.2)d}$  and excess available heat which is more then required for ACh  $Q_{h.15+22(0.7)s}$  indicates the possibility of their mutual compensation through the joint use of ACh as an effective transformer of heat to cold (COP = 0.7), however, at less depth of air cooling (up to  $t_{a2} = 15^{\circ}\text{C}$ ), and less effective ECh (COP = 0.2...0.3) for deeper cooling of the air (to the minimum potential  $t_{a2} = 10^{\circ}\text{C}$  and even lower).

The values of the available total cooling capacity, which can be obtained due to the total amount of heat of exhaust gases  $Q_{h(15+22)}$  in a ACh  $Q_{0.15+22(0.7)}$  (COP = 0.7) and in ECh  $Q_{0.15+22(0.2)}$  (COP = 0.2) as well as the total cooling capacity  $Q_{0.15+22}$ , necessary for cooling intake air of the TC to  $t_{a2} = 15^{\circ}\text{C}$  and the scavenge air to  $t_{a2} = 22^{\circ}\text{C}$  with the total decrease in air temperature by the value of  $\Delta_{ta15+22} = \Delta_{ta15} + \Delta_{ta22}$  according to the climatic conditions on the trade route (fig. 4).

The values of ECh cooling capacity deficit  $Q_{0.15+22(0.2)d} = Q_{0.15+22} - Q_{0.15+22(0.2)}$  and the ACh surplus (excess) cooling capacity  $Q_{0.15+22(0.7)s} = Q_{0.15+22(0.7)} - Q_{0.15+22}$  are presented in fig. 5.

It should be noted that correlation between the ECh cooling capacity deficit  $Q_{0.15+22(0.2)d} = Q_{0.15+22} - Q_{0.15+22(0.2)}$  and the ACh surplus (excess) cooling capacity  $Q_{0.15+22(0.7)s} = Q_{0.15+22(0.7)} - Q_{0.15+22}$  during the voyage (fig. 5) can be changed by using the surplus cooling capacity of ACh  $Q_{0.15+22(0.7)s}$  (compared with the total cooling capacity  $Q_{0.15+22}$ , necessary for cooling intake air to the temperature  $t_{a2} = 15^{\circ}\text{C}$  and scavenge air to  $t_{a2} = 22^{\circ}\text{C}$ ) for completely eliminating the ECh cooling capacity deficit  $Q_{0.15+22(0.2)d}$ . It can be fulfilled through partial replacement of the ECh cooling capacity with the ACh cooling capacity by using the ECh only for cooling the engine intake air or scavenge air.

By rational redistribution of heat flows of waste heat (exhaust gases and scavenge air) between various types of waste heat recovery chillers (ECh and ACh), and the cooling capacity obtained by the chillers between the engine intake air and

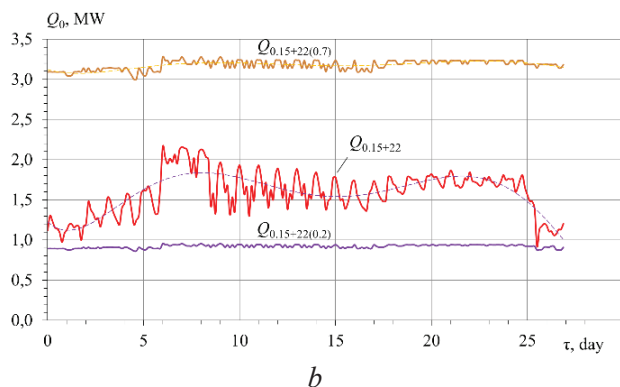
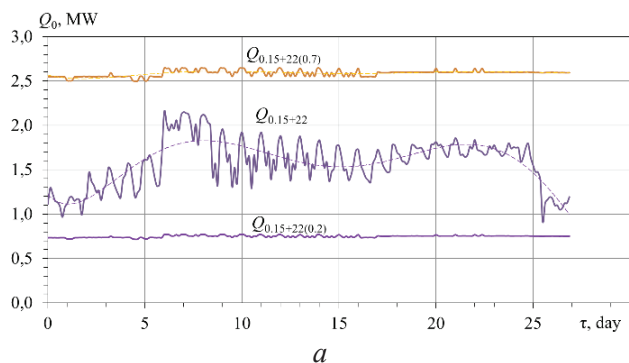
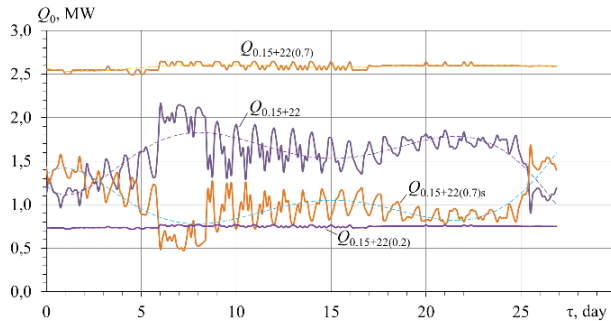
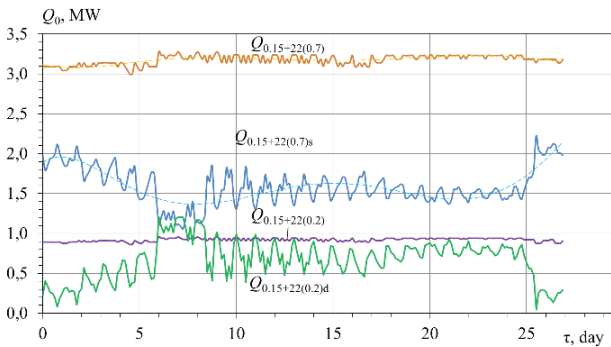


Fig. 4. The values of the available cooling capacity, which can be obtained by using the total amount of heat of exhaust gases  $Q_{h(15+22)}$  in the ACh  $Q_{0.15+22(0.7)}$  (COP= 0.7) and in the ECh  $Q_{0.15+22(0.2)}$  (COP= 0.2), as well as the total cooling capacity  $Q_{0.15+22}$ , necessary for cooling the intake air to  $t_{a2} = 15^{\circ}\text{C}$  and scavenge air to  $t_{a2} = 22^{\circ}\text{C}$ :  
 $a - t_{h2} = 140^{\circ}\text{C}$ ;  $b - t_{h2} = 110^{\circ}\text{C}$

scavenge air cooling, it is possible to ensure simultaneous complex cooling of the cyclic air of the engine and obtain almost double effect in the form of reduced fuel consumption. In this case, the redistribution of heat flows during the actual conversion of waste heat into cold – the ratio of generated cooling capacity  $Q_0$  and heat consumption for its production  $Q_h$  – is determined by the



a



b

Fig. 5. The values of the available total cooling capacity, which can be obtained by using the heat of scavenge air and exhaust gases  $Q_{h(15+22)}$  in the ACh  $Q_{0.15+22(0.7)}$  (COP = 0.7) and in the ECh  $Q_{0.15+22(0.2)}$  (COP = 0.2), cooling capacity deficit of the ECh  $Q_{0.15+22(0.2)d} = Q_{0.15+22} - Q_{0.15+22(0.2)}$  and surplus cooling capacity of the ACh  $Q_{0.15+22(0.7)s} = Q_{0.15+22(0.7)} - Q_{0.15+22}$ :  
 $a - t_{h2} = 140\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $b - t_{h2} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$

coefficient of performance  $\text{COP} = Q_0/Q_h$ , that is, by the type of waste heat recovery chiller.

The aggregate effect of complex cooling engine intake air to  $t_{a2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$  and scavenge air to  $t_{a2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$  with a summerised decrease in the cyclic air temperature by  $\Delta t_{a15+22(0.2)}$  can be estimated by the current full reduction of specific  $\Delta b_{e15+22}$  and hourly

$B_{f.15+22}$  fuel consumption and corresponding accumulated total reduction of fuel consumption  $\Sigma B_{f.15+22}$  of the low-speed engine 6S60MC6.1-TI during the voyage for the climatic conditions on the route Odesa-Yokohama in fig. 6.

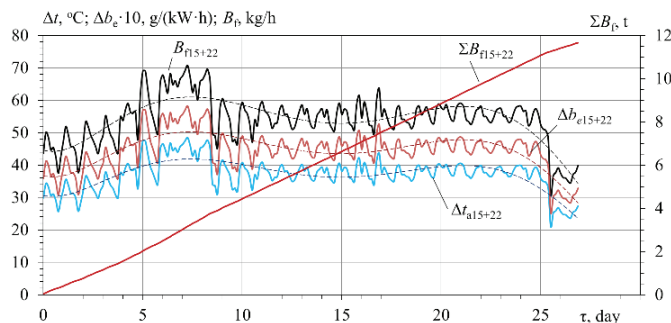


Fig. 6. The current values of the full reduction in specific  $\Delta b_{e.15+22}$  and hourly  $B_{f.15+22}$  fuel consumption due to simultaneously cooling the air at the intake of the TC to the temperature  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and scavenge air to  $t_{a2} = 22^\circ\text{C}$  with a summerised decrease in the cyclic air temperature by  $\Delta t_{a.15+22}$  in ACh and ECh and the corresponding accumulated total reduction of fuel consumption  $\Sigma B_{f.15+22}$  of the low-speed engine 6S60MC6.1-TI

As can be seen, the joint cooling of the intake air of the TC to the temperature  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  and the scavenge air to  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  ensures the reduction of the specific fuel consumption of the low-speed engine 6S60MC6.1-TI by the value  $\Delta b_{e.15+22} = 4.0 \dots 4.5 \text{ g/(kW}\cdot\text{h)}$  and hourly consumption  $B_{f.15+22} = 50 \dots 60 \text{ kg/h}$  and total fuel consumption  $\Sigma B_{f.15+22} \approx 11 \text{ t}$  during the trade route Odesa-Yokohama.

**Conclusions.** The efficiency of joint cooling the intake air of the turbocharger and Scavenge Air at the inlet of the working cylinders of the ship main engine of the transport ship by the conversion of the waste heat by ECh and ACh was analyzed. As a source of heat for chillers, water from the heat supply system, obtained from the heat of the scavenge air and engine exhaust gas, is used. The reserves

to improve the cooling efficiency of the main diesel engine cyclic air through using the chillers of various types were revealed. A new approach to improving the efficiency of cyclic air cooling of the main engine of a transport ship has been proposed.

### References

1. MAN Diesel Turbo, “CEAS Engine Calculations” [Online], available at: <https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas>.
2. MAN Diesel & Turbo, MAN B&W Two-stroke Marine Engines. Emission Project Guide [Online], available at: [https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/special\\_pg/7020-0145-09\\_uk.pdf](https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/special_pg/7020-0145-09_uk.pdf)
3. Wärtsilä Environmental Product Guide, [Online], available at: <https://cdn.wartsila.com/docs/default-source/product-files/egc/product-guide-o-env-environmental-solutions.pdf>
4. N. Bent (2009), 8500 TEU Container Ship Green Ship of the Future Concept study, Odense Steel Shipyard Ltd, [Online], available at: <https://www.dendanskemaritimefond.dk/wp-content/uploads/2016/04/Green-Ship-Report-Containership-4Dec09.pdf> (Accessed 4 December 2009).
5. Yang, Z., Radchenko, R., Radchenko, M., Radchenko, A., Kornienko, V. Cooling potential of ship engine intake air cooling and its realization on the route line. Sustainability 2022, 14, 15058. <https://doi.org/10.3390/su142215058>
6. Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M., Bogdanov, M., Andreev, A. Enhancing the Efficiency of Marine Diesel Engine by Deep Waste Heat Recovery on the Base of Its Simulation Along the Route Line. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering (ICTM 2019). Advances in Intelligent Systems and Computing (2020), vol. 1113. Springer, Cham, pp. 337–350. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5\\_29](https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_29)
7. Radchenko, M., Mikieliewicz, D., Andreev, A., Vanyeyev, S., Savenkov, O. Efficient ship engine cyclic air cooling

by turboexpander chiller for tropical climatic conditions. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol. 188, pp. 498–507. Springer, Cham (2021).

8. Yang, Z., Konovalov, D., Radchenko, M., Radchenko, R., Kobalava, H., Radchenko, A., Kornienko, V. Analyzing the efficiency of thermopressor application for combustion engine cyclic air cooling. *Energies* 2022, 15, 2250. <https://doi.org/10.3390/en15062250>

9. Radchenko, R., Pyrysunko, M., Kornienko, V. Ionut-Cristian Scurtu, Patyk, R.: Improving the ecological and energy efficiency of internal combustion engines by ejector chiller using recirculation gas heat. In Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems*; Springer: Cham, Switzerland, 2021; vol. 188, pp. 531–541

10. Radchenko, R., Pyrysunko, M., Radchenko, A., Andreev, A., Kornienko, V.: Ship engine intake air cooling by ejector chiller using recirculation gas heat. In: Tonkonogyi, V. et al. (eds.) *AMP. InterPartner-2020. LNME*, Springer, Cham, 2021, 734–743.

11. Radchenko, R., Kornienko, V., Radchenko, M., Mikielwicz, D., Andreev, A., Kalinichenko, I. Cooling intake air of marine engine with water-fuel emulsion combustion by ejector chiller. In *V International Scientific and Technical Conference Modern Power Systems and Units (MPSU 2021)*, E3S Web of Conferences 2021, 323, 00031. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202132300031>

12. Kornienko, V., Radchenko, R., Radchenko, M., Radchenko, A., Pavlenko, A., Konovalov, D. Cooling cyclic air of marine engine with water-fuel emulsion combustion by exhaust heat recovery chiller. *Energies* 15(1), 248 (2022). <https://doi.org/10.3390/en15010248>

13. Pyrysunko M., Radchenko R., Kornienko V., Shalapko D. Analysis of Cooling Air at the Inlet of Marine Engine with Exhaust Gas Recirculation by Ejector and Absorption Refrigeration. In book: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII*. 2024, 314–323. DOI: 10.1007/978-3-031-63720-9\_27

14. Radchenko, R., Radchenko, N., Tsoy, A., Forduy, S., Zybaryev, A., Kalinichenko, I. Utilizing the heat of gas module by an absorption lithium-bromide chiller with an ejector booster stage. *AIP Conference Proceedings*, 2020; 2285, 030084. <https://doi.org/10.1063/5.0026788>

15. Radchenko, A., Radchenko, M., Mikielewicz, D., Radchenko, R., Andreev, A. A novel degree-hour method for rational design loading. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A: Journal of Power and Energy* 2022; 237(3): 570–579. DOI: 10.1177/09576509221135659. <https://doi.org/10.1177/09576509221135659>

16. Radchenko R., Radchenko A., Mikielewicz D., Radchenko M., Pavlenko A., Andreev A. Adaptable Management for Cooling Cyclic Air in Ship Power Plants by Heat Conversion – Part 1: Downsizing strategy for cogeneration plants. *Energy* 2024, EGY\_133845. DOI: 10.1016/j.energy.2024.133845

**СЕКЦІЯ № 5**  
**ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ**  
**ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА**

---

**ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ**  
**ТЕПЛООБМІННИКІВ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ**

**Кузнецов В. В.**, д-р техн. наук, доцент,  
професор кафедри технічної теплофізики  
і суднових паровиробних установок  
E-mail: valeriy.kuznetsov@nuos.edu.ua

**Кузнецова С. А.**, канд. техн. наук, доцент,  
доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних  
установок та теплоенергетики  
E-mail: svitlana.kuznetsova@nuos.edu.ua

*Національний університет кораблебудування*  
*імені адмірала Макарова,*  
*м. Миколаїв, Україна*

Охолоджувачі та нагрівачі повітря у системах кондиціювання здебільшого виконуються трубчастими. Особливістю таких теплообмінних апаратів є наявність двох середовищ у різному фазовому стані по обох сторонах трубок, що значно впливає на теплопередачу. З одного боку – це повітря, з іншого боку – це холодильний агент, завдяки якому повітря охолоджується або нагрівається. Таким чином, для покращення тепловіддачі до або від повітря і загального зменшення масогабаритних показників теплообмінників, поверхня тепловіддачі для неї виконується оребреною.

На рис. 1 наведені найбільш розповсюджені поверхні теплообміну охолоджувачів повітря з оребренням.

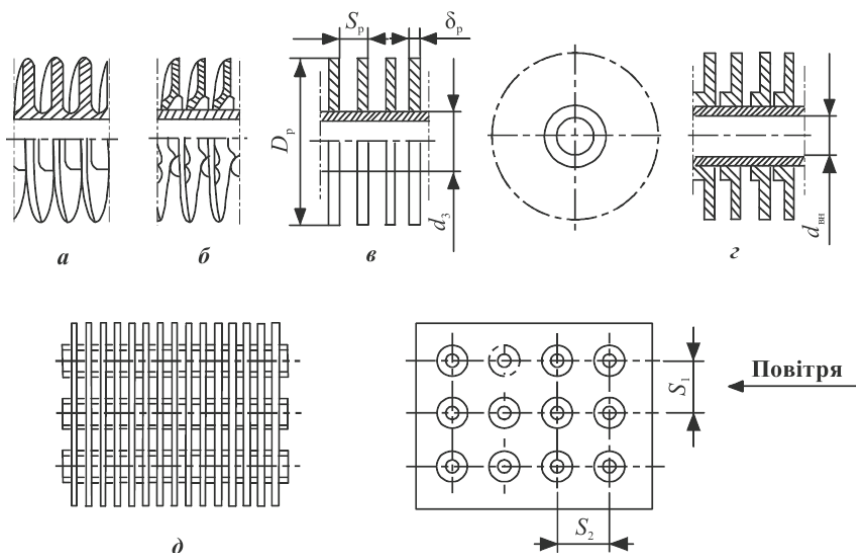


Рис. 1. Трубчато-пластинчасті поверхні з ребрами різних типів [1]:

*a* – накатані ребра; *б* – навиті (гофровані); *в* – круглі насадні без відворотів; *г* – круглі або прямокутні (квадратні) з відворотами; *д* – пластинчасті

Найбільшого поширення у суднових системах кондиціонування повітря набули охолоджувачі повітря з трубчато-пластинчастою поверхнею теплообміну (рис. 2) [1].

Оребрення підвищує площу поверхні, тим самим поліпшуючи теплообмін та зменшуючи масогабаритні показники теплообмінного апарату. У той самий час оребрення підвищує аеродинамічний опір, що призводить до зростання потужності електровентилятора системи, що знижує її енергоефективність.

Якщо укрупнено представити аеродинамічний опір системи у вигляді

$$\Delta p_c = \sum_{i=1}^m \Delta p_{\text{ел}} + \sum_{j=1}^n \Delta p_{\text{м}j} + \sum_{p=1}^k \Delta p_{\text{тр},p},$$

де  $\Delta p_{\text{ел}}$  – опір окремих елементів системи: повітроохолоджувача, повітронагрівачів, фільтра;  
 $\Delta p_{\text{м}}$  – місцеві опори повітряного тракту кондиціонера (раптове звуження і розширення, повороти і т.п.);  
 $\Delta p_{\text{тр}}$  – опір тертя на окремих прямих ділянках повітряного тракту кондиціонера, то згідно даних [1] опір повітроохолоджувача складає 36...41 %.

