

УДК 621.431

Н. И. РАДЧЕНКО<sup>1</sup>, А. СТАХЕЛЬ<sup>2</sup>, Н. С. БОГДАНОВ<sup>3</sup>, Ю. Г. ЩЕРБАК<sup>4</sup><sup>1</sup> *Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина*<sup>2</sup> *Западно-Померанский технологический университет, Польша*<sup>3</sup> *Национальный университет "Одесская морская академия", Украина*<sup>4</sup> *Черноморский национальный университет им. П. Могилы, Украина*

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ СУДОВОГО МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ КОГЕНЕРАЦИОННОГО ТИПА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА ЭЖЕКТОРНЫМ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОМ

*Произведена оценка топливной эффективности и глубины охлаждения циклового воздуха судового малооборотного дизеля путем трансформации в холод теплоты горячей воды, получаемой за счет теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха и расходуемой на теплофикационные нужды в прохладные периоды эксплуатации судна. Исследовано влияние глубины утилизации теплоты наддувочного воздуха на получаемый эффект от его охлаждения. Показано, что из-за низкой эффективности трансформации теплоты хладоновой эжекторной холодильной машиной, обусловленной недостаточно высоким тепловым потенциалом греющей воды (температура около 90 °С), сокращение потребления топлива намного меньше потенциально возможной его величины.*

**Ключевые слова:** *дизель, цикловой воздух, теплоиспользующая холодильная машина, экономия топлива.*

### Анализ проблемы и постановка цели исследования

Ухудшение топливной эффективности судовых малооборотных дизелей (МОД) с повышением температуры воздуха на входе турбокомпрессора (ТК) и наддувочного воздуха [1, 2] требует его охлаждения. Для получения холода целесообразно использовать теплоту выпускных газов и наддувочного воздуха теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ). Конструктивно наиболее простая хладоновая эжекторная холодильная машина (ЭХМ). Однако эффективность трансформации теплоты в холод в ЭХМ невысокая, а ее тепловой коэффициент  $\zeta = 0,2 \dots 0,35$  [3, 4], где  $\zeta = Q_0 / Q_{\Gamma}$ ,  $Q_0$  – холодопроизводительность (теплота, отведенная от воздуха),  $Q_{\Gamma}$  – затраченная теплота выпускных газов, наддувочного воздуха.

**Цель исследования** – оценка эффективности охлаждения циклового воздуха судового МОД эжекторной холодильной машиной, использующей теплоту горячей воды, получаемой за счет теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха.

### Анализ полученных результатов

Схема системы охлаждения воздуха на входе ТК и наддувочного воздуха МОД в ЭХМ, использующей горячую воду, получаемую за счет теплоты

выпускных газов и наддувочного воздуха, приведена на рис. 1.

При этом отдельно исследована эффективность охлаждения воздуха на входе ТК МОД за счет использования теплоты, отведенной от выпускных газов в УК, а для наддувочного воздуха – его теплоты, отведенной в высокотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха ОНВ<sub>ВТ</sub>.

Невысокая температура горячей воды ( $t_{\Gamma} = 90 \dots 95$  °С), служащей источником теплоты для ЭХМ, обуславливает весьма низкие тепловые коэффициенты  $\zeta \approx 0,2$  (при соответственно температуре 85...90 °С кипения хладона R142b в генераторе теплосилового контура ЭХМ и температуре кипения хладона R142b в холодильном контуре охлаждения циклового воздуха  $t_0 = 5$  °С). Это требует повышенных затрат теплоты, которые могут оказаться больше ее располагаемой величины  $Q_{\Gamma,р}$ .

В качестве примера рассмотрен контейнеровоз с главным двигателем 6S60MC6.1-TI MAN B&W (мощность  $N_e = 12,4$  МВт) [2]. Изменение климатических условий в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) приведено на рис. 2.

