

УДК 621.433:621.57

Н. И. РАДЧЕНКО¹, Л. БОХДАЛЬ², А. В. ГРИЧ¹, И. П. ЕСИН¹¹ *Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина*² *Кошалинский технический университет, Польша*

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОБОРОТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

По результатам анализа эффективности работы системы оборотного охлаждения наддувочной газозвоздушной смеси газопоршневого двигателя тригенерационной установки установлено, что в теплое время система оборотного охлаждения с градирней сухого типа не в состоянии демпфировать влияние повышенной температуры воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора. Рассмотрено использование конденсата, выпадающего в процессе охлаждения приточного воздуха машинного отделения газопоршневых двигателей теплоиспользующей холодильной машины, в системе оборотного охлаждения наддувочной газозвоздушной смеси двигателя и теплоиспользующей холодильной машины.

Ключевые слова: теплоиспользующая холодильная машина, газопоршневой двигатель, система оборотного охлаждения, наддувочная газозвоздушная смесь, градирня, конденсат.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Газопоршневые двигатели (ГПД), работающие на природном газе и альтернативных газообразных топливах, находят широкое применение в установках автономного электро-, тепло- и холодообеспечения (тригенерационного типа) [1–3]. С повышением температуры воздуха на входе термодинамическая эффективность ГПД снижается (уменьшается КПД и, соответственно, возрастает удельный расход топлива). Поддержание температуры воздуха на входе ГПД осуществляется охлаждением приточного воздуха машинного отделения (МО). Для получения холода применяют теплоиспользующие холодильные машины (ТХМ), как правило, абсорбционные бромисто-литиевые (АБХМ), утилизирующие сбросную теплоту ГПД [4–6]. Отвод теплоты конденсации и абсорбции от АБХМ осуществляется системой оборотного охлаждения с градирней мокрого типа.

Особенно остро проблема ухудшения топливной эффективности при высоких температурах наружного воздуха стоит в ГПД установок автономного энергообеспечения с отводом теплоты от наддувочной газозвоздушной смеси (ГВС) системой оборотного охлаждения с градирнями сухого типа. В таких градирнях из-за низкой интенсивности теплообмена между наружным воздухом и водой промежуточного контура охлаждения имеют место значительные разности температур. При повышенных температурах наружного воздуха на входе градирни и, следовательно, воды система оборотного охлаж-

дения не в состоянии обеспечить поддержание требуемой температуры ГВС после охладителя наддувочной смеси ОНС_{НТ} на входе в рабочие цилиндры двигателя. Уменьшить тепловую нагрузку на систему оборотного охлаждения наддувочной ГВС можно путем более глубокого охлаждения воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора (ТК), а повысить эффективность охлаждения наддувочной ГВС – за счет снижения температуры воды в системе оборотного охлаждения.

Цель исследования – повышение эффективности системы оборотного охлаждения наддувочной газозвоздушной смеси ГПД установки автономного энергообеспечения.

2. Результаты исследования

Первая на Украине тригенерационная установка автономного электро-, тепло- и холодообеспечения завода ООО "Сандора"–"Pepsico Ukraine" (Николаевская обл.) введена в эксплуатацию в 2011 г. Проектирование и монтаж установки выполнены ЧНПП "СИНАПС"–"GE Energy" (г. Киев) и ООО "Хладотехника" (г. Николаев). Тригенерационная установка включает 2 когенерационных ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГПД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт), АБХМ и два центральных кондиционера холодопроизводительностью по 350 кВт и объемным расходом воздуха по 60000 м³/ч каждый для охлаждения приточного воздуха МО. При этом теплота, отведенная от ГПД, используется в АБХМ для получения холодной воды с температурой 7...10 °С,

которая является хладоносителем для воздухоохлаждателей (ВО) центральных кондиционеров, из которых охлажденный и осушенный воздух подается в МО, откуда поступает на всасывание ТК двигателей.

Система оборотного охлаждения наддувочной ГВС ГПД включает градирни сухого типа Еварсо, а отвод теплоты конденсации и абсорбции от АБХМ осуществляется градирнями мокрого типа.