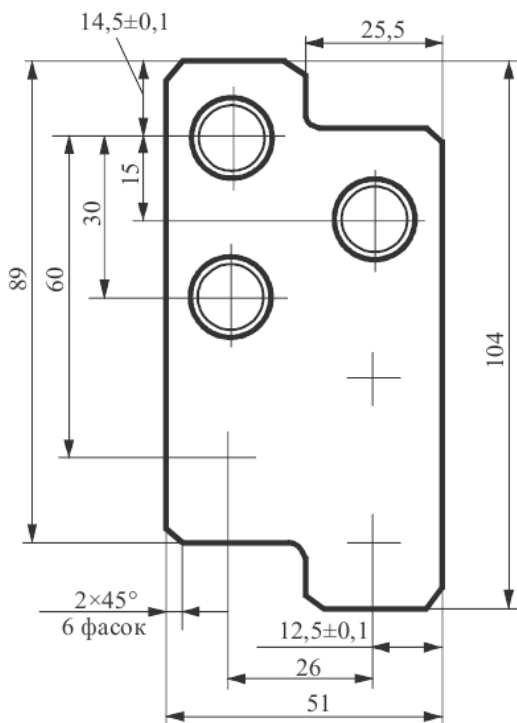


Рис. 2. Трубчато-пластинчаста поверхня теплообміну

Таким чином, підвищення енергоефективності охолоджувачів при модернізації систем кондиціонування повітря шляхом вдосконалення теплообмінних поверхонь для зниження аеродинамічного опору є актуальною задачею.

Для вирішення поставленої задачі використаний доведений факт зниження аеродинамічного опору при проходженні потоком лункових систем, сформованих сферичними заглибленнями [2]. Теплообмінна поверхня з лунковими системами, прийнята для подальшої оцінки ефективності, представлена на рис. 3.

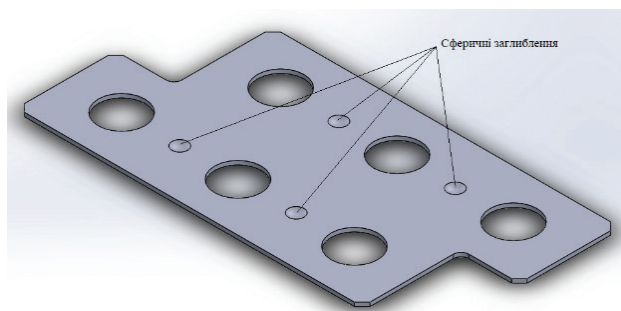


Рис. 3. Пластинчасте oreбрення теплообмінної поверхні з лунковими системами

Параметри сферичних заглиблень обрані за рекомендаціями [2] та складали – діаметр заглиблення 2 мм, глибина заглиблення 0,5 мм. Розташовувались лунки посередині між трубами.

Для оцінки ефективності застосування лункових систем на ребрах використана математична модель процесів теплообміну при зовнішньому обтіканні теплообмінних поверхонь [3]. Розв'язання обраної моделі виконане методом кінцевих об'ємів [4].

Отримані результати показали можливість зниження, при обраній схемі розташування лункових систем, аеродинамічного опору поверхні, а відповідно і витрат енергії на прокачку повітря, до 17% абсолютних. Також підвищується теплогідравлічна ефективність поверхні і можливість зниження габаритних показників до 15 %.

Подальші дослідження будуть спрямовані на оптимізацію розташування та геометричних характеристик лункових систем.

### Література

1. Теплообмінники суднових систем кондиціонування та рефрижерації [Текст] : навч. посіб. / М.І. Радченко, А.М. Радченко, Д.В. Коновалов, Р.М. Радченко. – Миколаїв : НУК, 2014. – 260 с.
2. Халатов, А.А. Теплообмін і гідродинаміка біля поверхневих заглиблень (лунок) [Текст] / А.А. Халатов – К. : Ін-т технічної теплофізики НАН України, 2005. 140 с.
3. Kuznetsov, V.V. Justification of efficiency of plain shaped heat exchange surfaces to increase the compactness of power plants [Text] / V.V. Kuznetsov // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies 6/8 (108) 2020, p. 17–27, doi: 10.15587/1729-4061.2020.214829
4. Patankar, S. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow [Text] / S. Patankar. – Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1980, 152 p.

## THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THERMOPRESSORS FOR CONTACT COOLING SYSTEMS

**Halina Kobalava, Ph.D.,**

Head of the Heat Engineering Department

E-mail: g.lavamay@gmail.com

*Kherson Educational-Scientific Institute*

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding*

*Kherson, Ukraine*

**Abstract.** A promising way to improve the efficiency of multistage air compression is the use of contact intercooling

technologies. In this study, a thermopressor is integrated into the intercooling section between compressor stages. To analyze the complex thermophysical processes inside the thermopressor, a computational model based on the finite volume method was developed. The results show that the thermopressor enables efficient fine-droplet atomization of water, promoting an almost isothermal compression process within the compressor.

**Keywords:** Water Droplet Diameter, Pressure Increase, Incomplete Evaporation.

There is a pressing issue of conserving energy resources in the global economy, particularly in the operation of power plants, including those based on gas turbine engines. One of the primary elements in a power plant is the compressor, which is used to obtain compressed air. Multistage compressors are employed to achieve higher pressures, where the compression process occurs sequentially in separate stages. In the case of multistage compression with air cooling between stages (each time returning to the initial temperature), the energy consumption for compression is reduced. This cooling process is primarily employed to bring the air compression process closer to isothermal, resulting in an increase in the cycle's thermal effectiveness [1]. Employing a two-phase jet apparatus, namely a thermopressor, represents a promising technique to cool and moisten the compressed working fluid [2, 3]. This device is employed for contact air cooling to achieve a highly efficient fine-dispersed flow and additional pressure increase through thermo-gas-dynamic compression [4]. The main goal of this research is to investigate and evaluate the performance of the thermopressor as an innovative technology for compressed air cooling in gas turbine systems. The study aims to comprehensively analyze the aerodynamic and cooling characteristics of the thermopressor under various conditions, including scenarios of complete, partial, and incomplete water droplet evaporation.

The analysis utilized an experimental thermopressor model having the following dimensions: length  $L_{tp} = 387$  mm; evaporation chamber diameter  $D_{ch} = 25$  mm. Optimized confuser convergent and diffuser divergent angles were selected as  $\alpha_c = 35^\circ$  and  $\beta_d = 5^\circ$  respectively to minimize frictional and localized pressure drop losses.

A sequential approach was utilized to model the complex two-phase flow. Firstly, the airflow was independently simulated excluding water droplet interactions. Subsequently, the discrete phase calculations used a Lagrangian methodology to determine trajectories, sizes, velocities, positions and temperature changes of individual droplets, based on the computed airflow field [5]. The next stage involved coupling the discrete and continuous phases. During this step, inter-phase exchanges of mass, momentum and energy were numerically evaluated. The obtained data were then incorporated into the calculation of the airflow field, meaning that the continuous phase calculation utilized data obtained from the discrete phase effect. The calculation continued until achieving relative convergence of the results.

The analysis determined the degree of compressed air cooling achievable within the thermopressor under different conditions (Fig. 1):

- Complete droplet evaporation:  $\Delta T_{tp} = 106$  K.
- Partial evaporation in diffuser:  $\Delta T_{tp} = 118$  K.
- Incomplete evaporation:  $\Delta T_{tp} = 133$  K.

For the inlet temperature of 473 K, cooling levels of 133–140 K were attained, yielding exit temperatures between 340–367 K.

In the diffuser, the flow velocity decreases to 40–45 m/s with an increase in pressure. In the absence of a dispersed flow in the diffuser (“dry” thermopressor), the pressure increase is 65 kPa (21.5 %), and with the presence of a dispersed flow, it is 54.5 kPa (18.1 %). The pressure increases in the flow part of the jet apparatus with liquid injection compared to the “dry” thermopressor

by 24.5 kPa (8.1 %). Thus, the absolute pressure in the thermopressor is 302.7 kPa (Fig. 2).

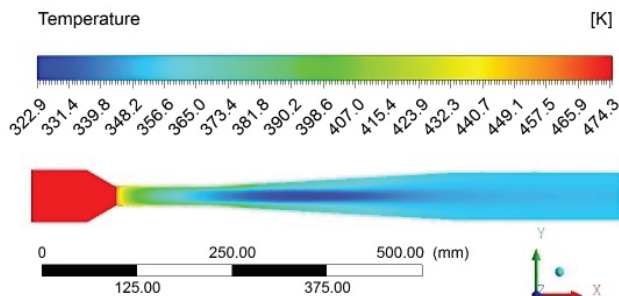


Fig. 1. The distribution of flow temperature  $T_{tp}$  field along the length of the thermopressor  $L_{tp}$  during incomplete evaporation

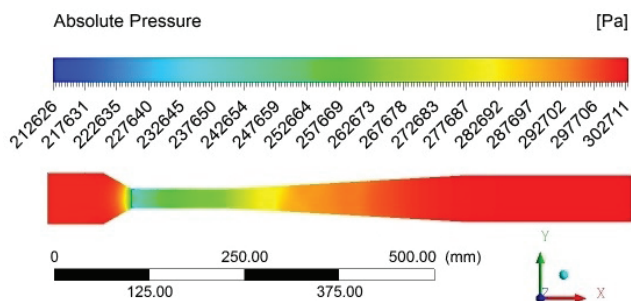


Fig. 2. The distribution of flow absolute pressure  $P_{tp}$  field along the length of the thermopressor  $L_{tp}$  during incomplete evaporation

The mathematical model was tested for adequacy to the object of research using data obtained during the experiment. When comparing the results of the experimental study with the data obtained from numerical simulation (at different values of the relative water flow rate), deviations not exceeding 13 % were obtained. Based on the comparison of the data obtained, it can be concluded that the three-dimensional model based on numerical simulation works and can be used to simulate and determine the

characteristics of the thermopressor while providing fine dispersion of water with simultaneous cooling of the flow and increasing the total pressure at the outlet of the apparatus.

The practical application of the thermopressor in gas turbine plants, particularly in cyclic air intercooling, showed potential efficiency improvements. The injection of water as an additional working fluid contributed to increased specific power, resulting in a 1–2 % enhancement in gas turbine plant efficiency.

The thermopressor holds promise as a viable solution for enhancing efficiency in gas turbine systems, offering a reduction in specific fuel consumption by 8 g/(kW·h) and an increase in specific power output by 10 %.

**Conclusion.** The use of the thermopressor in the air intercooling system enables the evaporation of water droplets during compression in a high-pressure compressor, consequently approaching the process to isothermal conditions with minimal compression work. Therefore, the application of the thermopressor can be an alternative to traditional air-cooling methods, and leads to a reduction in work, and consequently, the power of the compressor by approximately 10 %, while simultaneously increasing the amount of working fluid in the cycle. This enhancement contributes to improved gas turbine efficiency.

### References

1. Ritchey, I., Fisher, E. H., Agnew, G. D.: Water spray cooling of gas turbine cycles. Pro-ceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 214(3), 203–211 (2000). DOI: 10.1243/0957650001538308.
2. Kobalava, H., Konovalov, D., Kalinichenko, I., Pyrysunko, M. (2024). Study of Thermophysical Processes in the Thermopressor for Contact Cooling Systems. In: Ivanov, V., Pavlenko, I., Edl, M., Machado, J., Xu, J. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII*. DSMIE 2024.

Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham.  
DOI: 10.1007/978-3-031-63720-9\_21.

3. Konovalov, D., Kobalava, H., Radchenko, R., Radchenko, M., Zubarev, A., Tsaran, F., Hrych, A., Anastasenko, S. Research of hydrodynamic processes in the flow part of a low-flow thermopressor. *Journal of Energy Systems* 2024, 8(2), pp. 89–100.

4. Sirignano, W.A.: Fluid dynamics and transport of droplets and sprays. 2nd edn. Cambridge University Press, New York (2010).

5. Wang, Y., Sun, J., Zhao, M., Murga, A., Yoo, S.-J., Ito, K., Long, Z.: Numerical Study of Indoor Oil Mist Particle Concentration Distribution in an Industrial Factory Using the Eulerian–Eulerian and Eulerian–Lagrangian Methods. *Fluids* 8(10), 264 (2023). DOI: 10.3390/fluids8100264.

## ASSESSMENT OF CONTAMINATION PROCESSES ON CONDENSING SURFACES OF EXHAUST BOILERS UNDER WATER-FUEL EMULSION COMBUSTION: A SEMI-EMPIRICAL APPROACH

**Victoria Kornienko**<sup>1</sup>, Ph.D., Associate Professor  
E-mail: kornienkovika1987@gmail.com

**Anatoliy Pavlenko**<sup>2</sup>, D.E.Sc, Professor

<sup>1</sup>*Kherson Educational and Research Institute,  
Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Kherson, Ukraine*

<sup>2</sup>*Kielce University of Technology,  
Kielce, Poland*

**Introduction.** Liquid sulfur fuels, including heavy grades, are used in cogeneration power plants, which do not have the ability

to burn gaseous fuels, in particular when using diesel generators of modern marine diesel engines that can work on fuel oil as well. Such diesel generators are characterized by low specific fuel consumption, and their efficiency reaches 45 %. At temperature pressure  $\Delta t = 30^{\circ}\text{C}$ , the gas temperature at the outlet of exhaust gas boiler (EGB) is approximately  $160^{\circ}\text{C}$ , which is associated with an increase in the intensity of low-temperature corrosion to 1.2 mm/year at wall temperatures above  $130^{\circ}\text{C}$ . At the same time, pollution intensity of low-temperature heating surfaces (LTHS) increases as result of which intensity of heating surfaces heat transfer is decreased and aerodynamic resistance of EGB is increased.

**Literature Review.** In [1] as consequence of deteriorated fuel quality, soot deposits on the EGB tubes, had increased and, in some cases, had resulted in soot fires. In extreme cases, the soot fire had developed into a high temperature iron fire in which the boiler itself burned.

According to data of [2–3], when water-fuel emulsion (WFE) is combustion, the deposits become loose, or fully absent due to decrease of soot and coke generation. During combustion of WFE drops micro-explosions are observed, which intensify burning process, which is also observed in combustion chambers of combustion engines [4]. However, in these literary sources there is no quantitative data of pollution intensity.

In [5] the results of experimental studies on effect of standard diesel fuel (DF) combustion and environmental diesel fuel (EDF), with water content of 12...31 % by mass on indicators of toxicity and smoke of exhaust gases are presented. According to [5], indisputable advantage of using EDF in diesel engine is its effect on exhaust gases smoking, which in maximum load is decreased in 1.3...2.7 times. According to the data [5, 6] using of WFE does not require constructive alterations of diesel engine and can significantly improve environmental characteristics of engine.

Majority of the studies reported that soot and particulate matter (PM) were reduced with increase in water concentration

[7]. Numerical and experimental study showed reduction in the soot emission of 68 % and 75 % that when 10 % and 15 % respectively of water content by volume in the WFE were used [8]. From the various experimental results reported, the majority of the studies confirmed that soot and PM are reduced by using the WFE emulsion fuel [9]. WFE is used as alternative fuel and decreases the emissions of NO<sub>x</sub> and PM in diesel engines [10]. Based on the obtained results [11], it can be stated that an operation of the engine with diesel fuel and WFE reduces emissions of PM in 2.5...3.5 times, that can be explained by the presence of water vapor in combustion chamber as a catalyst that helps burning carbon particles and other components difficult to oxidize.

In [12] the influence of parameters of combustion process in existing low capacity boiler plants on the level of formation of nitrogen oxides, carbon monoxide and soot was studied.

In [13], the data on the growth rate of pollutions, obtained during experimental researches on an auxiliary boiler with excess air factor  $\alpha$  1.05...1.45, were published in the combustion of fuel oil and WFE with sulphur content of 0.98...2.0 %. The test duration was 2...12 hours, the mass of coke-soot deposits was 20...207 g/m<sup>2</sup> in the region of the acid peak at surface temperature  $t_s = 105...115^\circ\text{C}$ .

Analysis literary sources showed there is no quantitative data of pollution intensity of EGB heating surfaces while WFE combustion.

The intensity of pollution processes depends mainly on sulphur content of fuel, excess air factor at which combustion takes place, water content of fuel (or WFE), heating surface temperature. Considering the foregoing, the following research objective was set.

The aim of research is to obtain the correlations for dependence of specific mass of pollution  $\Delta G_p$  upon excess air factor  $\alpha$ , water  $W^r$  and sulfur content  $S^r$ . The research tasks:

experimental researches of LTHS pollution processes of EGB at excess air factor  $\alpha = 1.5...3.0$ , that influence a heat transfer intensity, and EGB working reliability;

study of influence of excess air factor  $\alpha$ , water content of emulsion  $W^r$  and sulfur content of fuel  $S^r$  on pollution intensity; theoretical substantiation of forecasting of pollution processes on basis of statistical data and results of experimental studies with excess air factor  $\alpha = 1.5 \dots 3.0$ .

**Research Methodology.** Experimental researches of pollution intensity at wall temperature values below dew point temperature of sulphuric acid vapors were carried out in an experimental setup with combustion of fuel oil and WFE based on them at  $\alpha$  values of up to 1.5 (Fig. 1) and EGB established after diesel engine at  $\alpha = 2.9$  [14].

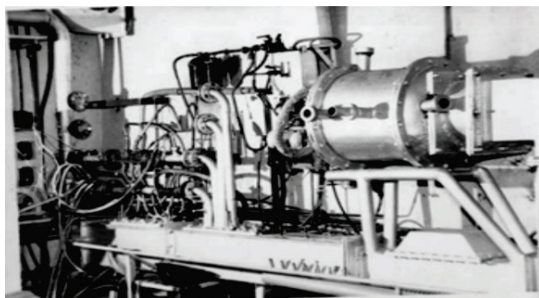


Fig. 1. General view of experimental setup

The experimental installation includes the following elements: combustion chamber, burner, fuel preparation system, gas duct. The form of combustion chamber provides a good filling of torch. The dimensions of the chamber: length – 800 mm, internal diameter – 300 mm, volumetric heat generation density of combustion space when burning 1 kg of fuel per hour is  $0.31 \text{ MW/m}^3$ . A rotary nozzle is used as a burner. Much attention during development and commissioning of experimental setup was paid to fuel system, which is designed to burn from 1 to 3 kg/h of fuel. Preparation of WFE for combustion in furnace of experimental setup was carried out in a separate installation. Air is supplied to the burner by a fan through the air heater. The temperature of hot air was

150...180 °C. The flue gases were removed from the installation by exhaust fan.

There were working areas with sample tubes with an outer diameter of 25 mm provided in installation gas duct to study pollution process. Cooling of samples to study LTHS pollution was carried out with air from a receiver or from four thermostats with water and oil.

The assemblies of three tube samples were installed in gas duct of experimental setup, where gas velocity was 7...8 m/s and its temperature about 200 °C. Diesel fuel and WFE with different water content  $W^r$  were burnt in combustion chamber at values of excess air factor  $\alpha$  within limits of 1.1...3.0. For conducting of experimental researches on real EGB there were special probes with tubular specimens made. In gas duct of EGB between packages there were 4 probes, that provide measurement of  $\Delta G_p$  in 2, 4, 8 and 12 hours.

Fig. 2 shows flushing pollutions during combustion of fuel oil and WFE. When WFE is burnt with  $W^r = 30$  % the pollution consists mainly of membrane of sulfates with soot and ash. When fuel oil is burnt with  $W^r = 2$  % the pollution consists of soot and ash deposits. Determination of specific mass on pollution external surface of sample tubes was carried out by gravitation method.

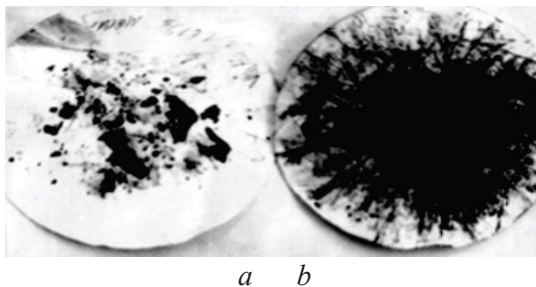


Fig. 2. Microstructure of pollution:

*a* – on sample filter using WFE (fragments of a membrane of sulfates with soot and ash); *b* – fuel oil (soot and ash deposits)

When creating a model of pollution process development to determine cleaning periodicity of LTHS, it is necessary to know kinetics of pollution processes development of these surfaces. The regularities of their development can be obtained only on the base of experimental data. Carrying out studies of pollution processes during about 1000 hours on experimental setup causes great difficulties.

