

DOI 10.15589/jnn20150406
 УДК 621.433:621.57
 P15

COOLING OF THE INTAKE AIR
 OF THE ENGINE ROOM FOR COGENERATION UNITS

ОХЛАЖДЕНИЕ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА
 МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ МОДУЛЕЙ

Nikolay I. Radchenko
 andrad69@mail.ru
 ORCID: 0000-0001-5796-5370

Artem V. Grych
 grich.artem@mail.ru
 ORCID: 0000-0002-2142-3665

Н. И. Радченко
 д-р техн. наук, проф.

А. В. Грич
 асп.

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев

Abstract. The efficiency of cooling the intake air of the engine room for cogeneration gas engines of the trigeneration plant with self-contained power supply has been analyzed. There is considered one- and two-stage air cooling using a coolant from an absorption lithium-bromide chiller and a coolant with lower temperature obtained in a combined two-stage heat recovery chiller. As a result of the analysis, the methods of heat humidity treatment of the engine room intake air, that provide its deep cooling, are suggested. The influence of the scavenge air temperature on the fuel efficiency of a cogeneration gas engine is analyzed. There are calculated the reductions in specific and daily fuel consumption using the system of two-stage zonal and supply air cooling in comparison to a standard system of technical air conditioning in an engine room. Feasibility studies and payback period of the suggested technical solutions are also represented in the article.

Keywords: cooling; cogeneration unit; engine room; gas engine; air cooler.

Аннотация. Выполнен анализ эффективности охлаждения приточного воздуха машинного отделения когенерационных газовых двигателей тригенерационной установки автономного энергообеспечения. Рассмотрено одно- и двухступенчатое охлаждение 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; когенерационный модуль; машинное отделение; газовый двигатель; воздухоохладитель.

Анотація. 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 запропоновані способи тепловологісної обробки приточного повітря машинного відділення, які забезпечують його глибоке охолодження.

Ключові слова: охолодження; когенераційний модуль; машинне відділення; газовий двигун; повітроохолоджувач.

REFERENCES

- [1] Elsenbruch, T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications. București, October 28, 2010. 73 p.
- [2] Radchenko A. N., Ryzkov S. S., Radchenko N. I. Improving transformation of waste heat of cogeneration gas engine module by absorption lithium-bromide chiller. Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE–2014. Szczecin, Poland, 2014, pp. 348–341.
- [3] Radchenko A. M., Grych A. V. *Oholodzhenja prytochnogo povitrya mashynnogo viddilennja gazovyh dvyguniv trygeneracijnoi ustanovky* [Cooling of supply air in engine room of gas engines of trigeneration plant]. Refrigeration Engineering and Technology, Odessa, ONAFT Publ., 2014, no. 6 (152), pp. 20–25.

- [4] Radchenko M. I., Konovalov D. V., Vorobjov L. M. *Pidvyshhennja efektyvnosti gazovogo dyvguna vnutrishn'ogo zgorjannja turbodetandernym oholodzhennjam gazopovitrijanoi sumishi* [Increasing the efficiency of gas internal combustion engine by turboexpander cooling of gas-air mixture]. *Aerospace technic and technology*, Kharkiv, KAI Publ., 2010, no. 10 (77), pp. 62–65.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

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.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Исследованию охлаждения приточного воздуха МО и на входе ГД посвящено ряд публикаций, в частности [4, 5]. В работах [4, 5] рассмотрены системы охлаждения воздуха на входе ГД с теплоиспользующей абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) для охлаждения наружного воздуха от текущей температуры $t_{\text{нв}}$ до температуры $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$. Показано, что применение АБХМ для охлаждения воздуха на входе ГД целесообразно при трансформации теплоты в холод в ГД, и позволяет получить значительный эффект в виде экономии топлива, причем с учетом изменения климатических условий эксплуатации в течение года. Однако вопросы повышения эффективности эксплуатации термотрансформаторов в весенние и осенние месяцы, когда тепловая нагрузка на высокотемпературную абсорбционную бромистолитиевую ступень сокращается, путем использования избыточной теплоты отработанных газов, в частности, для более глубокого охлаждения воздуха на входе ГД низкотемпературной ЭХМ.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ — обоснование рационального способа охлаждения приточного воздуха МО когенерационных газовых двигателей.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

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 м³/ч каждый).

