

УДК 621.57

Н. И. РАДЧЕНКО¹, И. В. КАЛИНИЧЕНКО², Р. Н. РАДЧЕНКО¹, Ю. Г. ЩЕРБАК³¹ *Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина*² *Херсонский филиал Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина*³ *Черноморский национальный университет им. П. Могилы, Николаев, Украина*

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ПАРА ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ С ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Проанализировано распределение высокопотенциальной теплоты водяного пара, генерируемого утилизационным котлом, в теплоиспользующей холодильной машине охлаждения воздуха на входе судового дизеля. На примере теплоиспользующей системы охлаждения на базе эжекторной хладонової холодильной машины исследованы возможные варианты распределения тепловой нагрузки на генератор паробразного хладона высокого давления ее паросилового контура. Показано, что с целью максимальной реализации высокого потенциала теплоты водяного пара ее следует использовать для получения паробразного хладона высокого давления в испарительной секции генератора эжекторной хладонової холодильной машины, тогда как для нагрева конденсата хладона до температуры кипения в экономайзерной секции генератора – использовать низкопотенциальную теплоту водяного конденсата и других источников.

Ключевые слова: теплоиспользующая эжекторная хладонової холодильная машина, тепловой насос, охлаждение воздуха, дизель.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

В качестве главных двигателей на судах морского флота применяются в основном малооборотные дизели (МОД). С повышением температуры наружного воздуха, соответственно и воздуха на входе МОД их топливная эффективность ухудшается [1, 2]. Поэтому воздух на входе МОД целесообразно охлаждать. В ряде публикаций предложено трансформировать в холод теплоту отходящих газов, т. е. применять теплоиспользующие холодильные машины (ТХМ) и, в частности, конструктивно наиболее простые и надежные в эксплуатации эжекторные хладонової холодильные машины (ЭХМ), работающие на низкокипящих рабочих телах (НРТ)-хладонах [3, 4]. При этом теплота отходящих газов используется в пароводяном утилизационном котле (УК), а водяного пара – в ЭХМ.

Генератор ЭХМ состоит из экономайзерной секции Г_э для нагрева конденсата НРТ от температуры конденсации $t_k = 30...40$ °С до температуры кипения НРТ $t_r = 110...120$ °С и испарительной секции Г_и, в которой НРТ кипит при высоком давлении и температуре t_r . Соотношение тепловых нагрузок экономайзерной Г_э и испарительной Г_и секций (при одной и той же температуре конденса-

ции НРТ t_k) зависит от температуры t_r кипения НРТ в генераторе ЭХМ и при $t_r = 110...120$ °С их тепловые нагрузки примерно одинаковы. Вполне очевидно, что нерационально использовать сравнительно высокопотенциальную теплоту конденсации водяного пара (температура насыщения $t_s = 130...170$ °С и выше) для нагрева конденсата НРТ в экономайзерной секции Г_э, куда он поступает с достаточно низкой температурой конденсации НРТ $t_k = 30...40$ °С из конденсатора ЭХМ. Более рационально использовать для этих целей дополнительные источники низкопотенциальной теплоты, к примеру, теплоту охлаждающей рубашки двигателя воды, а для повышения ее температуры применять тепловой насос (ТН), в частности, на базе электроприводной парокomppressorной холодильной машины. Поскольку тепловой коэффициент парокomppressorного ТН снижается с повышением температуры конденсации НРТ в нем $t_{к.ТН}$, то с целью сокращения затрат энергии и, соответственно, топлива на привод компрессора, желательно, чтобы температура $t_{к.ТН}$ была сравнительно невысокой $t_{к.ТН} = 70...90$ °С. Это позволяло бы нагревать конденсат в экономайзерной теплонасосной секции генератора Г_{э.ТН} от $t_k = 30...40$ °С до $t_{к.ТН} = t_{к.ТН} + 5...10$ °С, а дальнейший его нагрев до $t_r = 110...120$ °С производить за счет высокопотен-

циальной теплоты конденсации водяного пара и конденсата в экономайзерной секции генератора Γ_3 . Доля теплоты конденсации водяного пара в экономайзерной секции генератора Γ_3 определяется массовым паросодержанием НРТ x на входе в Γ_3 , т.е. на выходе из Γ_1 .

Цель работы – анализ возможных вариантов распределения высокопотенциальной теплоты водяного пара, генерируемого утилизационным котлом, в теплоиспользующей холодильной машине с бу-стерным тепловым насосом для охлаждения воздуха на входе судового дизеля.

2. Результаты исследования

Схема системы утилизации теплоты выпускных газов с охлаждением воздуха на входе МОД в ЭХМ с ТН приведена на рис. 1.

В качестве примера рассмотрен судовый дизель 8S50ME-C7.1-ТII MAN [2] (номинальная мощность $N_n = 12640$ кВт, эксплуатационная $N_3 = 10580$ кВт, расход воздуха $G_b = 23$ кг/с).

Чаще всего на судах применяются УК для получения водяного пара давлением $P_s = 0,3; 0,5$ и $0,7$ МПа (соответствующие температуры насыщения $t_s = 133, 150$ и 165 °С).

Рассмотрим вариант, когда в Γ_1 используется только доля теплоты конденсации пара $r(1-x)$, а оставшаяся ее часть $r \cdot x$ и теплота его конденсата используются для нагрева конденсата НРТ в Γ_3 .

О соотношении тепловых нагрузок на испарительную, экономайзерную и теплонасосную секции генератора ЭХМ можно судить по рис. 2 и 3.

Как видно из рис. 3, с увеличением доли x высокопотенциальной теплоты конденсации водяного пара $r \cdot x$, которая используется в Γ_3 для нагрева конденсата хладона, сокращается использование

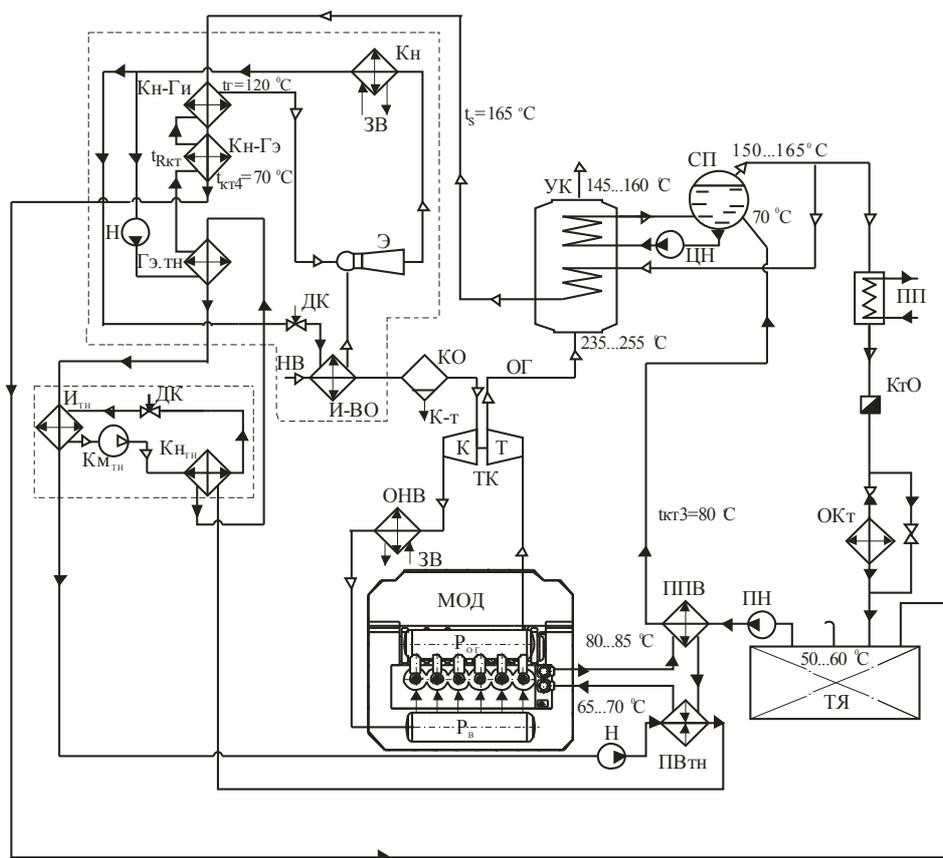


Рис. 1. Схема системы охлаждения воздуха на входе ТК МОД с ЭХМ, использующей пар УК: К – компрессор ТК; Т – турбина ТК; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха; СП – сепаратор пара; ТЯ – теплый ящик; ПП – потребители пара; УК – утилизационный котел; КО – каплеотделитель; К-т – конденсат; КтО – конденсатоотводчик; ППВ – подогреватель питательной воды УК; ЭХМ: Г – генератор паров хладона-конденсатор водяного пара; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И-ВО – испаритель хладона-воздухо-охладитель; НВ – воздух из МО на входе ТК; ОГ – отходящие газы; ЗВ – заборная вода

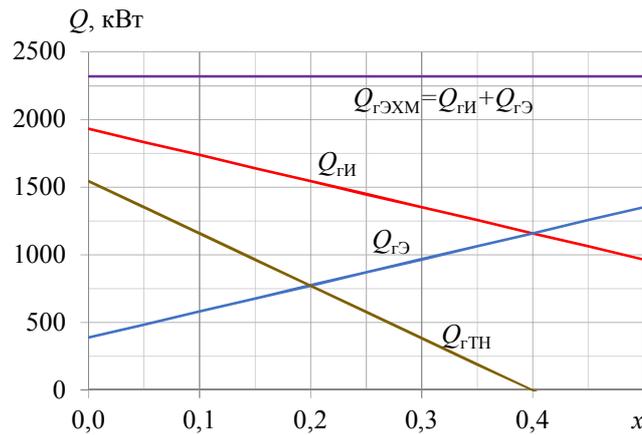


Рис. 2. Тепловые нагрузки испарительной секции $Q_{ГИ}$ генератора паров хладона R142b, экономайзерной $Q_{ГЭ}$ (без теплонасосной секции $Q_{ТН}$), теплонасосной секции $Q_{ТН}$, суммарной испарительной $Q_{ГИ}$ и экономайзерной $Q_{ГЭ}$ секций (без теплонасосной секции $Q_{ТН}$) $Q_{ГЭХМ} = Q_{ГИ} + Q_{ГЭ}$ в зависимости от массового паросодержания x конденсирующегося водяного пара на выходе из $Г_{И}$ (на входе $Г_{Э}$) при $t_r = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_k = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, хладон R142b, двигатель 8S50ME-C7.1-ТII фирмы "MAN" (номинальная мощность $N_n = 12640\text{ кВт}$, эксплуатационная $N_э = 10580\text{ кВт}$, расход воздуха $G_{в} = 23\text{ кг/с}$)

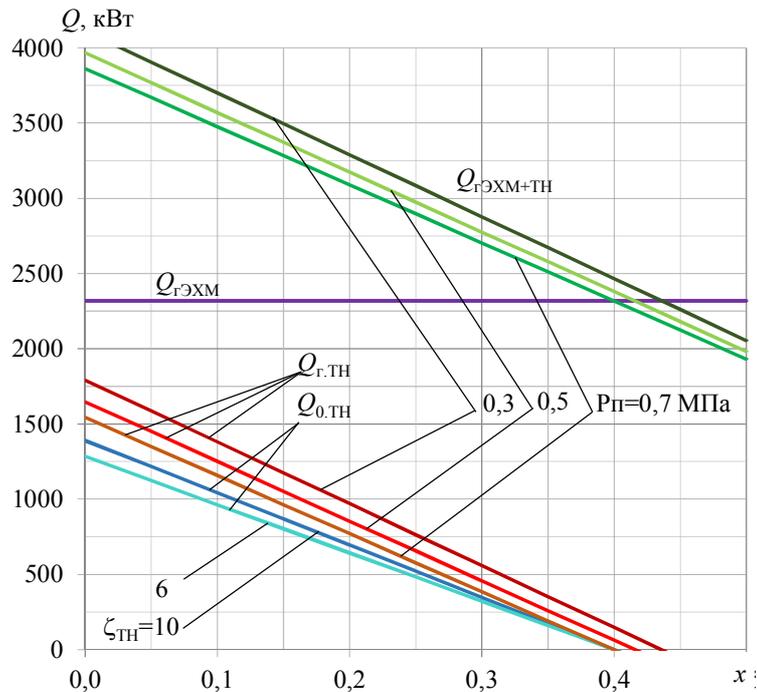


Рис. 3. Теплота водяного пара и конденсата, потребляемая ЭХМ $Q_{ГЭХМ}$, дополнительного источника теплоты для теплонасосной секции $Г_{ТН}$ генератора ЭХМ $Q_{ГТН}$, суммарная теплота, потребляемая ЭХМ, включая теплонасосную секцию $Г_{ТН}$ генератора ЭХМ $Q_{ГЭХМ+ТН}$, теплота дополнительного источника, потребляемая ТН (холодопроизводительность ТН) $Q_{ТН}$ при давлении водяного пара $P_{п} = 0,3; 0,5$ и $0,7\text{ МПа}$ и значениях теплового коэффициента ТН $\zeta_{ТН} = 6$ и 10 , дополнительного источника теплоты для теплонасосной секции $Г_{ТН}$ генератора ЭХМ $Q_{ГТН}$ в зависимости от массового паросодержания x конденсирующегося водяного пара на выходе из испарительной секции $Г_{И}$ генератора ЭХМ (на входе $Г_{Э}$) при $t_r = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_k = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, хладон R142b, двигатель 8S50ME-C7.1-ТII фирмы "MAN" (номинальная мощность $N_n = 12640\text{ кВт}$, эксплуатационная $N_э = 10580\text{ кВт}$, расход воздуха $G_{в} = 23\text{ кг/с}$)

низкопотенциальной теплоты других источников в теплонасосной ступени экономайзерной секции $Г_{Э}$ генератора $Q_{ГТН}$, соответственно уменьшается общее количество теплоты, утилизируемой в ЭХМ с

ТН, а при $x = 0,40 \dots 0,43$ низкопотенциальная теплота дополнительных источников не используется вообще, чему соответствует $Q_{ГТН} = 0$ и $Q_{ГЭХМ+ТН} = Q_{ГТН}$. При этом чем ниже давление водяного пара

P_n (соответственно ниже температура насыщения t_s и больше удельная теплота конденсации r), тем больше низкопотенциальной теплоты дополнительных источников требуется для теплонасосной секции генератора ЭХМ G_{TH} при $x = idem$, а равенства $Q_{G_{TH}} = 0$ и $Q_{G_{ЭХМ+TH}} = Q_{G_{TH}}$ наступают при большей величине x . Следует отметить, что указанные закономерности изменения соотношения тепловых нагрузок секций $G_{и}$, $G_{э}$ и G_{TH} имеют место при $t_r = 120$ °С, когда $Q_{G_{э}} + Q_{G_{TH}} = Q_{G_{и}}$.

С увеличением теплового коэффициента ТН ζ_{TH} количество теплоты $Q_{G_{TH}}$ дополнительного источника, требуемой для испарителя ТН (тепловая нагрузка или холодопроизводительность испарителя ТН) несколько увеличивается.

Выводы

В результате анализа распределения высокопотенциальной теплоты водяного пара, генерируемого утилизационным котлом, в теплоиспользующей холодильной машине с бустерным тепловым насосом для охлаждения воздуха на входе судового дизеля, получены зависимости для соотношения тепловых нагрузок на испарительную, экономайзерную и теплонасосную секции генератора эжекторной хладоновой холодильной машины, представленные в графическом виде и позволяющие выбрать их величины, обеспечивающие рациональное использование высокопотенциальной теплоты водяного пара и низкопотенциальной теплоты дополнительных источников при давлениях водяного пара $P_n = 0,3; 0,5$ и $0,7$ МПа, характерных для судовых утилизационных котлов.

