

УПРАВЛІННЯ КУТОМ ВИПЕРЕДЖЕННЯ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА ТЕПЛОВИЗНОГО
ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

О.Б. Богасєвський, А.О. Прохоренко

Виконано теоретичне обґрунтування підходу до модернізації системи управління подачею палива потужного транспортного дизель – генератора в умовах експлуатації з мінімальними витратами і здійснена оцінка можливості регулювання кута випередження подачі палива при реалізації цього підходу. Основа способу – доопрацювання штатного механічного паливного насоса високого тиску регулюючим клапаном, який управляється електромагнітом. З'являється можливість обмеженого управління моментом початку подачі палива в залежності від частоти обертання і навантаження. Регулювання здійснюється в межах прямого ходу привідного кулачка розподільного валу за сигналом від датчика верхньої мертвої точки. Виконана теоретична оцінка можливого діапазону регулювання кута випередження. Витрати на впровадження зведені до мінімуму, очікувана економія палива в експлуатації складе до 10 %.

OPERATING ANGLE OF FUEL INJECTION OF LOCOMOTIVE TRANSPORT DIESEL GENERATOR

A.B. Bogayevsky, A.O. Prokhorenko

The theoretical substantiation of the approach to the modernization of the fuel supply control system of a locomotive transport diesel, which is in operation with minimal costs and an estimation of the possibility of adjusting the injection advance angle is realized while the implementation of this approach. The basis of the method is the completion of a regular high-pressure mechanical fuel pump with a control valve, which is controlled by an electromagnet. There is the possibility of limited control of the timing of the start of fuel delivery, depending on the speed and load. The adjustment is carried out within the forward travel of the cam of the camshaft by the signal from the top dead center sensor. A theoretical estimate of the possible range of advance angle control has been performed. The expected costs are minimized, the expected fuel economy in operation will be up to 10%.

УДК 621.431

DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.02

Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов, Н.И. Радченко, А.А. Андреев

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННОГО ПОТЕНЦИАЛА СУДОВОГО
МАЛОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА
ЭЖЕКТОРНЫМ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОМ

Проанализирована эффективность охлаждения циклового воздуха (воздуха на входе турбокомпрессора и наддувочного воздуха во впускном ресивере) судового малооборотного дизеля путем трансформации в холод теплоты горячей воды, получаемой за счет теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха, и расходующей на теплофикационные нужды в прохладные периоды эксплуатации судна. Показано, что из-за низкой эффективности трансформации теплоты горячей воды в холод хладонной эжекторной холодильной машиной, в свою очередь обусловленной недостаточно высоким ее тепловым потенциалом (температура воды около 90 °С), глубина охлаждения циклового воздуха и, следовательно, получаемый эффект в виде сокращения потребления топлива, намного меньше потенциально возможной их величины для климатических условий эксплуатации. Это требует дополнительных источников теплоты либо применения более эффективных термотрансформаторов, в частности, абсорбционного типа.

Анализ проблемы и постановка цели исследования

На большинстве транспортных судов в качестве главных двигателей применяются малооборотные дизели (МОД). Ухудшение топливной эффективности судовых МОД с повышением температуры циклового воздуха (на входе турбокомпрессора (ТК) и наддувочного воздуха во впускном ресивере) [1, 2] привело к поиску путей его охлаждения при высоких температурах наружного воздуха и охлаждающей забортной воды, в частности, теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ) [3, 4].

Цель исследования – оценка топливной эффективности и глубины охлаждения циклового воздуха судового МОД путем трансформации в холод его теплофикационного потенциала в виде

горячей воды, получаемой за счет теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха в соответствии с климатическими условиями эксплуатации судна на рейсовой линии.

Анализ полученных результатов

Схема типовой системы использования теплоты наддувочного воздуха судового МОД для нагрева питательной воды утилизационного котла (УК) и подачи горячей воды с температурой около 90 °С к судовым потребителям на теплофикационные нужды приведена на рис. 1. Проанализирована эффективность охлаждения циклового воздуха такого МОД когенерационного типа путем использования располагаемого теплового потенциала в виде теплоты горячей воды с температурой около 90 °С. 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 секции охладителя наддувочного воздуха ОНВ_{ВТ} на нагрев питательной воды УК.

