

Прохоренко Андрей Алексеевич – доктор техн. наук, проф., профессор кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: prokhorenko@kpi.kharkov.ua.

Савченко Анатолий Викторович – аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: Savchenko.sci@gmail.com.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГІЇ АКТИВАЦІЇ ВОДОПАЛИВНОЇ ЕМУЛЬСІЇ

А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, А.В. Савченко

У статті наведені методика та результати експериментального визначення енергії активації водопаливної емульсії. Показана доцільність обробки кожного циклу роботи дизеля окремо з подальшим усередненням значення енергії активації. Обробка виконана з використанням програмного комплексу Diesel Analyse, в який було внесено деякі зміни в алгоритми визначення моментів початку згоряння і початку подачі палива. Розрахована енергія активації ДТ і ВТЕ, проведений порівняльний аналіз результатів, зроблено висновок про ступінь впливу енергії активації ВТЕ на період затримки спалахування.

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF ACTIVATION ENERGY OF WATER EMULSION

A.P. Marchenko, A.A. Prokhorenko, A.V. Savchenko

Describes the methods and results of experimental determination of activation energy of water-fuel emulsion. The expediency of processing of each cycle of the diesel separately followed by averaging the values of activation energy. Processing done using program complex Diesel Per, which introduced some changes to the algorithms to determine the points of beginning and the start of combustion of fuel supply. The energy of activation of diesel fuel and water-fuel emulsions provides a comparative analysis of the results, we concluded that the degree of activation energy of water-fuel emulsions influence the ignition delay period.

УДК 621.431

DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.03

Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов

МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСТАНОВЛЕННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА

Рассмотрены некоторые аспекты методологии определения рациональной установленной (проектной) холодильной мощности теплоиспользующей установки охлаждения наддувочного воздуха главного двигателя, обеспечивающей максимальную экономию топлива для климатических условий эксплуатации судна на конкретной рейсовой линии. При этом наддувочный воздух охлаждается до более низкой температуры по сравнению с традиционной системой его охлаждения забортной водой, а теплоиспользующая холодильная машина утилизирует теплоту наддувочного воздуха после турбокомпрессора. Особенностью методологии является то, что установленную холодильную мощность теплоиспользующей установки охлаждения наддувочного воздуха выбирают исходя из высоких темпов приращения экономии топлива за рейс.

Анализ проблемы и постановка цели исследования

На большинстве транспортных судов в качестве главных двигателей применяются малооборотные дизели (МОД). Изменение в течение рейса температуры наружного воздуха $t_{нв}$, 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 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ эффективный КПД МОД уменьшается примерно на $0,5\%$ и, соответственно, возрастает

удельный расход топлива b_e [1–3].

В ряде публикаций показана целесообразность утилизации теплоты наддувочного воздуха, отводимой в охладителе наддувочного воздуха (ОНВ) водой, для производства холода теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), который, в свою очередь, используют для снижения температуры наддувочного воздуха перед подачей в цилиндры [4, 5].

Эффект от снижения температуры наддувочного воздуха зависит от глубины охлаждения, 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 этом необходимо решать вопросы определения рациональной установленной (проектной) холодильной мощности (холодопроизводительности) ТХМ Q_0 , которая должна обеспечивать достаточно глубокое охлаждение воздуха при высоких его температурах и заборной воды, соответственно и тепловых нагрузках на систему охлаждения. Иначе при завышенной установленной холодильной мощности Q_0 будет иметь место невысокий коэффициент использования ТХМ (эксплуатация не на полную мощность и, следовательно, завышенные капитальные затраты на ТХМ), а при заниженной Q_0 , наоборот, – недоохлаждение наддувочного воздуха МОД при повышенных температурах $t_{пв}$ и $t_{зв}$.

Цель исследования – определение установленной (проектной) холодильной мощности теплоиспользующей установки охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД с учетом климатических условий эксплуатации на рейсовой линии.