Therefore, in order to estimate a pollution intensity when combustion of various fuels under different combustion regimes, a pollution process kinetics with duration of experiments for 2, 4, 8 and 12 hours was studied, in order to obtain approximate equations that will enable to predict development processes at any time.

The adequacy of obtained results was evaluated by comparing received values of pollution intensities with published operational data and results of long-term experiments.

The experimental data approximation of specific mass of pollution was carried out in the form of correlation  $\Delta G_p = A \cdot \tau^n$ , where  $A$ ,  $n$  are constant coefficients for each regime that determine the nature of curve. To find values of the coefficients, the mathematical tools of the Advanced Grapher program were used. Approximate correlations of pollution processes kinetics were found in the form of correlations – the specific mass of pollution as function  $\Delta G_p = f(\tau)$ , that make it possible to predict development of these processes.

Planning an experiment is one of methods of mathematical modelling that allows an experimenter better to understand the processes that take place, to determine relationships between input and output parameters, to draw reliable conclusions and to obtain multifactor mathematical models with the desired statistical properties. The STATGRAPHICS plus for Windows system allows to select, and graphically represent the features of the analyzed material, from Pareto chart and up to three-factor response surface.

In all considered variants, the coefficient of determination  $R^2$  was higher than 0.9 (0.95...0.99), which, from a statistical point of view, indicates a low dispersion and a rather high reliability of equations obtained.

**Results.** The carried out researches of pollution kinetics allowed to obtain semi-empirical correlations:

specific mass of pollution  $\Delta G_p$  from sulphur content  $S^r$

$$\Delta G_p = f(S^r) \quad (1)$$

specific mass of pollution  $\Delta G_p$  from excess air factor  $\alpha$

$$\Delta G_p = f(\alpha) \quad (2)$$

specific mass of pollution  $\Delta G_p$  from water content  $W^r$

$$\Delta G_p = f(W^r). \quad (3)$$

The correlations, shown in Fig. 3, at  $S^r = 1.5\%$  were showed an increase of  $\Delta G_p$  with increasing excess air factor  $\alpha$ . When fuel was combustion with  $W^r = 2\%$  with an increase of  $\alpha$  from 1.05 to 2.9, the value of  $\Delta G_p$  increased by 2.7 times, when WFE was combusted with  $W^r = 17\%$  – by 2.6 times, with  $W^r = 30\%$  – by 2.3 times. At  $\alpha = 2.9$ , an increase in the water content of the fuel from 2 to 30 % leads to decrease of  $\Delta G_p$  by 1.7 times.

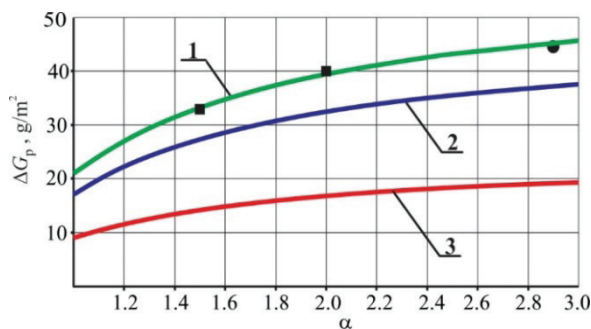


Fig. 3. Correlations of the specific mass of pollution  $\Delta G_p$  from excess air factor  $\alpha$  while different water content  $W^r$  WFE  $\tau = 8$  hours,  $S^r = 1.5\%$ : 1 –  $W^r = 2\%$ ; 2 –  $W^r = 17\%$ ; 3 –  $W^r = 30\%$

Based on obtained experimental data and approximation equations, taking into account dependences  $\Delta G_p = f(\alpha)$  (Fig. 3), dependence of the specific mass of pollution  $\Delta G_p$  on content of sulfur  $S^r$  and water  $W^r$  (Fig. 4–5).

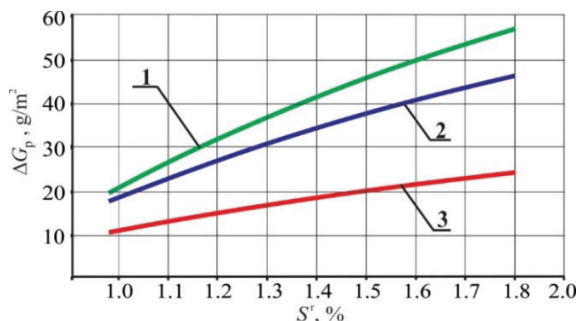


Fig. 4. Correlations of the specific mass of pollution  $\Delta G_p$  from sulphur content  $S^r$  while different water content  $W^r$  WFE

$\tau = 8$  hours,  $\alpha = 2.9$  %:

1 –  $W^r = 2$  %; 2 –  $W^r = 17$  %; 3 –  $W^r = 30$  %

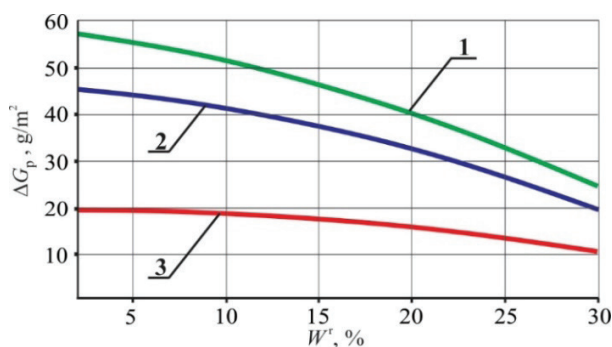


Fig. 5. Correlations of the specific mass of pollution  $\Delta G_p$  from water content  $W^r$  WFE while different sulphur content  $S^r$  WFE

$\tau = 8$  hours,  $\alpha = 2.9$  %:

1 –  $S^r = 1.8$  %; 2 –  $S^r = 1.5$  %; 3 –  $S^r = 0.98$  %

The correlations, shown in Fig. 4,  $\Delta G_p = f(S^r)$  (specific masses of pollution) with the same value of  $\alpha = 2.9$  were showed.

When fuel was combusted ( $W^r = 2 \%$ ) with increasing  $S^r$  from 0.98 to 1.8 % the value of  $\Delta G_p$  increased by 3.1 times. When WFE was combusted with  $W^r = 17 \%$   $\Delta G_p$  increased by 2.8 times, at  $W^r = 30 \%$  – by 3.3 times under the same conditions.

In Fig. 5 is represented dependence  $\Delta G_p = f(W^r)$  for  $S^r$ , equal to 0.98, 1.5 and 1.8 % for  $\alpha = 2.9$ . The obtained correlations have shown that with an increase in  $W^r$  in emulsion  $\Delta G_p$  decreased. At  $S^r = 0.98 \%$ , when water content of fuel and WFE is increased from 2 to 30 %,  $\Delta G_p$  is reduced by 1.8 times, at  $S^r = 1.8 \%$  –  $\Delta G_p$  is reduced by 1.7 times within the same limits change  $W^r$ . The higher sulfur content in fuel, dependence curve  $\Delta G_p = f(W^r)$  decreases steeper.

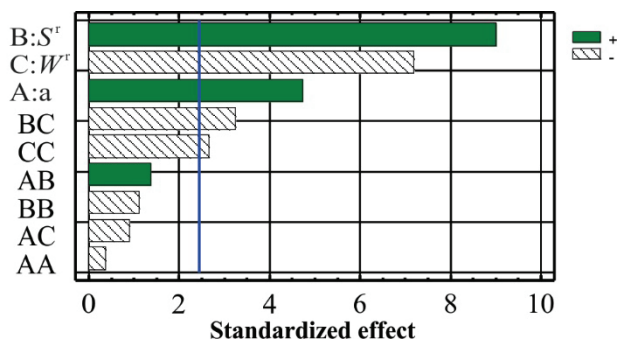
With multiple regression analysis, the equation of mean value of  $\Delta G_p$  from several other variables ( $S^r$ ,  $\alpha$ ,  $W^r$ ) was obtained:

$$\begin{aligned} \Delta G_p = & -48.9368 + 4.5106\alpha + 56.6757S^r + 1.7755W^r - \\ & -1.0343\alpha^2 + 7.2389\alpha S^r - 0.1375\alpha W^r - 11.0309(S^r)^2 - \\ & -0.9136W^r S^r - 0.027(W^r)^2. \end{aligned} \quad (4)$$

The equation gives acceptable values of  $\Delta G_p$  in the range of values  $\alpha = 1.5 \dots 2.9$ ,  $S^r = 0.98 \dots 2 \%$  and  $W^r = 2 \dots 30 \%$ .

The obtained regression equation allows calculating pollution coefficient of condensation heating surfaces of EGB, which is necessary for calculation of heat exchange intensity of dry and condensing heating surfaces of EGB during their design.

The Pareto chart obviously shows that sulphur content  $S^r$  (factor C), water content in emulsion  $W^r$  (factor A) and  $\alpha$  (factor B) (Fig. 6) have statistically significant effects. This is indicated by fact that corresponding columns cross vertical line, which corresponds 95 % level to determine significance of factors influence. The Pareto chart shows that quadratic terms give significant effects. The corresponding columns BC and CC intersect vertical line, which represents 95 % of confidence probability.


 Fig. 6. Pareto chart for  $\Delta G_p$ 

Numerical data of the table (Table 1) confirm that factors A, B, C and factors interactions BC and CC give statistically significant effects ( $p$ -value  $< 0.05$ ). At same time, influence of factor interactions AB, BB, AC and AA are insignificant.

 Table 1 – Analysis of variance for  $\Delta G_p$ 

| Source      | Sum of squares | $D_f$ | Mean square | F-ratio | p-value |
|-------------|----------------|-------|-------------|---------|---------|
| A: $\alpha$ | 458.07         | 1     | 458.07      | 22.41   | 0.0032  |
| B: $S^r$    | 1656.32        | 1     | 1656.32     | 81.02   | 0.0001  |
| C: $W^r$    | 1058.0         | 1     | 1058.0      | 51.75   | 0.0004  |
| AA          | 2.9475         | 1     | 2.9475      | 0.14    | 0.7172  |
| AB          | 38.706         | 1     | 38.706      | 1.89    | 0.2180  |
| AC          | 16.6753        | 1     | 16.6753     | 0.82    | 0.4013  |
| BB          | 25.3648        | 1     | 25.3648     | 1.24    | 0.3080  |
| BC          | 213.651        | 1     | 213.651     | 10.45   | 0.0178  |
| CC          | 144.152        | 1     | 144.152     | 7.05    | 0.0378  |

It is advisable to apply contours of estimated response surface (Figs. 7–9) for more detailed research of the maximum and minimum regions.

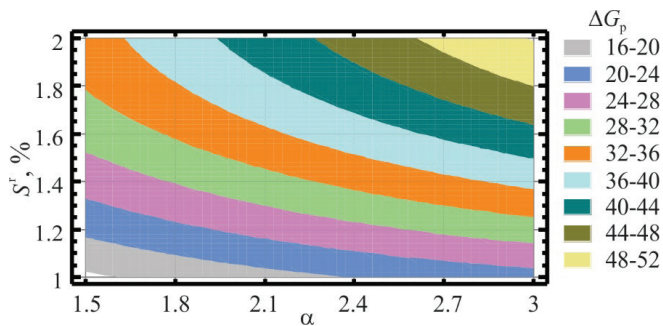


Fig. 7. Contours of estimated response surface  $\Delta G_p = f(S^r, \alpha)$  while: (a) –  $W^r = 17\%$

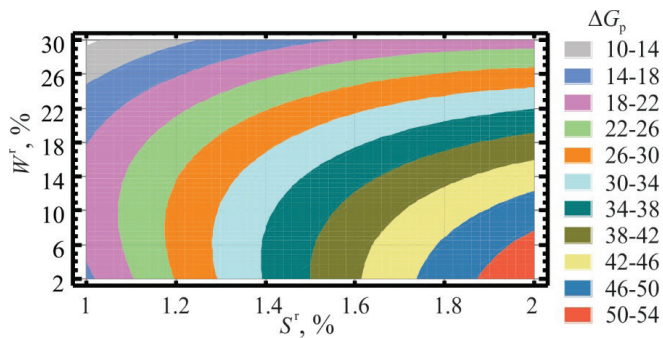


Fig. 8. Contours of estimated response surface  $\Delta G_p = f(W^r, S^r)$  while  $\alpha = 2$

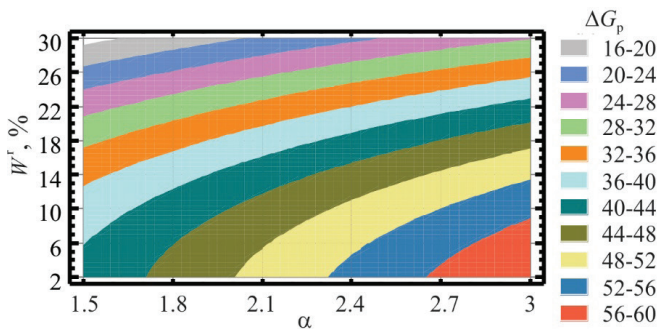


Fig. 9. Contours of estimated response surface  $\Delta G_p = f(W^r, \alpha)$  while  $S^r = 1.8\%$

Analysis of the contours of estimated response surface (Fig. 9) showed that the lowest value is observed when  $W^r = 30\%$ ,  $\alpha = 1.5$ ,  $S^r = 1\%$ , and the largest –  $W^r = 2\%$ ,  $\alpha = 3$ ,  $S^r = 2\%$ .

When WFE is burned, the rate of low-temperature corrosion and pollution decreases, that makes it possible to decrease exhaust gas temperature at the outlet from EGB up to  $80 \dots 100^\circ\text{C}$ , to install condensation low-temperature heating surfaces (third evaporator with pressure  $p = 150\text{ kPa}$  and section of hot water) in the EGB. Using of EGB with condensation heating surfaces provides increasing thermal power by  $25\%$ .

**Conclusions.** The best burning out of fuel combustible components due to applying a WFE provides decreasing a concentration of solids and soot in the exhaust gases and hence their toxicity.

The kinetics of low-temperature pollution on EGB condensation surfaces with water-fuel emulsion combustion are investigated to obtain approximation equations for predicting processes development.

The semi-empirical correlations for dependences of the specific mass of pollution upon water content of WFE, sulfur content in fuel oil and excess air factor with wall temperatures below dew point temperature of sulfuric acid pair have been obtained on the base of experimental data.

The regression equations have been obtained that make it possible to estimate the influence of various factors such as water content of the WFE, sulfur content in fuel oil and excess air factor on pollution intensity.

The regression equation allows to determine the specific mass of pollution on the low-temperature heating surfaces of EGB. The physical model is developed to describe the pollution process adequately and to determine values of factors where the lowest intensity of pollution is observed.

## References

1. Soot deposits and fires in exhaust gas boilers. MAN Diesel & Turbo. September (2014).

2. Wojs M.K., Orlński P., Kamela W., Kruczyński P. (2016). Research on the influence of ozone dissolved in the fuel-water emulsion on the parameters of the CI engine. In: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 148, 1–8.
3. Baskar, P., Senthil Kumar, A. (2017). Experimental investigation on performance characteristics of a diesel engine using diesel-water emulsion with oxygen enriched air. Alexandria Engineering Journal, 56(1), 137–146.
4. Miao, Y.C., Yu, C.L., Wang, B.H., Chen, K. (2013). The applied research of emulsified heavy fuel oil used for the marine diesel engine. Advanced Materials Research, 779, 469–476.
5. Parsadanov, I.V., Solodovnikov, V.V. (2011). Application of water fuel emulsion in autotractor diesel. Ecological efficiency (part 1). Internal Combustion Engines, 2, 118–120.
6. Zang, T., Okada, H., Tsukamoto, T., Ohe, K. (2007). Experimental study on water particles in the combustion of marine four-stroke diesel engine operated with emulsified fuels. Paper 193. CIMAK, Vienna.
7. Vellaiyan, S., Amirthagadeswaran, K.S. (2016). The role of water-in-diesel emulsion and its additives on diesel engine performance and emission levels: A retrospective review. Alexandria Engineering Journal, 55, 2463–2472.
8. Gupta, R.K., Sankeerth, K.A., Sharma, T.K., Rao, G., Murthy, K.M. (2014). Effects of water-diesel emulsion on the emission characteristics of single cylinder direct injection diesel engine – A review. Applied Mechanics and Materials, 592, 1526–1533.
9. Patel, K.R., Dhiman, V. (2017). Research study of water-diesel emulsion as alternative fuel in diesel engine – An overview. International Journal of Latest Engineering Research and Applications, 2(9), 37–41.
10. Patel, N., Modi, M., Patel, T. (2017). Investigation of diesel engine with water emulsifier – A review. International Research Journal of Engineering and Technology, 4(2), 879–883.
11. Kruczyński, P., Orlński, P., Kamela, W., Ślęzak, M. (2018). Analysis of selected toxic components in the exhaust gases

of a CI engine supplied with water-fuel emulsion. Polish Journal of Environmental Studies, 27(1), 129–136.

12. Katin, V., Kosygin, V., Akhtiamov, M., Vol'khin, I. (2018). Mathematical models of the output of major pollutants in the process of burning water fuel oil emulsions in boiler plants. In: 19th International scientific conference Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport, EMMFT, vol. 692, 987–997.

13. Akimov, A.V. (2008). Emission reduction dynamics and sours with combustion of water-fuel emulsion in boilers. Scientific papers. Scientific-methodical journal. Technological safety, 95(82), 39–46.

14. Kornienko, V.S. (2013). Research of low temperature corrosion and pollution dynamics low-temperature heating surfaces of exhaust gas boilers. Fishery of Ukraine, 3, 62–65.

## **ВИКОРИСТАННЯ ГІДРОЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ ДЛЯ ЕЛЕКТРОЖИВЛЕННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК ТА СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ КОТЕДЖІВ**

**Калініченко І. В.**, канд. техн. наук, доцент  
E-mail: [ivan.kalinichenko@nuos.edu.ua](mailto:ivan.kalinichenko@nuos.edu.ua)

**Гуріна Д. В.**, здобувачка вищої освіти  
*Херсонський навчально-науковий інститут  
Національного університету кораблебудування  
імені Адмірала Макарова,  
м. Херсон, Україна*

**Вступна частина.** Сталий економічний розвиток кожної країни залежить від успішності вирішення проблем економіки, енергетики та екології. Усі ці галузі взаємозв'язані

і повинні співіснувати злагоджено. У сучасному суспільстві надзвичайно актуальною є проблема світового споживання електроенергії. Енергетична проблема – одна з найважливіших проблем, які сьогодні доводиться вирішувати людству, адже його життя і потреби вимагають величезних затрат енергії. Технології використання традиційних джерел енергії вже є застарілими і надто шкідливими для екології довкілля, ресурсозабезпеченість планети різко зменшується. Вода – одна з численних хімічних сполук, які відомі на Землі. Гідроелектростанції є чудовим і екологічно чистим джерелом відновлюваної енергії.

Гідроенергетика – це важлива частина енергетичного сектору України, яка забезпечує регулювання частоти та потужності мережі, мобільний аварійний резерв у об'єднаній енергетичній системі і є єдиною «зеленою» галуззю енергетики. Зазначимо, що станом на 2024 рік в Україні з 10 є лише 8 функціонуючих гідроелектростанцій, розташованих на Дніпрі та Дністрі: Київська ГЕС та Київська ГАЕС; Кременчуцька ГЕС; Канівська ГЕС; Дністровська ГЕС; Дніпровська ГЕС-1 та Дніпровська ГЕС-2; Дністровська ГЕС та Дністровська ГАЕС [1].

**Метою дослідження** є впровадження гідроелектростанцій малої потужності для забезпечення автономності генерації електроенергії для холодильних установок та системи кондиціонування приватних споживачів (готелі, котеджі, дачі тощо) та одержання задовільних показників електроенергії не залежно від пори року та добових коливань температури та сонячного світла.

