

УДК 621.433:621.57

Р. Н. РАДЧЕНКО, А. В. ГРИЧ

*Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина***ДВУХСТУПЕНЧАТОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ТРИГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ**

Выполнен анализ эффективности охлаждения приточного воздуха машинного отделения когенерационных газовых двигателей тригенерационной установки автономного энергообеспечения. Рассмотрены одно- и двухступенчатое охлаждения воздуха с использованием хладоносителя от абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины и хладоносителя с более низкой температурой, полученного в комбинированной двухступенчатой теплоиспользующей холодильной машине. По результатам анализа предложены способы тепловлажностной обработки приточного воздуха машинного отделения, обеспечивающие его глубокое охлаждение.

**Ключевые слова:** охлаждение, тригенерационная установка, машинное отделение, газовый двигатель, воздухоохладитель.

**Анализ проблемы и постановка цели исследования**

Топливная экономичность газовых двигателей (ГД) зависит от температуры воздуха на входе и снижается с ее повышением. Температура воздуха в машинном отделении (МО), откуда воздух поступает в ГД, обычно поддерживается системой вентиляции или теплоиспользующей системой охлаждения (ТСО) приточного воздуха в центральном кондиционере с использованием холодной воды, поступающей от абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ), утилизирующей сбросную теплоту ГД [1, 2]. Из-за больших объемов МО охлаждение приточного воздуха связано со значительными энергозатратами.

**Цель исследования** – обоснование рационального способа охлаждения приточного воздуха МО когенерационных газовых двигателей.

**Результаты исследования**

Анализ эффективности охлаждения приточного воздуха МО произведен на примере автономной теплоэлектростанции завода ООО "Сандора"– "Pepsico Ukraine" (пос. Южный, Николаевская обл.). Установка включает два когенерационных ГД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт), АБХМ типа AR-D500L2 Century (холодильной мощностью 2000 кВт) и два центральных кондиционера SIC Jan HREBEC (Чехия) H.63 (холодопроизводительностью по 350 кВт и объемным расходом воздуха по 60000 м<sup>3</sup>/ч каждый).

Вследствие значительных тепловыделений от ГД и теплопритоков извне температура воздуха в МО и на входе ГД  $t_{вх}$  достигает 30 °С, что всего лишь на 5...7 °С ниже, чем наружного воздуха  $t_{нв}$  (19.07.11, пос. Южный Николаевской обл., рис. 1).

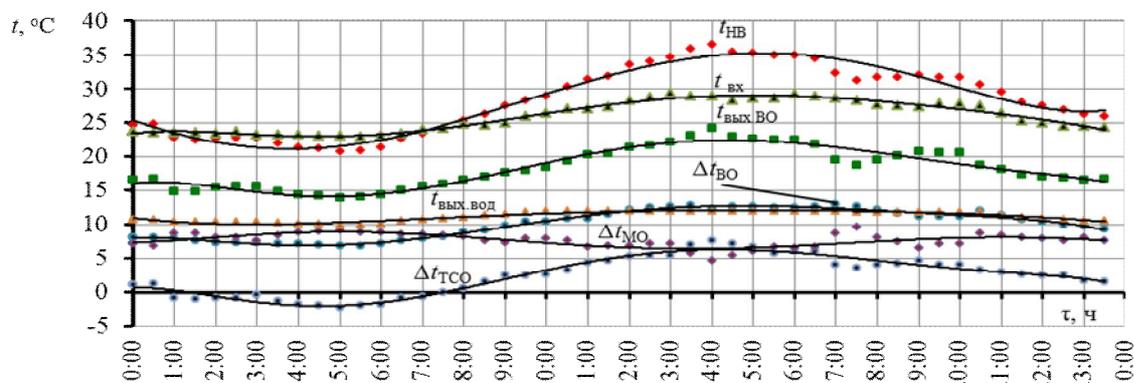


Рис. 1. Изменение температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , на входе ГД  $t_{вх}$ , на выходе из ВО  $t_{вых.ВО}$ , воды на выходе из ВО  $t_{вых.вод}$ , а также снижения температуры воздуха в ВО  $\Delta t_{ВО} = t_{нв} - t_{вых.ВО}$ , в ТСО  $\Delta t_{ТСО} = t_{нв} - t_{вх}$  и нагрев воздуха в МО  $\Delta t_{МО} = t_{вх} - t_{вых.ВО}$  в течение суток при расходе воздуха 60000 м<sup>3</sup>/ч

