

DOI 10.15589/jnn20160308
УДК 621.436.13:621.57
P15

FUEL EFFICIENCY OF THE MAIN MARINE DIESEL SCAVENGE AIR COOLING BY THE WASTE HEAT RECOVERY CHILLER ON THE ROUTE LINE

ТОПЛИВНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ГЛАВНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩЕЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ 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, доц.¹
Н. С. Богданов,
асп.²

¹*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

²*National University «Odessa marine academy», Odessa*

¹*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев*

²*Национальный университет «Одесская морская академия», г. Одесса*

Abstract. It is considered a waste heat recovery scavenge air cooling system that 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 rational temperature of the scavenge air after heat extraction from it in the high-temperature stage of the scavenge air cooler that limits a magnitude of the heat to be used by waste heat recovery refrigeration ejector chiller for scavenge air deep cooling in the low temperature stage of the scavenge air cooler of the marine low speed diesel engine for climate conditions of the ship performance on the route line has been defined. A reduction of specific fuel consumption and fuel saving due to scavenge air cooling for the main marine low speed diesel engine for climate conditions of the ship performance on the Odessa-Yokogama route line were estimated.

Key words: marine low speed diesel engine; scavenge air cooling; waste heat recovery chiller; specific fuel consumption; fuel saving.

Аннотация. Определена рациональная температура наддувочного воздуха после отвода от него теплоты в высокотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха, лимитирующая количество теплоты, используемой хладоновой эжекторной холодильной машиной для глубокого охлаждения наддувочного воздуха в низкотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля для климатических условий эксплуатации судна на рейсовой линии. Рассчитаны уменьшение удельного расхода топлива и экономия топлива в результате охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля для климатических условий эксплуатации судна на рейсовой линии Одесса-Йокогама.

Ключевые слова: судовый малооборотный дизель; охлаждение наддувочного воздуха; теплоиспользующая холодильная машина; удельный расход топлива; экономия топлива.

Анотація. Визначена раціональна температура наддувного повітря після відведення від нього теплоти у високотемпературному ступені охолоджувача наддувного повітря, яка обмежує кількість теплоти, що використовується хладоною ежекторною холодильною машиною для глибокого охолодження наддувного повітря у високотемпературному ступені охолоджувача наддувного повітря судового малообертного дизеля для

кліматичних умов експлуатації судна на рейсовій лінії. Розраховані зменшення питомої витрати палива та економія палива в результаті охолодження наддувного повітря суднового малооборотного дизеля для кліматичних умов експлуатації судна на рейсовій лінії Одеса-Йокогама.

Ключові слова: судновий малооборотний дизель; охолодження наддувного повітря; тепловикористовуюча холодильна машина; питома витрата палива; економія палива.

REFERENCES

- [1] Andreev A. A., Radchenko N. I., Sirota A. A. *Teploispolzuyashyaya sistema ohlazhdeniya nadyvochnogo vozduha sudovogo malooborotnogo dizelya* [Heat-charge air cooling system of marine low-speed diesel] *Aviatsyonno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace technics and technology*, 2013, no. 1 (98), pp. 66–70.
- [2] Dimitrov A. A., Yakovleva O. Yu., Hmelnyuk M. G. *Analiz effektivnosti ohlazhdeniya vozduha na vhode sudovogo dizelya ispolzovaniem teploty vypusknih gazov v choolodilnoi mashine* [Analysis of efficiency of marine diesel intake air cooling by exhaust gas heat recovery chiller]. *Zbirnyk naukovykh prats NUK — Collection of scientific publications of NUS*, 2015, no 5.
- [3] Radchenko R. N., Bogdanov N. S., Kalinichenro I. V. *Osnovy ratsionalnogo proektirovaniya sistemy ohlazhdeniya nadyvochnogo vozduha sudovogo malooborotnogo dizelya ezhektornym termotransformatorom* [The bases of rational designing of scavenge air cooling system with ejector thermotransformer for marine low speed diesel engine]. *Aviatsyonno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace technics and technology*, 2015, no. 5(122), pp. 65–68.
- [4] Radchenko R. N., Bogdanov N. S., Stachel A., Andreev A. A. *Racionalnoe proektirovanie teploispolzuyushchei sistemy ohlazhdeniya 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, no. 4.
- [5] Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines. MAN Diesel & Turbo. Copenhagen, Denmark, 2010. 17 p.
- [6] 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.
- [7] Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ 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

