

DOI 10.15589/jnn20150612  
 УДК 621.436.13:621.57  
 P15

**HEAT LOADS ON THE WASTE HEAT RECOVERY SCAVENGE  
 AIR COOLING SYSTEM OF THE MAINE MARINE DIESEL  
 ON THE ROUTE LINE**

**ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ  
 НАДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ГЛАВНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ  
 НА РЕЙСОВОЙ ЛИНИИ**

**Roman M. Radchenko**  
 ronirad@mail.ru  
 ORCID: 0000-0002-8099-7327

**Mykola S. Bohdanov**  
 nich@onma.edu.ua  
 ORCID: 0000-0003-0814-0510

**Р. Н. Радченко**  
 канд. техн. наук<sup>1</sup>

**Н. С. Богданов**  
 асп.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine*

<sup>2</sup>*National University «Odessa marine academy», Odessa, Ukraine*

<sup>1</sup>*Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев, Украина*

<sup>2</sup>*Национальный университет «Одесская морская академия», г. Одесса, Украина*

**Abstract.** The running heat loads on the waste heat recovery cooling system of marine low speed diesel engine scavenge air and heat required to produce a cold by refrigeration ejector chiller for climate conditions of the ship performance on the Odessa-Yokogama route line were calculated. A proposed waste heat recovery scavenge air cooling system consists of three stage air cooler: the first stage extracting a high potential heat from the scavenge air after the turbo-charger (so called utilizing or cogenerative stage), the second convention stage using sea water as cooling medium and the third stage using a cold from the waste heat recovery refrigerant ejector chiller utilizing the heat of scavenge air extracting in the first stage. The heat load on the first high-temperature stage of the scavenge air cooler has been supposed as the heat source to produce a refrigeration capacity wasted for scavenge air deep cooling in the low temperature section by refrigerant ejector chiller of waste heat recovery cooling system. It is shown that a scavenge air heat is quite enough to cover the heat wasted for addition scavenge air cooling from the temperature of air after a convention sea water cooler to the potential minimal temperature that provides reducing the engine fuel consumption. The rationality of the application of waste heat recovery scavenge air cooling system on the base of refrigeration ejector chiller utilizing the heat of scavenge air after turbo charger in marine low speed diesel engine for climate conditions of the ship performance on the route line has been proved as a result.

**Key words:** marine low speed diesel engine; heat load; refrigeration capacity; scavenge air cooling; waste heat recovery chiller.

**Аннотация.** Определены текущие значения тепловой нагрузки теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля и требуемые затраты теплоты на выработку холода в хладоновой эжекторной холодильной машине для климатических условий эксплуатации судна на рейсовой линии Одесса-Йокогама. Показано, что располагаемой теплоты наддувочного воздуха достаточно для покрытия ее затрат на дополнительное охлаждение наддувочного воздуха после традиционного охладителя забортной водой до потенциально возможной минимальной температуры, что обеспечивает сокращения потребления топлива двигателем.

**Ключевые слова:** судовой малооборотный дизель; тепловая нагрузка; холодопроизводительность; охлаждение наддувочного воздуха; теплоиспользующая холодильная машина.

**Анотація.** Визначені поточні значення теплового навантаження тепловикористовуючої системи охолодження наддувочного повітря судового малооборотного дизеля та необхідні витрати теплоти на виробництво холоду в хладоновій ежекторній холодильній машині для кліматичних умов експлуатації судна на рейсовій лінії Одеса-Йокогама. Показано, що наявної теплоти наддувочного повітря достатньо для покриття її витрат на додаткове охолодження наддувочного повітря після традиційного охолоджувача забортною водою до потенційно можливої мінімальної температури, що забезпечує скорочення споживання палива двигуном.

**Ключові слова:** судновий малооборотний дизель; теплове навантаження; холодопродуктивність; охолодження наддувочного повітря; тепловикористовуюча холодильна машина.