При этом теплота, отведенная от ГД, используется в АБХМ для получения холодной воды с температурой 7...10 °С, которая является хладоносителем для технологических нужд и воздухоохлаждителей (ВО) центральных кондиционеров, из которых охлажденный и осушенный воздух подается в МО, откуда поступает на всасывание ТК двигателей. При сокращении подачи холода ( $\tau = 1^{00} - 6^{00}$ ) температура в МО превышает температуру наружного воздуха.

Из-за большого расхода воздуха  $G_B = 60000 \text{ м}^3/\text{ч}$  снижение температуры приточного воздуха в ВО кондиционеров незначительное:  $\Delta t_{BO} = t_{HV} - t_{BO2} = 10...12 \text{ °C}$  в наиболее напряженные часы  $\tau = 10^{00} - 18^{00}$ . Результаты расчета параметров ВО показывают, что при уменьшенном расходе воздуха  $G_B = 35000 \text{ м}^3/\text{ч}$  достигают более глубокого охлаждения воздуха в ВО:  $\Delta t_{BO} = t_{HV} - t_{BO2} = 15...17 \text{ °C}$  (против  $\Delta t_{BO} = t_{HV} - t_{BO2} = 10...12 \text{ °C}$  при  $G_B = 60000 \text{ м}^3/\text{ч}$  на рис. 1) с понижением температу-

ры воздуха на выходе из ВО до  $t_{BO2} = 18 \text{ °C}$  (против  $t_{BO2} = 25 \text{ °C}$ ) при максимальной  $t_{HV} = 36 \text{ °C}$  (рис. 2).

При этом охлажденный воздух целесообразно подавать к ТК отдельным воздуховодом, что обеспечивает более глубокое охлаждение воздуха в ВО до  $t_{BX} = t_{BO2} = 15...18 \text{ °C}$  и в целом в ТСО  $\Delta t_{TCO} = \Delta t_{BO} = t_{HV} - t_{BO2} = 15...17 \text{ °C}$  (рис. 2) по сравнению с  $t_{BX} = 25...27 \text{ °C}$  и  $\Delta t_{TCO} = t_{HV} - t_{BX} = 5...7 \text{ °C}$  при подаче всего воздуха  $G_B = 60000 \text{ м}^3/\text{ч}$  в МО, откуда – на вход ГД (рис. 1).

Температура воздуха на выходе ВО ограничивается температурой воды, подаваемой от АБХМ:  $t_{BX, \text{вод}} = 7 \text{ °C}$ . Для более глубокого охлаждения (рис. 3) температура охлаждающей воды должна быть ниже:  $t_{BX, \text{вод}} = 3...4 \text{ °C}$ , получить которую можно, дополнительно охлаждая воду от АБХМ, например, с помощью эжекторной холодильной машины (ЭХМ).