Повышенные температуры наружного воздуха и соответственно воздуха в машинном отделении (МО), откуда он поступает на всасывание наддувочного турбокомпрессора (ТК) МОД, а также забортной воды в системе охлаждения наддувочного воздуха приводят к ухудшению термодинамической эффективности МОД: падению эффективных КПД и мощности, возрастанию удельного расхода топлива b_e [5–7]. 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) [5–7].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Ухудшение топливной эффективности судовых МОД с повышением температуры наддувочного воздуха привело к поиску путей его охлаждения при высоких температурах охлаждающей забортной воды, в частности, теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ). Веским аргументом в пользу такого решения проблемы является падение потребности

судна в тепловой энергии до 20...25% производительности утилизационного котла (УК) при плавании судна в теплых климатических условиях [6]. Вполне логичным представляется использование высвобождаемой тепловой энергии в ТХМ для производства холода. В ряде публикаций показана целесообразность использования теплоты, отводимой в охладителе наддувочного воздуха (ОНВ), для снижения температуры наддувочного воздуха с помощью ТХМ [1 — 4].

Топливная эффективность охлаждения наддувочного воздуха (сокращение удельного расхода топлива) зависит от величины снижения его температуры Δt_p , которая, в свою очередь, помимо климатических условий плавания (температуры наружного воздуха и забортной воды), зависит еще и от 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. требуемый для охлаждения воздуха расход холода Q_0 , получаемого в ТХМ, соответственно, и затраты теплоты Q_r , трансформируемой в холод. Последние, в свою очередь, должны покрываться за счет располагаемой

теплоты $Q_{гр}$ наддувочного воздуха, отводимой в $ОНВ_{ВТ}$, объемы которой зависят от глубины утилизации теплоты, определяемой температурой воздуха t_{r2} на выходе из $ОНВ_{ВТ}$.

Тепловой расчет ОНВ такой теплоиспользующей системы охлаждения (ТСО) наддувочного воздуха должен производиться исходя из тепловой нагрузки, с одной стороны, соответствующей затратам теплоты Q_r на получение в ТХМ холода Q_0 , достаточного для охлаждения воздуха в соответствии с климатическими условиями эксплуатации на конкретной рейсовой линии, а с другой стороны, не превышающей объемов располагаемой теплоты наддувочного воздуха $Q_{гр}$. В противном случае проектирование ОНВ на повышенную тепловую нагрузку (более низкую температуру воздуха t_{r2} на выходе из $ОНВ_{ВТ}$ при неизменных поперечных сечениях), превосходящую требуемые затраты теплоты Q_r на охлаждение воздуха, вызовет неоправданное возрастание поверхности $ОНВ_{ВТ}$ соответственно, и потерь мощности двигателя на преодоление аэродинамического сопротивления $ОНВ_{ВТ}$ и всего ОНВ.

И наоборот, при заниженной расчетной тепловой нагрузке, соответственно и поверхности $ОНВ_{ВТ}$ последней будет недостаточно для требуемого снижения температуры воздуха в соответствии с климатическими условиями эксплуатации в течение рейса, что приведет к сокращению получаемого эффект от охлаждения в виде снижения расхода топлива.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — определение топливной эффективности охлаждения наддувочного воздуха (сокращения расхода топлива) главного судового МОД и рациональной глубины утилизации теплоты наддувочного воздуха в соответствии с климатическими условиями эксплуатации судна на конкретной рейсовой линии в наиболее напряженное тепловом отношении летнее время.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Конструктивно наиболее простой ТХМ является хладоновая эжекторная холодильная машина (ЭХМ), в которой благодаря сравнительно низким температурам кипения хладона — низкокипящего рабочего тела (НРТ) $t_0 = 2...5 \text{ }^\circ\text{C}$ возможно охлаждение воздуха до довольно низких температур $t_{в2}$ в зависимости от температурных напоров в теплообменниках [1, 3, 4]. Теплоиспользующая система охлаждения (ТСО) наддувочного воздуха на базе ЭХМ включает последовательно расположенные в воздушном тракте высокотемпературную ступень охлаждения $ОНВ_{ВТ}$ (после ТК), промежуточную ступень охлаждения (ПО) наддувочного воздуха забортной водой и низкотемпературную ступень $ОНВ_{НТ}$ дополнительного глубокого охлаждения воздуха в ЭХМ после его охлаждения забортной водой в ПО (рис. 1). Теплота, отведенная от воздуха в $ОНВ_{ВТ}$ трансформируется

с помощью ЭХМ в холод, используемый для охлаждения воздуха в $ОНВ_{НТ}$.