Анализ полученных результатов

Наиболее простым вариантом теплоиспользующей холодильной машины (ТХМ) является эжекторная холодильная машина (ЭХМ), работающая на низкокипящем рабочем теле (НРТ) – хладоне [4, 5]. Сравнительно низкие температуры кипения НРТ $t_0 = 2...5$ °С позволяют охлаждать воздух до довольно низких температур $t_{в2} = 15...25$ °С. Охладитель наддувочного воздуха ОНВ такой теплоиспользующей системы охлаждения (ТСО) включает последовательно расположенные в воздушном тракте высокотемпературную ступень охлаждения ОНВ_{ВТ} (после ТК), промежуточную ступень охлаждения (ПО) наддувочного воздуха заборной водой и низкотемпературную ступень ОНВ_{НТ} дополнительного глубокого охлаждения воздуха в ЭХМ после его охлаждения заборной водой в ПО. При этом теплота, отведенная от воздуха в ОНВ_{ВТ}, трансформируется с помощью ЭХМ в холод, используемый в ОНВ_{НТ}. Однако ЭХМ характеризуется невысокой эффективностью трансформации сбросной теплоты в холод: их тепловой коэффициент $\zeta = 0,2...0,35$ меньше, чем у абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины АБХМ ($\zeta = 0,7...0,8$) и водоаммиачной ВАХМ ($\zeta = 0,5...0,6$). Тепловой коэффициент ζ представляет собой $\zeta = Q_0 / Q_r$, т.е. отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от наддувочного воздуха в ОНВ_{НТ}) к количеству затраченной теплоты Q_r , подведенной к ТХМ от наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ}. Тепловой коэффициент ТХМ ζ зависит от температур в цикле

ТХМ: кипения НРТ в испарителе t_0 , генераторе t_r и конденсации t_k .

В качестве примера рассмотрены климатические условия эксплуатации контейнеровоза с главным двигателем 6S60MC6.1-TI корпорации MAN [3] (эксплуатационная мощность $N_s = 10$ МВт) на рейсовой линии Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009).

Температура наддувочного воздуха $t_{вв2}$ после ОНВ традиционной системы охлаждения заборной водой: $t_{вв2} = t_{зв} + \Delta t_{w/зв} + \Delta t_{в/w}$, где значения разности температур между температурой пресной воды промежуточного контура охлаждения t_w и заборной воды $t_{зв}$ принимают $\Delta t_{w/зв} = t_w - t_{зв} = 5$ °С, а между температурой наддувочного воздуха t_b и пресной воды t_w : $\Delta t_{в/w} = t_b - t_w = 12$ °С.

Об эффективности охлаждения наддувочного воздуха в ТХМ по сравнению с его традиционным охлаждением заборной водой судят по величине снижения температуры Δt_b воздуха, охлажденного в ОНВ_{НТ} до температуры $t_{в2}$ относительно температуры воздуха $t_{вв2}$, охлажденного в ПО заборной водой: $\Delta t_b = t_{вв2} - t_{в2}$. При этом потенциально возможная минимальная температура охлажденного воздуха $t_{в2} = t_0 + \Delta t_{w/НРТ} + \Delta t_{в/w}$ на выходе ОНВ_{НТ} лимитируется для ЭХМ температурой кипения НРТ t_0 в испарителе НРТ–охладителя пресной воды (И-ОВ) промежуточного контура охлаждения, а также значениями разности температур в И-ОВ ЭХМ между температурой пресной воды t_w и кипящим НРТ t_0 ($\Delta t_{w/НРТ} = t_w - t_0 = 5$ °С) и в ОНВ_{НТ} между температурой наддувочного воздуха t_b и пресной воды t_w ($\Delta t_{в/w} = 12$ °С). Тогда при $t_0 = 5$ °С получают $t_{в2} = 22$ °С и соответственно $\Delta t_{в22} = t_{вв2} - 22$ °С. Таким образом, потенциально возможную минимальную температуру охлажденного наддувочного воздуха (в данном случае $t_{в2} = 22$ °С при $t_0 = 5$ °С) принимают исходя из температурных напоров в ОНВ_{НТ} и И-ОВ.

Температуры заборной воды $t_{зв}$, наддувочного воздуха, охлажденного в ОНВ традиционной системы охлаждения заборной водой $t_{вв2}$, снижение температуры наддувочного воздуха $\Delta t_{в22} = t_{вв2} - t_{в2}$ (до $t_{в2} = 22$ °С) в ОНВ_{ВТ} и ее снижение $\Delta t_{в2р} = t_{вв2} - t_{в2р}$, возможное исходя из располагаемой теплоты наддувочного воздуха Q_r при уменьшении его температуры в ОНВ_{ВТ} от температуры после ТК $t_{ВТ1} = 250...260$ °С (степень повышения давления $\pi_k \approx 4,5$) до $t_{ВТ2} = 110$ °С, используемой в ЭХМ (НРТ– R142b, $\zeta = 0,27$, температура кипения $t_0 = 5$ °С) в ходе рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 1.

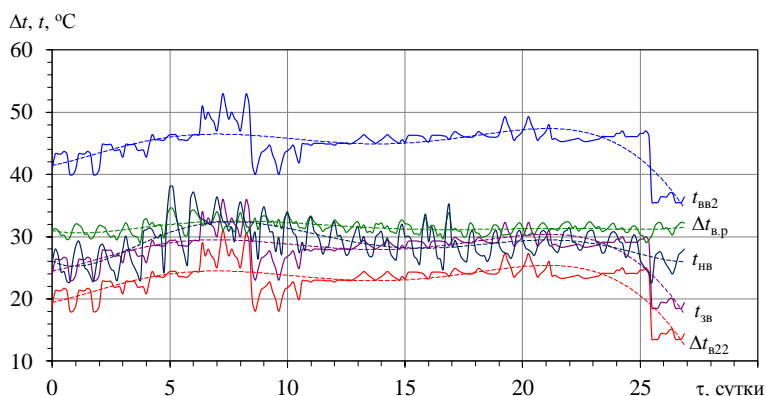


Рис. 1. Температуры забортной воды $t_{зв}$, наружного воздуха $t_{нв}$, наддувочного воздуха, охлажденного в водяном ОНВ традиционной системы охлаждения забортной водой $t_{вв2}$, снижение температуры наддувочного воздуха $\Delta t_{в22} = t_{вв2} - t_{в2}$ (до потенциально возможной минимальной температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$) в ОНВ_{НТ} и ее снижение $\Delta t_{в,р} = t_{вв2} - t_{в,р}$, возможное исходя из располагаемой теплоты наддувочного воздуха $Q_{г}$ (при уменьшении его температуры в ОНВ_{ВТ} от температуры после ТК $t_{ВТ1} = 250...260^\circ\text{C}$ до $t_{ВТ2} = 110^\circ\text{C}$), используемой в ЭХМ (R142b, $\zeta = 0,27$) в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009)

Из рис. 1 видно, что снижение температуры наддувочного воздуха в ОНВ_{НТ} $\Delta t_{в,р}$, исходя из располагаемой теплоты наддувочного воздуха в ЭХМ (тепловой коэффициент $\zeta = 0,27$ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$), несколько больше величины $\Delta t_{в22}$, потенциально возможной при охлаждении воздуха до минимальной температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$.

Требуемая холодопроизводительность Q_0 для охлаждения наддувочного воздуха после ПО в ОНВ_{НТ} (от температуры $t_{вв2}$ до $t_{в2}$) определяется снижением температуры воздуха в ОНВ_{НТ} $\Delta t_{в} = t_{вв2} - t_{в2}$: $Q_0 = G_{в} \cdot c_{в} (t_{вв2} - t_{в2}) \xi_{НТ}$, где $G_{в}$ – расход воздуха через ТК МОД; $c_{в}$ – теплоемкость влажного воздуха; $\xi_{НТ}$ – коэффициент влаговыпадения процессов охлаждения воздуха от температуры наддувочного воздуха $t_{вв2}$ до $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$, представляет собой отношение полного количества теплоты (разности энтальпий воздуха на входе и выходе теплообменника), отведенной от воздуха в ОНВ_{НТ} (холодопроизводительности ТСО Q_0), к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур по сухому термометру. Соответственно, удельная холодопроизводительность, приходящаяся на единицу расхода воздуха ($G_{в} = 1 \text{ кг/с}$): $q_0 = c_{в} (t_{вв2} - t_{в2}) \xi_{НТ}$. При $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ получают, соответственно, $Q_{0,22}$ и $q_{0,22}$.