При изменении в течение рейса климатических условий меняется требуемая для охлаждения воздуха холодопроизводительность  $Q_0$  и соответствующие затраты теплоты  $Q_{\Gamma}$ , трансформируемой в холод в ТХМ:  $Q_{\Gamma} = Q_0 / \zeta$ .

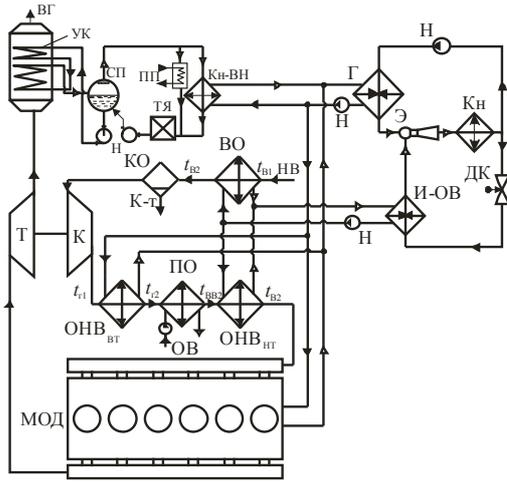


Рис. 1. Схема системы охлаждения воздуха на входе ТК и наддувочного воздуха МОД в ЭХМ: К и Т – компрессор и турбина ТК; ОНВ<sub>ВТ</sub> и ОНВ<sub>НТ</sub> – высоко- и низкотемпературная ступени ОНВ; ПО – ступень промежуточного охлаждения воздуха заборной водой; СП – сепаратор пара; Кн-ВН – конденсатор-водонагреватель; ПП – потребитель пара; КО – конденсатоотводчик; ТЯ – теплый ящик; Н – насос; ВГ – выпускные газы; НВ – наружный воздух; К-т – конденсат; Э – эжектор; Г – генератор; И-ОВ – испаритель-охладитель воды; ДК – дроссельный клапан; Кн – конденсатор хладона; ОВ – охлаждающая вода

За потенциально возможную принимают глубину охлаждения воздуха на входе МОД до температуры  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$  и наддувочного воздуха до температуры  $t_{b2} = 22^\circ\text{C}$  исходя из температурных напоров в теплообменниках промежуточных контуров водяного охлаждения воздуха на входе и наддувочного воздуха (рис. 1) при  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ .

Значения холодопроизводительности  $Q_{0.15}$ , необходимой для охлаждения воздуха на входе МОД от текущей температуры в машинном отделении  $t_{b1}$  ( $t_{b1} = t_{нв} + 10^\circ\text{C}$ ) до  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$  на величину  $\Delta t_{b15}$ ,

получаемой в ЭХМ (при  $\zeta = 0,2$ ) за счет располагаемой теплоты выпускных газов  $Q_{0p(0,20)}$ , снижения температуры воздуха в ЭХМ  $\Delta t_{в(0,2)}$  и дефицита холода  $\Delta Q_{0.15д} = Q_{0.15} - Q_{0p(0,2)}$  в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 3.

Как видно, из-за низкого теплового коэффициента ЭХМ  $\zeta = 0,2$  холодо-производительность, получаемая за счет располагаемой теплоты выпускных газов  $Q_{0p(0,20)}$ , намного меньше холодопроизводительности  $Q_{0.15}$ , требуемой для охлаждения воздуха на входе МОД до потенциально возможной минимальной температуры  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ . Из-за дефицита холодопроизводительности  $\Delta Q_{0.15д} = Q_{0.15} - Q_{0p(0,2)}$  (представлен на рис. 3 с противоположным знаком) реальное снижение температуры воздуха в ЭХМ на входе МОД  $\Delta t_{в(0,2)} = 7...10^\circ\text{C}$ , что намного меньше потенциально возможного  $\Delta t_{b15} = 15...20^\circ\text{C}$  при охлаждении до  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ .

В результате сокращения удельного  $\Delta b_e$  и часового  $B_T$  расходов топлива для МОД 6S60MC6.1-TI в два раза меньше потенциально возможного для климатических условий рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) (рис. 4).