Потоки теплоты в ТСО с трехступенчатым ОНВ на базе ЭХМ (рис. 1): $Q_r = G_b \cdot c_b(t_{r1} - t_{r2})$ — теплота, отведенная от наддувочного воздуха в $ОНВ_{ВТ}$ и используемая генератором 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 $ОНВ_{ВТ}$ соответственно; $Q_0 = \zeta Q_r$ — холодопроизводительность ЭХМ; $\zeta = Q_0 / Q_r$ — тепловой коэффициент ЭХМ; температуры забортной воды $t_{зв}$ и пресной воды t_w промежуточного контура охлаждения, наддувочного воздуха $t_{вв2}$, охлажденного в ПО (на входе в $ОНВ_{НТ}$) и наддувочного воздуха $t_{в2}$, охлажденного в $ОНВ_{НТ}$; кипения хладона t_0 в испарителе-охладителе пресной воды (И-ОВ).

Однако эффективность трансформации сбросной теплоты в холод в ЭХМ, как известно, невысокая: их тепловой коэффициент $\zeta = 0,2...0,35$ [5]. Тепловой коэффициент ζ представляет собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от наддувочного воздуха в $ОНВ_{НТ}$) к количеству затраченной теплоты Q_r , подведенной к ЭХМ от наддувочного воздуха в $ОНВ_{ВТ}$: $\zeta = Q_0 / Q_r$. Тепловой коэффициент ζ с повышением температур кипения НРТ в испарителе t_0 и генераторе t_r увеличивается, а конденсации t_k — уменьшается. Сравнительно невысокая эффективность трансформации сбросной теплоты в холод в ЭХМ обуславливает повышенные

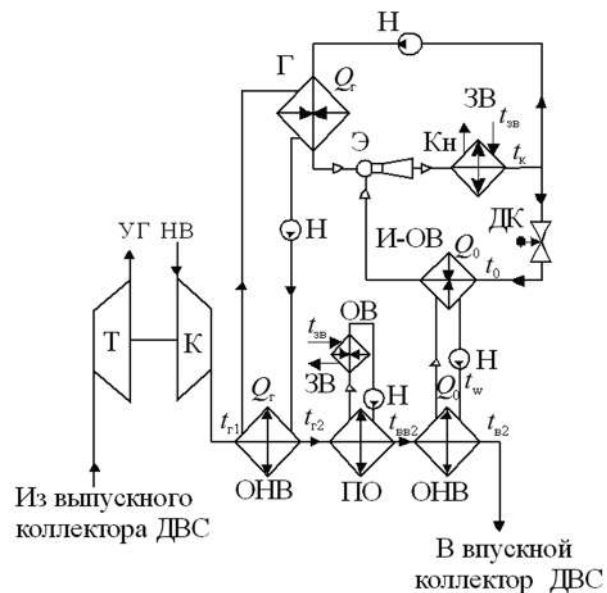


Рис. 1. Схема ТСО с трехступенчатым ОНВ на базе ЭХМ: К и Т — компрессор и турбина ТК ДВС; $ОНВ_{ВТ}$ и $ОНВ_{НТ}$ — высоко- и низкотемпературная ступени ОНВ ДВС; ПО — промежуточный охладитель наддувочного воздуха (забортной водой); Г — генератор ЭХМ; Кн — конденсатор; И-ОВ — испаритель-охладитель пресной воды; Н — насос; ДК — дроссельный клапан; НВ — наружный воздух; ОГ — отодящие газы ДВС; ЗВ — забортная вода

затраты теплоты, которые могут оказаться больше ее располагаемой величины $Q_{г.р}$, отводимой от наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ}.

Как отмечалось выше, объемы располагаемой теплоты наддувочного воздуха зависят от глубины ее утилизации, определяемой температурой воздуха $t_{г2}$ на выходе из ОНВ_{ВТ}: $Q_{г.р} = G_B c_B (t_{г1} - t_{г2})$, где G_B — расход воздуха. Поэтому варьируя температурой воздуха $t_{г2}$, можно определить требуемую глубину утилизации его теплоты, достаточную для его охлаждения при эксплуатации судна на конкретной рейсовой линии.

Расчеты располагаемой теплоты наддувочного воздуха и требуемой для его охлаждения теплоты, в соответствии с климатическими условиями эксплуатации, выполнены для контейнеровоза с главным двигателем 6S60MC6.1-ТI корпорации MAN B&W [3] (мощность $N_e = 10$ МВт) для 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 летнего рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) приведено на рис. 2.

Располагаемая теплота наддувочного воздуха определяется срабатываемой в теплоиспользующей ступени ОНВ_{ВТ} разностью температур воздуха $t_{г1}$ после наддувочного турбокомпрессора (ТК), т.е. на входе в ОНВ_{ВТ} и температурой воздуха $t_{г2}$ на выходе из ОНВ_{ВТ}: $\Delta t_{г} = t_{г1} - t_{г2}$. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, наддувочного воздуха $t_{г1}$ на входе в ОНВ_{ВТ} и воздуха $t_{г2}$ на выходе из ОНВ_{ВТ} а также их разности $\Delta t_{г} = t_{г1} - t_{г2}$ при $t_{г2} = 110$ и 140 °С в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 3.

Для традиционной системы охлаждения наддувочного воздуха забортной водой его температура после ОНВ $t_{вв2}$: $t_{вв2} = t_{зв} + \Delta t_{w/зв} + \Delta t_{в/w}$, 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 $t_{зв}$; $\Delta t_{в/w} = t_b - t_w = 12$ °С — разность температур наддувочного воздуха t_b

и пресной воды t_w промежуточного контура охлаждения. Значения $\Delta t_{w/зв}$ и $\Delta t_{в/w}$ приняты согласно данным [3, 4].

В то же время минимальная температура охлажденного воздуха на выходе ОНВ_{ВТ} предложенной ТСО (при $t_0 = 5$ °С и с учетом температурных напоров в теплообменниках): $t_{б2} = t_0 + \Delta t_{w/НРТ} + \Delta t_{в/w}$, 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 ; $\Delta t_{в/w} = t_b - t_w = 12$ °С [5, 6]. По величине снижения температуры Δt_b воздуха, охлажденного в ОНВ_{ВТ} предложенной ТСО до температуры $t_{б2}$ по сравнению с температурой воздуха $t_{вв2}$, охлажденного в ПО забортной водой: $\Delta t_b = t_{вв2} - t_{б2}$, можно судить об эффективности охлаждения наддувочного воздуха в ТХМ по сравнению с его традиционным охлаждением забортной водой.

При $t_0 = 5$ °С и принятых температурных напорах получают $t_{б2} = 22$ °С и соответствующее соотношение для расчета снижения температуры наддувочного воздуха в ЭХМ по сравнению с его традиционным охлаждением забортной водой принимает вид $\Delta t_{б22} = t_{вв2} - 22$ °С.

Холодопроизводительность Q_0 , необходимая для охлаждения наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ} от температуры $t_{вв2}$ до $t_{б2}$, определяется снижением температуры воздуха в ОНВ_{ВТ} $\Delta t_b = t_{вв2} - t_{б2}$: $Q_0 = G_B \cdot c_B (t_{вв2} - t_{б2}) \xi_{НТ}$, где G_B — расход воздуха через ТК МОД; c_B — теплоемкость влажного воздуха; $\xi_{НТ}$ — коэффициент влаговыпадения процессов охлаждения воздуха от температуры наддувочного воздуха $t_{вв2}$ до $t_{б2} = 22$ °С, представляет собой отношение полного количества теплоты, отведенной от воздуха в ОНВ_{ВТ} (холодопроизводительности Q_0), к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур по сухому термометру.

Соответствующие затраты теплоты греющей среды (наддувочного воздуха) $Q_{г.22(0,27)}$ определяются эффективностью ее трансформации в холод в ЭХМ, т.е. тепловым коэффициентом ζ : $Q_{г.22(0,27)} = Q_{0,22} / \zeta$. При

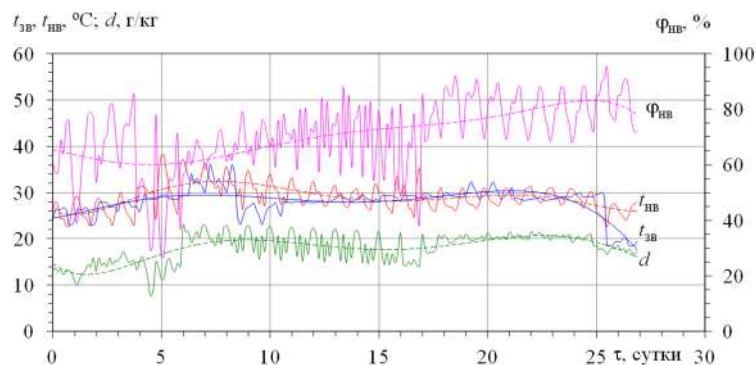


Рис. 2. Изменение температуры $t_{нв}$, относительной влажности $\phi_{нв}$, влагосодержания $d_{нв}$ наружного воздуха, температуры забортной воды $t_{зв}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