Располагаемую холодопроизводительность ТХМ $Q_{0,р}$ определяют, исходя из теплоты $Q_{г,р}$, отведенной от наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ}, как $Q_{0,р} = \zeta Q_{г,р}$.

Значения холодопроизводительности $Q_{0,22}$, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-П эксплуатационной мощностью 10 МВт (расход воздуха 24 кг/с) до потенциально возможной температуры $t_{в22} = 22^\circ\text{C}$, располагаемой холодопроизводительности $Q_{0р(0,27)}$,

$Q_{0р(0,6)}$ и $Q_{0р(0,7)}$, получаемой трансформацией теплоты наддувочного воздуха $Q_{г,р}$ (при $t_{ВТ1} = 250...260^\circ\text{C}$ и $t_{ВТ2} = 110^\circ\text{C}$) в холод при разных тепловых коэффициентах: $\zeta = 0,27$ (ЭХМ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$ и $t_{в22} = 22^\circ\text{C}$), 0,6 (ВАХМ) и 0,7 (АБХМ), а также требуемой теплоты $Q_{г,22(0,27)}$, $Q_{г,22(0,6)}$ и $Q_{г,22(0,7)}$ для охлаждения наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ при ее трансформации в холод при разных тепловых коэффициентах: $\zeta = 0,27$ (ЭХМ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$), 0,6 (ВАХМ) и 0,7 (АБХМ) в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 2.

Как видно, при трансформации располагаемой теплоты наддувочного воздуха $Q_{г,р}$ (при $t_{ВТ1} = 250...260^\circ\text{C}$ и $t_{ВТ2} = 110^\circ\text{C}$) в ЭХМ с тепловым коэффициентом $\zeta = 0,27$ получаемая (располагаемая) холодопроизводительность $Q_{0р(0,27)}$ даже несколько больше ее величины $Q_{0,22}$, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха до потенциально возможной минимальной температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$. Применение более эффективных ВАХМ с $\zeta = 0,6$ или АБХМ с $\zeta = 0,7$ позволяет получать холодопроизводительности $Q_{0р(0,6)}$ и $Q_{0р(0,7)}$, значительно большие, чем требуется для покрытия затрат холода $Q_{0,22}$. Однако при этом следует учитывать, что минимальная температура охлажденного воздуха $t_{в2}$ лимитируется температурой хладоносителя ТХМ: для ЭХМ и ВАХМ – температурой кипения НРТ t_0 ($t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$), для АБХМ – температурой холодной воды $t_{х,в}$ ($t_{в2} = 24...27^\circ\text{C}$ при $t_{х,в} = 7...10^\circ\text{C}$). Для ЭХМ и ВАХМ возможны и более низкие температуры кипения НРТ $t_0 = 1...2^\circ\text{C}$ (соответственно $t_{в2} = 18...19^\circ\text{C}$), но при этом тепловые коэффициенты будут гораздо ниже: $\zeta \approx 0,2$, что потребует больших затрат теплоты.

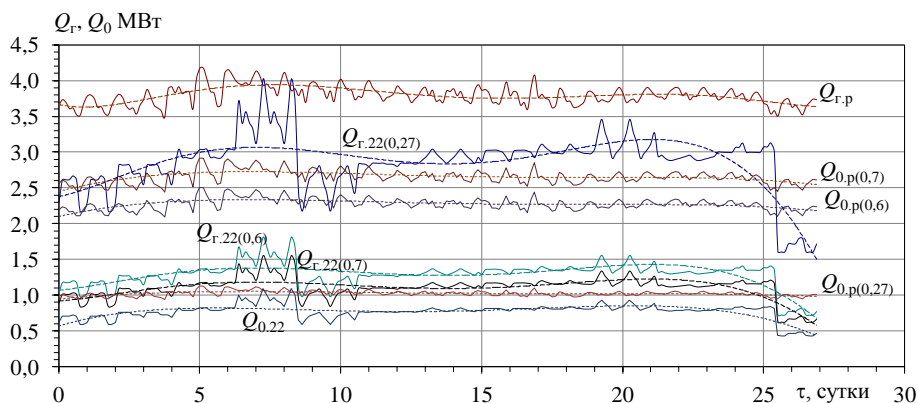


Рис. 2. Значения холодопроизводительности $Q_{0,22}$, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-TI эксплуатационной мощностью 10 МВт (расход воздуха 24 кг/с) до потенциально возможной температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$, располагаемой холодопроизводительности $Q_{0p(0,6)}$ и $Q_{0p(0,7)}$, получаемой трансформацией располагаемой теплоты наддувочного воздуха $Q_{г,p}$ (при $t_{BT1} = 250 \dots 260^\circ\text{C}$ и $t_{BT2} = 110^\circ\text{C}$) в холод при разных тепловых коэффициентах: $\zeta = 0,27$ (ЭХМ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$, т.е. $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$), 0,6 (ВАХМ) и 0,7 (АБХМ), а также требуемой теплоты $Q_{г,22(0,27)}$, $Q_{г,22(0,6)}$ и $Q_{г,22(0,7)}$ для охлаждения наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ при ее трансформации в холод при разных тепловых коэффициентах: $\zeta = 0,27$ (ЭХМ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$), 0,6 (ВАХМ) и 0,7 (АБХМ) в течение рейса Одесса–Йокогама

Дополнительное охлаждение наддувочного воздуха в ТХМ (после его охлаждения в традиционном ОНВ забортной водой до температуры $t_{вв2}$) до температуры $t_{в2}$, т.е. на величину $\Delta t_{в} = t_{вв2} - t_{в2}$, обеспечивает сокращение удельного b_e и общего V_T расходов топлива.

Как видно из рис. 2, холодопроизводительность $Q_{0,22}$, требуемая для охлаждения наддувочного воздуха до потенциально возможной минимальной температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ (ЭХМ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$), меняется в течение рейса. Поэтому необходимо решать вопросы определения рациональной установленной (проектной) холодопроизводительности (холодильной мощности ЭХМ) Q_0 , которая должна обеспечивать, с одной стороны, получение наибольшего эффекта (за рейс), например максимальной экономии топлива, а с другой, по возможности как можно большую загруженность ЭХМ [5]. Иначе при завышенной установленной холодильной мощности Q_0 будет иметь место невысокий коэффициент использования ЭХМ (эксплуатация не на полную мощность и, следовательно, завышенные капитальные затраты на ЭХМ), а при заниженной Q_0 , наоборот, – недоохлаждение наддувочного воздуха МОД при повышенных температурах $t_{нв}$ и $t_{зв}$.

При этом затраты холода (холодопроизводительность) Q_0 , требуемые для охлаждения наддувочного воздуха до определенной температуры $t_{в2}$, соответственно и экономию топлива, получаемую за счет более глубокого – по сравнению с традиционным охлаждением воздуха забортной водой – снижения температуры наддувочного воздуха $\Delta t_{в} =$

$t_{вв2} - t_{в2}$, рассчитывали для текущих климатических условий (температуры наружного воздуха, соответственно и воздуха на входе ТК двигателя, и охлаждающей воздух забортной воды $t_{зв}$) с интервалом, например, 3 часа.

Значения экономии топлива за рейс ΔB_T за счет охлаждения наддувочного воздуха МОД до температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ в зависимости от затрат холодильной мощности $Q_0 = G_B \xi c_{вл} (t_{вв2} - t_{в2})$ (рейс Одесса–Йокогама, 1.07...27.07.2009) приведены на рис. 3.

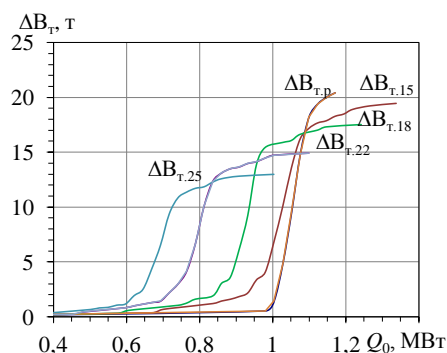


Рис. 3. Экономия топлива за рейс ΔB_m за счет охлаждения наддувочного воздуха МОД до температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ в зависимости от затрат холодильной мощности Q_0

Как видно из рисунка, рациональная установленная (проектная) холодильная мощность ЭХМ (холодопроизводительность) Q_0 , которая обеспечивает наибольшую экономию топлива за рейс Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009) при охлаждении наддувочного воздуха до потенциально возможной минимальной температуры воздуха $t_{в2} =$

22 °C, причем при высоких темпах ее наращивания, составляет $Q_0 = 1,0$ МВт.