Объемы располагаемой теплоты наддувочного воздуха зависят от глубины ее утилизации, определяемой температурой воздуха  $t_{r2}$  на выходе из высокотемпературной-теплоиспользующей ступени ОНВ<sub>ВТ</sub>:  $Q_{г.р} = G_b c_b (t_{r1} - t_{r2})$ , где  $t_{r1}$  – температура воздуха после ТК (на входе ОНВ<sub>ВТ</sub>),  $G_b$  – расход воздуха,  $c_b$  – теплоемкость воздуха.

В [4] показано, что при  $t_{r2} = 110...140^\circ\text{C}$  габариты трехступенчатого ОНВ, включая дополнительную низкотемпературную ступень ОНВ<sub>НТ</sub>, оказываются близкими таковым для двухступенчатого ОНВ когенерационного МОД с нагревом питательной воды УК в ОНВ<sub>ВТ</sub>.

По величине снижения температуры  $\Delta t_b$  воздуха, охлажденного в ОНВ<sub>НТ</sub> до температуры  $t_{b2}$ , по сравнению с температурой воздуха  $t_{bв2}$ , охлажден-

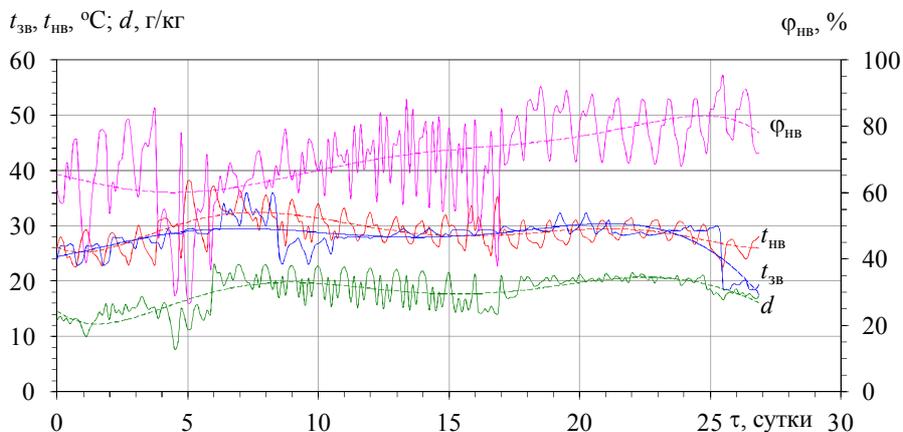


Рис. 2. Изменение температуры  $t_{нв}$ , относительной влажности  $\phi_{нв}$ , влагосодержания  $d$  наружного воздуха, температуры заборной воды  $t_{зв}$  в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

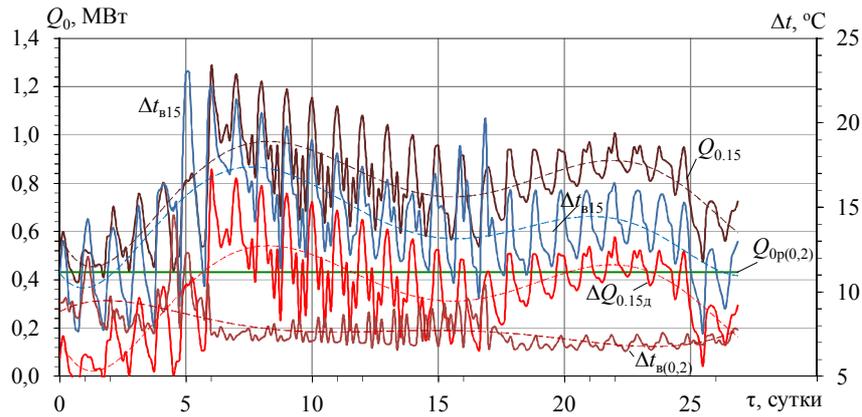


Рис. 3. Значения холодопроизводительности  $Q_{0.15}$ , необходимой для охлаждения воздуха на входе МОД до температуры  $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$  на величину  $\Delta t_{b15}$ , получаемой в ЭХМ  $Q_{0p(0,20)}$  (при  $\zeta = 0,2$ ) за счет располагаемой теплоты выпускных газов, снижения температуры воздуха в ЭХМ  $\Delta t_{в(0,2)}$  и дефицита холода  $\Delta Q_{0.15д} = Q_{0.15} - Q_{0.p(0,2)}$  в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