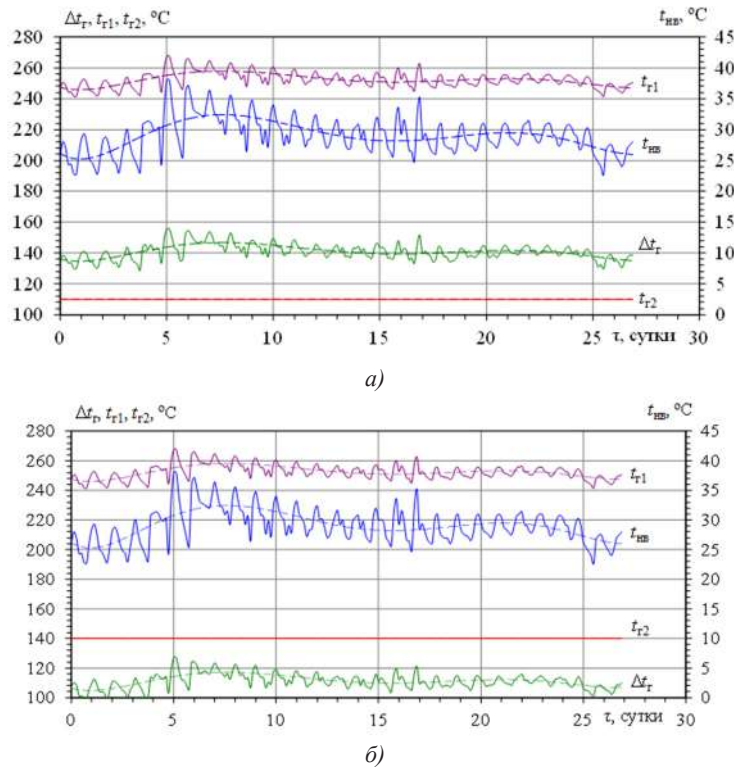


Рис. 3. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, наддувочного воздуха $t_{р1}$ на входе в ОНВ_{ВТ} и воздуха $t_{р2}$ на выходе из ОНВ_{ВТ}, а также их разности $\Delta t_r = t_{р1} - t_{р2}$ при $t_{р2} = 110$ °С (а) и 140 °С (б) в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

температуре кипения хладона R142b в испарителе И-ОВ $t_0 = 5$ °С и генераторе $t_r = 120$ °С и конденсации $t_k = 35$ °С тепловой коэффициент $\zeta = 0,27$.

Для охлаждения наддувочного воздуха до $t_{в2} = 22$ °С необходимо, чтобы требуемые затраты теплоты $Q_{r,22(0,27)}$ были не больше располагаемой теплоты Q_{rp} , отводимой от наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ}, которая в свою очередь зависит от глубины утилизации теплоты наддувочного воздуха, определяемой температурой воздуха $t_{р2}$ на выходе из ОНВ_{ВТ}.

Значения располагаемой теплоты наддувочного воздуха (греющей среды) Q_{rp} (при $t_{р2} = 110$ и 140 °С) и требуемой теплоты $Q_{r,22(0,27)}$ для охлаждения наддувочного воздуха от его текущей температуры $t_{вв2}$ после ПО до температуры $t_{в2} = 22$ °С в ЭХМ ($\zeta = 0,27$ при $t_0 = 5$ °С) в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 4.

Как видно из рис. 4,а, количество располагаемой теплоты наддувочного воздуха Q_{rp} (при $t_{р2} = 110$ °С) примерно на 0,8...1,0 МВт (25...30%) больше ее величины $Q_{r,22(0,27)}$, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха от температуры $t_{вв2}$ после ПО до минимальной температуры $t_{в2} = 22$ °С (при $t_0 = 5$ °С и с учетом температурных напоров в теплообменниках). Завышение тепловой нагрузки (по сравнению с эксплуатационной) при проектировании ОНВ при-

ведет к неоправданным затратам мощности на преодоление аэродинамического сопротивления (при неизменных поперечных сечениях).

В то же время при меньшей глубине утилизации теплоты наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ} с понижением его температуры до $t_{р2} = 140$ °С ее величины Q_{rp} достаточно для покрытия затрат $Q_{r,22(0,27)}$ на охлаждение наддувочного воздуха от его текущей температуры $t_{вв2}$ после ПО до температуры $t_{в2} = 22$ °С (рис. 4,б).

Следовательно, получаемого в ЭХМ холода (из располагаемой теплоты Q_{rp} при $t_{р2} = 140$ °С и $\zeta = 0,27$), $Q_{0,p(0,27)} = \zeta Q_{rp}$, достаточно для охлаждения наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22$ °С: $Q_{0,p(0,27)} \approx Q_{0,22}$, что подтверждают результаты расчетов на рис. 5.

Как видно, при трансформации располагаемой теплоты наддувочного воздуха Q_{rp} (при $t_{р2} = 140$ °С) в ЭХМ с тепловым коэффициентом $\zeta = 0,27$ получаемая (располагаемая) холодопроизводительность $Q_{0,p(0,27)}$ незначительно больше ее величины $Q_{0,22}$, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха минимальной температуры $t_{в2} = 22$ °С (при $t_0 = 5$ °С и с учетом температурных напоров в теплообменниках). Поэтому низкотемпературную ступень ОНВ_{НТ} следует рассчитывать на тепловую нагрузку $Q_{0,22}$, а высокотемпературную ступень охлаждения ОНВ_{ВТ} — на тепловую нагрузку $Q_{r,22(0,27)} \approx Q_{rp}$ при

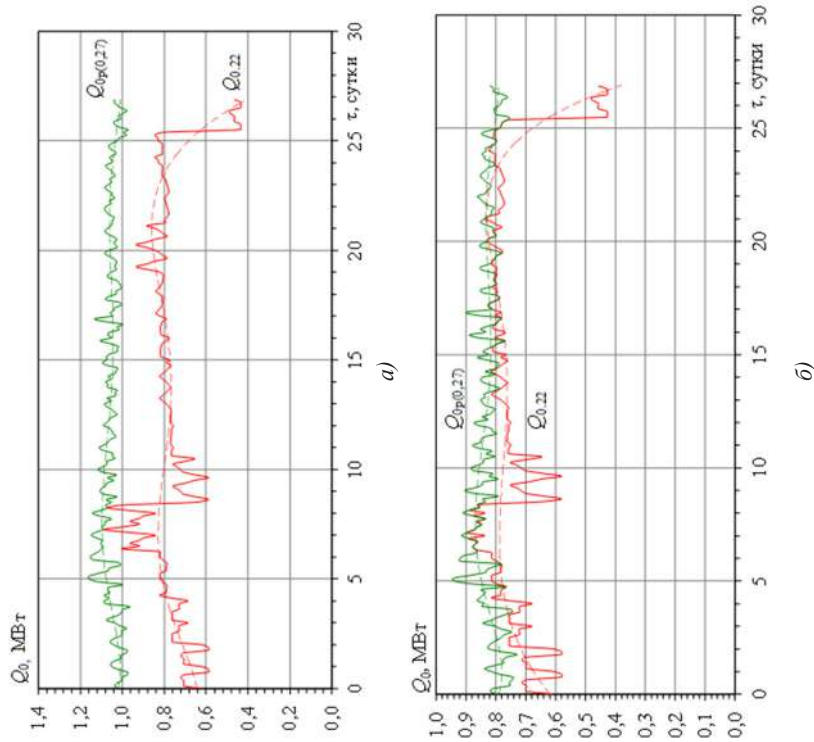


Рис. 5. Значения холодопроизводительности $Q_{0,22}$, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60МС6.1-П1 до потенциально возможной температуры $t_{a22} = 22\text{ }^\circ\text{C}$ в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009), а также располагаемой холодопроизводительности $Q_{0,27}$, получаемой трансформацией теплоты наддувочного воздуха Q_{tr} в холод в ЭХМ ($\zeta = 0,27$), при его температуре на выходе из ОНВ $t_{r2} = 110\text{ }^\circ\text{C}$ (а) и $t_{r2} = 140\text{ }^\circ\text{C}$ (б)