Как показала практика первых лет эксплуатации тригенерационной установки, система оборотного охлаждения ГВС не в состоянии обеспечить эффективную работу ГПД при высоких температурах наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе градирен сухого типа.

Решение этой задачи усложняется большими объемами приточного воздуха МО, охлаждаемого в центральных кондиционерах, в несколько раз превышающими расходы циклового воздуха ГПД, что исключает возможность глубокого снижения его температуры в ВО кондиционеров (соответственно и температуры $t_{\text{вх}}$ воздуха на входе ТК ГПД), которое могло бы компенсировать тепловыделения от ГПД и теплопритоки в МО при высоких $t_{\text{нв}}$.

Проведенные измерения показали, что из-за большого расхода воздуха $G_{\text{в}} = 60000 \text{ м}^3/\text{ч}$ снижение температуры приточного воздуха в ВО кондиционеров незначительное:

$$\Delta t_{\text{ВО}(60)} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО}(60)} = 10 \dots 12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

в наиболее напряженные часы $\tau = 10^{00} - 18^{00}$.

Температура охлажденного воздуха $t_{\text{вых.ВО}}$ ограничивается температурой охлаждающей воды, подаваемой из АБХМ в ВО: $t_{\text{вбх}} = 7 \text{ } ^\circ\text{C}$. Понизить температуру охлаждающей воды до $t_{\text{вбх}} = 3 \dots 4 \text{ } ^\circ\text{C}$ и обеспечить соответственно более глубокое охлаждение можно, дополнительно охлаждая воду от АБХМ, например, с помощью эжекторной холодильной машины (ЭХМ) как бустерной низкотемпературной ступени охлаждения [6].

При такой двухступенчатой системе охлаждения приточного воздуха в первую (высокотемпературную) ступень ВО₁ подают охлаждающую воду с температурой $t_{\text{вбх}} = 7 \text{ } ^\circ\text{C}$ (от АБХМ), а во вторую (низкотемпературную) ступень ВО₂ – воду с температурой $t_{\text{вбх}} = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$, дополнительно охлажденную в ЭХМ.

Полная глубина двухступенчатого охлаждения приточного воздуха самое жаркое время суток (12⁰⁰-14⁰⁰) составляет $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО.2}} = 28 \dots 29 \text{ } ^\circ\text{C}$, что значительно больше, чем при одноступенчатом: $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО.1}} = 17 \dots 18 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 1). При этом температура воздуха на выходе из двухступенчатого ВО не превышает 10,4 °С по сравнению с базовым вариантом, когда она достигала 28 °С. Таким образом, за счет более глубокого охлаждения воздуха на входе ТК уменьшают тепловую нагрузку на систему оборотного охлаждения наддувочной ГВС.

Результаты расчетов по программе фирмы-изготовителя кондиционеров показывают, что при уменьшении расхода воздуха почти вдвое ($G_{\text{в}} = 35000 \text{ м}^3/\text{ч}$) снижение температуры воздуха в ВО: $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО}(35)} = 15 \dots 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ (против $\Delta t_{\text{ВО}(60)} = 10 \dots 12 \text{ } ^\circ\text{C}$ при $G_{\text{в}} = 60000 \text{ м}^3/\text{ч}$), а температура воздуха на выходе из ВО понижается до $t_{\text{вых.ВО}} = 10 \dots 12 \text{ } ^\circ\text{C}$ (против $t_{\text{вых.ВО}(60)} \approx 25 \text{ } ^\circ\text{C}$) при максимальной $t_{\text{нв}} = 36 \text{ } ^\circ\text{C}$. При этом охлажденный воздух подают к ТК отдельным воздуховодом, что обеспечивает более глубокое охлаждение воздуха в ВО до $t_{\text{вх}} = t_{\text{вых.ВО}(35)} = 10 \dots 12 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Процесс охлаждения приточного воздуха в ВО кондиционеров сопровождается конденсацией водяного пара. Конденсат, который при этом отводится, можно использовать для увлажнения наружного воздуха на входе градирни сухого типа системы оборотного охлаждения наддувочной ГВС ГПД до состояния насыщения с соответствующим понижением его температуры до температуры по мокрому термометру $t_{\text{м}}$.