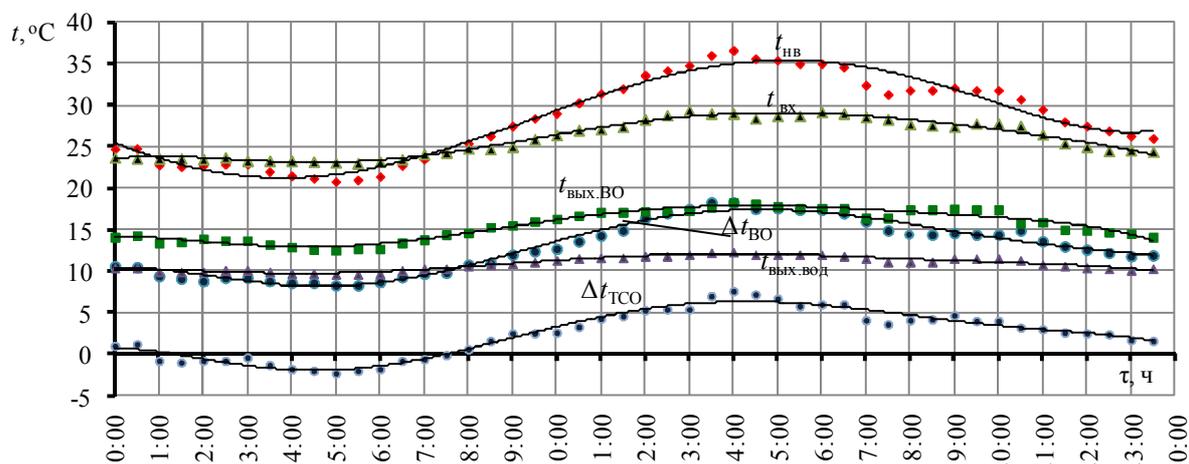


Рис. 2. Изменение температуры наружного воздуха  $t_{HV}$ , на входе ТК ГД  $t_{BX}$ , на выходе из ВО  $t_{\text{ВЫХ.ВО}}$ , температуры воды на выходе из ВО  $t_{\text{ВЫХ.ВОД}}$ , а также снижение температур воздуха в ВО  $\Delta t_{BO} = t_{HV} - t_{\text{ВЫХ.ВО}}$ , в ТСО  $\Delta t_{TCO} = t_{HV} - t_{BX}$  в течение суток при расходе воздуха  $35000 \text{ м}^3/\text{ч}$

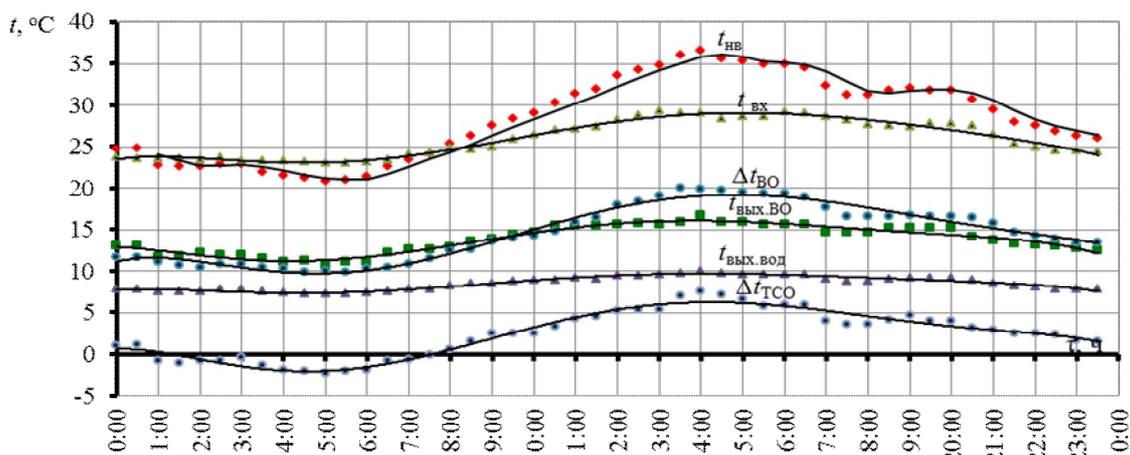


Рис. 3. Изменение температуры воздуха и воды при температуре охлаждающей воды  $t_{\text{ВЫХ.ВОД}} = 4 \text{ °C}$

Как видно, глубина охлаждения в самое жаркое время суток возросла  $\Delta t_{\text{ВО}} = 20^\circ\text{C}$  по сравнению с  $\Delta t_{\text{ВО}} = 17^\circ\text{C}$  при температуре охлаждающей воды на входе ВО  $t_{\text{вх.вод}} = 7^\circ\text{C}$  (рис. 2). Но поскольку ВО имеет небольшую глубину по ходу воздуха (3 ряда) температура  $t_{\text{ВО2}}$  остается сравнительно высокой и при температуре охлаждающей воды  $t_{\text{вх.вод}} = 7^\circ\text{C}$ .

Чтобы понизить температуру воздуха  $t_{\text{ВО2}}$  на выходе ВО, можно использовать двухступенчатые системы охлаждения воздуха – с подачей в первую (высокотемпературную) ступень ВО<sub>1</sub> охлаждающей воды с температурой  $t_{\text{вх.вод}} = 7^\circ\text{C}$  (от АБХМ), а во вторую (низкотемпературную) ступень ВО<sub>2</sub> воды с температурой  $t_{\text{вх.вод}} = 4^\circ\text{C}$ , дополнительно охлажденной в ЭХМ (рис. 4).

В рассматриваемом варианте в качестве ВО<sub>1</sub> используется трехрядный ВО производства фирмы Güntner, которым оборудован центральный кондиционер. Приточный воздух, проходя через ВО<sub>1</sub> ( $t_{\text{вх.вод1}} = 7^\circ\text{C}$ ), охлаждается от  $t_{\text{нв}}$  до  $t_{\text{вых.ВО.1}}$  (рис. 5). При этом глубина охлаждения воздуха в ВО<sub>1</sub> в самое жаркое время суток  $\Delta t_{\text{ВО.1}} = 18^\circ\text{C}$ .

Температура воды, доохлажденной в ЭХМ, на входе ВО<sub>2</sub>:  $t_{\text{вх.вод.2}} = 4^\circ\text{C}$ , расходы воды через обе ступени ВО одинаковые:  $50 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Температура воздуха на входе в ВО<sub>2</sub>  $t_{\text{вх.ВО.2}} = t_{\text{вых.ВО.1}}$ . Из рис. 6 видно, что глубина охлаждения во второй ступени ВО  $\Delta t_{\text{ВО.2}} = 8^\circ\text{C}$ , меньше по сравнению с первой  $\Delta t_{\text{ВО.1}} = 18^\circ\text{C}$ .

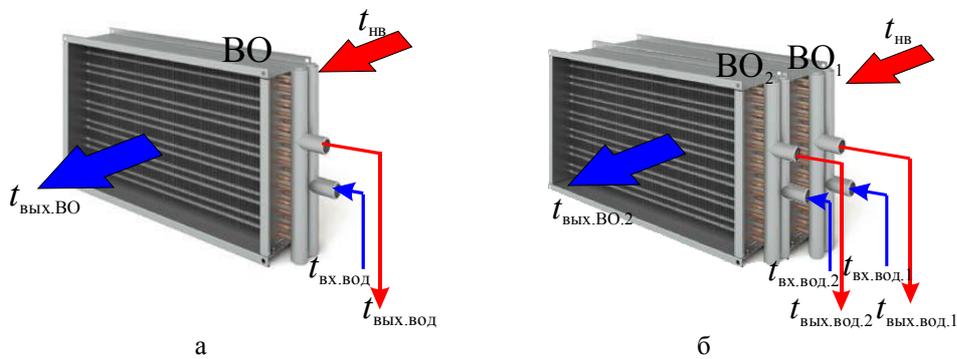


Рис. 4. Принципиальная схема (а) одноступенчатого охлаждения приточного воздуха, (б) двухступенчатого охлаждения приточного воздуха