## REFERENCES

- [1] Andreev A. A., Radchenko N. I., Sirota A. A. *Teploispolzuyashaya sistema ohlajdeniya nadyvochnogo vozduha sudovogo malooborotnogo dizelya* [Heat-charge air cooling system of marine low-speed diesel]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya* — Aerospace technics and technology, 2013. issue 1 (98). pp. 66–70.
- [2] Radchenko R. N., Bogdanov N. S., Kalinichenro I. V. *Osnovy ratsionalnogo proektirovaniya sistemy ohlajdeniya nadyvochnogo vozduha sudovogo malooborotnogo dizelya ejektornym termotransformatorom* [The bases of rational designing of scavenge air cooling system with ejector thermotransformer for marine low speed diesel engine] *Aviatsionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya* — Aerospace technics and technology, 2015. issue 5(122). pp. 65–68.
- [3] Radchenko R. N., Bogdanov N. S., Stachel A., Andreev A. A. *Racionalnoe proektirovanie teploispolzuyushchei sistemy ohlajdeniya nadyvochnogo vozduha glavnogo sudovogo dizelya* [Rational designing the waste heat recovery scavenge air cooling system of the main marine diesel engine]. *Zbirnyk naukovykh prats NUK* — Collection of scientific publications of NUS, 2015. issue 4 (47).
- [4] Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines. MAN Diesel & Turbo. Copenhagen, Denmark, 2010. 17 p.
- [5] MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines. 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).
- [6] Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission. MAN B&W Diesel A/S. Copenhagen, Denmark, 2005. Access mode: <http://www.mandieselturbo.de/files/news/files/5055/P3339161.pdf>. — 10.03.2014.

## ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

На большинстве транспортных судов в качестве главных двигателей применяются малооборотные дизели (МОД). Изменение в течение рейса температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ , следовательно и воздуха в машинном отделении (МО), откуда он поступает на вход наддувочного турбокомпрессора (ТК) МОД, а также охлаждающей наддувочный воздух забортной воды существенно влияет на термодинамическую эффективность МОД. Так, с повышением температуры наддувочного воздуха на 10 °С эффективный КПД МОД уменьшается примерно на 0,5 %, а удельный расход топлива  $b_e$  возрастает на 1,0...1,2 г/(кВт·ч) [4–6].

## АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В ряде публикаций показана целесообразность утилизации теплоты наддувочного воздуха, отводимой в охладителе наддувочного воздуха (ОНВ), для производства холода теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), который, в свою очередь, используют для снижения температуры наддувочного воздуха перед подачей в цилиндры [1–3].

Эффект от охлаждения наддувочного воздуха зависит от величины снижения его температуры, которая, в свою очередь, — от климатических условий плавания (температуры наружного воздуха и забортной воды), располагаемой сбросной теплоты МОД и эффективности ее трансформации в холод, т.е. типа ТХМ. При изменении в течение рейса климатических условий меняется тепловая нагрузка системы охлаждения, т.е. требуемые затраты холода  $Q_0$ , получаемого в ТХМ, а следовательно, и теплоты  $Q_p$ ,

трансформируемой в холод. В случае, если располагаемой теплоты, в частности, наддувочного воздуха, окажется меньше, чем требуется для его охлаждения, будут меньше величина снижения температуры и получаемый эффект от охлаждения в виде снижения расхода топлива. Поэтому необходимо решать вопросы определения текущей тепловой нагрузки системы охлаждения наддувочного воздуха судового МОД в соответствии с климатическими условиями эксплуатации на конкретной рейсовой линии, соответствующим и требуемым затратам теплоты на выработку холода в ТХМ, исходя из сравнения которых с располагаемой сбросной теплотой можно производить выбор типа ТХМ, используемого в ней источника сбросной теплоты и соответствующего схемного решения теплоиспользующей системы охлаждения (ТСО).

**ЦЕЛЬ РАБОТЫ** — определение тепловой нагрузки теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха судового МОД и требуемых затрат теплоты на выработку холода в ТХМ, необходимых для выбора типа ТХМ и схемного решения системы охлаждения с использованием конкретных источников сбросной теплоты в соответствии с климатическими условиями эксплуатации судна на конкретной рейсовой линии.

## ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Наиболее простым вариантом ТХМ является эжекторная холодильная машина (ЭХМ), работающая на низкокипящем рабочем теле (НРТ) — хладоне [1–3]. Сравнительно низкие температуры кипения НРТ  $t_0 = 2...5$  °С позволяют охлаждать воздух до довольно низких температур  $t_{b2} = 20...25$  °С. Охладитель наддувочного воздуха ОНВ такой

ТСО включает последовательно расположенные в воздушном тракте высокотемпературную ступень охлаждения ОНВ<sub>ВТ</sub> (после ТК), промежуточную ступень охлаждения (ПО) наддувочного воздуха забортной водой и низкотемпературную ступень ОНВ<sub>НТ</sub> дополнительного глубокого охлаждения воздуха в ЭХМ после его охлаждения забортной водой в ПО (рис. 1). При этом теплота, отведенная от воздуха в ОНВ<sub>ВТ</sub>, трансформируется с помощью ЭХМ в холод, используемый в ОНВ<sub>НТ</sub>.

На рис. 1:  $Q_r = G_b \cdot c_b (t_{r1} - t_{r2})$  — теплота, отведенная от наддувочного воздуха в ОНВ<sub>ВТ</sub> к генератору ЭХМ, где  $G_b$  — расход воздуха;  $c_b$  — теплоемкость воздуха;  $t_{r1}$  и  $t_{r2}$  — температуры наддувочного воздуха (греющей среды для ЭХМ) на входе и выходе ОНВ<sub>ВТ</sub> соответственно;  $Q_0 = \zeta Q_r$  — холодопроизводительность ЭХМ;  $\zeta = Q_0 / Q_r$  — тепловой коэффициент ЭХМ; температуры  $t_{зв}$  —

забортной воды,  $t_w$  — пресной воды промежуточного контура охлаждения,  $t_{вв2}$  — наддувочного воздуха, охлажденного в ПО (на входе в ОНВ<sub>НТ</sub>),  $t_{в2}$  — наддувочного воздуха, охлажденного в ОНВ<sub>НТ</sub>;  $t_0$  — кипения НРТ в испарителе-охладителе пресной воды (И-ОВ).

Однако ЭХМ характеризуется невысокой эффективностью трансформации сбросной теплоты в холод: их тепловой коэффициент  $\zeta = 0,2 \dots 0,35$  меньше, чем у абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины АБХМ ( $\zeta = 0,7 \dots 0,8$ ) и водоаммиачной ВАХМ ( $\zeta = 0,5 \dots 0,6$ ). Тепловой коэффициент  $\zeta$  представляет отношение холодопроизводительности  $Q_0$  (количества теплоты, отведенной от наддувочного воздуха в ОНВ<sub>НТ</sub>) к количеству затраченной теплоты  $Q_p$ , подведенной к ТХМ от наддувочного воздуха в ОНВ<sub>ВТ</sub>:  $\zeta = Q_0 / Q_r$ . Тепловой коэффициент ТХМ  $\zeta$  зависит от температур в цикле ТХМ: кипения НРТ в испарителе  $t_0$ , генераторе  $t_r$  и конденсации  $t_k$ .

Поэтому при использовании ЭХМ задача сопоставления требуемых затрат холода  $Q_0$  — в соответствии с климатическими условиями эксплуатации судна на конкретной рейсовой линии — с располагаемой холодопроизводительностью  $Q_{0,p}$  исходя из располагаемой теплоты  $Q_{r,p}$ , в частности, наддувочного воздуха, стоит особенно остро.

В качестве примера рассмотрены климатические условия эксплуатации контейнеровоза с главным двигателем 6S60MC6.1-TI корпорации MAN B&W [5] на рейсовой линии Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009). Изменение температуры  $t_{нв}$ , относительной влажности  $\phi_{нв}$  и влагосодержания  $d_{нв}$  наружного воздуха, температуры забортной воды  $t_{зв}$  в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) на рис. 2 показывает, что на протяжении практически всего рейса температура наружного воздуха  $t_{нв}$  составляет 25...30 °С, соответственно в машинном отделении на всасывании наддувочного турбокомпрессора  $t_{МО} = 35 \dots 40$  °С [4].