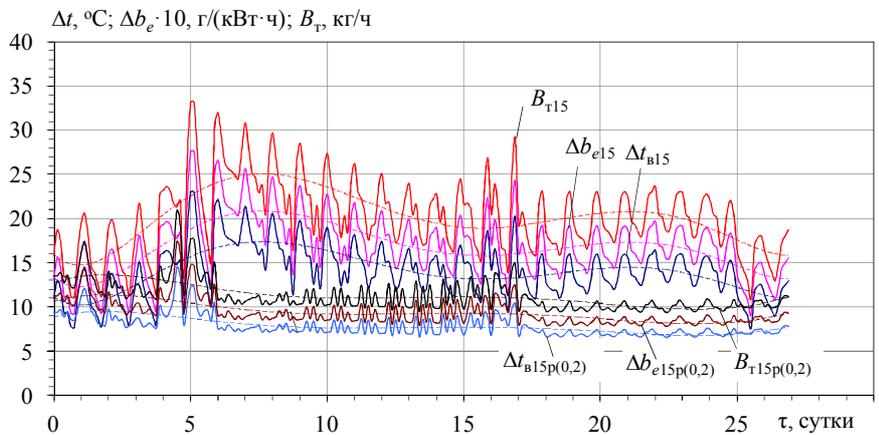


Рис. 4. Текущие значения сокращения удельного  $\Delta b_{e15p(0,2)}$  и часового  $B_{T15p(0,2)}$  расходов топлива для МОД 6S60MC6.1-Т1 корпорации MAN B&W в результате охлаждения воздуха на входе ТК в ЭХМ на величину  $\Delta t_{b15p(0,2)}$  за счет теплоты выпускных газов, а также потенциально возможные значения сокращения удельного  $\Delta b_{e15}$  и часового  $B_{T15}$  расходов топлива при охлаждении воздуха до  $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$  на величину  $\Delta t_{b15}$  в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

ного в ПО забортной водой:  $\Delta t_{в} = t_{вв2} - t_{b2}$ , можно судить об эффективности охлаждения наддувочного воздуха в ЭХМ по сравнению с его охлаждением забортной водой.

Значения холодопроизводительности  $Q_{0.22}$ , необходимой для охлаждения наддувочного воздуха до температуры  $t_{b2} = 22\text{ }^\circ\text{C}$  на величину  $\Delta t_{b22}$ , располагаемой холодопроизводительности  $Q_{0p(0,20)}$  исходя из теплоты наддувочного воздуха и ее трансформации в ЭХМ с  $\zeta = 0,2$  (при  $t_0 = 5\text{ }^\circ\text{C}$ ), снижения температуры воздуха в ЭХМ  $\Delta t_{в(0,2)}$  при температурах наддувочного воздуха на выходе из ОНВ<sub>ВТ</sub>  $t_{r2} = 110$  и  $140\text{ }^\circ\text{C}$  в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 5.

Из-за низкого теплового коэффициента ЭХМ  $\zeta = 0,2$  располагаемой теплоты наддувочного воздуха недостаточно для получения холодопроизводи-

тельности  $Q_{0.22}$ , требуемой для охлаждения наддувочного воздуха до температуры  $t_{b2} = 22\text{ }^\circ\text{C}$  на величину  $\Delta t_{b22} \approx 25\text{ }^\circ\text{C}$ , которая оказывается почти в 1,5...2,0 раза больше реального (за счет использования его располагаемой теплоты) снижения температуры наддувочного воздуха  $\Delta t_{в.p(0,2)140} \approx 11\text{ }^\circ\text{C}$  и  $\Delta t_{в.p(0,2)110} \approx 15\text{ }^\circ\text{C}$  при  $t_{r2} = 140\text{ }^\circ\text{C}$  и  $t_{r2} = 110\text{ }^\circ\text{C}$ .