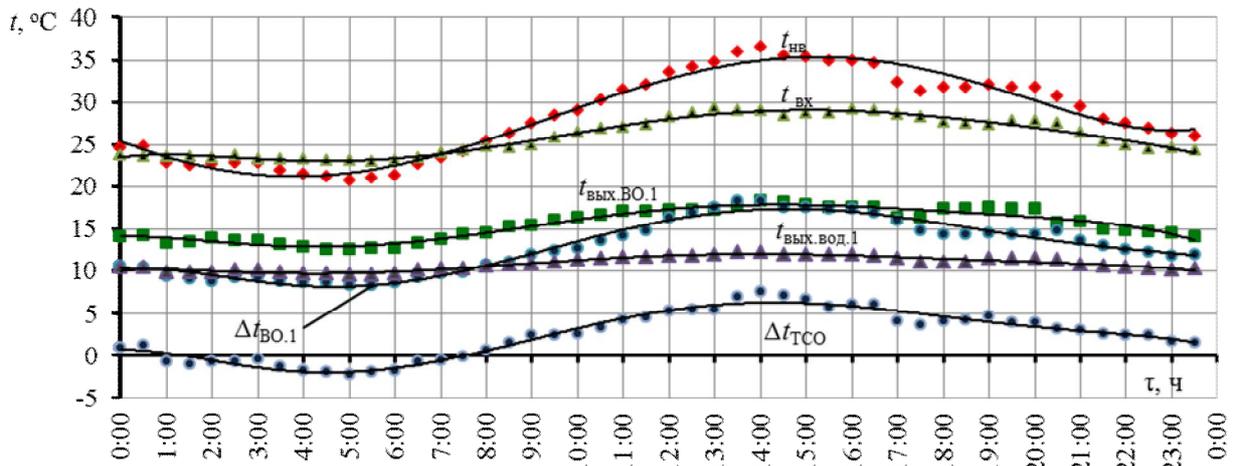


Рис. 5. Изменение температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ , на входе ТК ГД  $t_{\text{вх}}$ , на выходе из первой ступени ВО  $t_{\text{вых.ВО.1}}$ , охлаждающей воды на выходе из первой ступени ВО  $t_{\text{вых.вод.1}}$ , а также снижение температур воздуха в первой ступени ВО  $\Delta t_{\text{ВО.1}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО.1}}$ , в ТСО  $\Delta t_{\text{ТСО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вх}}$  в течение суток при расходе воздуха  $35000 \text{ м}^3/\text{ч}$

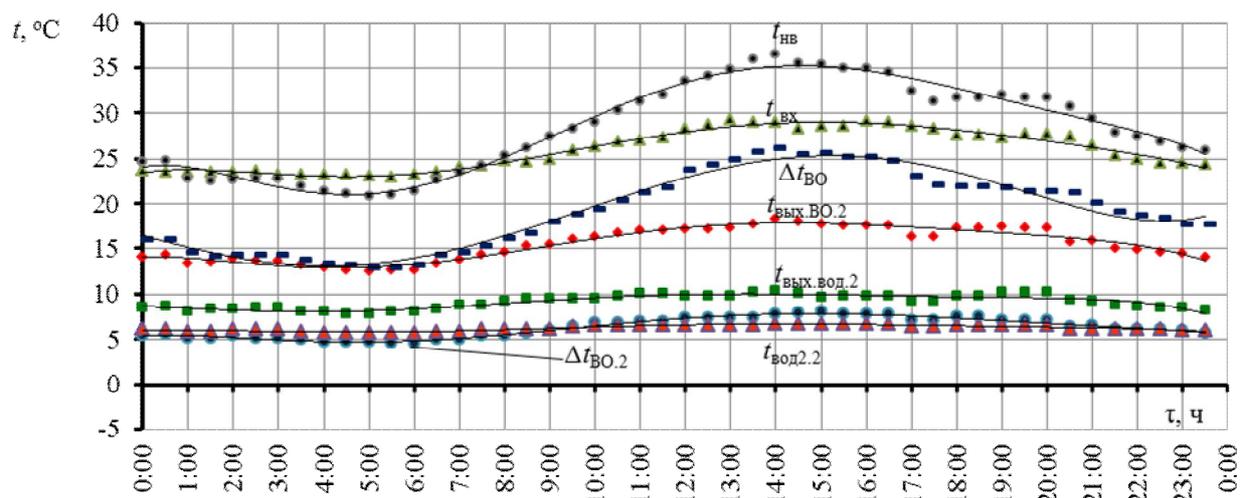


Рис. 6. Изменение температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , на входе ТК ГД  $t_{вх}$ , на выходе из первой ступени ВО  $t_{вых.ВО.1}$ , на выходе из второй ступени ВО  $t_{вых.ВО.2}$ , охлаждающей воды на выходе из второй ступени ВО  $t_{вых.вод.1}$ , а также снижение температур воздуха во второй ступени ВО  $\Delta t_{ВО.2} = t_{вых.ВО.1} - t_{вых.ВО.2}$ , полная глубина охлаждения приточного воздуха  $\Delta t_{ВО} = t_{нв} - t_{вых.ВО.2}$ , в ТСО  $\Delta t_{ТСО} = t_{нв} - t_{вх}$  в течение суток при расходе воздуха  $35000 \text{ м}^3/\text{ч}$

При этом тепловая нагрузка  $Q_{0.1}$  на первую ступень ВО<sub>1</sub> значительно превышает ее величину  $Q_{0.2}$  на ВО<sub>2</sub> (рис. 7). Обращает на себя внимание и то обстоятельство, что хотя влагосодержание воздуха после первой ступени ВО<sub>1</sub> и уменьшается, так как часть водяных паров конденсируется из влажного воздуха, коэффициент влаговываждения ( $\xi$  - отношение полного количества теплоты, отведенной от воздуха, к ее явной составляющей, определяемой разностью температур воздуха)  $\xi_2$  в ВО<sub>2</sub> больше  $\xi_1$  в ВО<sub>1</sub>. Это объясняется возрастанием относительной влажности воздуха в процессе охлаждения с приближением к линии насыщения.

Полная глубина двухступенчатого охлаждения

приточного воздуха в самое жаркое время суток (12<sup>00</sup>-14<sup>00</sup>) составляет  $\Delta t_{ВО} = t_{нв} - t_{вых.ВО.2} = 28..29^\circ\text{C}$ , что значительно больше, чем при одноступенчатом:  $\Delta t_{ВО} = t_{нв} - t_{вых.ВО} = 17..18^\circ\text{C}$ . При этом температура воздуха на выходе из двухступенчатого ВО не превышает  $10,4^\circ\text{C}$  по сравнению с базовым вариантом, когда она достигала  $28^\circ\text{C}$ .

При подаче более глубоко охлажденного воздуха (благодаря уменьшению расхода воздуха через кондиционер) отдельным воздуховодом на вход ГД сокращается также тепловая нагрузка на систему оборотного охлаждения наддувочной газозвдушной смеси ГД, что способствует стабилизации теплового состояния двигателей.

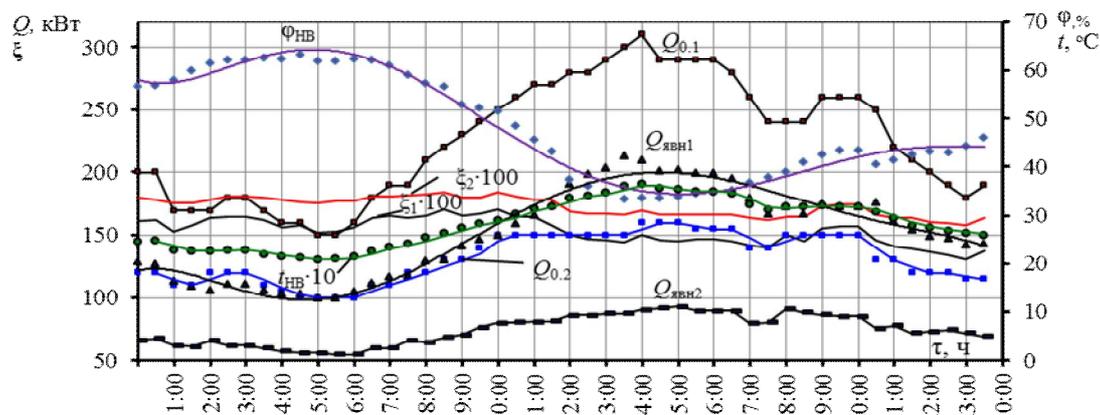


Рис. 7. Изменение холодопроизводительности первой ступени ВО  $Q_{0.1}$ , второй ступени ступени ВО  $Q_{0.2}$ , явная холодопроизводительности первой ступени ВО  $Q_{явн1}$ , явная холодопроизводительности второй ступени ВО  $Q_{явн2}$ ,  $\xi_1 \cdot 100$  коэффициент влаговываждения первой ступени,  $\xi_2 \cdot 100$  коэффициент влаговываждения второй ступени,  $\phi_{нв}$  относительная влажность наружного воздуха

## Заключение

Предложена теплоиспользующая двухступенчатая система охлаждения приточного воздуха МО с подачей охлажденного воздуха непосредственно на вход ГД отдельным воздуховодом, которая дает возможность существенно сократить расход охлаждаемого воздуха, увеличить глубину его охлаждения при снижении затрат холода и обеспечить стабилизацию теплового состояния ГД.

## Литература

1. Радченко, А. Н. *Согласование работы когенерационного модуля газового двигателя и абсорбционного термотрансформатора [Текст] / А. Н. Радченко, А. В. Коновалов, Л. А. Остапенко // Газотурбинные технологии. – Рыбинск, Россия, 2013. – № 4 (115). – С. 30–33.*

2. *Согласование работы абсорбционного термотрансформатора с когенерационным газопоршневым модулем установки автономного энергообеспечения [Текст] / А. Н. Радченко, А. В. Коновалов, А. В. Остапенко, А. С. Манилов // Вестник двигателестроения. – 2012. – № 2. – С. 65–69.*

*Поступила в редакцию 15.09.2014, рассмотрена на редколлегии 19.11.2014*

**Рецензент:** д-р техн. наук, профессор М. Г. Хмельнюк, Одесская национальная академия пищевых технологий, Одесса.

## ДВОСТУПЕНЕВЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИТОЧНОГО ПОВІТРЯ ГАЗОВИХ ДВИГУНІВ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ

*Р. М. Радченко, А. В. Грич*

Виконано аналіз ефективності охолодження приточного повітря машинного відділення когенераційних газових двигунів тригенераційної установки автономного енергозабезпечення. Розглянуто одно- та двоступеневе охолодження повітря з використанням холодоносія від абсорбційної бромистолітійової холодильної машини та холодоносія з більш низькою температурою, отриманого у комбінованій двоступеневій тепловикористовуючій холодильній машині. За результатами аналізу запропоновано способи тепловологісної обробки приточного повітря машинного відділення, які забезпечують його глибоке охолодження.

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

## TWO-STAGE COOLING INTAKE AIR FOR GAS ENGINES OF TRIGENERATION PLANT

*R. N. Radchenko, A. V. Hrych*

The efficiency of cooling intake air of engine room for cogeneration gas engines of trigeneration plant for integration power supply has been analyzed. One and two-stage cooling air with the use of coolant from absorption lithium-bromide chiller and a coolant with lower temperature received in combined two-stage waste heat recovery chiller is discussed. The approaches of heat humidity treatment of engine room intake air that provide its deep cooling have been proposed as a result of analysis.

**Key words:** cooling, trigeneration plant, engine room, gas engine, air cooler.

**Радченко Роман Николаевич** – канд. техн. наук, доц. кафедри кондиціонування і рефрижерації, Національний університет кораблестроєння ім. адм. Макарова, Николаєв, Україна, e-mail: andrad69@mail.ru.

**Грич Артем Викторович** – аспірант кафедри кондиціонування і рефрижерації, Національний університет кораблестроєння ім. адм. Макарова, Николаєв, Україна, e-mail: grich.artem@mail.ru.