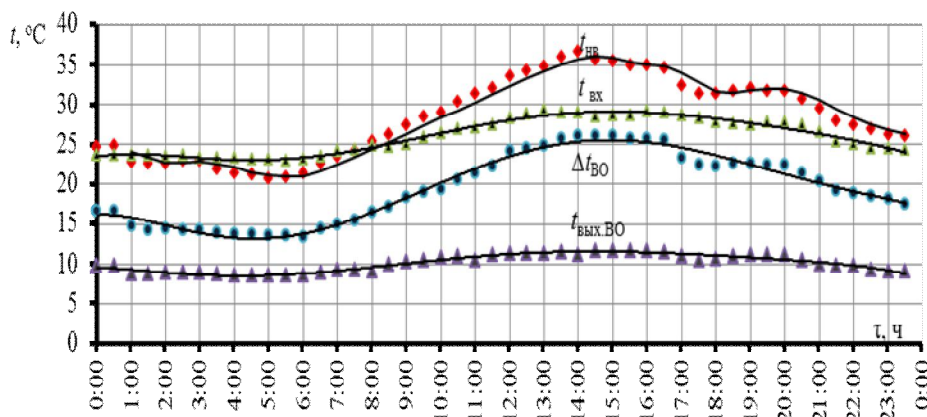


Рис. 1. Изменение температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, воздуха на выходе из ВО $t_{\text{вых.ВО}}$ и снижение температуры воздуха в ВО $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО}}$ в течение суток при $G_{\text{в}} = 35000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и температуре охлаждающей воды $t_{\text{вбх}} = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$, а также воздуха на входе ГПД $t_{\text{вх}}$ для базового варианта ($G_{\text{в}} = 60000 \text{ м}^3/\text{ч}$; $t_{\text{вбх}} = 7 \text{ } ^\circ\text{C}$)

О количестве конденсата $G_{к.с(35)}$, получаемого в процессе охлаждения приточного воздуха в ВО кондиционеров за сутки, можно судить по рис. 2. Возрастание тепловой нагрузки на ВО (затрат холодопроизводительности $Q_{0(35)}$) из-за отвода теплоты конденсации водяных паров в процессе охлаждения влажного воздуха характеризуется коэффициентом влаговываждения ξ – отношением полного количества теплоты, отведенной от воздуха, к ее явной составляющей, определяемой разностью температур воздуха.

Как видно, количество накапливаемого за сутки конденсата $G_{к.с(35)} = 2350$ кг. Сравним его количество с затратами воды (конденсата) на увлажнение наружного воздуха на входе градирни системы оборотного охлаждения наддувочной ГВС ГПД до состояния насыщения с соответствующим понижением его температуры до температуры по мокрому термометру t_m на величину Δt_m по сравнению с наружной: $\Delta t_m = t_{нв} - t_m$. О снижении температуры воздуха Δt_m на входе градирни, расходах воды часовых G_b и суммарных за сутки $G_{б.с}$ на увлажнение воздуха расходом $35000 \text{ м}^3/\text{ч}$ до состояния насыщения можно судить по рис. 3.