Соответственно и эффект от охлаждения наддувочного воздуха в виде сокращения удельного  $\Delta b_{e.p(0,2)}$  и часового  $B_{T.p(0,2)}$  расходов топлива для МОД 6S60MC6.1-Т1 в 1,5...2,0 раза меньше (рис. 6).

Из рис. 6 видно, что отвод теплоты от наддувочного воздуха в ОНВ<sub>ВТ</sub> с понижением его температуры до  $t_{r2} = 110\text{ }^\circ\text{C}$  по сравнению с  $t_{r2} = 140\text{ }^\circ\text{C}$  обеспечивает дополнительное сокращение удельного расхода топлива примерно на 0,6 г/(кВт·ч):  $\Delta b_{e22p110(0,2)} = 2,0\text{ г/(кВт·ч)}$  против  $\Delta b_{e22p140(0,2)} = 1,4\text{ г/(кВт·ч)}$ .

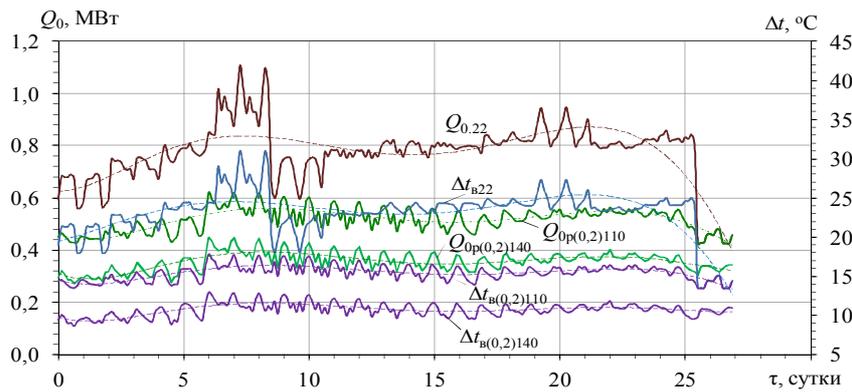


Рис. 5. Значения холодопроизводительности  $Q_{0,22}$ , требуемой для охлаждения наддувочного воздуха до температуры  $t_{b2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$  на величину  $\Delta t_{b22}$ , располагаемой холодопроизводительности ЭХМ  $Q_{0p(0,20)}$  исходя из теплоты наддувочного воздуха и  $\zeta = 0,20$  (при  $t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), снижения температуры воздуха в ЭХМ  $\Delta t_{b(0,2)}$  в течении рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) при температурах наддувочного воздуха на выходе из ОНВ<sub>ВТ</sub>  $t_{r2} = 110$  и  $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ :  $\Delta t_{b(0,2)110}$ ,  $Q_{0p(0,2)110}$  – при  $t_{r2} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $\Delta t_{b(0,2)140}$ ,  $Q_{0p(0,2)140}$  – при  $t_{r2} = 140\text{ }^{\circ}\text{C}$

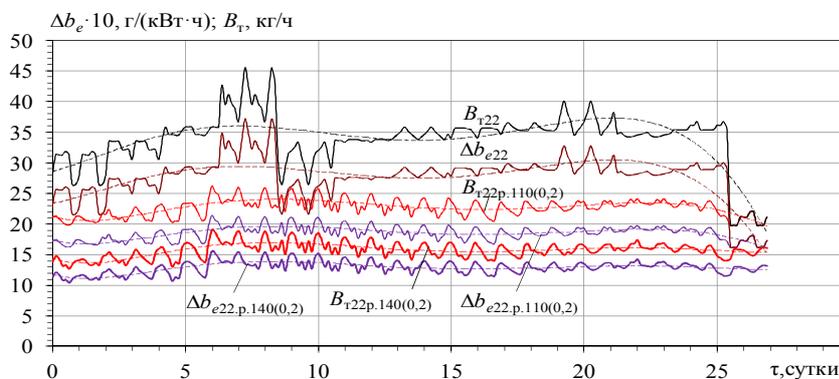


Рис. 6. Текущие значения сокращения удельного  $\Delta b_{e22p(0,2)}$  и часового  $B_{T22p(0,2)}$  расходов топлива для МОД 6S60MC6.1-Т1 за счет использования для охлаждения наддувочного воздуха в ЭХМ располагаемой теплоты наддувочного воздуха по сравнению с его охлаждением забортной водой, а также их потенциально возможные значения  $\Delta b_{e22}$  и  $B_{T22}$  при охлаждении наддувочного воздуха до  $t_{b2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$  на величину  $\Delta t_{b22}$  при температурах наддувочного воздуха на выходе из ОНВ<sub>ВТ</sub>  $t_{r2} = 110$  и  $140\text{ }^{\circ}\text{C}$  в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009):  $\Delta b_{e22p110(0,2)}$  и  $B_{T22p110(0,2)}$  – при  $t_{r2} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $\Delta b_{e22p140(0,2)}$  и  $B_{T22p140(0,2)}$  – при  $t_{r2} = 140\text{ }^{\circ}\text{C}$

Из-за низкой эффективности трансформации теплоты в холод с помощью ЭХМ ( $\zeta = 0,2$ ), обусловленной недостаточно высоким температурным уровнем греющей воды (около  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), и, как следствие, меньшей величины снижения температуры циклового воздуха МОД по сравнению с потенциально возможной для климатических условий на рейсовой линии, сокращение удельного расхода топлива оказывается практически в два раза меньше потенциального.

### Заключение

В результате анализа влияния глубины утилизации теплоты наддувочного воздуха показано, что снижение его температуры до  $t_{r2} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$  обеспечивает дополнительное сокращение удельного расхода топлива МОД 6S60MC6.1-Т1 примерно на  $30...40\%$  по сравнению с  $t_{r2} = 140\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Из-за низкой эффективности трансформации теплоты в ЭХМ, обусловлен-

ной недостаточно высоким тепловым потенциалом греющей воды, сокращение потребления топлива практически в два раза меньше потенциально возможной его величины для климатических условий эксплуатации судового МОД, что требует дополнительных источников теплоты или применения более эффективных термотрансформаторов, в частности, абсорбционного типа.

### Литература

1. Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines [Text] // MAN Diesel & Turbo. – Copenhagen, Denmark, 2010. – 17 p.
2. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines [Electronic resource]. – Copenhagen, Denmark : MAN Diesel. – 2010. – 357 p. – Access mode: [http://www.mandieselturbo.com/download/project\\_guides\\_tier2/printed/s90mcc8.pdf](http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf). – 15.04.2017.
3. Радченко, Р. Н. Анализ альтернативных ва-

риантов охлаждения циклового воздуха малооборотного дизеля транспортного судна [Текст] / Р. Н. Радченко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 5 (112). – С. 104–108.

4. Радченко, Р. Н. Эффективность трансформации теплоты в трехступенчатой системе охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля [Текст] / Р. Н. Радченко, Н. С. Богданов // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2016. – № 1. – С. 10–13.

## References

1. *Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines*. MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, Denmark Publ., 2010. 17 p.

2. *MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines*, Copenhagen, Denmark: MAN Diesel., 2010.

357 p. Available at: [http://www.mandieselturbo.com/download/project\\_guides\\_tier2/printed/s90mcc8.pdf](http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf) (accessed 15.04.2017)

3. Radchenko, R. N. Analiz alternativnykh variantov ohlazhdeniya cikloвого vozduha malooborotного dizelya transportного sudna [Analysis of alternative variants of low speed diesel cyclic air chilling on transport ship]. *Aviacionno-kosmicheskaja tehnik i tehnologija – Aerospace Technic and Technology*, 2014, no. 5/112, pp. 104–108.