При использовании существующей системы охлаждения температура воздуха после ОНВ  $t_{вв2}$  определяется как

$$t_{вв2} = t_{зв} + \Delta t_{w/зв} + \Delta t_{б/w},$$

где  $\Delta t_{w/зв} = t_w - t_{зв} = 5$  °С — разность температур между температурой пресной воды промежуточного контура охлаждения  $t_w$  и забортной воды  $t_{зв}$ ;  $\Delta t_{б/w} = t_b - t_w = 12$  °С — разность температур наддувочного воздуха  $t_b$  и пресной воды  $t_w$  промежуточного контура охлаждения. Значения  $\Delta t_{w/зв}$  и  $\Delta t_{б/w}$  приняты согласно данным [2, 3].

Об эффективности охлаждения наддувочного воздуха в ТХМ по сравнению с его традиционным охлаждением забортной водой судят по величине

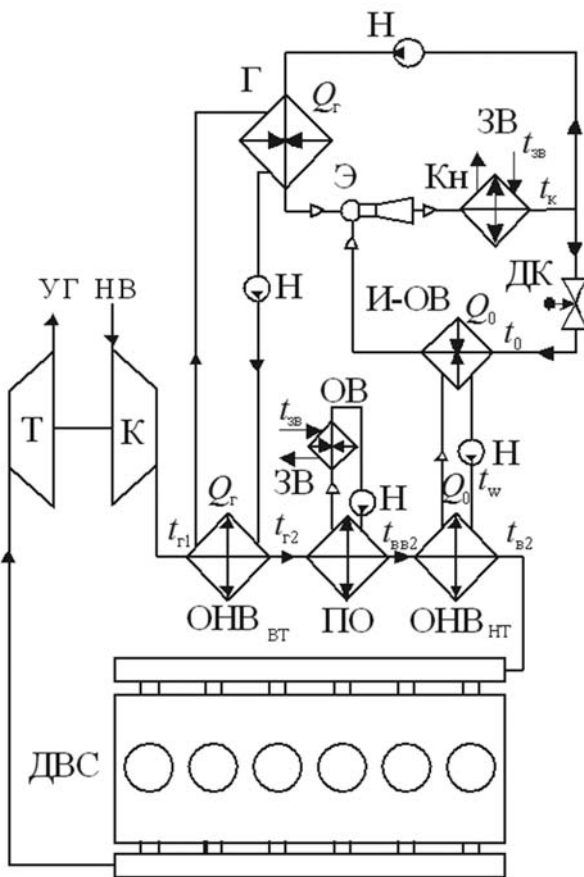


Рис. 1. Схема трехступенчатой ТСО на базе ЭХМ, использующей теплоту воздуха после ТК:

К и Т — компрессор и турбина ТК; ОНВ<sub>ВТ</sub> и ОНВ<sub>НТ</sub> — высоко- и низкотемпературная ступени ОНВ; ПО — промежуточный охладитель наддувочного воздуха (забортной водой); Г — генератор ЭХМ; Кн — конденсатор; И-ОВ — испаритель-охладитель пресной воды; Н — насос; ДК — дроссельный клапан; НВ — воздух на входе ТК; УГ — уходящие газы; ЗВ — забортная вода

снижения температуры  $\Delta t_b$  воздуха, охлажденного в ОНВ<sub>НТ</sub> до температуры  $t_{b2}$  относительно температуры воздуха  $t_{bb2}$ , охлажденного в ПО заборной водой:  $\Delta t_b = t_{bb2} - t_{b2}$ . При этом потенциально возможная минимальная температура охлажденного воздуха на выходе ОНВ<sub>НТ</sub>:

$$t_{b2} = t_0 + \Delta t_{w/НРТ} + \Delta t_{b/w},$$

где  $\Delta t_{w/НРТ} = t_w - t_0 = 5$  °С — разность температур в И-ОВ ЭХМ между температурой пресной воды  $t_w$  и кипящим НРТ  $t_0$ ;  $\Delta t_{b/w} = t_b - t_w = 12$  °С [5, 6].

Как видно из приведенного выше соотношения, при принятых значениях разности температур  $\Delta t_{w/НРТ}$  в И-ОВ ЭХМ и ее величины  $\Delta t_{b/w}$  в ОНВ<sub>НТ</sub> температура  $t_{b2}$  лимитируется температурой кипения НРТ  $t_0$  в испарителе НРТ–охладителе пресной воды (И-ОВ) промежуточного контура охлаждения.