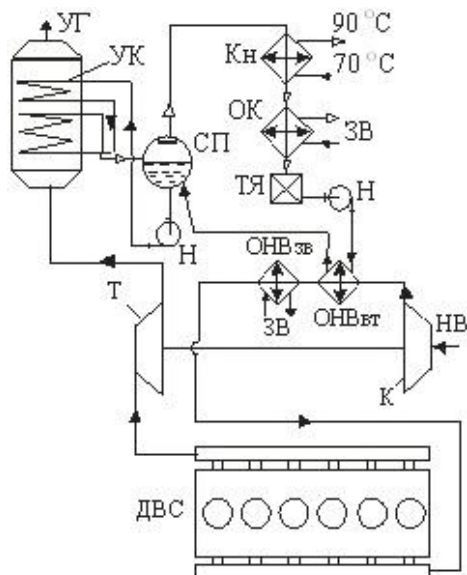


Рис. 1. Схема типовой системы использования теплоты наддувочного воздуха когенерационного МОД для нагрева питательной воды УК и подачи горячей воды с температурой $t_2 \approx 90 \text{ }^\circ\text{C}$ к судовым потребителям: К и Т – компрессор и турбина ТК; ОНВ_{ВТ} – высокотемпературная (когенерационная) ступень ОНВ; ОНВ_{ЗВ} – ступень охлаждения забортной водой; СП – сепаратор пара; Кн – конденсатор водяного пара; Кн – конденсатор пара-нагреватель воды; ОК – охладитель конденсата забортной водой; ТЯ – теплый ящик; Н – насос; УГ – уходящие газы; НВ – наружный воздух; ЗВ – забортная вода

После использования теплоты горячей воды на теплофикационные нужды от конденсатора Кн отводится конденсат с температурой около $70 \text{ }^\circ\text{C}$, который охлаждается забортной водой до температуры $50 \dots 60 \text{ }^\circ\text{C}$ в охладителе конденсата ОК, после чего поступает в теплый ящик ТЯ. Конденсат, он же питательная вода УК, подают насосом из ТЯ сначала в ОНВ_{ВТ}, где он нагревается до температуры примерно $90 \text{ }^\circ\text{C}$ за счет теплоты, отводимой от наддувочного воздуха, после чего – в сепаратор пара УК.

Конструктивно наиболее простой является теплоиспользующая хладоновая эжекторная холодильная машина (ЭХМ). Однако эффективность трансформации сбросной теплоты в холод в ЭХМ невысокая: их тепловой коэффициент $\zeta =$

$0,20 \dots 0,35$ [3, 4], где $\zeta = Q_0 / Q_\Gamma$, Q_0 – холодопроизводительность, Q_Γ – затраченная теплота выпускных газов, наддувочного воздуха.

Невысокий температурный уровень горячей воды ($t_r \approx 90 \text{ }^\circ\text{C}$), служащей источником теплоты для ЭХМ, обуславливает весьма низкие тепловые коэффициенты $\zeta \approx 0,2$ (при температуре кипения хладона R142b в холодильном контуре охлаждения циклового воздуха $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$). Это требует повышенных затрат теплоты $Q_{\Gamma,р}$, отводимой от выпускных газов или наддувочного воздуха.

Расчеты располагаемой теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха, с одной стороны, и теплоты, требуемой для охлаждения воздуха на входе и наддувочного воздуха во впускном ресивере в соответствии с климатическими условиями эксплуатации, с другой стороны, выполнены для контейнеровоза с главным двигателем 6S60MC6.1-Т1 корпорации MAN B&W [2] (мощность $N_e = 12,4 \text{ МВт}$) на рейсовой линии Одесса-Йокогама. Изменение температуры $t_{НВ}$, относительной влажности $\phi_{НВ}$ и влагосодержания d наружного воздуха, температуры забортной воды $t_{ЗВ}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) приведено на рис. 2.