Поступила в редакцию 05.09.2017, рассмотрена на редколлегии 14.09.2017

УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ПАРИ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ З ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ

М. І. Радченко, І. В. Калініченко, Р. М. Радченко, Ю. Г. Щербак

Проаналізовано розподіл високопотенційної теплоты водяної пари, генерованої утилізаційним котлом, в тепловикористовуючій холодильній машині охолодження повітря на вході судового дизеля. На прикладі тепловикористовуючої системи охолодження на базі ежекторної хладонової холодильної машини досліджені можливі варіанти розподілу теплового навантаження на генератор пароподібного хладону високого тиску її паросилового контуру. Показано, що з метою максимальної реалізації високого потенціалу теплоты водяної пари її варто використовувати для отримання пароподібного хладону високого тиску у випарній секції генератора ежекторної хладонової холодильної машини, тоді як для нагріву конденсату хладону до температури кипіння в економайзерній секції генератора – використовувати низькопотенційну теплоту водяного конденсату та інших джерел.

Ключові слова: тепловикористовуюча ежекторна хладонова холодильна машина, тепловий насос, охолодження, повітря, дизель.

Литература

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

2. *MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines [Electronic resource]. – Copenhagen, Denmark : MAN Diesel, 2010. – 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf. – 12.08.2017.*

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.*

References

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

2. *MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines. Copenhagen, Denmark, MAN Diesel PUBL., 2010. 357 p. Available at: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf. (accessed 12.08.2017)*

3. *Radchenko, R. N. Analiz alternativnyh variantov ohlazhdeniya ciklovogo vozduha malooborotnogo dizelya transportnogo sudna [Analysis of alternative variants of low speed diesel cyclic air chilling on transport ship]. Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology, 2014, no. 5(112), pp. 104-108.*

**UTILIZATION OF STEAM HEAT BY WASTE HEAT RECOVERY
CHILLER WITH HEAT PUMP FOR COOLING
OF MARINE DIESEL ENGINE INTAKE AIR**

N. I. Radchenko, I. V. Kalinichenko, R. N. Radchenko, Y. G. Scherbuk

A distribution of high potential heat of steam, produced by exhaust gas waste heat recovery boiler, in waste heat recovery chiller for cooling of marine diesel engine intake air has been analyzed. A different variants of possible distribution of heat loads upon the generator of high pressure refrigerant vapour in waste heat recovery cooling system on the base of ejector refrigerant chiller as an example were investigated. It was shown that for maximal realization of high potential heat of steam it is necessary to use it for producing a high pressure refrigerant vapour in the evaporative section of ejector refrigerant chiller generator while a low potential heat of water condensate and other heat sources might be used for heating a refrigerant condensate from its condensing temperature to the boiling temperature in the economizer section of generator. An application of heat pump for increasing the potential of addition heat sources was proposed. As an example the heat loads upon evaporative and economizer sections of generator of ejector refrigerant chiller with buster heat pumps in dependence of distribution of high potential heat of steam between the sections for coefficients of performance of waste heat recovery ejector chillers and of electrical driven vapour compression refrigeration chillers were presented. With this the economizer section of generator of ejector refrigerant chiller includes two stages; in the first stage along the refrigerant condensate flow (heat pump stage) a low potential heat of diesel engine cooling water preheated in heat pump was used for preheating a refrigerant condensate and in the second stage a part of condensation heat of steam from exhaust gas waste heat recovery boiler and the heat of its condensate at high temperature was used.

Keywords: waste heat recovery refrigerant ejector chiller, heat pump, cooling, air, diesel engine.

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

Калиниченко Иван Владимирович – ассистент Херсонского филиала, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина, e-mail: kalinichenkoi80@ukr.net.

Радченко Роман Николаевич – канд. техн. наук, старший научный сотрудник, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: nirad50@gmail.com.

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

Radchenko Nikolai Ivanovich – doctor of technical sciences, professor, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Nikolaev, Ukraine, nirad50@gmail.com.

Kalinichenko Ivan Vladimirovich – assistant of Kherson filial of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine, e-mail: kalinichenkoi80@ukr.net.

Radchenko Roman Nikolaevich – Ph.D., senior scientific worker of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Nikolaev, Ukraine, nirad50@gmail.com.

Scherbuk Yuriy Georgievich – Ph.D., assistant of professor, Black Sea National University named of Petro Mogila, Ukraine.