При  $t_0 = 5$  °С получают  $t_{b2} = 22$  °С и соответственно соотношение для расчета снижения температуры наддувочного воздуха в ЭХМ по сравнению с его традиционным охлаждением заборной водой принимает вид  $\Delta t_{b22} = t_{bb2} - 22$  °С.

Температуры заборной воды  $t_{зв}$ , наддувочного воздуха, охлажденного в водяном ОНВ традиционной системы охлаждения заборной водой  $t_{bb2}$  и снижение температуры наддувочного воздуха  $\Delta t_{b22} = t_{bb2} - t_{b2}$  (до

потенциально возможной минимальной температуры  $t_{b2} = 22$  °С при  $t_0 = 5$  °С) в ОНВ<sub>НТ</sub> в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 3.

Требуемая холодопроизводительность  $Q_0$  для охлаждения наддувочного воздуха в ОНВ<sub>НТ</sub> (после ПО заборной воды) от температуры  $t_{bb2}$  до  $t_{b2}$  определяется снижением температуры воздуха в ОНВ<sub>НТ</sub>  $\Delta t_b = t_{bb2} - t_{b2}$ :

$$Q_0 = G_b \cdot c_b (t_{bb2} - t_{b2}) \xi_{НТ},$$

где  $G_b$  — расход воздуха через ТК МОД;  $c_b$  — теплоемкость влажного воздуха;  $\xi_{НТ}$  — коэффициент влаговываждения процессов охлаждения воздуха от температуры наддувочного воздуха  $t_{bb2}$  до  $t_{b2} = 22$  °С, представляет собой отношение полного количества теплоты (разности энтальпий воздуха на входе и выходе теплообменника), отведенной от воздуха в ОНВ<sub>НТ</sub> (холодопроизводительности  $Q_0$ ), к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур по сухому термометру.

Располагаемую холодопроизводительность ТХМ  $Q_{0,p}$  определяют исходя из теплоты  $Q_{г,p}$ , отведенной от наддувочного воздуха в ОНВ<sub>НТ</sub> как  $Q_{0,p} = \zeta Q_{г,p}$ , где  $Q_{г} = G_b \cdot c_b (t_{г1} - t_{г2})$ ;  $\zeta = 0,27$  при температуре кипения НРТ в И-ОВ  $t_0 = 5$  °С и генераторе  $t_{г} = 120$  °С и конденсации НРТ  $t_{к} = 35$  °С.

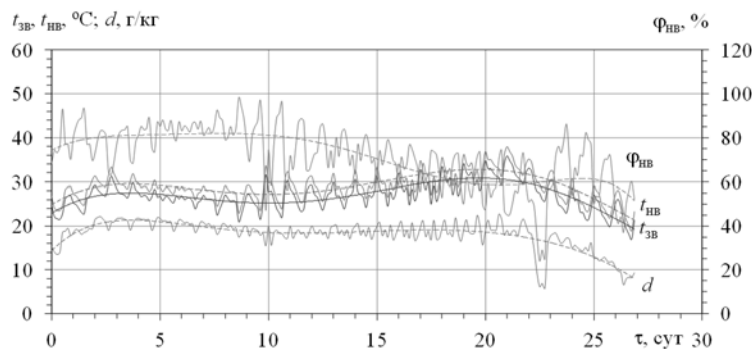


Рис. 2. Изменение температуры  $t_{нв}$ , относительной влажности  $\phi_{нв}$ , влагосодержания  $d_{нв}$  наружного воздуха, температуры заборной воды  $t_{зв}$  в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009)

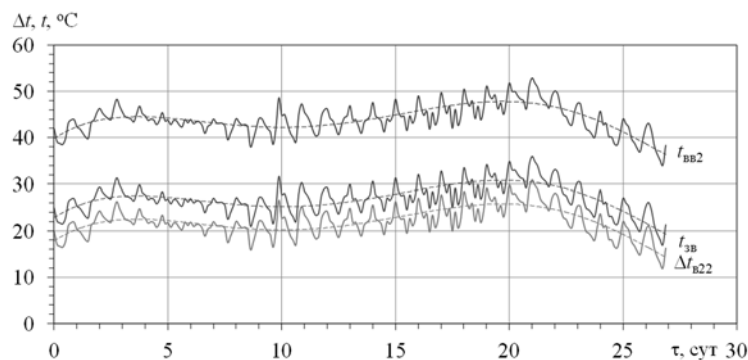


Рис. 3. Температуры заборной воды  $t_{зв}$ , наддувочного воздуха, охлажденного в водяном ОНВ традиционной системы охлаждения заборной водой  $t_{bb2}$ , снижение температуры наддувочного воздуха  $\Delta t_{b22} = t_{bb2} - t_{b2}$  (до  $t_{b2} = 22$  °С при  $t_0 = 5$  °С) в ОНВ<sub>НТ</sub> в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009)