**Основна частина.** Гідроенергетика являє собою безліч розгалужених способів видобування корисної енергії за рахунок руху води, яка фактично є невичерпним ресурсом планети. У гідродинаміці ідеальна рідина – це рідина, яка абсолютно нестислива, позбавлена в'язкості і теплопровідності. Проте така модель дає цілком правдивий опис руху реальних рідин. Середня швидкість руху рідини  $v$  – це фіктивна швидкість,

з якою всі частинки рідини рухаються так, що кількість рідини, яка протікає через живий переріз, що розглядається, дорівнює дійсній кількості рідини, яка протікає через той же переріз при дійсних швидкостях руху, тобто:

$$v = 0,85 \cdot l \cdot h \cdot (S/t),$$

де  $v$  – шукана швидкість течії;

$l$  – ширина;

$h$  – глибина;

$S$  – пройдена поплавком дистанція;

0,85 – коригуючий коефіцієнт обчислення;

$t$  – час руху поплавка, тобто величина, що при проведенні досліду буде визначена за допомогою вимірювального приладу (секундомір) окремо для кожного випадку [2].

Рівняння Бернуллі є наслідком закону збереження енергії. Рідина у стаціонарному потоці рухається неперервно ( $v \neq 0$ ), отже має запас кінетичної енергії. Експериментально знайшовши швидкість, надалі можна обчислити який буде статичний і динамічний тиск, що чинить рідина на механізм обертового колеса. Для цього задаємо три конкретні значення швидкості потоку, приведені у табл. 1.

Таблиця 1 – Розрахункове доведення залежності тиску на лопаті водяного колеса від швидкості руху потоку

| Швидкість потоку $v$ , м/с | Динамічний тиск, $\frac{\rho v^2}{2}$ , Па |
|----------------------------|--------------------------------------------|
| 0,5                        | 125                                        |
| 1,0                        | 500                                        |
| 1,5                        | 1125                                       |

Можемо зробити висновок, що між цими двома величинами діє прямо пропорційна залежність. Найоптимальнішим варіантом є установка на горизонтальну вісь нижньобійного

потокowego колеса, потужність якого залежить від кінетичної енергії потоку і може бути обчислена за формулою, яку можна вивести наступним шляхом. Відомо, що потужність можна обчислити за формулою:

$$P = A/t,$$

де  $A$  – робота тіла (в даному випадку – води:  $A = F \cdot l$ , (де  $l$  – це довжина окружності млина, отже:  $l = C = 2\pi R = \pi d$ );

Силу, яка прикладена до обертового тіла можна прирівняти до ваги, з якою вода буде постійно діяти на лопаті водяного колеса, обертаючи їх.

Тоді:

$F = F_{\text{тяж}} = mg$ ; з означення густини впливає, що:  
 $\rho = m/V \leftrightarrow m = V \cdot \rho$ ;

тоді:

$$P = (\pi \cdot d \cdot V \cdot \rho \cdot t).$$

Таким чином ми отримуємо фінальну формулу для обчислення потужності потоку рідини, що проходить через водяне колесо. За умовою, що ми знаємо необхідну споживачу потужність, можемо прорахувати який діаметр колеса для цього необхідний.

**Аналіз результатів і висновки.** Робота за наявності неперервного бурхливого потоку рідини у водоймі наприклад у річці. Станція, що розташована (частково) у товщі рідини повноводної річки з горизонтальним стержнем, на якому закріплені турбіни на різних позиціях перпендикулярно напрямку руху води. Задля стабільності конструкції варто спорудити два буя, наповнені повітрям, на обох кінцях стержня, як показано на рис. 1 [3].

Конструкція для збереження стабільності прикріплена якорем до дна водойми. Робочім тілом є водяне колесо. Використання гідроелектростанцій малої потужності для забезпечення автономності генерації електроенергії для холодильних

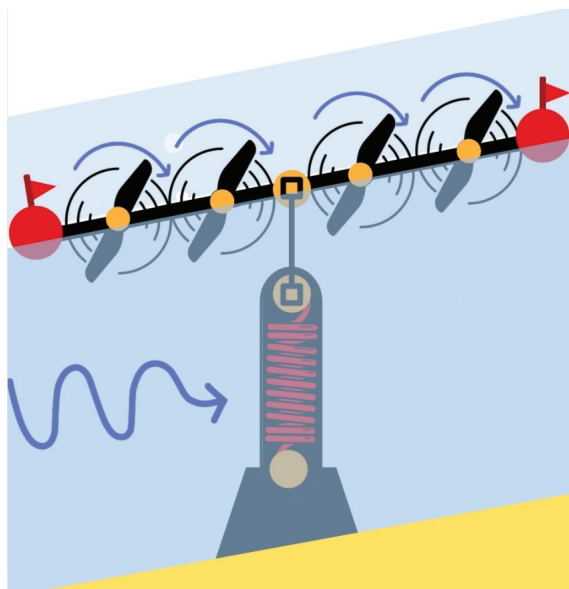


Рис. 1. Схематичне зображення конструкції

установок та системи кондиціонування приватних споживачів допомагає у загальному декарбонізувати енергетику, що поліпшить екологічну ситуацію у світі. Був проведений аналіз розвитку альтернативної енергетики для отримання електричної енергії на 2035 і 2050 роки, що представлено на рис. 2 який показав зменшення використання вуглеводневого палива та заміщення його альтернативними джерелами первинної енергії, серед яких є і гідроенергетика [4].

Зараз у сучасному світі досі залишаються у планах розроблення безліч нових ідей з використанням широко відомого водяного колеса. Пропоную звернути увагу на можливість створення міні електростанції, яка дозволить отримувати корисну енергію цілодобово і не залежно від пори року і погодних умов. Це неабияк допоможе розвантажити енергосистему і забезпечити достатнє отримання заряду акумулятора, що дуже важливо у сучасних реаліях життя в Україні.

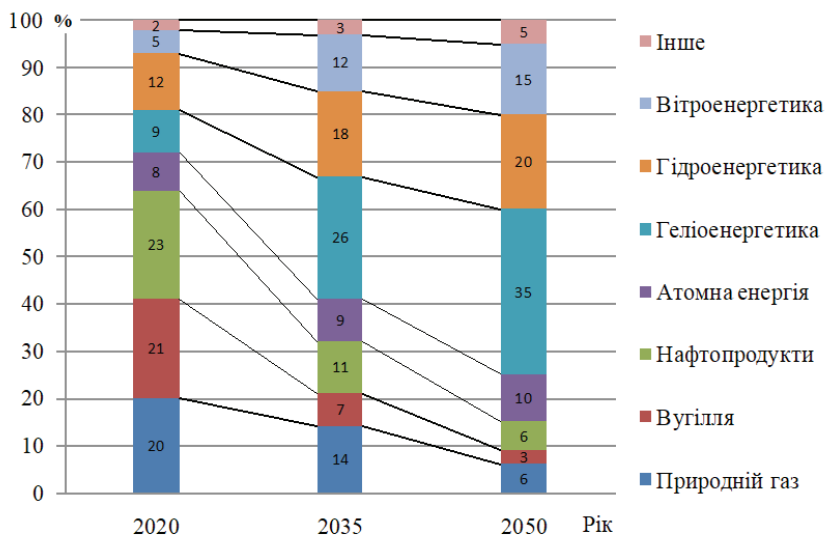


Рис. 2. Прогноз тенденцій розвитку енергетики на 2035 та 2050 роки

### Література

1. Герасімов Є.Г., Герасимов Г. Г. Використання відновлювальних джерел енергії : навч. посіб. [Електронне видання]. – Рівне : НУВГП, 2023. – 467 с.
2. Розрахунки з дисципліни «Теплотехнологічні процеси та установки» : навчальний посібник / К.В. Луняка, Б.В. Димо, Н.Б. Андрєєва, І.В. Калініченко. – Херсон : ХНТУ, 2018. – 166 с.
3. Проект водяного колеса для проекту гідро електроенергетики. – Режим доступу: <https://www.fstgenerator.com/uk/news/210625/>
4. “Ukrainian Green Deal” – концепція «зеленого» енергетичного переходу України до 2050 року. – Режим доступу: <https://se.net.ua/ukrainian-green-deal-kontseptsiya-zelenogo-energetychnogo-perehodu-ukrayiny-do-2050-roku/>

## OPERATIONAL IMPACTS OF WATER-FUEL EMULSIONS ON FOULING IN CONDENSING BOILER SYSTEMS

**Victoria Kornienko<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor  
E-mail: kornienkovika1987@gmail.com

**Aleksander Stachel<sup>2</sup>**, D.E.Sc, Professor

*<sup>1</sup>Kherson Educational and Research Institute,  
Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Kherson, Ukraine*

*<sup>2</sup>West Pomeranian University of Technology,  
Szczecin, Poland*

**Introduction.** An exhaust gas boiler (EGB) is the main waste heat recovery equipment that influences considerably on the efficiency of any thermal power plant from cogenerative internal combustion engines and gas turbines [1, 2] to trigenerative plants generating power, heat and cooling (refrigeration and air conditioning) [3–5], i.e. practically in all waste heat recovery technics [6–8]. Using of condensing low-temperature heating surfaces (LTHS) in EGB allows to increase the economic efficiency and environmental performance of boilers and thermal power plants in the whole. When fuel oil is burnt the intensity of low-temperature corrosion (LTC) increases to 1.2 mm/year at wall temperatures above 130 °C. The pollution intensity increases too. In the case of water-fuel emulsions (WFE) combusted with water content of  $W^r = 30\%$  [9, 10] or injection water in combustion chamber [11] there is a significant decrease of LTC intensity to the level 0.25 mm/year, due to the passivation of the metal [12, 13] under a thin layer of sulfuric acid condensate by absorbed nitrogen oxides. That makes it possible to install condensing LTHS at a wall temperature  $t_w$  below the dew point temperature of sulfuric acid vapors and, consequently, provides possibility

to use heat of condensing vapors of  $\text{H}_2\text{O}$  and  $\text{H}_2\text{SO}_4$  at tw until 65...70 °C within high working reliability of these condensing LTHS. The best burning out of fuel combustible components due to applying a WFE provides decreasing a concentration of solids and soot in the exhaust gases and hence their toxicity [14, 15] and pollution layer [16].

**Literature review.** Many studies focus on the reuse of exhaust gases for cogeneration [17] and the use of this energy for pre-drying in coal power plants, which increases the thermal efficiency of the system by approximately 2 % [18]. Zhang et al. [19] presented the idea of reducing the flue gas temperature below the dew point of the water vapor within it to simultaneously recover latent heat and obtain clean water. The heat transfer mode of this method is a direct contact mode that utilizes the flue gas desulfurization scrubber as a flue gas water vapor condensing heat exchanger. Similarly, Bilirgen et al. [20] developed an analytical model for a flue gas condensing heat exchanger system to predict the heat transferred from the flue gas to the cooling water and the water vapor condensation rate in the flue gas. Considering the actual concern for reducing the fuel consumption along with pollution reduction, the condensing boilers get a major importance for the manufacturers. In the context, more and more small boilers producers shift their non-condensing units to condensing units. Because of economical constraints linked to manufacturing costs it is of outmost importance for the producers to study a range of constructive solutions in the design stage [21]. The numerical and computational modeling of a boiler made out of packages of finned tubes and packages of smooth pipes is presented in the paper [22].

The presence of deposits on heat exchange surfaces in condensers and regenerative exchangers of ship and land steam power plants is always connected with the increase of the wall temperature due to additional thermal resistances resulting from accumulated deposits. In the article [23], based on the results of the author's own experimental research, the types of pollution

accumulating on heat exchange surfaces on the water vapor side of heat exchange apparatus in marine and land steam power plants and quantitative measures of the unevenness of the surface layer of these deposits are presented.

Energy extraction beyond the dew point of the moisture present within the flue gas are quite attractive. In study [24], a novel waste heat and water recovery system composed of an organic Rankine cycle and cooling cycles using singular working fluid accompanied by phase change was proposed and optimized for maximum power output. Heat exchangers, which cool boiler flue gas to temperatures below the water vapor dew point, can be used to capture moisture from flue gas and reduce external water consumption for power plant operations [25]. At the same time, thermal energy removed from the flue gas can be used to improve unit heat rate. Recent data also show that emissions of air toxics from flue gas would be reduced by use of condensing heat exchangers [26]. A set of fault detection and diagnosis tools for dynamic energy efficiency monitoring and assessment in condensing boilers is developed in works [27, 28].

When conducting heat-engineering calculations of LTHS during combustion of liquid fuels and WFE based on them, it is necessary to know the values of the thermal resistance of the pollutions on the dry surfaces and condensing LTHS. For dry convective heating surfaces, the values of  $\varepsilon_p$  are received in accordance with [29]. The normative method [29] recommends, with excess air factor  $\alpha$  above 1,03, to take the value  $\varepsilon_p = 0.005 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$  for dry LTHS during combustion fuel oil, regardless of the gas velocity  $w_g$ , wall temperature  $t_w$  and water content in fuel oil  $W_r$ . For condensing LTHS during combustion of fuel oil and WFE, recommendations on the choice of the values of  $\varepsilon_p$  are not presented in publications.

Analysis literary sources showed there are no data on the values of the pollution coefficients for both condensing and dry heating surfaces with WFE combustion.

The aim of research is to obtain the correlations for dependence of the pollution coefficients (thermal resistance) of the layer of pollution on the wall temperature  $t_w$ , gas velocity  $w_g$ , water content of WFE  $W^r$  based on sulfurous fuel oil for dry and condensing heating surfaces. The research tasks:

- study of influence of wall temperatures  $t_w$ , gas speed  $w_g$  and water content of WFE  $W^r$  on the value of pollution coefficient  $\varepsilon_p$  for dry and condensing heating surfaces;
- obtaining the regression equation of influence of various factors such as water content of the WFE  $W^r$ , gas speed  $w_g$  and wall temperature  $t_w$  on pollution coefficient;
- determine the cleaning periodicity dry and condensation heating surfaces.

**Research Methodology.** The absence of reliable methods for calculating heat transfer under conditions of condensation of water vapor from steam-gas mixtures with a high content of non-condensable gases on the surface of a pollution layer requires theoretical and experimental studies. Experimental researches of pollution intensity at wall temperature values below dew point temperature of sulfuric acid vapors were carried out in an experimental setup with combustion of fuel oils and WFE based on them [16].

Based on the conduct experimental and theoretical researches with fuel oil and WFE based on them combustion [16], the correlations of pollution average thickness  $\delta$  and coefficient of equivalent thermal conductivity  $\lambda$  were obtained as a function of the wall temperature. It made possible to develop the correlations of the pollution coefficients  $\varepsilon_p = \delta / \lambda$  on the wall temperature  $\varepsilon_p = f(t_w)$  at the time of gas flow impact  $\tau = 1000$  h (Fig. 1).

When carrying out thermal calculations of LTHS, it is necessary to carry out zone calculations: for the vapor-liquid zone ( $t_w = 120...140^\circ\text{C}$ ) the variable values  $\varepsilon_p$  from  $t_w$  should be taken (Fig. 1); in the ranges of  $t_w$  equal to  $120^\circ\text{C}$  and below (up to  $70^\circ\text{C}$ ) (condensation surfaces) and  $t_w$  equal to  $140^\circ\text{C}$  and above

(up to 240 °C) (dry surfaces), constant values of  $\varepsilon_p$  should be taken depending on the water content level (shown in Fig. 1 in dotted lines). As can be seen from the graphical correlations presented in Fig. 1 in the zone  $t_w = 120...140$  °C a sharp increase of  $\varepsilon_p$  values is observed.

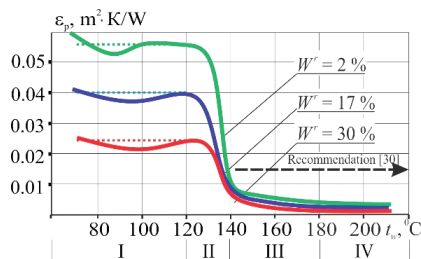


Fig. 1. Correlations for dependence of pollution coefficient  $\varepsilon_p$  on wall temperature  $t_w$  during combustion fuel oil and WFE based on them (at zones of heating surfaces EGB):

*I* – condensing surface, *II* – economizer, *III* – evaporator, *IV* – superheater

For estimating the adequacy of the research results  $\varepsilon_p$  values obtained for dry LTHS (III, IV zones) were compared with recommended [29]. It should be noted coincidence of obtained  $\varepsilon_p$  values for fuel oil with recommended in [29] values.

Based on experimental and theoretical researches the dependence of pollution coefficient  $\varepsilon_p$  values on the wall temperatures  $t_w$ , gas speed  $w_g$  and water content of WFE  $W^r$ , pipe diameter and pipe steps were obtained.

For evaluation of the joint effect of three factors ( $t_w$ ,  $w_g$ ,  $W^r$ ) on the pollution coefficient  $\varepsilon_p$ , determination of the values of constants and weight coefficients in the equation of multifactorial regression, the Statgraphics Plus for Windows system, providing access to a full set of statistical methods and providing an opportunity to conduct an extended regression analysis was used. Determination coefficients in all presented equations are found on level 0.96...0.99.

**Results.** The carried out experimental-theoretical researches of pollution kinetics allowed to obtain correlations for vapor-liquid zone:

- pollution coefficient  $\varepsilon_p$  from wall temperature  $t_w$

$$\varepsilon_p = f(t_w), \quad (4)$$

- pollution coefficient  $\varepsilon_p$  from gas speed  $w_g$

$$\varepsilon_p = f(w_g), \quad (5)$$

- pollution coefficient  $\varepsilon_p$  from water content  $W^r$

$$\varepsilon_p = f(W^r). \quad (6)$$

The correlations in Fig. 2 are received at  $w_g = 8$  m/s and show an increase of  $\varepsilon_p$  with rising wall temperature  $t_w$ . When fuel was combusted at  $W^r = 2$  % with an increase of  $t_w$  from 120 to 140 °C, the value of  $\varepsilon_p$  increased by 4.3 times, when WFE was combusted at  $W^r = 17\%$  – by 4.4 times, at  $W^r = 30\%$  – by 3.6 times. At  $t_w = 130$  °C, an increase in the water content of the WFE from 2 to 30 % leads to decrease of  $\varepsilon_p$  by 2 times.

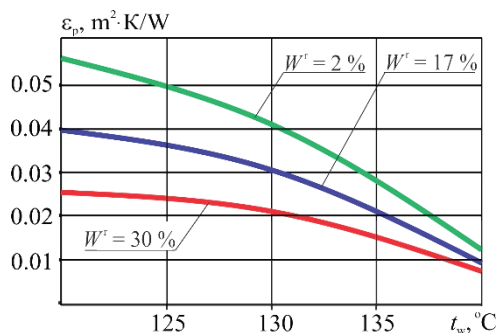


Fig. 2. Correlations for dependence of pollution coefficient  $\varepsilon_p$  on wall temperature  $t_w$  at different water content  $W^r$  WFE ( $w_g = 8$  m/c)

There were obtained correlations for dependence of  $\varepsilon_p$  on gas speed  $w_g$  (Fig. 3) and water content of emulsion  $W^r$  (Fig. 4) for condensing ( $t_w$  below 120 °C) and dry ( $t_w$  above 140 °C) heating surface.