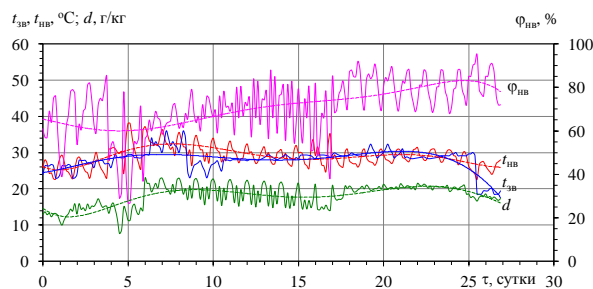


Рис. 2. Изменение температуры $t_{НВ}$, относительной влажности $\phi_{НВ}$, влагосодержания d наружного воздуха, температуры забортной воды $t_{ЗВ}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

При изменении в течение рейса климатических условий меняется тепловая нагрузка системы охлаждения, т.е. требуемая для охлаждения воздуха холодопроизводительность Q_0 , а также соответствующие затраты теплоты Q_Γ , трансформируемой в холод в ТХМ: $Q_\Gamma = Q_0 / \zeta$.

С учетом температурных напоров в теплообменниках промежуточных контуров водяного охлаждения воздуха на входе и наддувочного воздуха за потенциально возможную принимают глубину охлаждения воздуха на входе МОД до температуры $t_{в2} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ и наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ (при $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$).

Значения холодопроизводительности $Q_{0,15}$, требуемой для охлаждения воздуха на входе МОД от текущей температуры в машинном отделении $t_{в1}$ ($t_{в1} = t_{нв} + 10^\circ\text{C}$) до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ на величину $\Delta t_{в15}$, реального снижения температуры воздуха в ЭХМ $\Delta t_{в(0,2)}$ до $t_{в2р}$ за счет располагаемой холодопроизводительности $Q_{0р(0,2)}$ исходя из теплоты выпускных газов Q_r и ее трансформации в холод в ЭХМ ($\zeta = 0,2$ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$), дефицита холода $\Delta Q_{0р(0,2)д} = Q_{0,15} - Q_{0р(0,2)}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009), приведены на рис. 3.

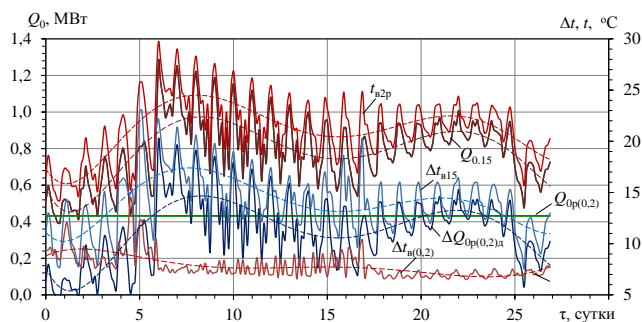


Рис. 3. Холодопроизводительности, требуемая $Q_{0,15}$ для охлаждения воздуха на входе до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ на величину $\Delta t_{в15}$, располагаемая $Q_{0р(0,2)}$ (исходя из теплоты выпускных газов) и соответствующее снижение температуры воздуха в ЭХМ $\Delta t_{в(0,2)}$ до $t_{в2р}$, дефицит холодопроизводительности $\Delta Q_{0р(0,2)д}$ в течении рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

Как видно, дефицит холода $\Delta Q_{0р(0,2)д}$ составляет практически половину его требуемых затрат $Q_{0,15}$ для охлаждения воздуха до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$. В результате реальное снижение температуры воздуха в ЭХМ на входе МОД $\Delta t_{в(0,2)} = 7...10^\circ\text{C}$ при потенциальном $\Delta t_{в15} = 15...20^\circ\text{C}$.

Дефицит холодопроизводительности $\Delta Q_{0р(0,2)д}$ по сравнению с ее требуемой величиной для охлаждения воздуха до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ обусловлен двумя факторами: недостаточной теплотой выпускных газов Q_r и низкой эффективностью ее трансформации в холод в ЭХМ ($\zeta = 0,2$) по сравнению с требуемой ζ (рис. 4).

Из рис. 4 видно, что для охлаждения воздуха на входе МОД до температуры $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ трансформацией располагаемой теплоты выпускных газов Q_r требуются ТХМ с тепловым коэффициентом $\zeta = 0,45...0,55$, свойственным АБХМ, или же дополнительные источники теплоты, в частности, наддувочного воздуха.