4. Radchenko, R. N. Effektivnost transformacii teploty v tryohstypenchatoy sisteme ohlazhdeniya nadduvchnogo vozduha sydovogo malooborotного dizelya [Efficiency of heat transformation in three stage scavenge air cooling system of marine low speed diesel]. *Dvigately vnutrennego sgoraniya – Internal Combustion Engines*, 2016, no. 1, pp. 10–13.

Поступила в редакцию 15.04.2017, рассмотрена на редколлегии 7.06.2017

## ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ГАРЯЧОЇ ВОДИ СУДНОВОГО МАЛООБОРТОВОГО ДИЗЕЛЯ КОГЕНЕРАЦІЙНОГО ТИПУ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ ЕЖЕКТОРНИМ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОМ

*М. І. Радченко, А. Стахель, М. С. Богданов, Ю. Г. Щербак*

Проведено оцінку паливної ефективності та глибини охолодження циклового повітря судового малооборотного дизеля шляхом трансформації в холод теплоту гарячої води, яку отримують за рахунок теплоти випускних газів і наддувочного повітря і витрачають на теплофікаційні потреби в прохолодні періоди експлуатації судна. Досліджено вплив глибини утилізації теплоти наддувочного повітря на ефект, який отримують від його охолодження. Показано, що через низьку ефективність трансформації теплоти хладонової ежекторної холодильної машини, обумовлену недостатньо високим тепловим потенціалом гріючої води (температура близько 90 °С), скорочення споживання палива набагато менше потенційно можливої його величини.

**Ключові слова:** дизель, циклове повітря, тепловикористовуюча холодильна машина, економія палива.

## THE USE OF HOT WATER HEAT FROM MARINE DIESEL ENGINE OF COGENERATIVE TYPE FOR COOLING OF CYCLIC AIR BY EJECTOR THERMOTRANSFORMER

*N. I. Radchenko, A. Stachel, N. S. Bohdanov, Y. G. Shcherbak*

The evaluation of the fuel efficiency and a depth of marine low speed diesel engine cyclic air cooling by transforming into a cold of the heat of hot water produced by the heat of exhaust gas and scavenge air and spend for heating demands during cool periods of the ship performance has been done. The influence of a depth of the scavenge air heat utilization upon the effect due to its cooling was investigated. It was shown that because of low efficiency of heat transformation by refrigerant ejector chiller caused by insufficient high heat potential of heating water (temperature of about 90 °С) the fuel saving is much more less than potentially possible its value.

**Keywords:** diesel engine, cyclic air, waste heat recovery chiller, fuel saving.

**Радченко Николай Иванович** – д-р техн. наук, проф., Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: nirad50@gmail.com, andrad69@mail.ru.

**Стахель Андрей** – д-р техн. наук, проф., Западно-Померанский технологический университет, Польша, e-mail: andrzej.stachel@zut.edu.pl.

**Богданов Николай Семенович** – аспирант, Национальный университет "Одесская морская академия"

**Щербак Юрий Георгиевич** – канд. техн. наук, доц., Черноморский национальный университет им. П. Могилы, Украина.

**Mykola I. Radchenko** – doctor of technical sciences, professor, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolayiv, Ukraine, e-mail: nirad50@gmail.com, andrad69@mail.ru.

**Andrey Stachel** – doctor of technical sciences, professor, West-Pomeranian University of Technology, Szczecin, Poland, e-mail: andrzej.stachel@zut.edu.pl.

**Mykola S. Bohdanov** – aspirant, National University "Odessa marine academy", Ukraine.

**Yuri G. Shcherbak** – candidate of technical sciences, associate professor, Petro Mohyla Black Sea National University, Mykolayiv, Ukraine.