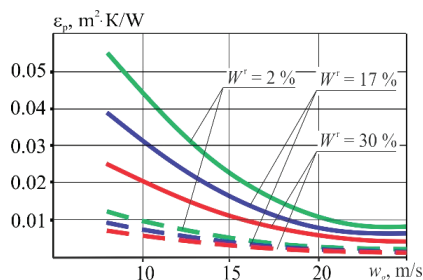


Fig. 3. Correlations for dependence of pollution coefficient  $\varepsilon_p$  on of gas speed  $w_g$  at different water content  $W^r$  WFE:  
 —  $t_w = 120\text{ }^\circ\text{C}$ ; - - - -  $t_w = 140\text{ }^\circ\text{C}$

At fuel oil and WFE combustion within increase of water content WFE from 2 to 30 % the value of  $\varepsilon_p$  for dry heating surface decreases in 1,5 times; within increase of gas speed from 8 till 25 m/s – in 6 times. At fuel oil and WFE combustion within increase of water content WFE from 2 to 30 % the value of  $\varepsilon_p$  for condensing heating surface decreases in 2.2 times; within increase of gas speed from 8 till 25 m/s – in 6.8 times.

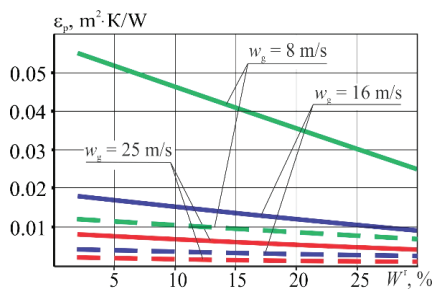


Fig. 4. Correlations for dependence of pollution coefficient  $\varepsilon_p$  on water content  $W^r$  WFE within different gas speed  $w_g$ :  
 —  $t_w = 120\text{ }^\circ\text{C}$ ; - - - -  $t_w = 140\text{ }^\circ\text{C}$

The statistical data processing made it possible to obtain equation for the vapor-liquid zone of LTHS at combustion fuel oil and WFE, taking into account influence of wall temperatures

$t_w$ , gases speeds  $w_g$  and water content of WFE  $W^r$  on the value of pollution coefficient in the form:

$$\varepsilon_p = (207.419 - 0.1797t_w - 3.6845W^r - 11.3073w_g + 0.0226t_w W^r) \cdot 10^{-3}. \quad (7)$$

Equation gives the values of  $\varepsilon_p$  in the range of magnitudes:  $t_w = 120 \dots 140^\circ\text{C}$ ,  $W^r = 2 \dots 30\%$ ,  $w_g = 8 \dots 25\text{ m/s}$ .

Experimental-theoretical data on the effect of pipe diameter and pipe steps on the magnitude of the pollution coefficient are shown in Fig. 5 and Fig. 6.

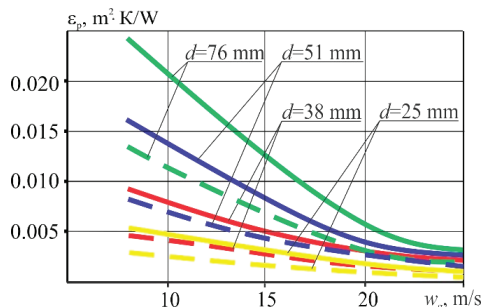


Fig. 5. Correlations for dependence of pollution coefficient  $\varepsilon_p$  on gas speed  $w_g$  within different pipe diameter ( $s_2/d = 2$ ,  $\tau = 8$  hours,  $t_w = 130^\circ\text{C}$ ): — —  $W^r = 2\%$ ; - - - -  $W^r = 30\%$

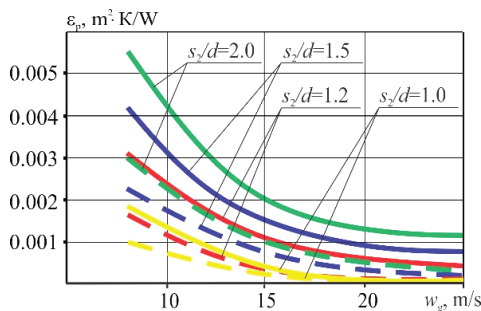


Fig. 6. Correlations for dependence of pollution coefficient  $\varepsilon_p$  on gas speed  $w_g$  within different pipe steps  $s_2/d$  ( $d = 25\text{ mm}$ ,  $\tau = 8$  hours,  $t_w = 130^\circ\text{C}$ ): — —  $W^r = 2\%$ ; - - - -  $W^r = 30\%$

The graphs show a very strong dependence of the pollution coefficient  $\varepsilon_p$  on the pipe diameter. So, with a decrease in diameter from 76 to 25 mm for a chess arrangement, the value of  $\varepsilon_p$  decreases in average by 5 times, and with a decrease from 38 to 25 mm – by 2 times.

As experience shows, during the transition to small diameters, the similarity of the pollutant layer is not fully observed, and the decrease in the thickness of the pollutant layer is more significant than the decrease in diameter.

According to the relation results [16] and values  $\varepsilon_p = f(\tau)$  there were obtained values of periodic cleaning for dry and condensing surfaces (Fig. 7, 8) while fuel oil and WFE combustion.

The results of calculations of  $\varepsilon_p$  at a wall temperature of 110 °C (in the region of the “acid peak”), show that with an increase water content of WFE up to 30 % due to a decrease in the concentration of solid particles (one of the pollution components) by 3 times, a decrease in the corrosion rate by 3...5 times, which determines the thickness of the sulfate layer, the decrease in the thickness of pollution (by bulk density) is almost 4 times and increases the period between heating surfaces cleaning.

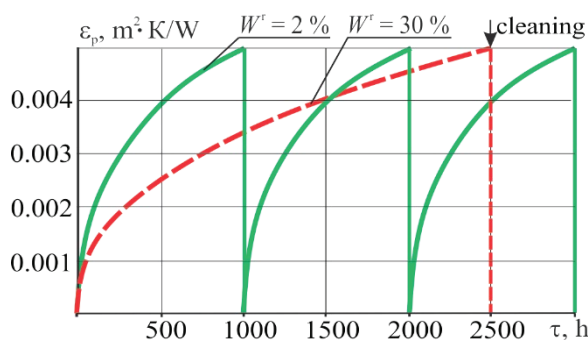


Fig. 7. Correlations for dependence of cleaning periodicity while reaching equal pollution coefficient for dry heating surface

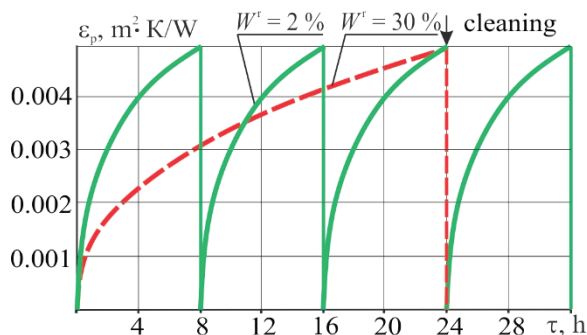


Fig. 8. Correlations for dependence of cleaning periodicity while reaching equal pollution coefficient for condensing heating surface

The obtained approximating equations of pollution for condensing LTHS give the opportunity to determine the frequency of intensive cleaning (according to Fig. 7, 8), for example, by washing, determined by the exposure time value of the flue gas flow at which the same pollution coefficient  $\epsilon_p$  is reached, equal to  $0,005 \text{ m}^2/\text{K} \cdot \text{W}$ . It was assumed that under different fuel combustion conditions all deposits are removed up to the sulfate layer. The growth of the sulfate layer is determined by the corrosion rate taking into account the ratios of iron valency.

The results of computational studies showed that during the transition to burning WFE with  $W^r = 30\%$ , the cleaning periodicity of dry surfaces increases from 1000 hours at  $W^r = 2\%$  to 2500 hours at  $W^r = 30\%$  (Fig. 7). The cleaning periodicity of condensing surfaces increases from 8 hours at  $W^r = 2\%$  to 24 hours at  $W^r = 30\%$  while ensuring reliable operation of EGB heating surfaces (Fig. 8).

**Conclusions.** Analysis literary sources showed there are no data on the values of the pollution coefficients for both condensing and dry heating surfaces with WFE combustion.

The correlations for dependences of the pollution coefficient upon water content of WFE, gas speed, wall temperature, pipe

diameter and pipe steps with wall temperatures below dew point temperature of sulfuric acid pair have been developed on the base of experimental-theoretical data.

The regression equation has been obtained that makes it possible to estimate the influence of water content of the WFE, gas speed and wall temperature on pollution coefficient. Obtained relations and regression equation  $\varepsilon_p = f(t_w, W^r, w_g)$  are useful for designing the condensing heating surfaces EGB.

The values obtained for dry cleaning periodicity and condensing heating surfaces can be used to develop recommendations for their operation.

The work considers only one of the aspects of problem-the pollution intensity of condensing heating surfaces of EGB when heavy fuels and WFE based on them combustion in ICE. Research in this direction can be continued. We see the prospects for further study of the problem in a more detailed study of the impact of WFE spray quality on the pollution intensity of condensing heating surfaces.

### References

1. 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. In: HTRSE–2018, E3S Web of Conferences 70, 03012, 6 p.
2. Radchenko A., Radchenko M., Konovalov A., Zubarev A. (2018). Increasing electrical power output and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment. In: HTRSE–2018, 6 p. E3S Web of Conferences 70, 03011
3. Radchenko, M., Radchenko, R., Ostapenko, O., Zubarev, A., Hrych, A. (2019). Enhancing the utilization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration. In: 5th International Conference

on Systems and Informatics, ICSAI 2018, pp. 240–244. Jiangsu, Nanjing, China

4. Radchenko, A., Radchenko, M., Trushliakov, E., Kantor, S., Tkachenko, V. (2018). Statistical method to define rational heat loads on railway air conditioning system for changeable climatic conditions. In: 5th International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018, pp. 1308–1312. Jiangsu, Nanjing, China.

5. Trushliakov, E., Radchenko, M., Radchenko, A., Kantor, S., Zongming, Y. (2018). Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions. In: 5th International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018, pp. 1303–1307. Jiangsu, Nanjing, China.

6. Radchenko N. (1985). On reducing the size of liquid separators for injector circulation plate freezers. International Journal of Refrigeration, 5(8), 267–269.

7. Radchenko, N. (2004). A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase. Archives of Thermodynamics: Polish Academy of Sciences, 4(25), 3–19.

## IMPROVING OPERATIONAL EFFICIENCY OF ROTARY CUP ATOMIZERS FOR WATER-FUEL MIXTURES IN BOILER SYSTEMS

**Victoria Kornienko<sup>1</sup>**, Ph.D., Associate Professor  
E-mail: kornienkovika1987@gmail.com

**Dariusz Mikielewicz<sup>2</sup>**, D.E.Sc, Professor

*<sup>1</sup>Kherson Educational and Research Institute,  
Admiral Makarov National University of Shipbuilding,  
Kherson, Ukraine*

*<sup>2</sup>Gdansk University of Technology, Poland*

**Introduction.** Recently, fuel components in the cost of production began to increase sharply. As a result, cheaper high-viscosity heavy sulfur fuels, which require modernization of fuel preparation systems and furnace devices, began to be burned in boiler plants: instead of centrifugal, it is necessary to use rotary cup atomizer.

The use of alternative fuels and water-fuel emulsions (WTE) is quite promising. When WFE is burned in boiler furnaces, two types of its atomization can be distinguished: decomposition of the fuel stream in atomizer and secondary self-atomization during microexplosion of WFE droplets. This assists to reduce the size of fuel fragments, increase the area of contact with the oxidizing agent and intensify burning process. During WFE combustion the deposits on heating surfaces are reduced or even fully absent due to decrease of soot and coke generation. To generalize the experimental data on the dispersed characteristics of boiler atomizers, the relationship between power-law complexes characterizing the average diameter of dry fuel droplets was used. To calculate the burning of WFE, in addition to the initial diameter of the droplets, the size of the fuel fragments formed after the secondary in-line crushing is necessary. The essence of the WFE droplet crushing

phenomenon is the boiling of the dispersed water phase during the heating of emulsion and the following break of the fuel shell into fragments under the influence of the generated vapor pressure. In this case, an explosive effect appears, provided by a significant difference in the boiling points of dispersed water and fuel.

The formation of the film on the surface of rotary cup is determined by the hydrodynamics of the fluid flow. Such a flow is characterized by the uncertainty of the boundary conditions on the free surface of the film, which does not allow obtaining the equation of fluid motion in explicit form. Therefore, a complex analysis is needed for obtaining the necessary data for designing the rotary cup atomizer.

**Literature review.** Atomizer characteristics of nozzle influence considerably on the efficiency of any thermal power plant from cogenerative internal combustion engines [1] and gas turbines [2] to trigeneration plants [3] generating heat, electricity power [4] and cooling (refrigeration [5, 6] and air conditioning [7]), i.e. practically in all waste heat recovery technics [8, 9]. The use of alternative fuels is quite promising trend in stationary [10] as well as in marine energetics for diesel engine [11] and gas turbine power plants [12].

The paper [13] presents the results of experimental studies on atomization of the emulsions flowing through twin-fluid atomizers obtained by applying the digital microphotography method. The analysis of photos shows that the droplets being formed during the liquid atomization have very different sizes. The effect of the shape of the orifice and the injection pressure on the droplet size distributions and mean droplet diameters was analyzed [14]. The results of experimental studies of the spraying of Chinese fuel oil with water additives by a Saacke burner with a rotary cup atomizer are presented in [15]. Water does not worsen, but improves combustion processes due to additional crushing of fuel droplets due to microexplosions, an increase in the combustion surface of particles [16, 17], and good mixing

of fuel with air. With an increase in the water content in WFE up to 25 %, a decrease in the concentration of solid residues of fuel combustion, carbon monoxide and hydrocarbons is observed, which indicates the efficiency of WFE combustion [18, 19]. But in [15] data on the operation of rotary cup atomizer are not presented. According to the literature, droplet diameter obtained by atomization of fuel have an effect on  $\text{NO}_x$  emissions and particulate matter. In [20] Marshall's experimental data on droplet diameter at high flow rates of a liquid sprayed by a rotating disk are published. In [20], a criterial dependence is given for determining the relative mass-average diameter of droplets when spraying of liquid with rotary cup atomizer with a flow rate of 400...1100 kg/h. The rotary cup atomizer is a special atomizer used for improved automotive painting [21]. A model to predict the droplet size was developed by combining two already-reported models [22, 23]. Authors' [24, 25] present study investigates liquid flow patterns on inner surface of a rotary cup atomizer and the effect of these flow patterns on the breakup patterns at the edge of rotary cup. It also estimates the atomization characteristics based on the diameter of liquid ligaments issuing from the cup edge. In [26, 27] behaviors of liquid films scattering from a disk-type or cup-type rotary atomizer are studied using computations based on the three-dimensional Smoothed Particle Hydrodynamics method. Authors' [28, 29] experimentally investigated the effects of operational conditions and liquid properties on the formation and breakup of ligaments from a high-speed rotary cup atomizer.

Experimental and literature data on the rotary cup atomizer are small, that does not allow to obtain criteria equations and to determine the average droplet size. The aim of research is to investigate rotary cup atomizer characteristics. The research tasks:

- determine the effect of revolution number of rotary cup atomizer on average diameter droplets of atomized fuel;

- determine the relative distribution of atomized liquid over the radius of the torch;
- determine the specific flow fields of atomized liquid at various distances from the cutoff of atomizer cup, atomizer diameter and fluid flow.

**Research Methodology.** Rotary cup atomizer are insensitive to fuel oil viscosity, since the fuel is exposed to high temperature before atomization, washing the inner surface of the atomized cone, as a result of which the viscosity of the fuel oil is quickly brought to 2° or less. For ensuring the required dispersion during atomization of fuel and WFE, sustainable combustion of fuel at a flow rate of about 1...3 kg/h was studied the operation of rotary cup atomizer on experimental installation, taking into account the above provisions.

The layout of the experimental setup for studying the operation of rotary cup atomizer is shown in Fig. 1.

The design of setup provides for mounting the rotary cup atomizer 1, drive motor 2, installation of equipment and accessories necessary for examining operation atomizer – a circle collector 7 and sector collector 8 with measuring beakers 9, amplifier 5. The test liquid is supplied by gravity: water is supplied from supply tank 3, and fuel or WFE is supplied from tank 4.

In [15] the average diameter of droplets  $d$  during of rotary cup atomizer operation depends on such values:

$$dk / \delta = f(We, La, M, N). \quad (1)$$

$We = v_2^2 \rho_2 \delta / \sigma$  – Weber criterion, which represents the ratio of pressure head to surface tension pressure;

$La = \rho_1 v_1^2 / \sigma \delta$  – Laplace criterion, which determines the ratio of viscosity forces and liquid surface tension;

$M = \rho_2 / \rho_1$  – a criterion, which characterizes the inertial properties of a gaseous and a liquid medium;

$N = \mu_2 / \mu_1$  – a criterion, which represents the ratio of the viscosity forces of a gaseous medium and a sprayed liquid.

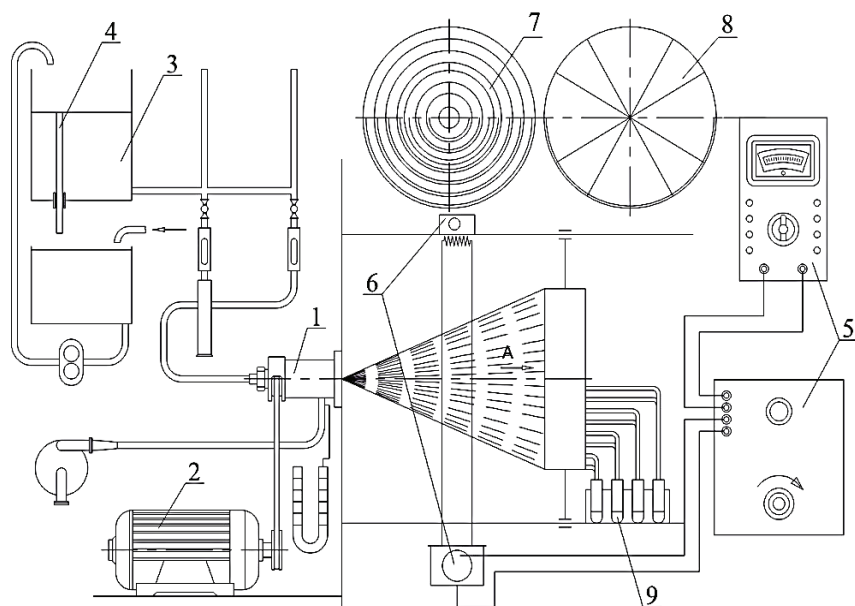


Fig. 1. Scheme of an experimental setup for investigating afterburning installation characteristics:

1 – rotary cup atomizer; 2 – drive motor; 3 – tank of water;  
4 – tube; 5 – amplifier; 6 – collector; 7 – circle collector; 8 – sector collector;  
9 – measuring beakers

In the above formulas, it is accepted:  $d$  – droplet diameter;  $\delta$  – fluid film thickness;  $\sigma$  – surface tension coefficient;  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  – dynamic viscosity coefficient of liquid and gaseous medium;  $\rho_1$ ,  $\rho_2$  – fluid and gas density.

The distribution of the atomized liquid in the torch created by the atomizer is an essential characteristic that determines the perfection of the process (technological or the process of burning liquid fuel in the combustion chamber of engine or boiler).

The distribution of atomized liquid in the torch is most fully characterized by the field of specific fluid flows at various points of the torch. The specific fluid flow is equal to the ratio of its

second flow rate through the area, perpendicular to the direction of droplets flight, to the value of this area:

$$q_n = \Delta G / f_n. \quad (2)$$

With this definition, the measurement of specific flow is not difficult. It is necessary only to position the collection cells of the collection in a plane perpendicular to the axis of atomizer.

When studying the distribution of atomized liquid along the radius of the torch, a circle collector is also used. Summing up the volumes of liquid that fell into the collector cells sequentially located from the center to the periphery, and relating the obtained values of volumes to the total volume of liquid that fell into the collector, we obtain the total distribution curve similar to the total distribution curve of droplets by diameter. This curve can be approximated by the equation:

$$y = 1 - e^{-ax\chi} \quad (3)$$

$$y = \sum_{i=N}^i q_i / \sum_{i=1}^N q_i; \quad u_i = \bar{r} / r, \quad (4)$$

where  $N$  – the number of circle cells in collector;

$\bar{r}$  – size constant;

$r$  – radial coordinate;

$\chi$  – distribution constant.

As the constant  $r$ , you can select the radius of the circle for which 50 % of the fluid flow at a given distance from the atomizer passes inside, and 50 % – outside it. In this case,  $a = 0.693$ . The meaning of the distribution constant can be easily found if we differentiate the left and right sides of equation (4) with respect to  $x$  and assume that  $x = 1$ . Then  $dy/dx_i = 0,3465\chi$ . Therefore, the distribution constant is directly proportional to the tangent of the angle of inclination to the curve at the point  $x = 1, y = 0.5$ . The larger the value of  $\chi$  is the steeper the total curve at this point.

**Results.** The droplet diameter is greatly affected by the number of revolutions of the atomizer. As experiments show (Fig. 2), the

rotary cup atomizer stably provides a good spray in the range of 20...35  $\mu\text{m}$  starting from  $n = 5000$  rpm.

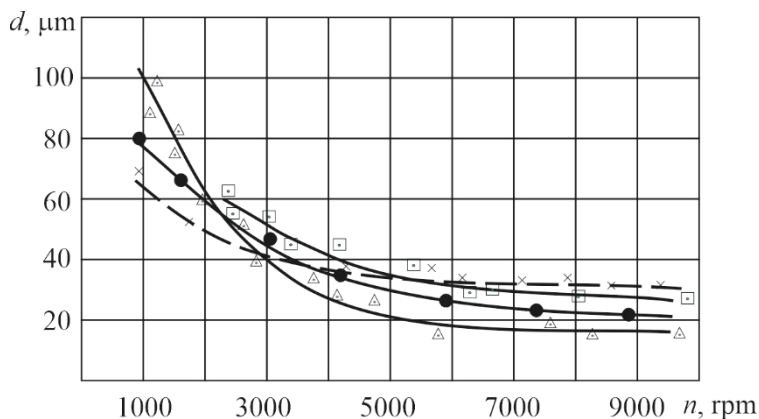


Fig. 2. Dependences of diameter droplets of atomized liquid from revolution number of atomizer cup (air pressure  $h = 250$  mm w. col., atomizer diameter  $d_a = 25$  mm):

- – fuel oil consumption 1 kg/h; × – WFE consumption 1 kg/h;
- – water consumption 4 kg/h; △ – water consumption 1,2 kg/h

With decreasing  $n$ , the size of the fraction of the atomized liquid sharply increases and is 30...100  $\mu\text{m}$ . Their greater viscosity explains the large size of the drops of emulsion and fuel oil compared with the size of the droplets of water.

Fig. 3 shows the total curves of the flow distribution of atomized liquid over the radius of the torch with different atomizer diameters.

These curves are obtained based on data using a ring collector, which was installed perpendicular to the axis of the torch. These curves allow to determine the radius  $R_{99}$ , including 99 % of the atomized liquid. For atomizer with a large spray radius, there is a correspondingly larger  $R_{99}$  (for atomizer  $d_a = 25$  mm –  $R_{99} = 180$  mm, for  $d_a = 26$  mm –  $R_{99} = 200$  mm, for  $d_a = 28$  mm –  $R_{99} = 268$  mm).

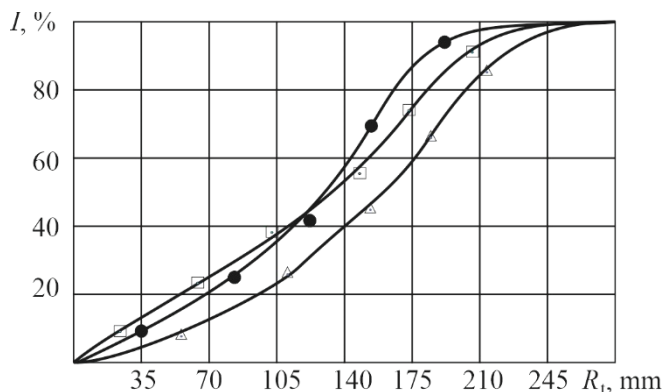


Fig. 3. Dependences of relative distribution of atomized liquid over the radius of the torch with different atomizer diameter  $d_a$  (air pressure  $h = 250$  mm w. col., revolution number of atomizer cup  $n = 6200$  rpm):  
 ● –  $d_a = 25$  mm; □ –  $d_a = 26$  mm; △ –  $d_a = 28$  mm

In Fig. 4–5 the specific flow fields of atomized liquid are shown. These fields are measured using a selective tube. The maximum specific flow is located on the axis of the torch, and as the distance from the axis increases, the values of specific flows decrease. As the distance from the atomizer opening increases, the specific flux fields are aligned in the cross section of the torch.

As the gas backpressure increases, the specific flow fields also become more uniform. If the rate of outflow (pressure drop) from the atomizer increases, then this also leads to an equalization of the specific flow fields. An increase in the atomizer diameter (with other constant conditions of outflow) causes an increase in the values of specific flows and the expansion of the boundaries of the torch. Moreover, the atomizer with a small diameter ( $d_a = 25$  mm) at a flow rate of 1.2 kg/h has a more uniform field of specific flows of atomized liquid.

Based on the experiments and conclusions made, a nozzle with a atomizer diameter  $d_a = 25$  mm was selected with an air pressure

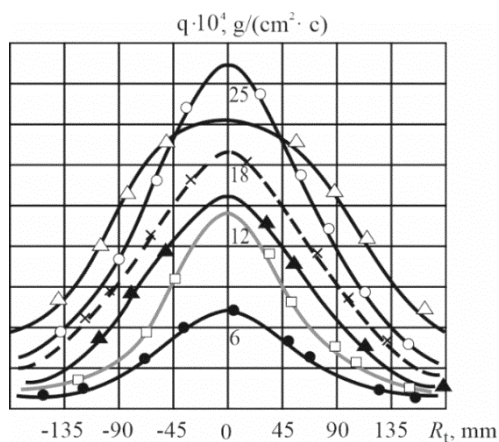


Fig. 4. Specific flow fields of atomized liquid with different atomizer diameter  $d_a$  and fluid flow:

- –  $d_a = 25$  mm; ▲ –  $d_a = 26$  mm; ○ –  $d_a = 28$  mm;  $d_a = 26$  mm;
- ◻ – water consumption 1,0 kg/h; × – WFE consumption 1,0 kg/h;
- △ – fuel oil consumption 1,0 kg/h

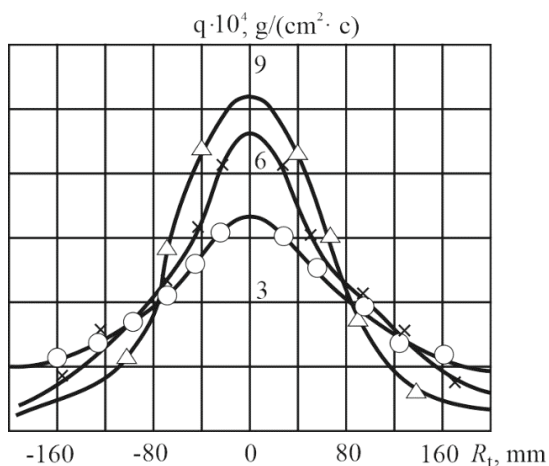


Fig. 5. Specific flow fields of atomized liquid at various distances  $l$  from the cutoff of atomizer cup (water consumption 1.2 kg/h, atomizer diameter  $d_a = 25$  mm, air pressure  $h = 250$  mm w. col.):

- –  $l = 150$  mm; × –  $l = 250$  mm; △ –  $l = 350$  mm

$h = 250$  mm water column and a atomizer speed 5000 rpm, which satisfactorily atomizes the fuel at a flow rate of 1...3 kg/h and provides the required diameter emulsion droplets for targeted research.

Processing the obtained experimental data made it possible to obtain criteria equation for determining the average diameter of WFE droplets in the form of:

$$d = 5.8 We^{-0.5} La^{0.2} \delta. \quad (5)$$

An experimental verification of the obtained criterion dependence showed that the proposed dependence is recommended for  $We$  and  $La$  values within:  $0.125 < We < 1.2$ ;  $107 < La < 920$ .

A comparison of the mean droplet diameter calculated from the proposed dependence with the experimental data is shown in Fig. 6.

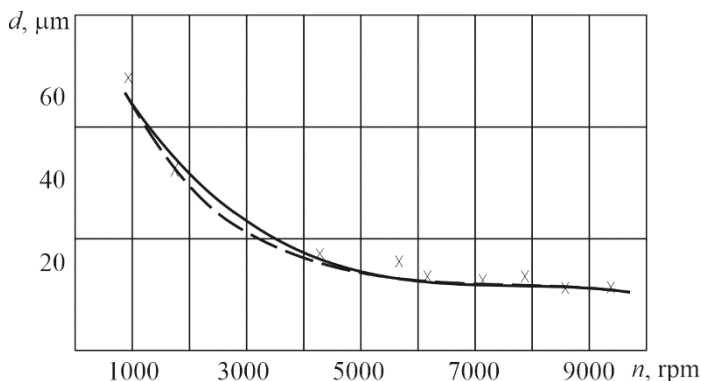


Fig. 6. Dependences of diameter droplets of atomized liquid from revolution number of atomizer cup (atomizer diameter  $d_a = 25$  mm, WFE consumption 1,0 kg/h):

—— — experimental data; - - - - - calculation data

The presented dependences show a complete coincidence of the calculated data with the experimental ones at rotation frequencies above 5000 rpm and a slight discrepancy in the range from 2000 to 5000 rpm.

**Conclusion.** The requirements concerning the development of high performance equipment with low environment impact and high flexibility have increased lately. Therefore, a complex analysis is needed for obtaining the necessary data for designing the rotary cup atomizer. There are few experimental and literature data on a rotary cup atomizer, that does not allow to obtain criteria equations and especially to determine the average droplet size.

1. Experimental researches rotary cup atomizer performance were carried out on the experimental setup with atomized liquid of fuel oil, water and WFE.

2. The dependence of diameter droplets of atomized liquid on revolution number of atomizer cup, relative distribution of atomized liquid over the radius of torch with different atomizer diameter and the specific flow fields of atomized liquid at various distances from the cutoff of atomizer cup, atomizer diameter and fluid flow have been investigated based on the experimental data.

3. The obtained criterial dependence for determining the average diameter of droplets when WFE sprayed are quite adequate to experimental data with an accuracy of 5 %.

4. Issuing from the experimental and calculation data, a nozzle with atomizer diameter  $d_a = 25$  mm was selected, which satisfactorily atomizes the fuel at flow rate of 1...3 kg/h and provides the required diameter of emulsion droplets for targeted research.

The mathematical model for determining the diameters of droplets of WFE atomized by a rotary cup atomizer are presented. The results of the research in this direction proved the prospects for further theoretical studies of ranges of particular flows of atomized liquid for different atomizer diameters, fluid flow rates and different distances from atomizer.

### References

1. Radchenko, A., Mikielwicz, D., Forduy, S., Radchenko, M., Zubarev, A.: Monitoring the fuel efficiency of gas engine in integrated energy system. In: Nechyporuk M. et al. (eds.)

Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol. 1113, pp. 361–370. Springer, Cham (2020).

2. Radchenko, A., Bohdal, L., Zongming, Y., Portnoi, B., Tkachenko, V.: Rational designing of gas turbine inlet air cooling system. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 591–599. Springer, Cham (2020).

3. Radchenko, A., Radchenko, M., Konovalov, A., Zubarev, A.: Increasing electrical power output and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment. In: HTRSE–2018, 6 p. E3S Web of Conferences 70, 03011 (2018).

4. Forduy, S., Radchenko, A., Kuczynski, W., Zubarev, A., Konovalov, D.: Enhancing the fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by chilling cyclic air. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 500–509. Springer, Cham (2020).

5. Konovalov, D., Trushliakov, E., Radchenko, M., Kobalava, G., Maksymov, V.: Research of the aerothermopresor cooling system of charge air of a marine internal combustion engine under variable climatic conditions of operation. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 520–529. Springer, Cham (2020).

6. Bohdal, T., Sikora, M., Widomska, K., Radchenko, A.M.: Investigation of flow structures during HFE-7100 refrigerant condensation. Archives of thermodynamics: Polish Academy of Sciences 36(4), 25–34 (2015).

7. Trushliakov, E., Radchenko, A., Forduy, S., Zubarev, A., Hrych, A.: Increasing the operation efficiency of air conditioning system for integrated power plant on the base of its monitoring.

In: Nechyporuk M. et al. (eds.) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol.1113, pp. 351–360. Springer, Cham (2020).

8. Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M., Bogdanov, M., Andreev, A.: Enhancing the efficiency of marine diesel engine by deep waste heat recovery on the base of its simulation along the route line. In: Nechyporuk M. et al. (eds.) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol. 1113, pp. 337–350. Springer, Cham (2020).

9. Kornienko, V., Radchenko, M., Radchenko, R., Konovalov, D., Andreev, A., Pyrysunko, M.: Improving the efficiency of heat recovery circuits of cogeneration plants with combustion of water-fuel emulsions. Thermal Science 00, 154–154 (2020).

10. Radchenko, N.: A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase. Archives of Thermodynamics: Polish Academy of Sciences 25(4), 3–19 (2004).

11. Pham, V.V.: Advanced technology solutions for treatment and control noxious emission of large marine diesel engines: A brief review. Journal of Mechanical Engineering Research and Developments 42(5), 21–27 (2019).

12. Cherednichenko, O., Serbin, S., Dzida, M.: Investigation of the combustion processes in the gas turbine module of an fpso operating on associated gas conversion products. Polish Maritime Research 26(4), 149–156 (2020).

13. Broniarz-Press, L., Ochowiak, M., Rozanski, J., Woziwodzki, S.: The atomization of water–oil emulsions. Experimental Thermal and Fluid Science 33(6), 955–962 (2009).

14. Broniarz-Press, L., Włodarczak, S., Matuszak, M., Ochowiak, M., Idziak, R., Sobiech, Ł., Szulc, T., Skrzypczak, G.: The effect of orifice shape and the injection pressure on enhancement of the atomization process for pressure-swirl atomizers. Crop Protection 82, 65–74 (2016).

15. Lozitskii, N.G., Kotler, V.R.: Ispol'zovanie gorelok s rotatsionnoi forsunkoi dlya szhiganiya mazuta s prisadkoi vody. Promyshlennaya Energetika 3, 37–40 (2002).

16. Baskar, P. Kumar, Senthil, A.: Experimental investigation on performance characteristics of a diesel engine using diesel-water emulsion with oxygen enriched air. Alexandria Engineering Journal 56(1), 37–146 (2017).

17. Patel, K.R. Dhiman, V.: Research study of water-diesel emulsion as alternative fuel in diesel engine – An overview. International Journal of Latest Engineering Research and Applications 2(9), 37–41 (2017).

18. Kornienko, V., Radchenko, R., Stachel, A., Andreev, A., Pyrysunko, M.: Correlations for pollution on condensing surfaces of exhaust gas boilers with water-fuel emulsion combustion. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner–2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 530–539. Springer, Cham (2020).

19. Kornienko, V., Radchenko, R., Konovalov, D., Andreev, A., Pyrysunko, M.: Characteristics of the Rotary Cup Atomizer Used as Afterburning Installation in Exhaust Gas Boiler Flue. In: Ivanov V., et al. (eds.) Advances in Design, Simulation and Manufacturing III (DSMIE 2020). Lecture Notes in Mechanical Engineering, 10 p. Springer, Cham (2020).

20. Sumenkov, V.M., Sen', L.I., Blinnikov, O.V.: Model' raspylivaniya zhidkosti rotatsionnymi forsunkami. Sudostroenie 6, 53–55 (2008).

21. Soma, T., Katayama, T., Tanimoto, J., Saito, Y., Matsushita Y., at el.: Liquid film flow on a high speed rotary bell-cup atomizer. Int. J. Multiphase Flow 70, 96–103 (2015).

22. Ray, R., Henshaw, P., Biswas, N.: Characteristics of spray atomization for liquid droplets formed using a rotary bell atomizer. J. Fluids Eng. 141(8), 081303, 7 p. (2019).

23. Ray, R.: Evaporation of spray from a rotary bell atomizer. Electronic Theses and Dissertations, 5704 (2015).

24. Guettler, N., Paustian, S., Ye, Q., Tiedje, O.: Numerical and experimental investigations on rotary bell atomizers with predominant air flow rates. In: 28th European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, ILASS 2017, Valencia, Spain (2017).

25. Ogasawara, S., Daikoku, M., Shiota, M., Inamura, T., Saito, Y., Yasumura, K., Shol, M., Aoki, H., Miura, T.: Liquid atomization using a rotary bell cup atomizer. *Journal of Fluid Science and Technology* 5(3), 464–474 (2010).

26. Petrone, G.1, Cammarata, G.1, Caggia, S., Anastasi, M.: Reacting flows in industrial duct-burners of a heat recovery steam generator. Excerpt from the Proceedings of the COMSOL Conference, Hannover, 7 p. (2008).

27. Izawa, S., Iso, T., Nishio, Y., Fukunishi, Y.: Ligament formation and droplet breakup on disk-type and cup-type rotary atomizers. *Transactions of the JSME* 84(862), 18 p. (2018).

28. Stevenin, Ch., Béreaux, Y., Charmeau, J.-Y., Balcaen, J.: Shaping air flow characteristics of a high-speed rotary-bell sprayer for automotive painting processes. *J. Fluids Eng.* 137(11), 111304, 8 p. (2015).

29. Hatayama, Y., Haneda, T., Shiota, M., Inamura, T., Daikoku, M., Soma, T., Saito, Y., Aoki, H.: Formation and breakup of ligaments from a high speed rotary bell cup atomizer (Part 1: Observation and quantitative evaluation of formation and breakup of ligaments). *Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers Ser. B* 79(802), 1081–1094 (2013).

## **ЗАСТОСУВАННЯ ЕНЕРГІЇ МІКРОХВИЛЬОВОГО ПОЛЯ ДЛЯ НАГРІВАННЯ ТА СПІКАННЯ КЕРАМІЧНИХ ВИРОБІВ**

**Крятов А. Г.**, аспірант кафедри нафтогазових технологій,  
інженерії та теплоенергетики  
E-mail: barsiccc@gmail.com

*Одеський національний технологічний університет,  
м. Одеса, Україна*

Спикання багатьох керамічних матеріалів, таких як оксиди, карбіди, бори́ди, нітри́ди та комбінації цих матеріалів (тобто композити з керамічною матрицею та багатофазні системи), викликали значний інтерес в останні роки та зробили можливими абсолютно нові і часто унікальні способи обробки цих матеріалів [1]. Мікрохвильова обробка матеріалів та технологія нагрівання – це один із таких нових шляхів, який можна використовувати для обробки кераміки, металоматричних композитів, армованих волокном пластмас (FRP), сплавів, металів, з'єднання матеріалів, покриття, облицювання, синтезу матеріалів тощо [2]. Хоча багато потенційних переваг використання мікрохвиль для обробки кераміки були визнані вже понад 50 років, лише протягом останніх 5–8 років універсальність та повний потенціал цього процесу отримали широку увагу. Зростаюча обізнаність про переваги, які може запропонувати обробка за допомогою мікрохвильової енергії, очевидна зі швидкого зростання кількості та обсягу доповідей, представлених на технічних зустрічах та симпозіумах, присвячених мікрохвильовій обробці. Оскільки мікрохвильовий нагрів суттєво відрізняється від традиційних методів, не дивно, що виникло кілька проблем, особливо у нових дослідників, які не знайомі з мікрохвильовою обробкою. Кілька статей [3–5], присвячених методам чисельного моделювання,

проектування обладнання для мікрохвильової обробки, діелектричним властивостям та вимірюванням, а також взаємодії мікрохвиль/матеріалів, дають додаткове розуміння того, як мікрохвильова енергія може бути більш ефективно та результативно використана для обробки матеріалів. При цьому дуже важливо враховувати можливість виникнення негативних явищ, що можуть виникнути при мікрохвильовому спіканні кераміки. Можливо виникнення наступних проблем:

- слабке нагрівання порошків з низькими діелектричними властивостями;
- злом зразка;
- неоднорідність нагрівання за об'ємом;
- виникнення дуги та плазми.