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

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 воздухоохладителей (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 $G_{\text{в}} = 60000$ м³/ч снижение температуры приточного воздуха в ВО кондиционеров незначительное: $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{ВО2}} = 10...12^\circ\text{C}$ в наиболее напряженные часы $\tau = 10^{00} - 18^{00}$. Результаты расчета параметров ВО показывают, что при уменьшенном расходе воздуха $G_{\text{в}} = 35000$ м³/ч достигают более глубокого охлаждения воздуха в ВО: $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{ВО2}} = 15...17^\circ\text{C}$ (против $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{ВО2}} = 10...12^\circ\text{C}$ при $G_{\text{в}} = 60000$ м³/ч на рис. 1), с понижением температуры воздуха на выходе из ВО до $t_{\text{ВО2}} = 18^\circ\text{C}$ (против $t_{\text{ВО2}} = 25^\circ\text{C}$) при максимальной $t_{\text{нв}} = 36^\circ\text{C}$ (рис. 2).

При этом охлажденный воздух целесообразно подавать к ТК отдельным воздуховодом, что обеспечивает более глубокое охлаждение воздуха

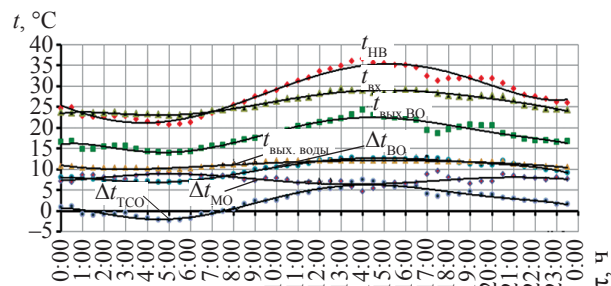


Рис. 1. Изменение температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, на входе ГД $t_{\text{вх}}$, на выходе из ВО $t_{\text{вых.ВО}}$, воды на выходе из ВО $t_{\text{вых.воды}}$, а также снижение температуры воздуха в ВО $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО}}$ в ТСО $\Delta t_{\text{ТСО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{ТСО}}$ и нагрев воздуха в МО $\Delta t_{\text{МО}} = t_{\text{вх}} - t_{\text{МО}}$ в течение суток при расходе воздуха 60000 м³/ч

в ВО до $t_{\text{вх}} = t_{\text{ВО2}} = 15...18\text{ }^\circ\text{C}$ и в целом в ТСО $\Delta t_{\text{ТСО}} = \Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{ВО2}} = 15...17\text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 2) по сравнению с $t_{\text{вх}} = 25...27\text{ }^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{\text{ТСО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вх}} = 5...7\text{ }^\circ\text{C}$ при подаче всего воздуха $G_{\text{в}} = 60000\text{ м}^3/\text{ч}$ в МО, отсюда — на вход ГД (рис. 1).

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

Чтобы понизить температуру воздуха $t_{\text{ВО2}}$ на входе ВО, можно использовать двухступенчатые системы охлаждения воздуха — с подачей в первую (высокотемпературную) ступень ВО₁ охлаждающей воды с температурой $t_{\text{вх.воды}} = 7\text{ }^\circ\text{C}$ (от АБХМ), а во вторую (низкотемпературную) ступень ВО₂ воды с температурой $t_{\text{вх.воды}} = 4\text{ }^\circ\text{C}$, дополнительно охлажденной в ЭХМ.

В рассматриваемом варианте в качестве ВО₁ используется трехрядный ВО производства фирмы Güntner, которым оборудован центральный кондиционер. Приточный воздух, проходя через ВО₁ ($t_{\text{вх.вод1}} = 7\text{ }^\circ\text{C}$), охлаждается от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{вых.ВО.1}}$ (рис. 4). При этом глубина охлаждения воздуха в ВО₁ в самое жаркое время суток $\Delta t_{\text{ВО.1}} = 18\text{ }^\circ\text{C}$.

Температура воды, доохлажденной в ЭХМ, на входе ВО₂: $t_{\text{вх.вод2}} = 4\text{ }^\circ\text{C}$. Расходы воды через обе ступени ВО одинаковые: $50\text{ м}^3/\text{ч}$. Температура воздуха на входе в ВО₂ $t_{\text{вх.ВО.2}} = t_{\text{вых.ВО.1}}$. Из рис. 5 видно, что глубина охлаждения во второй ступени ВО $\Delta t_{\text{ВО.2}} = 8\text{ }^\circ\text{C}$ меньше по сравнению с первой $\Delta t_{\text{ВО.1}} = 18\text{ }^\circ\text{C}$.

При этом тепловая нагрузка $Q_{0,\text{ист}}$ на первую ступень ВО₁ значительно превышает ее величину $Q_{0,\text{пст}}$ на ВО₂ (рис. 6). Обращает на себя внимание и то обстоятельство, что хотя влагосодержание воздуха после первой ступени ВО₁ и уменьшается, так как часть водяных паров конденсируется из влажного воздуха, коэффициент влаговываждения (ξ — отношение полного количества теплоты, отведенной от воздуха, к ее явной составляющей, определяемой разностью температур воздуха) $\xi_{\text{пст}}$ в ВО₂ больше $\xi_{\text{ист}}$ в ВО₁. Это объясняется возрастанием относительной влажности воздуха в процессе охлаждения с приближением к линии насыщения.

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

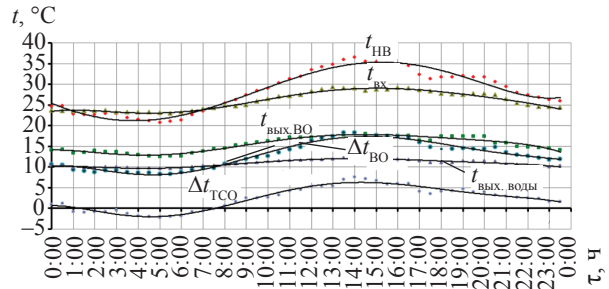


Рис. 2. Изменение температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, на входе ТК ГД $t_{\text{вх}}$, на выходе из ВО $t_{\text{вых.ВО}}$, температуры воды на выходе из ВО $t_{\text{вых.воды}}$, а также снижение температур воздуха в ВО $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО}}$ в ТСО $\Delta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

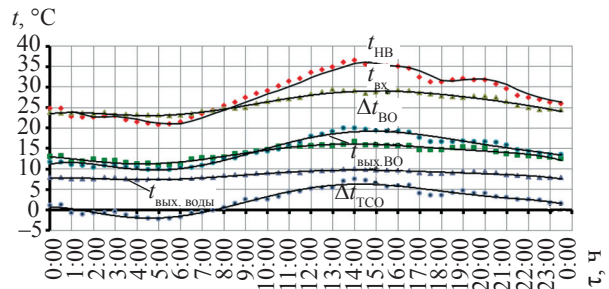


Рис. 3. Изменение температуры воздуха и воды при температуре охлаждающей воды $t_{\text{вх.вод}} = 4\text{ }^\circ\text{C}$

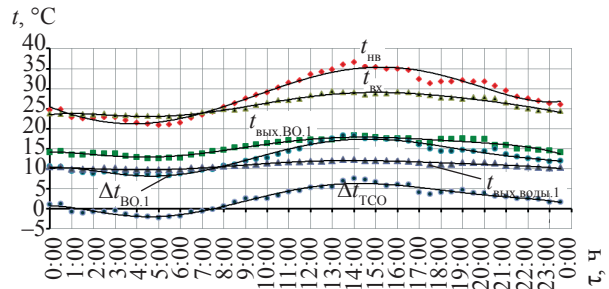


Рис. 4. Изменение температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, на входе ТК ГД $t_{\text{вх}}$, на выходе из первой ступени ВО $t_{\text{вых.ВО.1}}$, охлаждающей воды на выходе из первой ступени ВО $t_{\text{вых.воды.1}}$, а также снижение температур воздуха в первой ступени ВО $\Delta t_{\text{ВО.1}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО.1}}$ в ТСО $\Delta t_{\text{ТСО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вх}}$ в течение суток при расходе воздуха $35000\text{ м}^3/\text{ч}$

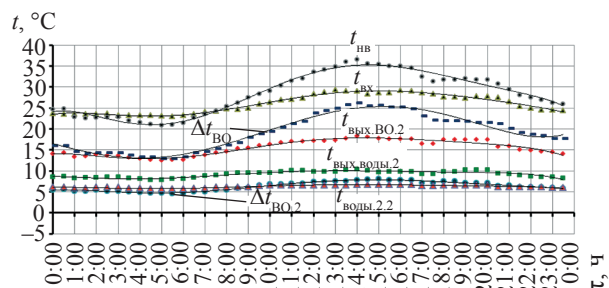


Рис. 5. Изменение температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, на входе ТК ГД $t_{\text{вх}}$, на выходе из первой ступени ВО $t_{\text{вых.ВО.1}}$, на выходе из второй ступени ВО $t_{\text{вых.ВО.2}}$, охлаждающей воды на выходе из второй ступени ВО $t_{\text{вых.воды.2}}$, а также снижение температур воздуха во второй ступени ВО $\Delta t_{\text{ВО.2}} = t_{\text{вх.ВО.1}} - t_{\text{вых.ВО.2}}$, полная глубина охлаждения приточного воздуха $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО.2}}$ в ТСО $\Delta t_{\text{ТСО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вх}}$ в течение суток при расходе воздуха $35000\text{ м}^3/\text{ч}$

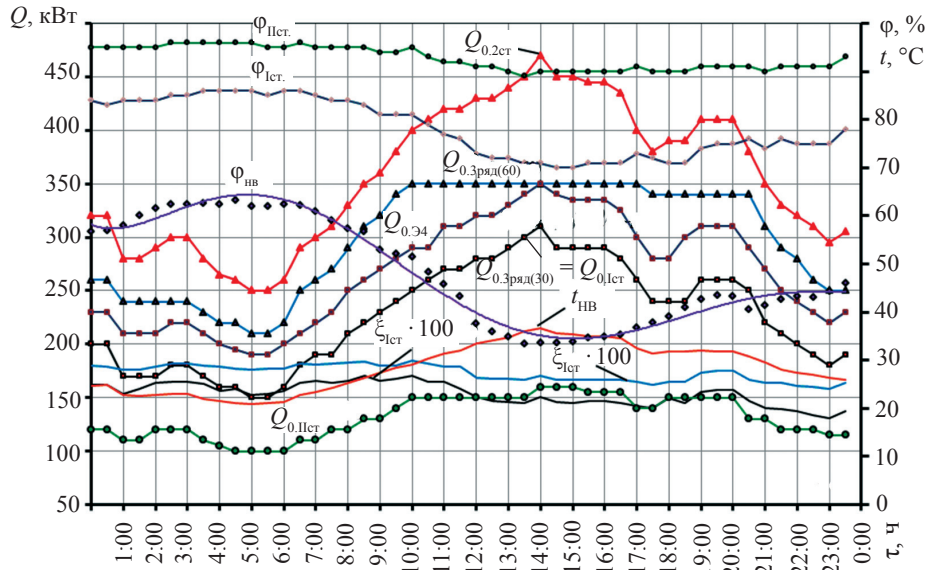


Рис. 6. Изменение холодопроизводительности первой ступени ВО $Q_{0.1ст}$, второй ступени ВО $Q_{0.2ст}$, при расходе наружного воздуха $60000 \text{ м}^3/\text{ч}$ $Q_{0.60}$, при расходе наружного воздуха $35000 \text{ м}^3/\text{ч}$ $Q_{0.35}$, изменение при температуре охлаждающей воды $4 \text{ }^\circ\text{C}$ $Q_{0.34}$, двухступенчатой системы охлаждения $Q_{0.2ст}$, $\xi_{1ст} \cdot 100$ коэффициент влаговывадения первой ступени, $\xi_{2ст} \cdot 100$ коэффициент влаговывадения второй ступени, $\phi_{нв}$ относительная влажность наружного воздуха, $\phi_{1ст}$ относительная влажность воздуха на выходе из первой ступени, $\phi_{2ст}$ относительная влажность воздуха на выходе из второй ступени ВО, $t_{нв}$ температура наружного воздуха

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 газозвушной смеси ГД, что способствует стабилизации теплового состояния двигателей.

На рис. 7 представлены графики сокращения удельного расхода Δb_e на протяжении суток по сравнению с базовым вариантом, графики суточной экономии топлива ΣB_e .

Из графиков рис. 7 видно, что при использовании двухступенчатой системы охлаждения воздуха и его подачи непосредственно на вход в ТК ГД обеспечивает наиболее высокие показатели топливной эффективности и экономии газа на протяжении суток. Суммарная экономия топлива в летнее время составляет — около 200 кг/сутки.