Количество располагаемой теплоты наддувочного воздуха зависит от глубины ее утилизации, определяемой температурой воздуха t_{r2} на выходе

из высокотемпературной-теплоиспользующей ступени охлаждения (после ТК), ОНВ_{ВТ}: $Q_{г,р} = G_{в} c_{в} (t_{r1} - t_{r2})$, где t_{r1} – температура воздуха после наддувочного турбокомпрессора (ТК), т.е. на входе в ОНВ_{ВТ}, $G_{в}$ – расход воздуха. В работе [4] показано, что в диапазоне температур $t_{r2} = 110...140^\circ\text{C}$ габариты трехступенчатого ОНВ, включая дополнительную низкотемпературную ступень ОНВ_{НТ}, охлаждаемую за счет холода, получаемого в ТХМ, оказываются весьма близкими таковым для двухступенчатого ОНВ с отводом теплоты наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ} на нагрев питательной воды УК (рис. 1).

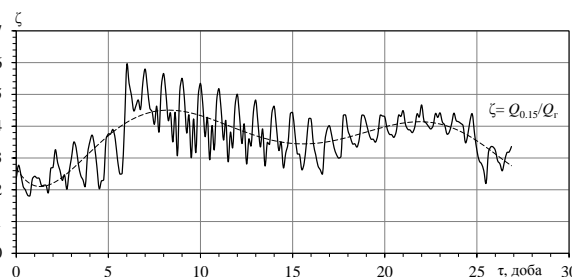


Рис. 4. Текущие значения теплового коэффициента ТХМ ζ , требуемые для охлаждения воздуха на входе МОД до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ трансформацией теплоты выпускных газов Q_r в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

Минимальная температура охлажденного воздуха на выходе ОНВ_{НТ} (при $t_0 = 5^\circ\text{C}$ и с учетом температурных напоров в теплообменниках) $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ [4]. По величине снижения температуры $\Delta t_{в}$ воздуха, охлажденного в ОНВ_{НТ} до температуры $t_{в2}$ по сравнению с температурой воздуха $t_{вв2}$, охлажденного в ОНВ_{зв} забортной водой: $\Delta t_{в} = t_{вв2} - t_{в2}$, можно судить об эффективности охлаждения наддувочного воздуха в ТХМ по сравнению с его традиционным охлаждением забортной водой.

Значения холодопроизводительности $Q_{0,22}$, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ на величину $\Delta t_{в22}$, располагаемой холодопроизводительности $Q_{0р(0,2)}$, исходя из теплоты наддувочного воздуха и ее трансформации в холод в ЭХМ ($\zeta = 0,2$ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$), дефицита холода $\Delta Q_{0р(0,2)д} = Q_{0,22} - Q_{0р(0,2)}$ и снижения температуры воздуха в ЭХМ $\Delta t_{в(0,2)}$ при температуре наддувочного воздуха на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{r2} = 110^\circ\text{C}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009), приведены на рис. 5.

Из-за низкой эффективности трансформации теплоты наддувочного воздуха в ЭХМ ($\zeta = 0,2$) имеют место значительный дефицит холодопроизводительности $\Delta Q_{0р(0,2)д}$ (30...40 % по сравнению с $Q_{0,22}$) и, соответственно, меньшее сниже-

ние его температуры $\Delta t_{в,р(0,2)}$ по сравнению с потенциально возможной величиной $\Delta t_{в22}$.

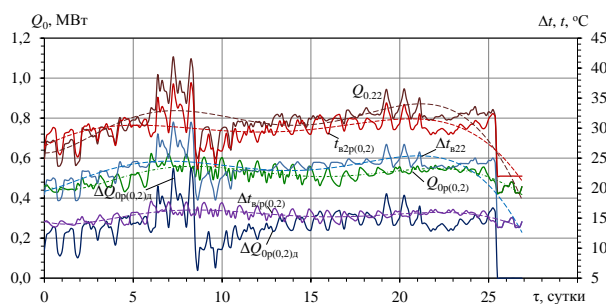


Рис. 5. Значения холодопроизводительности $Q_{0,22}$, требуемой для охлаждения наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ на величину $\Delta t_{в22}$, располагаемой холодопроизводительности ЭХМ (при $\zeta = 0,2$) $Q_{0p(0,2)}$, исходя из теплоты наддувочного воздуха и соответствующего снижения температуры воздуха $\Delta t_{в(0,2)}$ до $t_{в2p}$, дефицита холода $\Delta Q_{0p(0,2)}$ при температуре наддувочного воздуха на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{22} = 110^\circ\text{C}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

Текущие значения теплового коэффициента ТХМ ζ , необходимые для охлаждения наддувочного воздуха до $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ с соответствующими затратами холода $Q_{0,22}$ трансформацией теплоты наддувочного воздуха $Q_{г}$ при его температуре на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{г2} = 110^\circ\text{C}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009), приведены на рис. 6.