Значения холодопроизводительности  $Q_{0,22}$ , необходимой для охлаждения воздуха до потенциально возможной минимальной температуры  $t_{\text{в}22} = 22$  °С, и располагаемой холодопроизводительности  $Q_{0\text{р}(0,27)}$ , получаемой трансформацией теплоты наддувочного воздуха  $Q_{\text{гп}}$  в ЭХМ (при  $\zeta = 0,27$ ), рассчитанные для расхода наддувочного воздуха 24 кг/с (МОД 6S60MC6.1-Т1 эксплуатационной мощностью 10 МВт), в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 4. При этом температуру наддувочного воздуха (греющей среды) на выходе из ОНВ<sub>вг</sub> принимали  $t_{\text{г}2} = 110$  °С.

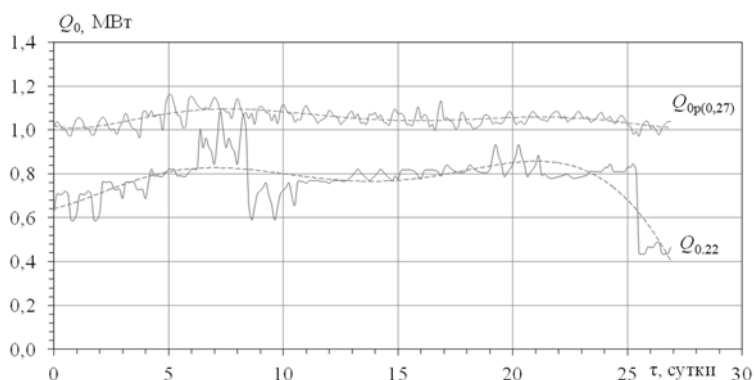
Как видно, при трансформации располагаемой теплоты наддувочного воздуха  $Q_{\text{гп}}$  (при  $t_{\text{г}2} = 110$  °С) в ЭХМ с тепловым коэффициентом  $\zeta = 0,27$  получаемая (располагаемая) холодопроизводительность  $Q_{0\text{р}(0,27)}$  даже несколько больше ее величины  $Q_{0,22}$ , необходимой для охлаждения наддувочного воздуха до потенциально возможной минимальной температуры  $t_{\text{в}2} = 22$  °С.

Значения располагаемой теплоты греющей среды (наддувочного воздуха)  $Q_{\text{гп}}$  (при  $t_{\text{г}2} = 110$  °С) и требуемой теплоты  $Q_{\text{г}22(0,27)}$  для охлаждения наддувочного

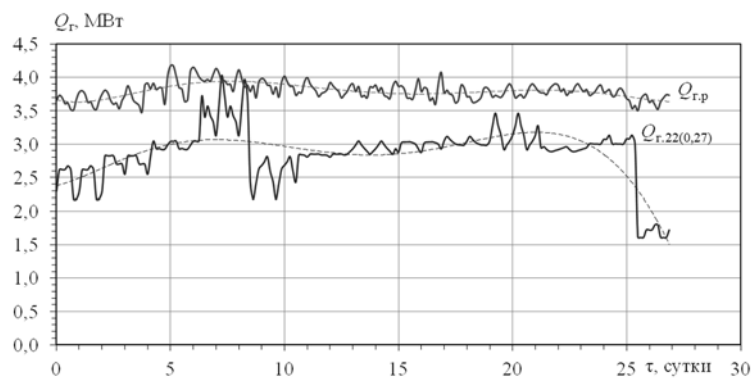
воздуха от его температуры  $t_{\text{в}2}$  после ПО до температуры  $t_{\text{в}2} = 22$  °С в ЭХМ ( $\zeta = 0,27$  при  $t_0 = 5$  °С) в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 5.