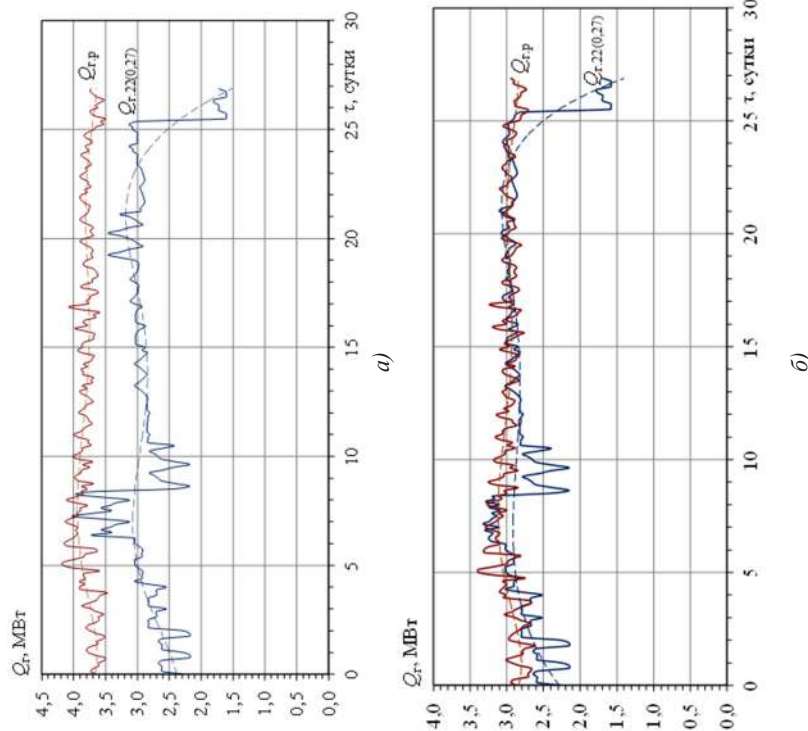


Рис. 4. Значения требуемой теплоты $Q_{tr,22(0,27)}$ для охлаждения наддувочного воздуха от его текущей температуры $t_{a2} = 22\text{ }^\circ\text{C}$ в ЭХМ ($\zeta = 0,27$ при $t_0 = 5\text{ }^\circ\text{C}$) в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009), а также располагаемой теплоты наддувочного воздуха Q_{tr} при его температуре на выходе из ОНВ $t_{r2} = 110\text{ }^\circ\text{C}$ (а) и $t_{r2} = 140\text{ }^\circ\text{C}$ (б)

$t_{r2} = 140$ °С. Применение ОНВ, спроектированного на такие расчетные тепловые нагрузки, обеспечивает за счет охлаждения наддувочного воздуха получение максимального эффекта в виде сокращения потребления топлива двигателем для климатических условий эксплуатации судна на конкретной рейсовой линии.

Значения снижения удельного расхода топлива Δb_e и полного расхода топлива B_T для МОД 6S60MC6.1-TI MAN V&W (номинальная мощность $N_n = 10680$ кВт и эксплуатационная $N_s = 10000$ кВт) за счет дополнительного охлаждения наддувочного воздуха (по сравнению с традиционным его охлаждением заборной водой до температуры $t_{вв2}$) на величину $\Delta t_{в} = t_{вв2} - 22$ °С в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009) определены с использованием программы mandieselturbo, согласно которой снижение температуры наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-TI на величину $\Delta t_{в} = 10$ °С приводит к уменьшению удельного расхода топлива b_e примерно на 1,0 г/(кВт·ч) [6]. Результаты расчетов приведены на рис. 6.

Как видно, для охлаждения наддувочного воздуха до потенциально возможной минимальной температуры $t_{в2} = 22$ °С в течение рейса из Одессы до Йокогама с помощью ЭХМ (тепловой коэффициент $\zeta = 0,27$) вполне достаточно теплоты $Q_{гп}$, отводимой от воздуха в ОНВ_{ВТ} при его температуре на выходе

из ОНВ_{ВТ} $t_{r2} = 140$ °С. При этом на протяжении всего рейса уменьшение удельного расхода топлива составляет $\Delta b_e = 2,0 \dots 3,0$ г/(кВт·ч), а абсолютная экономия потребления топлива $\Delta B_{r,22}$ за рейс составляет около 17 т (примерно 1,6%) для МОД 6S60MC6.1-TI мощностью 10 МВт.

ВЫВОДЫ. Установлено, что для судового МОД 6S60MC6.1-TI MAN V&W и климатических условий эксплуатации судна на рейсовой линии Одесса–Йокогама в наиболее нагруженный летний период количества теплоты $Q_{гп}$, отводимой от воздуха и определяемой его нижней температурой $t_{r2} = 140$ °С на выходе из ОНВ_{ВТ} достаточно для охлаждения наддувочного воздуха до минимальной температуры $t_{в2} = 22$ °С (при температуре кипения хладона $t_0 = 5$ °С в охладителе воды промежуточного контура) с использованием хладоновой ЭХМ.