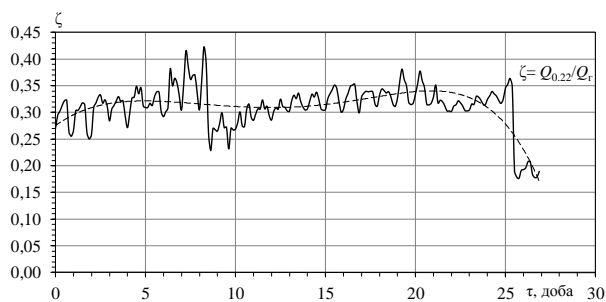


Рис. 6. Текущие значения теплового коэффициента ТХМ ζ , необходимые для охлаждения наддувочного воздуха МОД до температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ с соответствующими затратами холода $Q_{0,22}$ трансформацией располагаемой теплоты наддувочного воздуха $Q_{г}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

Из рис. 6 видно, что для охлаждения наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ с соответствующими затратами холода $Q_{0,22}$ трансформацией теплоты наддувочного воздуха $Q_{г}$ требуется ТХМ с тепловым коэффициентом $\zeta = 0,35...0,45$, свойственным АБХМ, или же дополнительные ис-

точники теплоты, в частности, охлаждающей двигатель воды.

При использовании же ЭХМ низкая эффективность трансформации теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха в холод ($\zeta = 0,2$) существенно уменьшает эффект от охлаждения воздуха на входе и наддувочного воздуха по сравнению с потенциально возможным сокращением удельного Δb_e и часового $B_{г}$ расходов топлива МОД 6S60MC6.1-TI в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) (рис. 7).

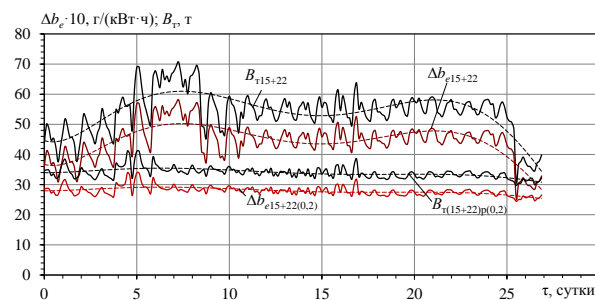


Рис. 7. Текущие значения сокращения удельного $\Delta b_{e,р(0,2)}$ и часового $B_{г,р(0,2)}$ расходов топлива за счет охлаждения воздуха на входе и наддувочного воздуха трансформацией теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха в ЭХМ ($\zeta = 0,2$) для МОД 6S60MC6.1-TI, а также потенциально возможные их значения Δb_{e22} и B_{m22} при охлаждении воздуха на входе до 15°C наддувочного воздуха до $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ при температуре наддувочного воздуха на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{22} = 110^\circ\text{C}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

Таким образом, из-за низкой эффективности трансформации теплоты в ЭХМ ($\zeta = 0,2$), обусловленной, в свою очередь, недостаточно высокой температурой горячей воды ($t_{г} \approx 90^\circ\text{C}$), расходуемой в холодное время на теплофикационные нужды и служащей источником теплоты для ЭХМ, имеет место на 30...40 % меньшее сокращение расхода топлива по сравнению с потенциально возможным для климатических условий эксплуатации на рейсовой линии.

Заключение

Проанализирована эффективность охлаждения циклового воздуха судового МОД путем трансформации в холод теплоты горячей воды, получаемой за счет теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха и обычно расходуемой на теплофикационные нужды в прохладные периоды эксплуатации судна.

Показано, что из-за недостаточно высокого теплового потенциала воды (температура около 90°C) эффективность трансформации ее теплоты в

холод хладоновой эжекторной холодильной машиной также невысокая (тепловой коэффициент $\zeta = 0,2$) и получаемый за счет охлаждения эффект в виде сокращения удельного расхода топлива для МОД 6S60MC6.1-TI составляет 2,5...3,0 г/(кВт·ч), что 30...40 % меньше потенциально возможной величины для климатических условий эксплуатации на рейсовой линии Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009).