Как видно, располагаемой теплоты наддувочного воздуха  $Q_{\text{гп}}$  (при  $t_{\text{г}2} = 110$  °С) несколько больше, чем требуется для охлаждения наддувочного воздуха от его температуры  $t_{\text{в}2}$  после ПО до потенциально возможной минимальной температуры  $t_{\text{в}2} = 22$  °С (при  $t_0 = 5$  °С), что в свою очередь обеспечивает получение максимально возможного (за счет охлаждения наддувочного воздуха) эффекта в виде сокращения потребления топлива двигателем. Таким образом, применение теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха судового МОД на базе ЭХМ с использованием его же теплоты, отводимой в ОНВ<sub>вг</sub> (рис. 1), обеспечивает охлаждение наддувочного воздуха от температуры  $t_{\text{в}2}$  (после ПО) до потенциально возможной минимальной температуры  $t_{\text{в}2} = 22$  °С.

Значения снижения удельного расхода топлива  $\Delta b_e$  и полного расхода топлива  $V_t$  для МОД 6S60MC6.1-Т1 MAN B&W [5] (номинальная мощность  $N_n = 10680$  кВт и эксплуатационная  $N_3 = 10000$  кВт) за счет



**Рис. 4.** Значения холодопроизводительности  $Q_{0,22}$ , необходимой для охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Т1 до потенциально возможной температуры  $t_{\text{в}22} = 22$  °С, и располагаемой холодопроизводительности  $Q_{0\text{р}(0,27)}$ , получаемой трансформацией теплоты наддувочного воздуха  $Q_{\text{гп}}$  (при  $t_{\text{г}2} = 110$  °С) в ЭХМ ( $\zeta = 0,27$ ), в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009)



**Рис. 5.** Значения располагаемой теплоты наддувочного воздуха  $Q_{\text{гп}}$  (при  $t_{\text{г}2} = 110$  °С) и требуемой теплоты  $Q_{\text{г}22(0,27)}$  для охлаждения наддувочного воздуха от его температуры  $t_{\text{в}2}$  после ПО до температуры  $t_{\text{в}2} = 22$  °С в ЭХМ ( $\zeta = 0,27$  при  $t_0 = 5$  °С) в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009)

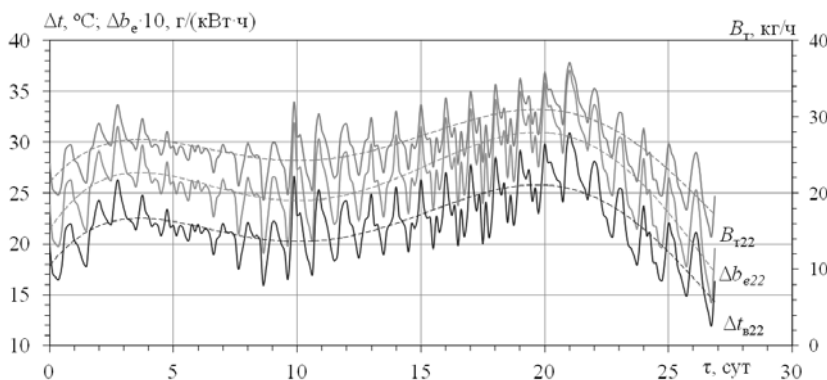
дополнительного охлаждения наддувочного воздуха (по сравнению с традиционным его охлаждением забортной водой до температуры  $t_{\text{вв}2}$ ) на величину  $\Delta t_{\text{в}} = t_{\text{вв}2} - 22$  °С в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009) определены с использованием программы mandieselturbo и приведены на рис. 6. При этом расходы топлива абсолютный  $B_{\text{т}}$  и удельный  $b_{\text{е}}$  в соответствии с уменьшением температуры наддувочного воздуха рассчитывали по программе фирмы MAN B&W, согласно которой снижение температуры наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-TI на величину  $\Delta t_{\text{в}} = 10$  °С приводит к уменьшению удельного расхода топлива  $b_{\text{е}}$  примерно на 1,0 г/(кВт·ч) [3].

Как видно, практически на протяжении всего рейса уменьшение удельного расхода топлива составляет  $\Delta b_{\text{е}} = 2,0 \dots 3,0$  г/(кВт·ч), а абсолютная экономия потребления топлива  $\Delta B_{\text{т},22}$  за счет охлаждения наддувочного воздуха до температуры  $t_{\text{в}2} = 22$  °С за рейс из Одессы до Йокогама для МОД 6S60MC6.1-TI мощностью 10 МВт составляет около 17 т (примерно 1,6 %).

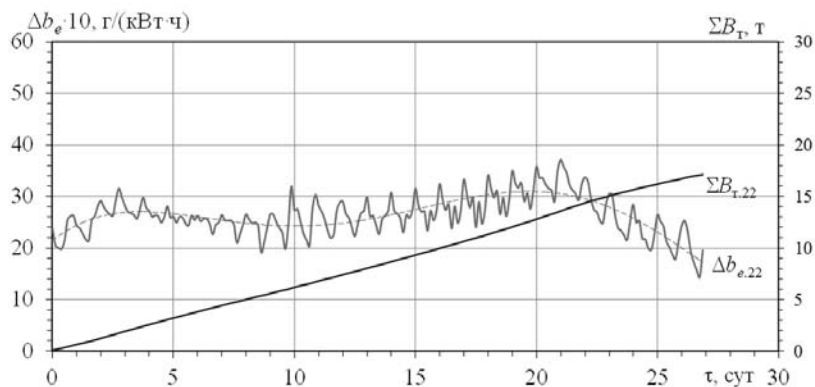
**ВЫВОДЫ.** Определены текущие значения тепловой нагрузки теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха судового МОД и требуемые затраты теплоты на выработку холода в хладоновой ЭХМ для климатических условий эксплуатации судна на рейсовой линии Одесса–Йокогама.

Показано, что располагаемой теплоты наддувочного воздуха достаточно для покрытия ее затрат на дополнительное охлаждение наддувочного воздуха после традиционного охладителя забортной водой до потенциально возможной минимальной температуры  $t_{\text{в}2} = 22$  °С за рейс из Одессы до Йокогама для МОД что обеспечивает сокращения потребления топлива для МОД 6S60MC6.1-TI MAN B&W (мощностью 10 МВт) примерно на 1,6%.

В результате была подтверждена целесообразность применения теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха судового МОД на базе хладоновой ЭХМ согласно предложенному схемному решению с утилизацией теплоты воздуха после турбокомпрессора.



а)



б)

**Рис. 6.** Значения уменьшения удельного расхода топлива  $\Delta b_{\text{е}}$  и полного расхода топлива  $\Delta B_{\text{т},22}$  за счет охлаждения воздуха МОД 6S60MC6.1-TI (10 МВт) до температуры  $t_{\text{в}2} = 22$  °С текущие (а) и по нарастающей (б) за рейс Одесса–Йокогама (1.07.2009...27.07.2009)

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Андреев, А. А.** Теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля [Текст] / А. А. Андреев, Н. И. Радченко, А. А. Сирота // *Авиационно-космическая техника и технология*. — 2013. — № 1 (98). — С. 66–70.
- [2] **Радченко, Р. Н.** Основы рационального проектирования системы охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля эжекторным термотрансформатором [Текст] / Р. Н. Радченко, Н. С. Богданов, И. В. Калиниченко // *Авиационно-космическая техника и технология*. — 2015. — № 5 (122). — С. 65–68.
- [3] **Радченко, Р. Н.** Рациональное проектирование теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля / Р. Н. Радченко, Н. С. Богданов, А. Стахель, А. А. Андреев // *Зб. наук. праць НУК*. — 2015. — Вип. № 5 (48).
- [4] Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines [Text] // *MAN Diesel & Turbo*. — Copenhagen, Denmark, 2010. — 17 p.
- [5] MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-III 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).
- [6] Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission [Electronic resource] // *MAN B&W Diesel A/S*. — Copenhagen, Denmark, 2005. — Access mode: [http://www.mandieselturbo.de/files/news/files\\_of5055/P3339161.pdf](http://www.mandieselturbo.de/files/news/files_of5055/P3339161.pdf). — 10.03.2014.

---

© Р. М. Радченко, М. С. Богданов

Надійшла до редколегії 02.12.2015

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