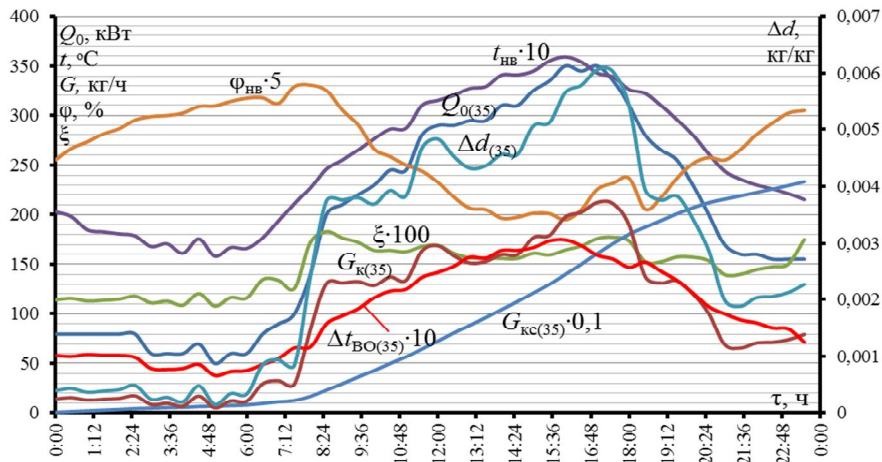


Рис. 2. Текущие температура $t_{нв}$ и относительная влажность $\phi_{нв}$ наружного воздуха, снижение его температуры $\Delta t_{ВО(35)}$ и влагосодержания $\Delta d_{(35)}$ в процессе охлаждения в ВО кондиционеров, коэффициент влаговываждения ξ , часовой расход отводимого конденсата $G_{к(35)}$ и его суточное накопление $G_{к.с(35)}$, соответствующие затраты холодопроизводительности $Q_{0(35)}$ на охлаждение приточного воздуха при расходе воздуха $G_b = 35000 \text{ м}^3/\text{ч}$ в течение суток 28.07.2012

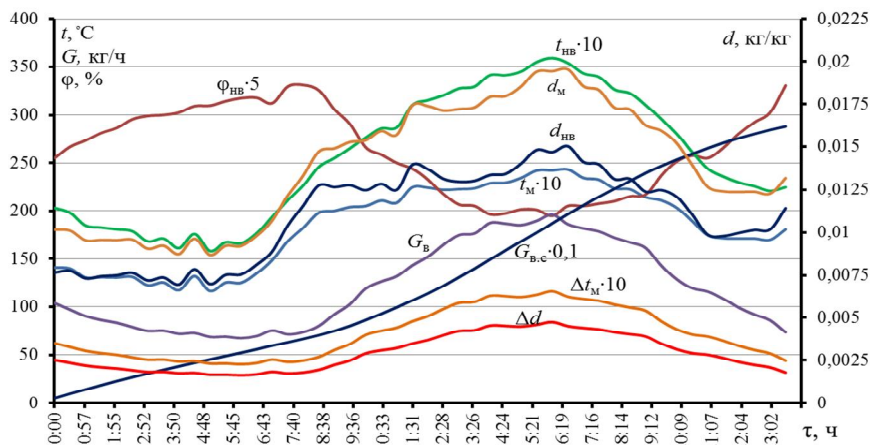


Рис. 3. Текущие температура $t_{нв}$, относительная влажность $\phi_{нв}$ и влагосодержание $d_{нв}$ наружного воздуха, температура мокрого термометра t_m , снижение температуры воздуха Δt_m и увеличение его влагосодержания Δd , расходы воды часовые G_b и суммарный за сутки $G_{б.с}$ на увлажнение наружного воздуха до состояния насыщения при расходе воздуха $G_b = 35000 \text{ м}^3/\text{ч}$ в течение 28.07.2012

Как видно, увлажнение воздуха ($G_B = 35000 \text{ м}^3/\text{ч}$) до состояния насыщения обеспечивает при высоких $t_{\text{нв}} = 25...35 \text{ }^\circ\text{C}$, $\tau = 12^{00} - 19^{00}$ снижение его температуры на входе градирни такого комбинированного типа до $t_M = 12...24 \text{ }^\circ\text{C}$, т.е. на величину свыше $\Delta t_M = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Однако при этом следует учитывать разные расходы не только воды $G_{\text{в.с}}$ на увлажнение наружного воздуха на входе градирни и конденсата $G_{\text{к.с}}$, отводимого в процессе охлаждения приточного воздуха в ВО кондиционеров ($G_{\text{в.с}} = 2800 \text{ кг}$ на рис. 3 и $G_{\text{к.с}(35)} = 2350 \text{ кг}$ на рис. 2), но и расходы воздуха через градирни и приточного воздуха.