Показано, что использование располагаемой теплоты наддувочного воздуха $Q_{гп}$ при $t_{r2} = 140$ °С для его охлаждения в ЭХМ обеспечивает для судового МОД 6S60MC6.1-TI MAN V&W в рассмотренных климатических условиях снижение удельного расхода топлива Δb_e на 2,0...3,0 г/(кВт·ч) и экономию топлива $\Delta B_{r,22}$ около 17 т (примерно 1,6%).

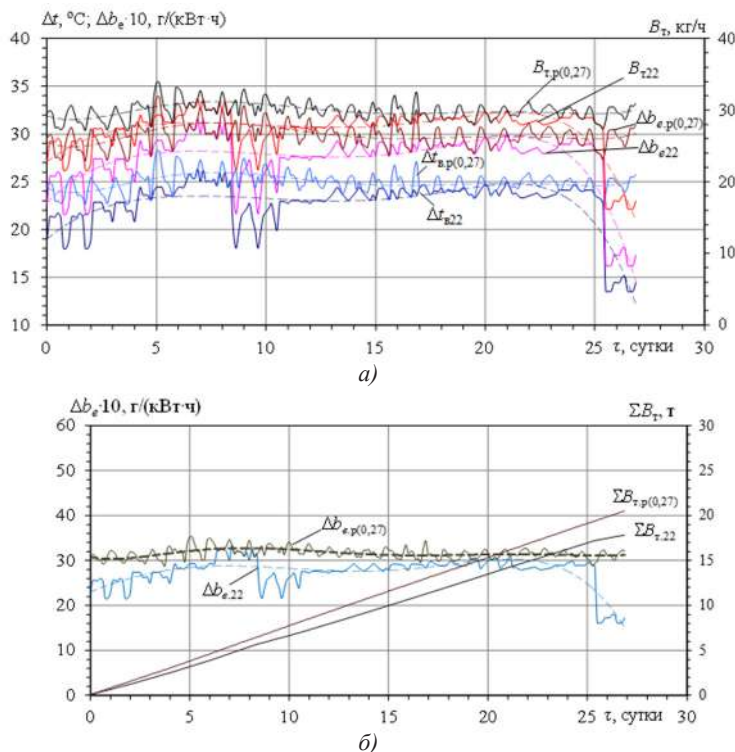


Рис. 6. Значения уменьшения удельного расхода топлива $\Delta b_{e,22}$ и полного расхода топлива $\Delta B_{r,22}$ для МОД 6S60MC6.1-TI (10 МВт) за счет снижения температуры наддувочного воздуха на величину $\Delta t_{в22}$ (по сравнению с охлаждением заборной водой) при охлаждении воздуха до температуры $t_{в2} = 22$ °С текущие (а) и по нарастающей (б) за рейс Одесса–Йокогама (1.07.2009...27.07.2009): $\Delta t_{в22}$, $\Delta b_{e,22}$ и $\Delta B_{r,22}$ — при охлаждении воздуха до температуры $t_{в2} = 22$ °С; $\Delta t_{в,р(0,27)}$, $\Delta b_{e,р(0,27)}$ и $\Delta B_{r,р(0,27)}$ — при охлаждении воздуха в ЭХМ ($\zeta = 0,27$) за счет располагаемой теплоты $Q_{гп}$, отводимой от воздуха в ОНВ_{ВТ} при его температуре на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{r2} = 140$ °С (рис. 4,б)

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] **Димитров, А. А.** Анализ эффективности охлаждения воздуха на входе судового дизеля использованием теплоты выпускных газов в холодильной машине [Текст] / А. А. Димитров, О. Ю. Яковлева, М. Г. Хмельнюк // *Зб. наук. праць НУК*. — 2015. — Вип. № 5.
- [3] **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.
- [4] **Радченко, Р. Н.** Рациональное проектирование теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля [Текст] / Р. Н. Радченко, Н. С. Богданов, А. Стахель, А. А. Андреев // *Зб. наук. праць НУК*. — 2015. — Вип. № 5.
- [5] Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines [Text] // *MAN Diesel & Turbo*. — Copenhagen, Denmark, 2010. — 17 p.
- [7] Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission [Electronic resource] // *MAN B&W Diesel A/S*. — Copenhagen, Denmark, 2005. — Access mode: <http://www.mandieselturbo.de/files/news/files05055/P3339161.pdf>. — 10.03.2014.
- [6] MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-II engines [Electronic resource]. — Copenhagen, Denmark : MAN Diesel. — 2010. — 357 p. — Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf.

© Р. М. Радченко, М. С. Богданов

Надійшла до редколегії 12.07.2016

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