Заключение

Рассмотрены некоторые аспекты методологии определения рациональной установленной (проектной) холодильной мощности теплоиспользующей установки охлаждения наддувочного воздуха для климатических условий эксплуатации судна на конкретной рейсовой линии, которая обеспечивает наибольшую экономию топлива при охлаждении воздуха до потенциально возможной минимальной температуры, причем при высоких темпах ее наращивания.

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. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission [Electronic resource] // MAN B&W Diesel A/S. – Copenhagen, Denmark, 2005. – 15 p. – Access mode: <http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/thermo-efficiency-system.pdf?sfvrsn=22>.
3. 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.
4. 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.
5. Радченко Р.Н. Потенциал охлаждения циклового воздуха главного судового дизеля [Текст] / Р.Н. Радченко // Зб. наук. праць НУК. – 2013. – Вип. № 5-6 (450). – С. 9–14.

6. Radchenko A. Method of thermo-hour potential of gas turbine inlet air chilling and designing of rational chillers for varying climatic conditions of performance [Text] / A. Radchenko // Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE–2014. – Szczecin, Poland. – 2014. – P. 325–331.

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. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission (2005), MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 15 p. – Access mode: <http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/thermo-efficiency-system.pdf?sfvrsn=22>.
3. 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.
4. 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.
5. Radchenko, R.N. (2013), “Potential of marine main diesel cyclic air chilling”, Collection of scientific works of NUS [“Analiz alternativnykh variantov ohlazhdeniya ciklovogo vozduha malooborotnogo dizelya transportnogo sudna”, Zbirnyk naukovykh prac NUK], № 5-6/450, pp. 9–14.
6. Radchenko, A. (2014), “Method of thermo-hour potential of gas turbine inlet air chilling and designing of rational chillers for varying climatic conditions of performance”, Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE–2014. – Szczecin, Poland, pp. 325–331.

Поступила в редакцию 22.06.2016 г.

Радченко Роман Николаевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. кафедры кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.
Николай Семенович Богданов – аспирант Национального университета "Одесская морская академия".

МЕТОДОЛОГІЯ ВИЗНАЧЕННЯ ВСТАНОВЛЕНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ ПОТУЖНОСТІ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОЇ УСТАНОВКИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА ТРАНСПОРТНОГО СУДНА

А.М. Радченко, М.С. Богданов

Розглянуті деякі аспекти методології визначення раціональної встановленої (проектної) холодної потужності тепловикористовуючої установки охолодження наддувочного повітря головного двигуна, які забезпечують максимальну економію палива для кліматичних умов експлуатації судна на конкретній рейсовій лінії. При цьому наддувне повітря охолоджується до більш низької температури порівняно з традиційною системою його охолодження заборотною водою, а тепловикористовуюча холодна машина утилізує теплоту наддувочного повітря після турбокомпресора. Особливістю методології є те, що встановлену холодної потужності тепловикористовуючої установки охолодження наддувочного повітря вибирають, виходячи з високих темпів прирощення економії палива за рейс.

THE METHODOLOGY FOR DETERMINING THE INSTALLED REFRIGERATION COOLING BY WASTE HEAT RECOVERY POWER CHARGING AIR MAIN ENGINE TRANSPORT SHIP

R.N. Radchenko, N.S. Bohdanov

Discusses some aspects of the methodology to determine the rational installed (design) of the refrigeration cooling by waste heat recovery power charging air main engine for maximum fuel economy for the climatic conditions of operation of a vessel for a specific voyage line. While charging the air cools down to a lower temperature compared to the traditional system of cooling seawater, and waste heat the refrigeration machine recycles the warmth of charge air cooler after the turbocharger. The peculiarity of the methodology is that the installed cooling by waste heat recovery power charging air cooling installation choose based on the high rate of increment of fuel savings per flight.