При этом срок окупаемости предложенного решения — около трех лет на один двигатель при условии стоимости газа \$300 за 1000 м^3 и использовании системы только в летнее время. Соответственно, при

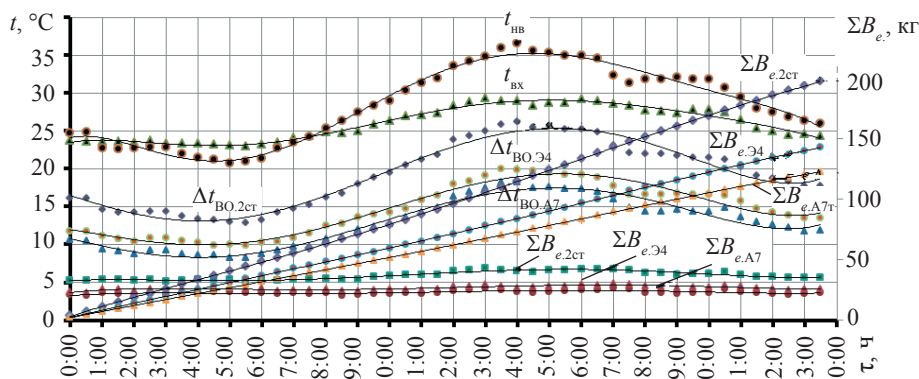


Рис. 7. Текущие значения сокращения удельного расхода Δb_e на протяжении суток по сравнению с базовым вариантом; $\Delta b_{e.2ст}$ — сокращение удельного расхода топлива при двухступенчатой схеме охлаждения; $\Delta b_{e.А7}$ — при охлаждении воздуха с помощью АБХМ и 3-ряд. ВО; $\Delta b_{e.34}$ — при охлаждении воздуха с помощью ЭХМ и 3-ряд. ВО; $\Sigma B_{e.2ст}$ — суммарная экономия топлива за сутки при двухступенчатой схеме охлаждения; $\Sigma B_{e.А7}$ — при охлаждении воздуха с помощью АБХМ и 3-ряд. ВО; $\Sigma B_{e.34}$ — при охлаждении воздуха с помощью ЭХМ и 3-ряд. ВО; $\Delta t_{ВО.2ст}$ — снижение температуры воздуха в двухступенчатом ВО; $\Delta t_{ВО.34}$ — в 3-ряд. ВО с температурой охлаждающей воды $4 \text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta t_{ВО.А7}$ — с 3-ряд. ВО с температурой охлаждающей воды $7 \text{ }^\circ\text{C}$

росте цен на топливо сроки окупаемости сократятся. Также при расчете окупаемости учитывалась цена на уже существующую АБХМ, установленную на объекте, — около \$200 за 1 кВт получаемого холода.

ВЫВОДЫ. Предложена теплоиспользующая двухступенчатая система охлаждения приточного воздуха машинного отделения с подачей охлажден-

ного воздуха непосредственно на вход ГД отдельным воздуховодом.

Данная схема охлаждения позволяет существенно сократить расход охлаждаемого воздуха, увеличить глубину его охлаждения при снижении затрат холода и обеспечить стабилизацию теплового состояния газотурбинного двигателя.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Elsenbruch, T.** Jenbacher gas engines a variety of efficient applications [Text]/T. Elsenbruch. — București, October 28, 2010. — 73 p.
- [2] **Radchenko, A.** Improving transformation of waste heat of cogeneration gas engine module by absorption lithium-bromide chiller [Text] / A. Radchenko, S. Ryzkov, N. Radchenko // Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy : HTRSE-2014. — Szczecin, Poland. — 2014. — Pp. 348–341.
- [3] **Радченко, А. М.** Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А. М. Радченко, А. В. Грич // Холодильна техніка та технологія. — 2014. — № 6 (152). — 2014. — С. 20–25.
- [4] **Радченко, М. І.** Підвищення ефективності газового двигуна внутрішнього згорання турбодетандерним охолодженням газоповітряної суміші/М. І. Радченко, Д. В. Коновалов, Л. М. Воробйов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. — 2010. — № 10 (77). — С. 62–65.

© М. М. Радченко, А. В. Грич

Надійшла до редколегії 07.09.2015

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф. *М. Р. Ткач*