Ці проблеми є взаємопов'язаними та можуть мати спільні причини, тому рішення однієї з них, ймовірно, буде рішенням кількох або всіх цих проблем. Наприклад, такі матеріали, як високочистий  $Al_2O_3$  або  $ZrO_2$ , які мають дуже низькі коефіцієнти діелектричних втрат та низьку теплопровідність за кімнатної температури, важко спочатку нагріти мікрохвилями, і вони схильні до локального нагрівання (гарячі точки та тепловий розгін) та розтріскування. Ці проблеми ще більше посилюються зі збільшенням розміру зразка. Більше того, оскільки матеріали погано поглинають мікрохвильове випромінювання за температур нижче 400–500 °С, більш імовірно виникає дугове випромінювання та утворення плазми. Гібридний (непрямий) нагрів був розроблений для нагрівання матеріалів з низькими діелектричними втратами та низькою теплопровідністю. Гібридний нагрів передбачає використання матеріалу, що поглинає мікрохвильове випромінювання, який, у свою чергу, використовується для термічного нагрівання зразка, що погано поглинає, доки він не досягне температури, за якої він ефективно поглинатиме мікрохвильове випромінювання. Таким чином, при температурах нижче 300–500 °С зразки нагріваються непрямо теплом

від матеріалу, що сприймає мікрохвильове випромінювання, а при вищих температурах вони нагріваються безпосередньо мікрохвилями.

У процесах спікання з використанням МХ енергії багато факторів відіграють важливу роль. Особливо важливо знати властивості матеріалу, щоб оцінити частину мікрохвильової енергії, що витрачається на тепло. Питома теплоємність, коефіцієнт теплопровідності та діелектрична проникність мають бути відомі до початку аналізу процесу. Для мікрохвильового нагріву особливо важлива діелектрична проникність, оскільки від неї залежить, наскільки добре мікрохвильова енергія перетворюється на тепло. Крім того, необхідні властивості сполучної речовини, такі як температура випаровування, ентальпія, питома теплоємність.

Для вивчення особливостей поглинання мікрохвильової енергії та перетворення її в теплову поведені дослідження нагрівання плоского зразка порошку карбіду кремнію зі сполученою речовиною. Спочатку досліджувався темп нагрівання пластини з пресованого порошкового карбіду кремнію завтовшки  $\delta = 1,0$  см, дисперсність (фракція) частинок 125 мкм. Сполучною речовиною служив полівініловий спирт. Маса зразка складала 0,165 кг, вихідна потужність магнетрону  $P = 800$  Вт. Температурна крива нагріву пластинки з порошку карбіду кремнію в мікрохвильовому полі (рис. 1) показує, наскільки інтенсивно перетворюється енергію МВ в теплову. Вимірювання проводилися на поверхні зразка (лінія 1) та на дні (лінія 2). Видно, що дно зразка, ізольоване від навколишнього середовища при нагріванні, нагрівається інтенсивніше. Також було відмічено, що, починаючи з якогось температурного рівня (для даного зразка – при температурі близько  $220^{\circ}\text{C}$ ), темп нагрівання посилювався, що можна пояснити збільшенням значення діелектричної проникності карбіду кремнію. На графіку цей рівень відзначений пунктирною лінією.

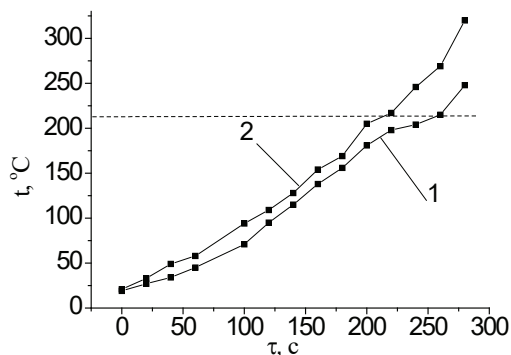


Рис. 1. Нагрів пластинки з порошку карбіду кремнію в МХ полі.  
Вихідна потужність магнетрону  $P = 800$  кВт:  
1 – поверхня, 2 – дно

Для розрахунку ККД камери використовувалися дані по температурі, отримані в основі пластини.

Таблиця 1 – Фізичні властивості порошку карбіду кремнію

| Коефіцієнт теплопровідності, $\lambda$ , Вт/(мК) | Щільність, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup> | Теплоємність, $c_p$ , Дж/(кгК) | Фактор діелектричних втрат $\epsilon''$ | Глибина проникнення, $\Delta$ , м |
|--------------------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------|
| 12                                               | 2500                                  | 600                            | 0,9                                     | 0,0096                            |

Отримані значення ККД камери (37 %) свідчить по те, що енергія мікрохвильового випромінювання лише частково перетворюється на внутрішню енергію матеріалу, що пов'язано з малим навантаженням камери.

За результатами огляду літературних даних та експериментальних спостережень зроблені наступні висновки.

1. Високоінтенсивна термообробка в мікрохвильовому полі при сумісному конвективному нагріванні дозволяє отримувати рівномірний розподіл температур товщиною матеріалу. На процес нагрівання в мікрохвильовому полі істотно впливають теплофізичні властивості оброблюваного зразка.

2. Застосування енергії мікрохвильового поля для нагрівання та спікання керамічних виробів показує можливість інтенсифікації цих процесів та отримання додаткових якостей у кінцевому продукті при правильно підібраних режимних параметрах мікрохвильової обробки, які визначають швидкість підвищення температури в тілі та коефіцієнт використання мікрохвильової енергії.

### **Література**

1. Microwave Processing of Ceramics [Текст] / Isabel K. Lloyd [et al.] // *Advances in Science and Technology*. – 2006. – Vol. 45. – P. 857–862. – Mode of access: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/ast.45.857>

2. Singh C. Sustainability of microwave heating in materials processing technologies [Текст] / Charanjit Singh, Virat Khanna, Satnam Singh // *Materials Today: Proceedings*. – 2022. – Mode of access: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.07.216>.

3. Karayannis V. G. Microwave sintering of ceramic materials [Текст] / V.G. Karayannis // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2016. – Vol. 161. – P. 012068. – <https://doi.org/10.1088/1757-899x/161/1/012068>

4. Zaheerabbas B. K. A Review on Green Technology Material Processing Through Microwave Energy [Electronic resource] / B. Kandagal. Zaheerabbas, G. Akkimaradi V., N. Sonnad A. // *International Journal of Trend in Scientific Research and Development*. – 2019. – Vol. 3, no. 2. – P. 402–405. – <https://doi.org/10.31142/ijtsrd21353>

5. Microwave processing revolutionizing material preparation for manufacturing [Текст] / Soosan Chhabra [et al.] // *5TH International conference on design and manufacturing aspects for sustainable energy – 2023 (5ICMED2023)*, Dehradun, India. – [S. l.], 2025. – P. 110020. – <https://doi.org/10.1063/5.0263525>

## **ВПЛИВ ДВОСТУПЕНЕВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ АВТОНОМНОЇ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ НА БАЗІ ГАЗОВИХ ДВИГУНІВ НА ЗМЕНШЕННЯ ВИКИДІВ ШКІЛИВИХ РЕЧОВИН В АТОМОСФЕРУ**

**Грич А. В.**, канд. техн. наук,  
доцент кафедри кондиціювання та рефрижерації

*Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова,  
м. Миколаїв, Україна*

Більш глибоке охолодження повітря за рахунок використання двоступеневого повітроохолоджувача (ПО) дозволяє скоротити питому витрату палива ГД до  $\Delta b_{\text{е.по}} = 0,7 \dots 1,2$  г/(кВт·год). Враховуючи загальну потужність двигуна та скорочення питомої витрати палива, було розраховано добове скорочення витрати палива на ГД. Добова економія палива за допомогою двоступеневої системи кондиціювання складає  $\Sigma \Delta B_{\text{е}} = 30$  м<sup>3</sup> в порівнянні з базовим варіантом  $\Sigma \Delta B_{\text{е}} = 16$  м<sup>3</sup>. Крім того, використання прямої подачі охолодженого повітря на ТК ГД дозволяє охолоджувати лише циклове повітря ГД, а надлишок теплоти з МВ відводити за допомогою системи вентиляції, зменшуючи, при цьому, витрату холоду. Зменшення на 90 % об'єму охолоджуваного повітря дозволяє скоротити витрати холоду до  $\Delta Q_{0,\text{по}} = 276$  кВт в найбільш жарку пору доби, що є принципово важливим для безперебійного забезпечення холодом технологічного процесу підприємства.

Двоступенева система кондиціювання повітря на вході в ГД має не тільки економічну доцільність у зменшенні витрати палива, а і екологічну. Газові двигуни під час роботи виділяють разом з видхідними газами шкідливі викиди такі як – оксид азоту NO<sub>x</sub> та монооксид вуглецю CO. За даними фірми виробника GE Jenbacher JMS 420 GS-N.LC при повному

навантаженні у відхідних газах міститься близько  $500 \text{ мг/м}^3 \text{ NO}_x$  та близько  $650 \text{ мг/м}^3 \text{ CO}$  [1, 2, 3, 4]. Отже, зменшуючи витрату пального можна зменшити частку шкідливих викидів від ГД в атмосферу.

Екологічний розрахунок скорочення шкідливих викидів  $\text{NO}_x$  і  $\text{CO}$  проводився з використанням даних фірми-виробника ГД GE Jenbacher про викиди. Розрахунок базується на пропорційності скорочення шкідливих викидів кількості зекономленого палива ГД. На рис 1 представлені результати розрахунків очікуваного екологічного ефекту від розроблених рішень.

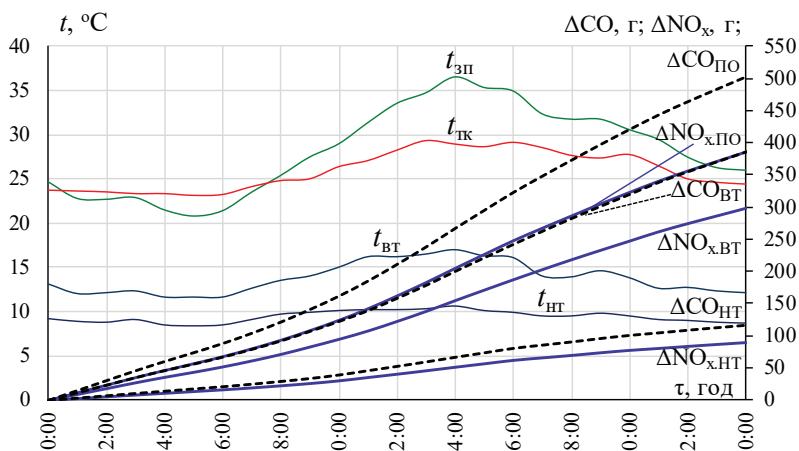


Рис. 1 Зміна температури зовнішнього повітря  $t_{зп}$ , повітря на вході ТК ГД  $t_{тк}$ , на виході з ПО високотемпературного ступеня  $t_{вт}$ , на виході з ПО низькотемпературного ступеня  $t_{нт}$ ,  $\Delta \text{NO}_{x,вт}$  – скорочення викидів  $\text{NO}_x$  за рахунок охолодження повітря в високотемпературному ступені ПО;  $\Delta \text{NO}_{x,нт}$  – скорочення викидів  $\text{NO}_x$  за рахунок охолодження повітря в низькотемпературному ступені ПО;  $\Delta \text{NO}_{x,по}$  – скорочення викидів  $\text{NO}_x$  за рахунок повного охолодження в ПО;  $\Delta \text{CO}_{вт}$  – скорочення викидів  $\text{CO}$  за рахунок охолодження повітря в високотемпературному ступені ПО;  $\Delta \text{CO}_{нт}$  – скорочення викидів  $\text{CO}$  за рахунок охолодження повітря в низькотемпературному ступені ПО;  $\Delta \text{CO}_{по}$  – скорочення викидів  $\text{CO}$  за рахунок повного охолодження в ПО

Як видно з рис. 1 добове скорочення викиду  $\Delta NO_{x, ПО} = 400$  г, а  $\Delta CO_{ПО} = 500$  г. Враховуючи додаткове скорочення витрати палива за рахунок скорочення витрати електроенергії на електроventильатор повне скорочення викидів  $\Delta NO_x = \Delta NO_{x, ПО} + \Delta NO_{x, EB}$  та  $\Delta CO = \Delta CO_{ПО} + \Delta CO_{EB}$  представлено на рис. 2.

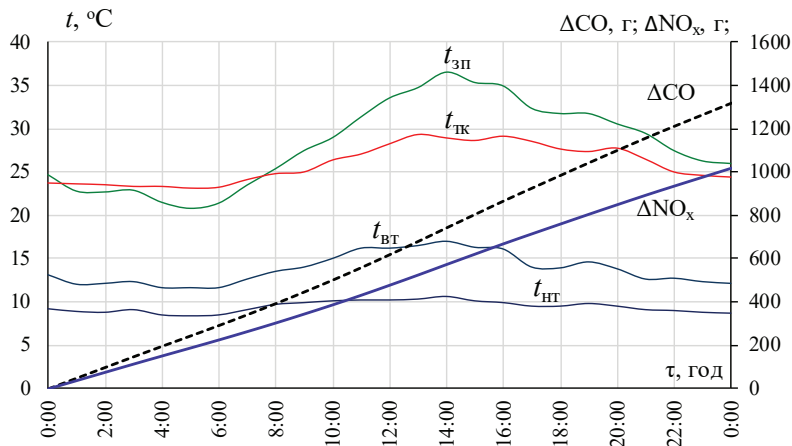


Рис. 2. Зміна температури зовнішнього повітря  $t_{зп}$ , повітря на вході ТК ГД  $t_{тк}$ , на виході з ПО високотемпературного ступеня  $t_{вт}$ , на виході з ПО низькотемпературного ступеня  $t_{нт}$ ,  $\Delta NO_x$  — скорочення викидів  $NO_x$  за рахунок повного охолодження в ПО та скорочення витрат електроенергії EB;  $\Delta CO_{ПО}$  — скорочення викидів CO за рахунок повного охолодження в ПО та скорочення витрат електроенергії EB

Система двоступеневого охолодження з зональною подачею повітря на вхід ТК ГД дозволяє скоротити шкідливі до  $\Delta NO_{x, ПО} = 1000$  г, а  $\Delta CO_{ПО} = 1300$  г за добу, що свідчить не лише про економічну та енергетичну, а і про екологічну доцільність розроблених рішень та схем.

**Висновки.** Розроблено спосіб двоступеневого охолодження припливного повітря МВ ГД трансформацією скидний теплоти ГД в каскадній абсорбційно-парокомпресорній

холодильній машині з холодопостачанням високотемпературного ступеня  $PO_{BT}$  від АБХМ і низькотемпературного ступеня  $PO_{HT}$  від КАПКХМ, який забезпечує скорочення витрат палива на 10 ... 15 % та пропорційно скорочує шкідливі викиди  $CO$  та  $NO_x$  в атмосферу.

### Література

1. Elsenbruch, T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications [Text] / T. Elsenbruch. – București, October 28, 2010. – 73 p.
2. Jenbacher модельный ряд 4 [Електронний ресурс] GE Power Generation – Режим доступа: [https://powergen.gepower.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en\\_US/documents/product/Reciprocating%20Engines/Jenbacher/Type%204/jenbacher-type-4-fs-ru-2016.pdf](https://powergen.gepower.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en_US/documents/product/Reciprocating%20Engines/Jenbacher/Type%204/jenbacher-type-4-fs-ru-2016.pdf)
3. Обладнання GE JENBACHER, комплектація установок [Електронний ресурс] – Режим доступа: <http://www.cogeneration.com.ua/ru/equipment-ge-jenbacher/options/container/>
4. Енергетичний, екологічний та економічний аспекти ефективності теплонасосних станцій на природних та промислових джерелах тепла [Електронний ресурс] / О.П. Остапенко, Е.В. Бакум, А.В. Ющишина // Наукові праці ВНТУ. – 2013. – № 3. – Режим доступа: <http://praci.vntu.edu.ua/article/viewFile/3040/4627>
5. Радченко А.М., Грич А.В. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 6. – С. 20–25.
6. Ткаченко С.Й. Показники ефективності роботи енергетичних установок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії / С.Й. Ткаченко, М.М. Чепурний, Н.В. Пішеніна. – Вінниця : Наукові праці ВНТУ. – 2010. – № 1. Режим доступа: <http://www.nbu.gov.ua/ejournals/NNTU/2010-1failes/uk/.htm>. – С. 54–57.

## ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ МІКРОХВИЛЬОВОГО НАГРІВАННЯ МАТЕРІАЛІВ ОРГАНІЧНОГО ПОХОДЖЕННЯ

**Фатєєва К. О.**, аспірантка кафедри екоенергетики,  
термодинаміки та прикладної екології

E-mail: kapauzka@ukr.net

*Одеський національний технологічний університет,  
м. Одеса, Україна*

Використання мікрохвильового нагрівання для матеріалів органічного походження пропонує такі переваги, як підвищена енергоефективність, швидший час реакції та кращий вихід для таких процесів, як сушіння, екстракція та виробництво біоолії [1]. Цей метод дозволяє здійснювати швидке об'ємне нагрівання та може призвести до отримання продукції вищої якості порівняно з традиційними методами. Однак залишаються труднощі в масштабуванні технології та повному розумінні фундаментальних механізмів нагрівання для оптимізації її застосування для комерційного використання [2]. Показниками, що характеризують режими роботи мікрохвильових апаратів [3], є ефективність використання електроенергії та потужність, що йде на зростання температури зразка і випаровування вологи. Ці показники визначають коефіцієнти корисної дії магнетрону  $\eta_m$ , камери  $\eta_k$  та коефіцієнт використання теплової енергії  $\eta_t$ . ККД магнетрону визначається наступним співвідношенням:

$$\eta_m = \frac{P_{\text{вих}}}{P_c}, \quad (1)$$

де  $P_{\text{вих}}$  – вихідна потужність магнетрону, Вт;

$P_c$  – потужність мікрохвильової камери, яка визначається за пастор тими характеристиками.

При діелектричному нагріванні під дією електромагнітного поля контейнери, повітря та стінки робочої камери практично не нагріваються. Але у зв'язку з виникненням в результаті нагріву перепаду температур між ґрунтом, що обробляється, і навколишнім середовищем виникають тепловтрати. Отже, теплову енергію, що генерується у зразку, можна визначити як суму її складових. Для визначення перерахованих параметрів необхідно знати, яка частина мікрохвильової енергії перетворилася на теплову енергію  $Q_m$  для чого необхідно розрахувати її частку на нагрівання самого матеріалу  $Q_{mat}$  та випаровування вологи  $Q_{вип}$ , що становить корисно використовувану теплоту  $Q_{кор}$ , а також втрати в довкілля за рахунок променистого  $Q_{п}$  та конвективного  $Q_{к}$  теплообміну, та втрати на нагрівання діелектричного осередку  $Q_{ком}$ :

$$Q_m = Q_{mat} + Q_{вип} + Q_{к} + Q_{п} + Q_{ком}. \quad (2)$$

Коефіцієнт корисної дії камери визначається відношенням теплоти  $Q_m$  до вихідної потужності магнетрону  $P_{вих}$ :

$$\eta_k = \frac{Q_m}{P_{вих}}. \quad (3)$$

Зі збільшенням втрат теплоти знижується коефіцієнт використання теплової енергії  $\eta_t$ , який визначається наступним співвідношенням:

$$\eta_t = \frac{Q_{кор}}{Q_m}. \quad (4)$$

Втрати у навколишнє середовище за рахунок конвективного теплообміну:

$$Q_{к} = \alpha \cdot F \cdot \Delta t, \quad (5)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²К);

$\Delta t$  – різниця температур поверхні тіла та навколишнього середовища °С;

$F$  – площа теплопередаючої поверхні, м².

Тепловіддача здійснюється за природної конвекції. Визначальна температура – температура повітря в МХ камері.

Число Релея:

$$Ra = \frac{g \cdot d^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t = \frac{9,8 \cdot 0,1^3}{(14,88 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,00343 \cdot (30 - 18) = 1,822 \cdot 10^7,$$

де  $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості,

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності,

$Pr$  – число Прандтля,

$\beta$  – коефіцієнт температурного розширення,

$d$  – діаметр експериментальної комірки. Т.к. число Релея лежить у межах  $10^3 \leq Ra \leq 10^8$ , число Нуссельта визначається наступною залежністю:

$$Nu = 0,5 \cdot Ra^{0,25} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (6)$$

де  $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$ . Отримано коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = 8,7, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$$

площа теплопередаючої поверхні:  $F = 0,00785 \text{ м}^2$ ,

втрати в довкілля за рахунок конвективного теплообміну:

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t = 4,9 \text{ Вт}.$$

Втрати в довкілля за рахунок променистого теплообміну  $Q_{\pi}$ :

$$Q_{\pi} = \varepsilon_{\text{нав}} \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_{\text{м}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{ст.кам.}}}{100} \right)^4 \right] \cdot \phi_{1-2} \cdot F. \quad (7)$$

де  $\varepsilon_{\text{нав}}$  – наведений ступінь чорноти,

$T_{\text{м}}$  – середня (за часом обробки) температура поверхні матеріалу, К;

$T_{\text{ст.кам.}}$  – температура внутрішніх стінок мікрохвильової камери;

$C_0$  – постійна випромінювання абсолютно чорного тіла,  $= 5,67$ ;

$\varphi_{1-2}$  – середній кутовий коефіцієнт щодо внутрішньої поверхні мікрохвильової камери,  $\varphi_{1-2} = 1$ . Отримано, що  $Q_{\text{п}} = 5,2$ , Вт.

Для проведення експериментів обирався гриб *Pleurotus Osteratus* масою 0,4 кг. Експериментальна ячійка з досліджуваним матеріалом містилася в мікрохвильову камеру. Через 10 с ваговим методом визначалося кількість води, що випарувалася, і розраховувалося вологовміст матеріалу. Температура вимірювалася у трьох точках за допомогою термopарта за результатами вимірювань їх значення усереднювалися. Вихідна потужність магнетрону  $P = 1000$  Вт. Початковий вміст води  $u_0 = 37$  %. Для визначення вмісту води спочатку визначили масу сухої речовини, для чого зразок висушили до нульового вмісту води:  $m_c^{100} = 0,073$  кг. Звертає увагу те, що, незважаючи на зниження вологовмісту (практично до нульового), зростання температури продовжалося, що говорить про досить високі значення діелектричних характеристик, імовірно, внаслідок великої кількості органічних речовин. Оскільки вологовміст вихідного матеріалу суттєвий, спостерігається монотонне зниження маси матеріалу.

Визначено, що коефіцієнт корисної дії мікрохвильової камери масою 0,4 кг складає 78 %, проте загальний ККД з урахуванням ККД магнетрону  $\eta = 0,61$  %. ККД електростанції, яка живить електричну мережу, до якої підключений магнетрон, не перевищує 45 %. Тому загальний ККД мікрохвильової обробки може бути на рівні всього 29 %. Можна зробити висновок, що використання МХ обробки доцільно лише тоді, коли виконані умови оптимального взаємодії мікрохвильового поля з матеріалом в об'ємі мікрохвильової камери.

### Література

1. Industrial Feasibility of Natural Products Extraction with Microwave Technology [Текст] / Rosaria Ciriminna [et al.] //

ChemistrySelect. – 2016. – Vol. 1, no. 3. – P. 549–555. – Mode of access: <https://doi.org/10.1002/slct.201600075>

2. Gonçalves S. N. Modelling and energy efficiency analysis of the microwave continuous processing of limestone [Electronic resource] / Sofia N. Gonçalves, Duarte M.S. Albuquerque, José C.F. Pereira // Journal of Cleaner Production. – 2024. – P. 142912. – Mode of access: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2024.142912>

3. Energy efficiency analysis of microwave treatment in rocks: from mine-to-mill operations [Текст] / Adel Ahmadihosseini [et al.] // Applied Energy. – 2025. – Vol. 386. – P. 125589. – Mode of access: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2025.125589>

## **РОЗРОБКА СИСТЕМИ ЗБОРУ ІНФОРМАЦІЇ В ТЕПЛОФІЗИЧНОМУ ЕКСПЕРИМЕНТІ НА ПРИКЛАДІ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АКУМУЛЮВАННЯ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНОЇ ТЕПЛОТИ**

**Мукмінов І. І.**, старший викладач  
кафедри нафтогазових технологій, інженерії  
та теплоенергетики  
E-mail: [fatalrew@gmail.com](mailto:fatalrew@gmail.com)

*Одеський національний технологічний університет,  
м. Одеса, Україна*

При проведенні теплофізичного експерименту виникає необхідність ефективного збору даних за досліджуваними параметрами, такими як температура, вологість, швидкість потоків і т.п. В даний час є можливість організації цього процесу за допомогою сучасних пристроїв та методів. У роботі розроблена вимірювальна система експериментальної установки, призначеної для дослідження теплообміну між

акумуючими матеріалами у вигляді щільного шару щебеню і парафіну, які розраховані на акумуляцію низькопотенційної теплоти повітря в теплиці в денний час (стадія зарядки) і передачу теплоти внутрішньому простору тепла (стадія розрядки). Схема експериментальної установки наведено на рис. 1. В експерименті контролювалися такі характеристики: температура води, що циркулює по прозорому каналу на даху макета теплиці 1 і нагрівається від сонячного випромінювання; температура шару щебеню у трьох точках по висоті теплообмінного каналу 2; температура парафіну в поліетиленових трубках на земляному дні теплиці 3, температура навколишнього середовища, а також вологість повітря в макеті теплиці та зовні. Для вимірювання температури завжди застосовувалися термопари DS18B20. Інтенсивність сонячного випромінювання вимірювалася цифровим датчиком освітлення GY-302 BH1750FVI.

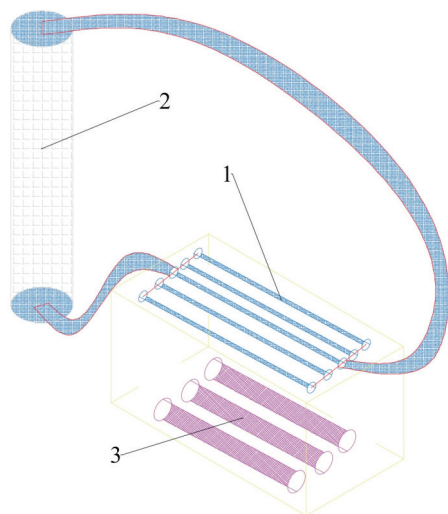


Рис. 1. Схема експериментальної установки для дослідження процесу акумулювання теплоти в явному вигляді (щебені) і неявному (парафіні)

Для аналізу теплових режимів безперервний експеримент проводився протягом тривалого часу (дві доби).

Для забезпечення безперервного моніторингу температури, вологості повітря і ґрунту, сонячного випромінювання, а також концентрації вуглекислого газу, створена система автоматизованого збору, зберігання та передачі даних, основу якої складають Arduino Mega 2560 R3, модуль ESP32, і міні-комп'ютер Raspberry Pi 5, що виконують різні, але взаємопов'язані функції. Управління насосом та вентиляторами здійснюється автоматично на основі показань датчиків.

Система складається з наступних рівнів:

1. Сенсорний рівень – вимірювання теплофізичних параметрів середовища.
2. Контролерний рівень (Arduino Mega 2560 R3) – обробка та керування.
3. Серверний рівень (Raspberry Pi 5) – збирання, зберігання та візуалізація даних.
4. Енергетичний модуль – автономне живлення від сонячних панелей та акумулятора.

Розподіл функцій між пристроями наступний:

I. Arduino Mega 2560 R3 – центральний контролер сенсорної мережі. Arduino є ядром усієї системи вимірювань. На нього надходять дані від усіх датчиків: термопар DS18B20 (8 шт.), датчика вологості повітря DHT11, датчика вологості ґрунту (гігрометра), датчика якості повітря CCS811.

Arduino постає як первинний обчислювальний вузол, що відповідає за стійку роботу сенсорної мережі, навіть за тимчасової відсутності зв'язку з сервером.

II. Модуль ESP32 – комунікаційний шлюз (Wi-Fi-модуль).

Модуль ESP32 використовується як проміжна ланка між Arduino і сервером Raspberry Pi 5. Він отримує структуровані дані від Arduino через UART і передає їх Wi-Fi в локальну мережу.

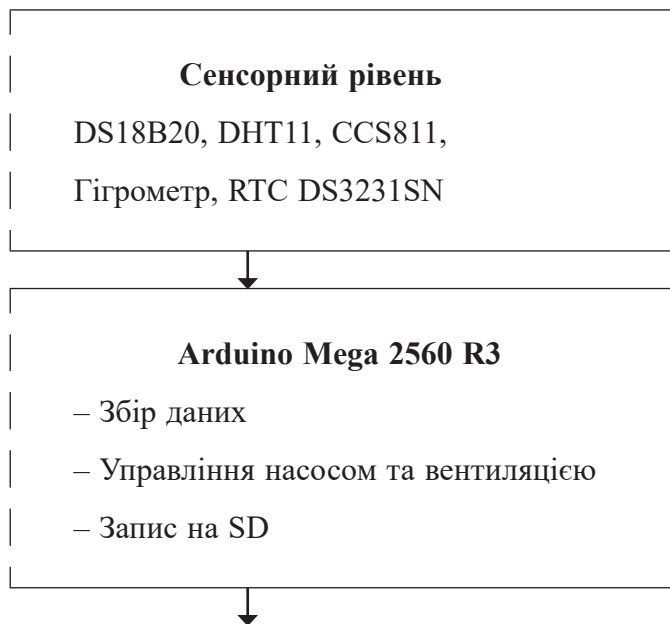
Основні завдання ESP32: забезпечення бездротової передачі з використанням протоколу HTTP чи MQTT; мінімізація навантаження на Arduino (делегування мережевих функцій);

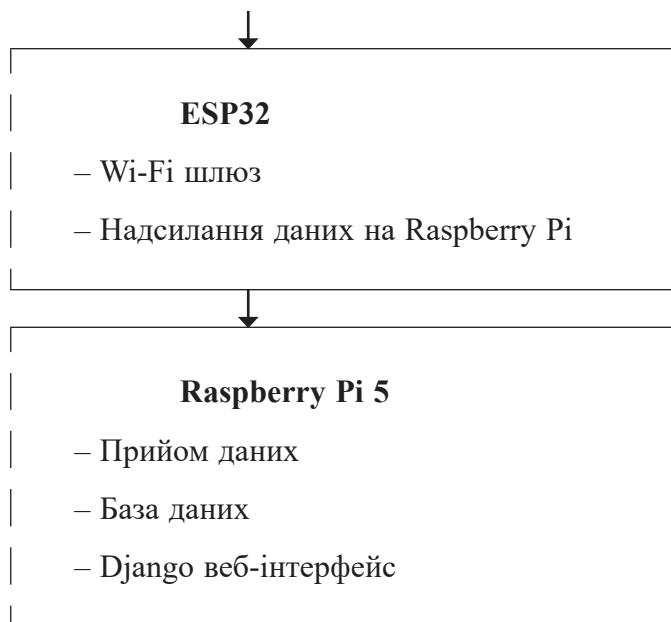
можливість налаштування мережових параметрів (SSID, пароль, IP-адреса) без перепрошивки основного контролера; буферизація пакетів даних при нестабільному з'єднанні. Таким чином, ESP32 виконує роль мережевого шлюзу та забезпечує ізоляцію завдань збору даних від мережових процесів, підвищуючи стабільність усієї системи.

III. Мінікомп'ютер Raspberry Pi 5 – сервер збору, зберігання та візуалізації даних, виконує функції: прийом даних по Wi-Fi від ESP32; запис інформації до бази даних (PostgreSQL чи SQLite); обробка та аналізу даних; відображення інформації користувачеві через веб-інтерфейс Django.

Таким чином, Raspberry Pi виконує функції центрального вузла системи зберігання та візуалізації, забезпечуючи взаємодію між «залізом» та користувачем через веб-інтерфейс.

Підсумкова логічна схема взаємодії пристроїв може бути представлена таким чином:





Доцільність об'єднання модулів у єдину систему пояснюється таким:

- розподіл обчислювальних завдань. Arduino виконує функції низькорівневого контролю та управління, а Raspberry Pi бере на себе ресурсомісткі завдання – обробку, зберігання та візуалізацію. Це дозволяє уникнути перевантаження одного пристрою;

- підвищення надійності. При втраті Wi-Fi або відмови сервера Arduino продовжує автономно реєструвати дані на SD-карту. Після відновлення зв'язку дані синхронізуються – це виключає втрату інформації;

- гнучкість та масштабованість. Архітектура легко розширюється – можна додати нові датчики або актуатори, або підключити додаткові теплиці з окремими Arduino та ESP32, які надсилають дані до загального сервера;

| J(Y2)   | K(Y2)   | L(Y2)   | M(Y2)    | N(Y2)    | O(Y2)    | P(Y2)    | Q(Y2)     | R(Y2)  | S(Y2)  | T(Y2)  | U(Y2)  | V(X3)    |
|---------|---------|---------|----------|----------|----------|----------|-----------|--------|--------|--------|--------|----------|
| thermo1 | thermo2 | thermo3 | thermo4  | thermo5  | thermo6  | thermo7  | thermo8   | relay1 | relay2 | relay3 | relay4 | Time (s) |
| C       | C       | C       | C        | C        | C        | C        | C         |        |        |        |        | s        |
| темпера | темпера | парафін | гравійна | гравійна | гравійна | гравійна | вода післ |        |        |        |        |          |
| 19,7    | 20,54   | 30,01   | 22,7     | 22,2     | 21,7     | 21,2     | 22,65     | 1      | 0      | 1      | 0      | 0        |
| 19,7    | 20,59   | 30,01   | 22,69    | 22,2     | 21,7     | 21,21    | 22,87     | 1      | 0      | 1      | 0      | 10       |
| 19,7    | 20,27   | 30,02   | 22,69    | 22,2     | 21,7     | 21,21    | 22,36     | 1      | 0      | 1      | 0      | 20       |
| 19,7    | 20,52   | 30,02   | 22,69    | 22,2     | 21,7     | 21,22    | 22,69     | 1      | 0      | 1      | 0      | 30       |
| 19,7    | 20,5    | 30,03   | 22,68    | 22,2     | 21,71    | 21,22    | 22,63     | 1      | 0      | 1      | 0      | 40       |
| 19,7    | 20,61   | 30,03   | 22,68    | 22,2     | 21,71    | 21,22    | 22,87     | 1      | 0      | 1      | 0      | 50       |
| 19,7    | 20,51   | 30,04   | 22,68    | 22,2     | 21,71    | 21,23    | 22,8      | 1      | 0      | 1      | 0      | 60       |
| 19,7    | 20,56   | 30,04   | 22,68    | 22,2     | 21,71    | 21,23    | 22,69     | 1      | 0      | 1      | 0      | 70       |
| 19,7    | 20,55   | 30,05   | 22,67    | 22,2     | 21,71    | 21,23    | 22,67     | 1      | 0      | 1      | 0      | 80       |
| 19,7    | 20,61   | 30,05   | 22,67    | 22,2     | 21,71    | 21,24    | 22,81     | 1      | 0      | 1      | 0      | 90       |
| 19,71   | 20,48   | 30,06   | 22,67    | 22,2     | 21,71    | 21,24    | 22,63     | 1      | 0      | 1      | 0      | 100      |
| 19,71   | 20,65   | 30,06   | 22,66    | 22,2     | 21,71    | 21,25    | 22,84     | 1      | 0      | 1      | 0      | 110      |
| 19,71   | 20,46   | 30,07   | 22,66    | 22,2     | 21,72    | 21,25    | 22,63     | 1      | 0      | 1      | 0      | 120      |
| 19,71   | 20,57   | 30,07   | 22,66    | 22,2     | 21,72    | 21,25    | 22,8      | 1      | 0      | 1      | 0      | 130      |
| 19,71   | 20,56   | 30,08   | 22,66    | 22,2     | 21,72    | 21,26    | 22,79     | 1      | 0      | 1      | 0      | 140      |
| 19,71   | 20,77   | 30,08   | 22,65    | 22,2     | 21,72    | 21,26    | 22,93     | 1      | 0      | 1      | 0      | 150      |
| 19,71   | 20,45   | 30,09   | 22,65    | 22,2     | 21,72    | 21,27    | 22,58     | 1      | 0      | 1      | 0      | 160      |
| 19,71   | 20,58   | 30,09   | 22,65    | 22,2     | 21,72    | 21,27    | 22,87     | 1      | 0      | 1      | 0      | 170      |
| 19,71   | 20,5    | 30,1    | 22,65    | 22,2     | 21,72    | 21,27    | 22,63     | 1      | 0      | 1      | 0      | 180      |
| 19,71   | 20,41   | 30,1    | 22,64    | 22,19    | 21,72    | 21,28    | 22,66     | 1      | 0      | 1      | 0      | 190      |
| 19,71   | 20,6    | 30,1    | 22,64    | 22,19    | 21,73    | 21,28    | 22,84     | 1      | 0      | 1      | 0      | 200      |
| 19,71   | 20,43   | 30,11   | 22,64    | 22,19    | 21,73    | 21,28    | 22,65     | 1      | 0      | 1      | 0      | 210      |
| 19,71   | 20,53   | 30,11   | 22,64    | 22,19    | 21,73    | 21,29    | 22,74     | 1      | 0      | 1      | 0      | 220      |

Рис. 2. Фрагмент з системи збору даних за вимірюваними величинами

- енергоефективність та автономність. Завдяки живленню від сонячних панелей та акумулятора система може функціонувати повністю автономно, без підключення до мережі 220 В, що особливо важливо для віддалених об'єктів;
- модульність. Кожен вузол системи виконує своє чітко визначене завдання – це спрощує обслуговування, ремонт та модернізацію системи.

Фрагмент результуючої таблиці представлений на рис. 2.

Результати вимірів надходили з інтервалом 10 с. Отримані дані використовуються для аналізу теплових процесів в окремих елементах установки (теплообмінному каналі, парафіну, повітря в макеті теплиці) та оцінки ефективності акумулювання теплоти і можливості її утилізації.

## НОТАТКИ

Наукове видання

## **ХОЛОД В ЕНЕРГЕТИЦІ І НА ТРАСПОРТІ**

### **МАТЕРІАЛИ**

VI Міжнародної науково-технічної конференції  
(*наукові статті, доповіді, тези*)

*16–17 жовтня 2025 року*

Відповідальний за випуск *А. В. Грич*  
Комп'ютерне верстання *Н. М. Ковальчук*  
Коректор *О. Є. Вакула*

---

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 27,67. Вид. № 5. Зам. № 2111-64.  
Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова  
просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54007  
Е-mail : [publishing@nuos.edu.ua](mailto:publishing@nuos.edu.ua)  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6402 від 19.09.2018 р.