Определены текущие значения тепловых коэффициентов трансформации теплоты выпускных газов ($\zeta = 0,45...0,55$) и наддувочного воздуха ($\zeta = 0,35...0,45$) теплоиспользующими холодильными машинами, необходимые для охлаждения воздуха на входе турбокомпрессора и наддувочного воздуха МОД до потенциально возможной низкой температуры 15...22 °С путем использования соответственно теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха для климатических условий эксплуатации в конкретном рейсе.

Список литературы:

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 Die-*

sel. – 2010. – 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf. 3. *Радченко, Р.Н. Анализ альтернативных вариантов 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.*

Bibliography (transliterated):

1. *Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines (2010), MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, Denmark, 17 p.* 2. *MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines (2010), Copenhagen, Denmark: MAN Diesel, 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf.* 3. *Radchenko, R.N. (2014), "Analysis of alternative variants of low speed diesel cyclic air chilling on transport ship", Aerospace Technic and Technology ["Analiz alternativnykh variantov ohlazhdeniya ciklovogo vozduha malooborotnogo dizelya transportnogo sudna", Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija], № 5/112, pp. 104-108.* 4. *Radchenko, R.N., Bogdanov, N.S. (2016), "Efficiency of heat transformation in three stage scavenge air cooling system of marine low speed diesel", Internal Combustion Engines, ["Effektivnost transformacii teploty v tryohstupenchatoy sisteme ohlazhdeniya nadduvochnogo vozduha sudovogo malooborotnogo dizelya", Dvigateli vnutrennego sgoraniya], № 1, pp. 10–13. doi: 10.20998/0419-8719.2016.1/02.*

Поступила в редакцию 02.06.2017 г.

Радченко Роман Николаевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. кафедры кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: nirad50@gmail.com.

Николай Семенович Богданов – аспирант Национального университета "Одесская морская академия"

Радченко Николай Иванович – доктор техн. наук, проф., зав. кафедрой кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: nirad50@gmail.com.

Андреев Андрей Адольфович – канд. техн. наук, доц. Херсонского филиала Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Херсон, Украина.

ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОФІКАЦІЙНОГО ПОТЕНЦІАЛУ СУДНОВОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ ЕЖЕКТОРНИМ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОМ

Р.М. Радченко, М.С. Богданов, М.І. Радченко, А.А. Андреев

Проаналізована ефективність охолодження циклового повітря (повітря на вході турбокомпрессора та наддувочного повітря у впускному ресивері) судового малооборотного дизеля шляхом трансформації в холод теплоти гарячої води, яку отримують за рахунок теплоти випускних газів і наддувочного повітря і яка витрачається на теплофікаційні потреби у прохолодні періоди експлуатації судна. Показано, що через низьку ефективність трансформації теплоти гарячої води в холод хладоною ежекторною холодильною машиною, в свою чергу зумовлену недостатньо високим її тепловим потенціалом (температура води близько 90 °С), глибина охолодження циклового повітря і, відповідно, ефект, який отримують у вигляді скорочення споживання палива, набагато менше, потенційно можливої їх величини для кліматичних умов експлуатації. Це потребує додаткових джерел теплоти або застосування більш ефективних термотрансформаторів, зокрема абсорбційного типу.

REALIZATION OF HEAT SUPPLY POTENTIAL OF MARINE LOW SPEED DIESEL BY ABSORPTION LITHIUMBROMIDE THERMOTRANSFORMER FOR COOLING OF CYCLIC AIR

R.N. Radchenko, N.S. Bohdanov, N.I. Radchenko, A.A. Andreev

The heat potential of hot water produced by the heat of exhaust gas and scavenge air of marine low speed diesel and spent for heating demands during cool periods of the ship performance has been analyzed. Its use by absorption of lithiumbromide chiller for diesel engine of cyclic air (a turbocharger intake air and a scavenge air in the inlet receiver cooling) has been investigated. It has been shown that due to a high efficiency of hot water heat transformation by absorption lithiumbromide chiller a maximal fuel saving potentially possible for climatic conditions of ship performance on rout line is provided as a result of diesel cyclic air deep cooling.