Применение в системах оборотного охлаждения наддувочной ГВС ГПД градирен сухого типа, а не более эффективных аппаратов мокрого типа, которые обеспечивают более глубокое снижение тем-

пературы оборотной воды (температура охлажденной воды примерно на $3 \text{ }^\circ\text{C}$ выше температуры мокрого термометра t_M), обусловлено жесткими требованиями к физическим качествам охлаждающей воды, которая циркулирует непосредственно через низкотемпературный охладитель наддувочной смеси ОНС_{нт} по замкнутому изолированному от внешней среды контуру. Применение промежуточного пластинчатого теплообменника (ПТО) с передачей теплоты от внутреннего замкнутого контура водяного охлаждения наддувочной ГВС в ОНС_{нт} (вода с повышенными физическими свойствами) к внешнему открытому контуру оборотного охлаждения воды в градирне мокрого типа системы охлаждения АБХМ (рис. 4), позволяет разрешить указанное противоречие требований к воде как теплоносителю.

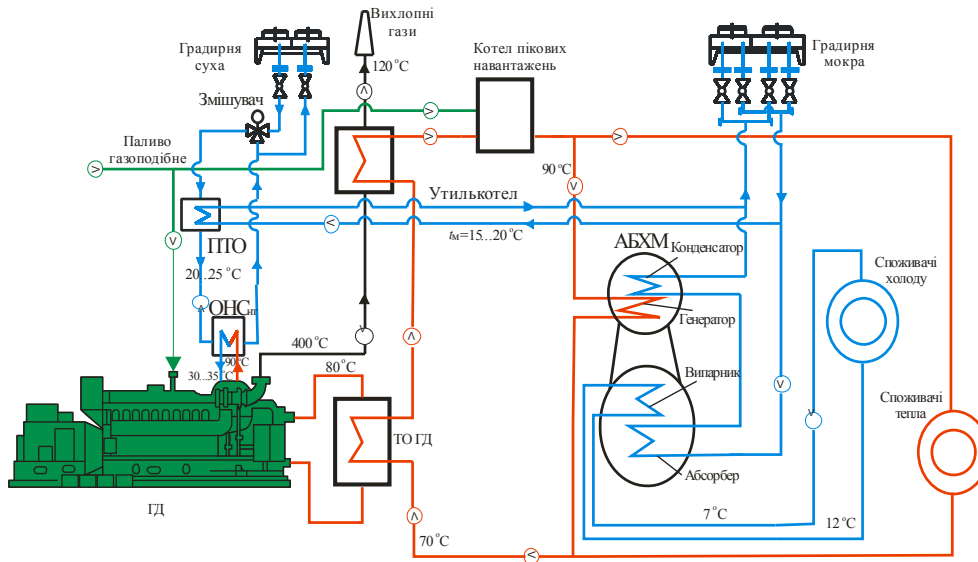


Рис. 4. Схема тригенерационной системы использования сбросной теплоты масла, охлаждающей воды рубашки ГПД, наддувочной ГВС и выпускных газов в АБХМ с охлаждением наддувочной ГВС в системе оборотного охлаждения с градирней мокрого типа

На рис. 5 для сравнения приведены текущие значения температуры охлажденной в ОНС_{нт} наддувочной ГВС систем охлаждения с градирнями сухого $t_{\text{нс}}$, мокрого $t_{\text{нс.мг}}$ и комбинированного $t_{\text{нс.м}}$ типов при расходе воздуха $G_B = 22000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Как видно, система оборотного охлаждения с градирней мокрого типа и промежуточным пластинчатым теплообменником обеспечивает наиболее глубокое охлаждение наддувочной ГВС.

Выводы

Рассмотрены системы оборотного охлаждения наддувочной ГВС ГПД с градирнями сухого, мокрого и комбинированного (с увлажнением наружного

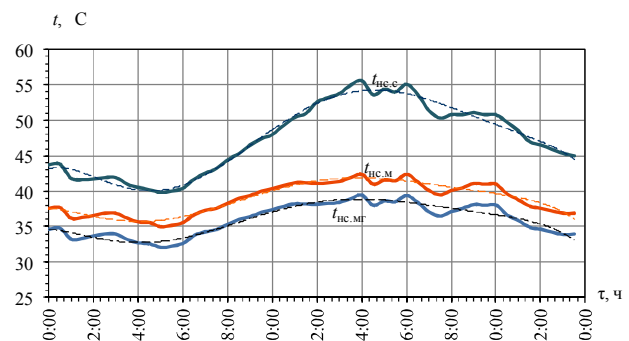


Рис. 5. Текущие значения температуры охлажденной в ОНС_{нт} наддувочной ГВС систем оборотного охлаждения с градирнями сухого $t_{\text{нс}}$, мокрого $t_{\text{нс.мг}}$ и комбинированного $t_{\text{нс.м}}$ типов

воздуха на входе градирни до состояния насыщения) типов. Показано, что предложенная система оборотного охлаждения с градирней мокрого типа и промежуточным пластинчатым теплообменником обеспечивает наиболее глубокое охлаждение наддувочной ГВС ПЦД при одновременном удовлетворении требований к качеству охлаждающей воды, которая циркулирует по замкнутому изолированному контуру.

Литература

1. *Elsenbruch, T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications [Text] / T. Elsenbruch. – București, October 28, 2010. – 73 p.*
2. *Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations [Text]. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p.*

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

4. *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. – P. 348–341.*

5. *Радченко, А. М. Підвищення ефективності кондиціонування повітря машинного відділення когенераційних газових двигунів [Текст] / А. М. Радченко, А. В. Грич // Зб. наук. праць НУК. – 2013. – Вип. № 5-6 (450). – С. 15–19.*

6. *Радченко, А. Н. Ступенчатое охлаждение приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции [Текст] / А. Н. Радченко, А. В. Грич, Б. С. Портной // Холодильна техніка та технологія. – 2015. – Т. 51, вип. 1. – С. 31–34.*

Поступила в редакцию 23.04.2015, рассмотрена на редколлегии 17.06.2015

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ОБОРОТНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ГАЗОПОРШНЕВОГО ДВИГУНА

М. І. Радченко, Л. Бохдаль, А. В. Грич, І. П. Єсін

За результатами аналізу ефективності роботи системи оборотного охолодження наддувної газоповітряної суміші газопоршневого двигуна тригенераційної установки встановлено, що в теплий час система оборотного охолодження з градирнею сухого типу не в змозі демпфувати вплив підвищеної температури повітря на вході наддувного турбокомпресора. Розглянуто використання конденсата, що випадає в процесі охолодження приточного повітря машинного відділення газопоршневих двигунів тепловикористовуючою холодильною машиною, в системі оборотного охолодження наддувної газоповітряної суміші двигуна і тепловикористовуючої холодильної машини.

Ключові слова: тепловикористовуюча холодильна машина, газопоршневий двигун, система оборотного охолодження, наддувна газоповітряна суміш, градирня, конденсат.

INCREASING THE EFFICIENCY OF CLOSED COOLING SYSTEM OF RECIPROCATING GAS ENGINE

N. I. Radchenko, Łukasz Bohdal, A. V. Grych, I. P. Esin

On the results of the analyzing the performance efficiency of the closed charged gas-air mixture chilling system of reciprocating gas engine of trigeneration plant it has been concluded that the closed chilling system with tower of dry type is not able to damp the influence of increased temperature of the air at the inlet of scavenge turbocharger in hot time. The use of condensate, extracted during reciprocating gas engine room intake air cooling by waste heat recovery chiller, in the closed charged gas-air mixture chilling system of the engine and waste heat recovery chiller is discussed.

Key words: waste heat recovery chiller, reciprocating gas engine, closed cooling system, compressed gas-air mixture, cooling tower, condensate.

Радченко Николай Иванович – д-р техн. наук, проф., зав. каф., Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Бохдаль Лукаш – канд. техн. наук, доц., Кошалинский технический университет, Польша

Грич Артем Викторович – аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина.

Есин Игорь Петрович – канд. техн. наук, доц., Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина.