

УДК 621.438.13:621.57

А. Н. РАДЧЕНКО¹, Н. И. РАДЧЕНКО¹, С. А. КАНТОР², Б. С. ПОРТНОЙ¹¹Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина²ПАО "Завод "Экватор", Украина

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ВЫБОРУ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ

Рассмотрен методологический подход к выбору рациональной тепловой нагрузки комбинированной системы охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки (ГТУ) теплоиспользующими абсорбционной бромисто-литиевой холодильной машиной и хладоновой эжекторной холодильной машиной, утилизирующими теплоту отработавших газов. Предложенный подход обеспечивает максимальную годовую экономию топлива за счет глубокого охлаждения воздуха на входе ГТУ при умеренных температурах наружного воздуха. Приведены результаты расчета рациональных тепловых нагрузок абсорбционной и эжекторной ступеней комбинированной системы двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГТУ для климатических условий юга Украины.

Ключевые слова: абсорбционно-эжекторная холодильная машина, газотурбинная установка, ступень охлаждения, воздухоохладитель.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Одним из основных направлений сокращения потребления топлива ГТУ при повышенных температурах наружного воздуха $t_{нв}$ является охлаждение воздуха на входе теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), трансформирующими в холод теплоту отработавших газов [1–3]. Наибольшее распространение получили абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины (АБХМ), отличающиеся высокими тепловыми коэффициентами $\zeta_A = 0,7...0,8$ ($\zeta = Q_0/Q_T$, где Q_0 – холодопроизводительность, Q_T – затраченная теплота). Однако получаемая в них холодная вода имеет температуру $t_x \approx 7^\circ\text{C}$, что не позволяет охлаждать воздух ниже $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, чего для умеренных климатических условий Украины недостаточно. Более глубокое охлаждение воздуха до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ и ниже обеспечивают эжекторные хладоновые холодильные машины (ЭХМ), температура кипения хладона в которых $t_0 = 2...4^\circ\text{C}$. Однако тепловые коэффициенты ЭХМ невысокие: $\zeta_3 = 0,2...0,3$, что требует применения утилизационных котлов большой тепловой мощности (теплопроизводительности).

В работах [2, 3] рассмотрены ТХМ абсорбционно-эжекторного типа (АЭХМ) с АБХМ в качестве высокотемпературной ступени охлаждения воздуха на входе ГТУ от текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ и ЭХМ как низкотемпературной ступенью

охлаждения от $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ и ниже.

Однако эксплуатация ГТУ при переменных температурах наружного воздуха $t_{нв}$, особенно в условиях умеренного климата Украины, сопровождается значительными колебаниями тепловой нагрузки на высокотемпературную АБХМ-ступень в течение суток. Поэтому метод определения тепловых нагрузок на АБХМ- и ЭХМ-ступени, исходя из характера их изменения в течение летних месяцев, требует уточнения с учетом их суточных колебаний и более прохладных весенне-осенних периодов.

Цель исследования – разработать методологический подход к определению рациональных тепловых нагрузок абсорбционной и эжекторной ступеней охлаждения воздуха на входе ГТУ для умеренных климатических условий эксплуатации.

2. Результаты исследования

Предложенный методологический подход базируется на выборе рациональной тепловой нагрузки всей комбинированной АЭХМ охлаждения воздуха на входе ГТУ исходя из годовой экономии топлива, а тепловых нагрузок высоко- и низкотемпературных АБХМ- и ЭХМ-ступеней – с учетом значительных колебаний тепловой нагрузки на высокотемпературную АБХМ-ступень и их демпфирования низкотемпературной ЭХМ-ступенью.

Значения годовой удельной экономии топлива $V_{т.у1} = V_T/N_e$, приходящейся на 1 кВт мощности

ГТУ, в зависимости от затрат удельной холодопроизводительности $q_0 = Q_0 / G_v$, приходящейся на единичный расход воздуха ($G_v = 1$ кг/с), при разных температурах охлажденного воздуха $t_{в2}$: $B_{т.7}$ и $B_{т.10}$ – при $t_{в2} = 7$ и 10 °С (АЭХМ); $B_{т.15}$ и $B_{т.20}$ – при $t_{в2} = 15$ и 20 °С (АБХМ-ступень) для климатических условий эксплуатации Южнобугской компрессорной станции (г. Южноукраинск, Николаевская обл., 2009 г.) приведены на рис. 1.

Для ГТУ производства ГП НПКГ "Зоря-Машпроект", в частности, UGT10000, при снижении температуры $t_{нв}$ на 10 °С удельный расход топлива уменьшается примерно на 7 г/(кВт·ч).

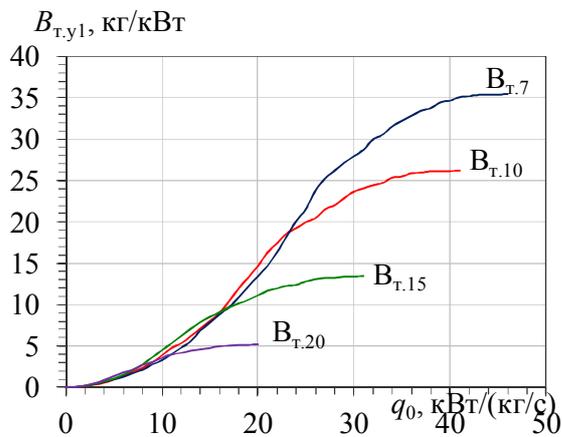


Рис. 1. Значения годовой удельной экономии топлива $B_{т,y1}$ в зависимости от затрат удельной холодопроизводительности ТХМ q_0 при разных температурах $t_{в2}$: $B_{т.7}$ и $B_{т.10}$ – при $t_{в2} = 7$ и 10 °С (АЭХМ); $B_{т.15}$ и $B_{т.20}$ – при $t_{в2} = 15$ и 20 °С (АБХМ-ступень), г. Южноукраинск Николаевской обл., 2009 г.

Как видно, для рассматриваемых климатических условий при охлаждении воздуха на входе ГТУ до температуры $t_{в2} = 10$ °С и удельной холодопроизводительности АЭХМ $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) значение удельной, приходящейся на 1 кВт мощности, экономии топлива $B_{т.10}$ за 2009 г. составляют 25 кг/кВт при сохранении высоких темпов ее наращивания.

Удельную холодопроизводительность $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) принимают за рациональную $q_{0.10p}$ и исходя из нее выбирают полную установленную холодопроизводительность АЭХМ в соответствии с расходом воздуха ГТУ: $Q_{0.10p} = G_v \cdot q_{0.10p}$, кВт.

Проанализируем текущие значения соответствующих удельных затрат холодопроизводительности (удельных тепловых нагрузок) q_0 высокотемпературной АБХМ-ступени и низкотемпературной ЭХМ-ступени для июля 2009 г. (рис. 2).

Как видно, при значительном изменении удельной тепловой нагрузки на АБХМ-ступень $q_{0.вТ} = q_{0.15}$, обусловленном изменением температуры $t_{нв}$ и относительной влажности $\phi_{нв}$ наружного воздуха в течение суток, колебания тепловой нагрузки на низкотемпературную ЭХМ-ступень сравнительно небольшие: $q_{0.нТ} = q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15} \approx 10$ кВт/(кг/с) при $t_{в2} = 10$ °С и $q_{0.нТ} = q_{0.7-15} = q_{0.7} - q_{0.15} \approx 15$ кВт/(кг/с) при более глубоком охлаждении воздуха до $t_{в2} = 7$ °С. Очевидно, при проектировании АЭХМ следует принимать удельную тепловую нагрузку на низкотемпературную ЭХМ-ступень выше, чем $q_{0.10-15}$, требуемая для охлаждения от $t_{в2} = 15$ °С до $t_{в2} = 10$ °С, чтобы в прохладные периоды обеспечить более глубокое охлаждение воздуха до $t_{в2} = 7$ °С, а при высоких $t_{нв}$ принять часть нагрузки высокотемпературой АБХМ-ступени.

Тогда проектную удельную тепловую нагрузку на высокотемпературную АБХМ-ступень $q_{0.A}$ получают как разность $q_{0.A} = q_{0.10p} - q_{0.7-15}$, где $q_{0.7-15} = q_{0.7} - q_{0.15} \approx 15$ кВт/(кг/с) для июля месяца, согласно рис. 2, а $q_{0.10p} = 34$ кВт/(кг/с) – рациональная величина для всей АЭХМ, в соответствии с рис. 1.

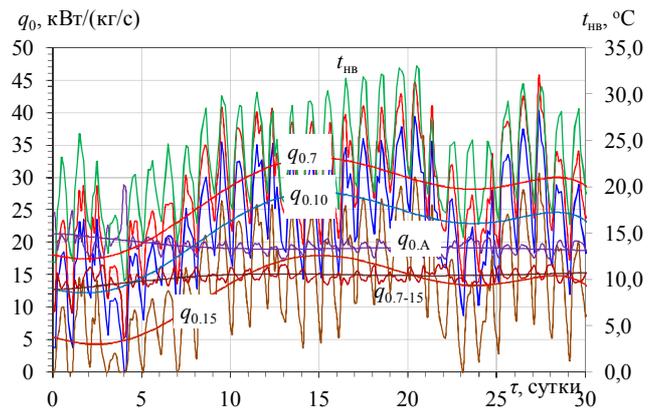


Рис. 2. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, требуемых удельных затрат холодопроизводительности q_0 на охлаждение наружного воздуха на входе ГТУ от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 7$ и 10 °С в АЭХМ $q_{0.7}$ и $q_{0.10}$, от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15$ °С в АБХМ $q_{0.15}$, проектной холодопроизводительности АБХМ-ступени $q_{0.A} = q_{0.10p} - q_{0.7-15}$, а также требуемой для охлаждения воздуха от $t_{в2} = 15$ °С до $t_{в2} = 7$ и 10 °С в ЭХМ-ступени: $q_{0.7-15} = q_{0.7} - q_{0.15}$ и $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$

При этом на АБХМ-ступень приходится только часть тепловой нагрузки $q_{0.A}$, которая меньше требуемой ее величины $q_{0.15}$ для охлаждения наружного воздуха на входе ГТУ от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15$ °С, а остальная ее часть покрывается за счет ЭХМ-ступени благодаря тому, что ее тепловая нагрузка

$q_{0.7-15}$ выбрана больше требуемой величины $q_{0.10-15}$ (см. рис. 2).

Уточнение тепловой нагрузки высокотемпературной АБХМ-ступени VO_{BT} и низкотемпературной хладоновой ЭХМ-ступени VO_{HT} , а также рекомендации по их проектированию следует производить по результатам моделирования их работы с учетом суточных изменений температуры $t_{нв}$ и относительной влажности $\varphi_{нв}$ наружного воздуха. При этом необходимо учитывать, что недогрузка ВО при пониженных температурах $t_{нв}$ наружного воздуха и, следовательно, непроизводительные потери мощности (затраты топлива) ГТУ на преодоление аэродинамического сопротивления ΔP_{BO} имеют место в высокотемпературной АБХМ-ступени VO_{BT} , когда на части поверхности VO_{BT} практически не происходит снижения температуры воздуха t_b из-за достижения порогового значения разности температур $\theta = t_{b2} - t_x$ при температуре хладоносителя-воды $t_x = 7^\circ\text{C}$, поступающей от АБХМ.

В качестве примера на рис. 3 приведены результаты расчета эффекта в виде уменьшения

удельного расхода топлива ГТУ за счет охлаждения воздуха на входе с учетом аэродинамического сопротивления двухступенчатого ВО для двух вариантов соотношения удельных тепловых нагрузок ступеней охлаждения: 1) примерно одинаковых удельных тепловых нагрузках $q_{0.BT} \approx 16 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ и $q_{0.HT} \approx 18 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$; 2) заниженной для высокотемпературной ступени VO_{BT} : $q_{0.BT} \approx 10 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ и завышенной для низкотемпературной хладоновой ступени VO_{HT} : $q_{0.HT} = 24 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ при суммарной удельной тепловой нагрузке двухступенчатого ВО $q_0 = 34 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ и меняющихся в течение суток (20.07.2009) температуре $t_{нв}$ и относительной влажности φ наружного воздуха для климатических условий г. Южноукраинск, Николаевская обл.

Как видно, в обоих вариантах удельная экономия топлива (на 1 кВт мощности ГТУ) за сутки примерно одинаковая: $b_e = 180 \text{ г}/\text{кВт}$ (рис. 3,а) и $b_e = 190 \text{ г}/\text{кВт}$ (рис. 3,б).

Однако с учетом того, что при умеренных температурах $t_{нв}$ тепловая нагрузка на высокотемпера-

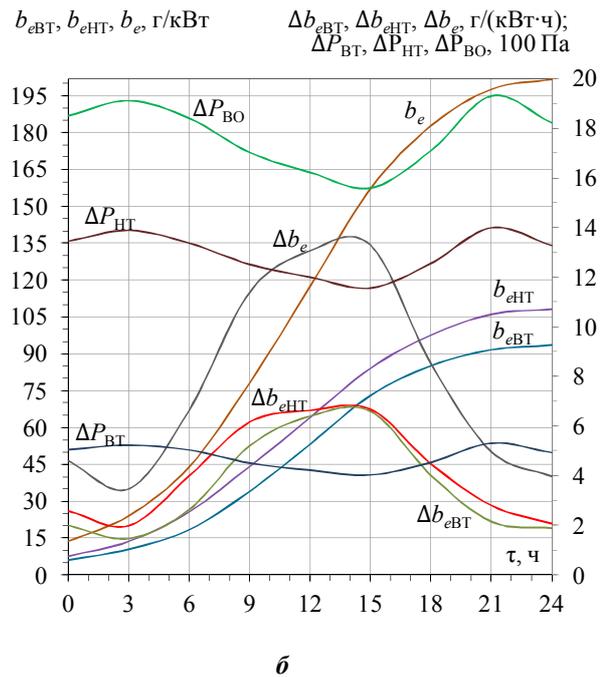
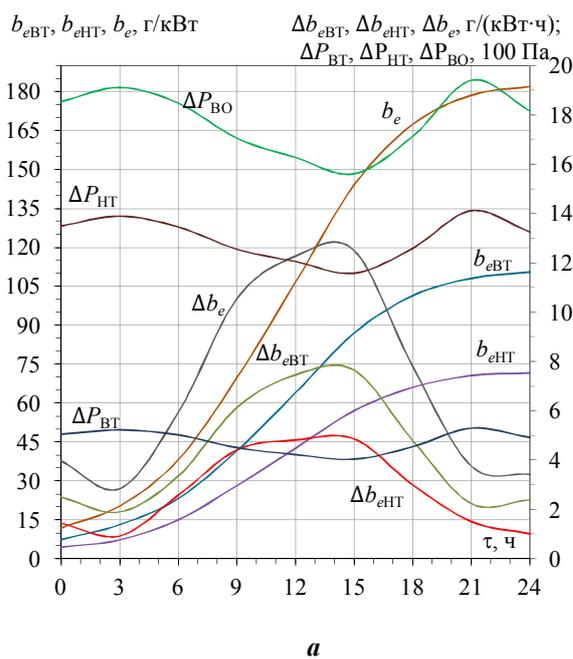


Рис. 3. Текущие значения уменьшения удельного расхода топлива ГТУ за счет охлаждения воздуха на входе с учетом аэродинамического сопротивления ΔP_{BO} двухступенчатого ВО Δb_e и суммарного по нарастающей уменьшения удельного расхода топлива b_e , приходящегося на 1 кВт мощности ГТУ, в течение суток (20.07.2009) для климатических условий г. Южноукраинск, Николаевская обл., для высокотемпературной АБХМ-ступени VO_{BT} U-образного типа с подачей холодной воды с температурой $t_{w1} = 7^\circ\text{C}$ от АБХМ и кипящим хладоном при температуре кипения $t_0 = 2^\circ\text{C}$ в низкотемпературной ЭХМ-ступени охлаждения VO_{HT} и для двухступенчатого ВО: $\Delta b_{eBT}, \Delta b_{eHT}$ и Δb_e – для VO_{BT}, VO_{HT} и всего ВО; b_{eBT}, b_{eHT} и b_e – для VO_{BT}, VO_{HT} и всего ВО; $\Delta P_{BT}, \Delta P_{HT}$ и ΔP_{BO} – для VO_{BT}, VO_{HT} и всего ВО; $G_B = 40 \text{ кг}/\text{с}$;
а – $q_{0.BT} = 16 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с}); q_{0.HT} = 18 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с}); q_0 = 34 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с});$
б – $q_{0.BT} = 10 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с}); q_{0.HT} = 24 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с}); q_0 = 34 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$

турную ступень ВО_{ВТ} $q_{0ВТ}$ будет снижаться и часть ее поверхности не будет участвовать в теплопередаче, то с целью сокращения затрат мощности ГТУ, соответственно и топлива на преодоление аэродинамического сопротивления неработающей поверхности высокотемпературной ступени целесообразно при проектировании принимать проектную тепловую нагрузку высокотемпературной ступени заниженной – согласно второму варианту (рис. 3,б): $q_{0ВТ} = 10$ кВт/(кг/с) и $q_{0НТ} = 24$ кВт/(кг/с) при $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) для всего двухступенчатого ВО.

Выводы

Предложен методологический подход к выбору рациональных тепловых нагрузок комбинированных абсорбционно-эжекторных холодильных машин (АЭХМ) двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГТУ. С целью сокращения затрат мощности ГТУ, соответственно и топлива на преодоление аэродинамического сопротивления воздухоохладителя, тепловую нагрузку высокотемпературной абсорбционной ступени, наиболее подверженной влиянию переменных температуры и влажности воздуха, выбирают заниженной, а низкотемпературной эжекторной ступени – завышенной, чтобы обеспечить глубокое охлаждение воздуха на входе ГТУ при его умеренных температурах и компенсировать дефицит нагрузки высокотемпературной ступени при высоких температурах наружного воздуха.

Литература

1. Bortmany, J. N. *Assesment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air*

[Текст] / J. N. Bortmany // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2002-30657. – 12 p.

2. Радченко, А. Н. *Эффективность способов охлаждения воздуха на входе ГТУ компрессорных станций в зависимости от климатических условий* [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 1(118). – С. 95–98.

3. Радченко, А. Н. *Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах* [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 4 (111). – С. 56–59.

References

1. Bortmany, J. N. *Assesment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air* / *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*, Paper GT-2002-30657. 12 p.

2. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. *Effektivnost sposobov okhlazhdeniya vozdukha na vkhode GTU kompressornykh stantsiy v zavisimosti ot klimaticheskikh usloviy* [Effective way of cooling the inlet air to the gas turbine compressor stations, depending on climatic conditions]. *Avitsionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya – Aerospace technics and technology*, 2015, no. 1 (118), pp. 95–98.

3. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. *Otsenka potentsiala okhlazhdeniya vozdukha na vkhode gazoturbinykh ustanovok transformatsiyey teploty otrabotannykh gazov v teploispolzuyushchikh kholodilnykh mashinakh* [Evaluation the potential of cooling gas turbines inlet air by transforming the heat of exhaust gases in the chillers]. *Avitsionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya – Aerospace technics and technology*, 2014, no. 4 (111), pp. 56 – 59.

Поступила в редакцию 16.11.2016, рассмотрена на редколлегии 7.12.2016

МЕТОДОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО ВИБОРУ ТЕПЛОГО НАВАНТАЖЕННЯ КОМБІНОВАНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ

А. М. Радченко, М. І. Радченко, С. А. Кантор, Б. С. Портной

Розглянуто методологічний підхід до вибору раціонального теплового навантаження комбінованої системи охолодження повітря на вході газотурбінної установки (ГТУ) тепловикористовуючими абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною і хладоновою ежекторною холодильною машиною, що утилізують теплоту відпрацьованих газів. Запропонований підхід забезпечує максимальну річну економію палива за рахунок глибокого охолодження повітря на вході ГТУ при помірних температурах зовнішнього повітря. Наведено результати розрахунку раціональних теплових навантажень абсорбційного та ежекторного ступенів комбінованої системи двоступеневого охолодження повітря на вході ГТУ для кліматичних умов півдня України.

Ключові слова: абсорбційно-ежекторна холодильна машина, газотурбінна установка, ступіні охолодження, повітроохолоджувач.

A METHODOLOGICAL APPROACH OF CHOOSING THE RATIONAL HEAT LOAD ON COMBINED SYSTEM OF GTU INTAKE AIR COOLING*A. N. Radchenko, N. I. Radchenko, S. A. Kantor, B. S. Portnoy*

A methodological approach of choosing the rational heat load on combined system of gas turbine (GTU) intake air cooling by waste heat recovery absorption lithium bromide chiller and refrigerant ejector chiller, utilizing the heat of exhaust gases is considered. The proposed approach provides maximal annular fuel saving due to deep GTU intake air cooling at moderate ambient air temperatures. The results of calculations of rational heat loads on absorption and ejector stages of combined waste heat recovery system of two-stage cooling of air at the inlet of GTU in climatic conditions of the south of Ukraine are presented.

Key words: absorption-ejector chiller, gas turbine unit, cooling stage, aircooler.

Радченко Андрей Николаевич – канд. техн. наук, доц., Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Радченко Николай Иванович – д-р техн. наук, проф., Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Кантор Сергей Анатольевич – инженер-механик, ПАО "Завод "Экватор", Николаев, Украина, e-mail: s_kantor@mail.ru.

Портной Богдан Сергеевич – аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail:

Radchenko Andrey Nikolaevich – Candidate of Technical Science, Assistant Professor of Dept. of Ship Electroenergetic Systems, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: andrad69@mail.ru.

Radchenko Nikolai Ivanovich – Doctor of Technical Science, Professor, Head of Dept. of Conditioning and Refrigeration, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: andrad69@mail.ru.

Kantor Sergey Anatolievich – Engineer, LTD "Zavod "Ekvator", Mykolaiv, Ukraine, e-mail: s_kantor@mail.ru.

Portnoy Bogdan Sergeevich – Post Graduated Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: