

УДК 621.436; 621.57
Р 15

ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРОВ И ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ПРИВОДНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

А. Н. Радченко, ст. науч. сотр., канд. техн. наук

Национальный университет кораблестроения, г. Николаев

Аннотация. Выполнен анализ эффективности охлаждения наружного вентиляционного воздуха на входе электрогенераторов и наружного воздуха на входе их приводных дизелей в теплоиспользующих системах, утилизирующих теплоту нагретого в электрогенераторах вентиляционного воздуха и уходящих газов дизелей. Определены условия эффективного применения теплоиспользующих систем охлаждения.

Ключевые слова: охлаждение, утилизация, уходящие газы, вентиляционный воздух, теплоиспользующая система, электрогенератор, дизель.

Анотація. Виконано аналіз ефективності охолодження зовнішнього вентиляційного повітря на вході електрогенераторів і зовнішнього повітря на вході їх приводних дизелів у тепловикористовуючих системах, що утилізують теплоту нагрітого в електрогенераторах вентиляційного повітря та відхідних газів дизелів. Визначено умови ефективного застосування тепловикористовуючих систем охолодження.

Ключові слова: охолодження, утилізація, відхідні гази, вентиляційне повітря, тепловикористовуюча система, електрогенератор, дизель.

Abstract. Effectiveness of cooling of ambient ventilating air at the inlet of alternators and ambient air at the inlet of their driving diesels by waste heat recovery systems utilizing the heat of ventilating air heated in alternators and exhaust gases of diesels has been analyzed. The conditions of effective application of waste heat recovery cooling systems are found.

Keywords: refrigerating, utilization, exhaust gases, ventilation air, heat-using system, electric generator, diesel.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Надежная и эффективная работа электрогенераторов (ЭГ) возможна при условии отвода выделяемой в них теплоты. Перегрев обмоток, следствием чего могут быть межвитковые замыкания и выгорание обмоток, является основной причиной выхода из строя ЭГ [6, 7]. Большая часть аварий происходит при повышенных температуре и влажности охлаждающего ЭГ (вентиляционного) воздуха. Известно, что при повышении температуры изоляции на 8...10 °С сверх уста-

новленной нормы срок ее службы сокращается вдвое [1]. С увеличением температуры вентиляционного воздуха на 2...3 °С температура обмоток возрастает на 1 °С. Температурой обмоток ограничиваются плотность тока и, как следствие, электрическая мощность. На циркуляцию охлаждающего ЭГ воздуха расходуются 2...3 % произведенной электроэнергии [1], что свидетельствует о целесообразности повышения эффективности охлаждения ЭГ снижением температуры вентиляционного воздуха на входе, а не увеличением его расхода.

От температуры наружного воздуха $t_{н.в}$ на входе зависит также эффективность приводных дизелей [2]. Так, по данным [4, 5], повышение температуры $t_{н.в}$ на 10 °С приводит к возрастанию удельного расхода топлива b_e на 0,5...0,6 % и соответствующему снижению КПД дизелей.

Итак, проблема охлаждения вентиляционного воздуха ЭГ и наружного воздуха на входе их приводных дизелей стоит весьма остро. С повышением температуры наружного воздуха на входе возрастают температуры уходящих газов приводных дизелей, т. е. тепловые потери, и вентиляционного воздуха ЭГ, а следовательно, ухудшаются эффективность и надежность функционирования дизель-генератора (ДГ) в целом. Поэтому представляется целесообразным утилизировать теплоту уходящих газов приводных дизелей и нагретого в ЭГ вентиляционного воздуха с помощью теплоиспользующих систем охлаждения (ТСО) вентиляционного воздуха на входе ЭГ и наружного воздуха на входе их приводных дизелей.

До настоящего времени вопросы охлаждения воздуха в ДГ решались изолированно для ЭГ и их приводных дизелей. Это исключало возможность комплексного решения проблемы повышения их эффективности путем совместной утилизации сбросной теплоты уходящих газов приводных дизелей и нагретого в ЭГ вентиляционного воздуха.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — анализ эффективности охлаждения наружного вентиляционного воздуха ЭГ и наружного воздуха на входе их приводных дизелей в теплоиспользующих системах, утилизирующих теплоту уходящих газов дизелей и нагретого в ЭГ вентиляционного воздуха.

ИЗЛОЖЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

Конструктивно наиболее просты и надежны в эксплуатации эжекторные ТСО (ЭТСО), в которых эжектор выполняет функцию компрессора [3]. Основными элементами ЭТСО помимо эжектора являются теплообменники, поэтому применение их не вызовет заметного усложнения штатных систем водяного (в случае судовых ДГ) охлаждения воздуха ДГ.

Из-за сравнительно низкой температуры источников сбросной теплоты ЭГ и приводных дизелей она может быть утилизирована лишь с помощью низкикипящих рабочих тел (НРТ), например хладонов, что исключает необходимость поддержания в ТСО вакуума. Подвод теплоты к НРТ осуществляется в процессе их фазового перехода, что обеспечивает минимальные поверхности теплообменников.

Сначала была проанализирована целесообразность охлаждения воздуха, подаваемого на ЭГ вентилятором В, только за счет утилизации теплоты, отводимой от его обмоток. Схема такой автономной системы охлаждения воздуха ЭГ приведена на рис. 1.

Эжекторная ТУО состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросилового служит для получения паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из испарителя-воздухоохладителя (И-ВО) холодильного контура, до давления в конденсаторе. Жидкий НРТ после конденсатора делится на два потока: первый подается насосом Н в генератор Г, где он нагревается и испаряется при высоком давлении за счет теплоты нагретого воздуха, отводимого от электрогенератора, а второй дросселируется в дроссельном клапане ДК и направляется в И-ВО, где испаряется при низком давлении и, соответственно, температуре, отводя теплоту от наружного воздуха на входе электрогенератора.

Пары НРТ всасываются из И-ВО эжектором Э и подаются снова в конденсатор Кн. Таким образом, эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из И-ВО, происходит в его камере смешения и диффузоре). В генераторе НРТ нагревается от температуры конденсации t_k до температуры его испарения t_r (экономайзерная секция) и испаряется при высоком давлении (испарительная секция).

Эффективность ЭТСО характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_p$, который представляет собой отношение холо-

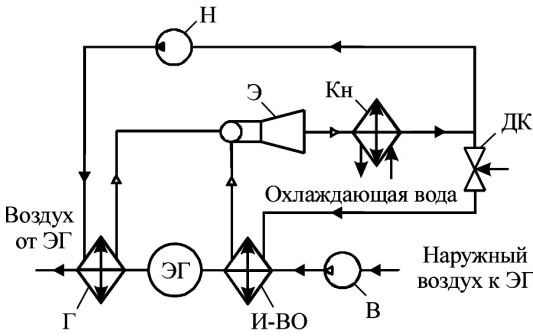


Рис. 1. Схема ЭТСО вентиляционного воздуха на входе ЭГ с использованием теплоты нагретого вентиляционного воздуха

допроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной в испарителе от воздуха, подаваемого на охлаждение электрогенератора) к количеству теплоты Q_p подведенной в генераторе ЭТСО к кипящему НРТ от воздуха, нагретого в электрогенераторе.

На рис. 2 представлены зависимости теплового коэффициента ζ ЭТСО от температуры конденсации t_k НРТ при его температурах кипения в испарителе-воздухоохладителе $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и в генераторе $t_r = 80, 100$ и 120°C . В качестве НРТ применен озонобезопасный хладагент R142B.

Как видно, тепловой коэффициент ζ с повышением температуры кипения в генераторе t_r увеличивается, причем при большей температуре конденсации t_k , зависящей, в свою очередь, от температуры охлаждающей конденсатор ЭТСО забортной воды, это увеличение происходит более резко. Поскольку температура кипения НРТ в генераторе t_r зависит от температуры источника утилизируемой в нем теплоты, то в случае использования теплоты нагретого в ЭГ вентиляционного воздуха с температурой $t_{в1} = 100^\circ\text{C}$ она не может быть больше 80°C , чему соответствуют весьма низкие значения теплового коэффициента ζ (см. рис. 2).

Низкие значения теплового коэффициента ζ , обусловленные невысокими температурами $t_{в1}$ и, соответственно, t_p , являются причиной недостаточной эффективности применения ЭТСО, использующей для охлаждения воз-

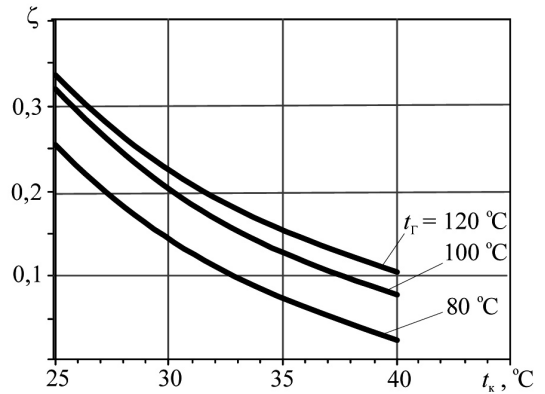


Рис. 2. Тепловые коэффициенты ЭТСО в зависимости от температуры конденсации t_k хладагента R142B

духа, подаваемого на вентиляцию электрогенератора, только теплоту нагретого в электрогенераторе вентиляционного воздуха. Об этом свидетельствуют результаты расчетов, приведенные на рис. 3. В качестве НРТ применен озонобезопасный хладагент R142B.

Температура воздуха на выходе из испарительной секции генератора $t_{в.И2}$ (на входе в экономайзерную секцию) принималась на 10°C выше, чем температура кипения НРТ в генераторе t_r . Соотношение удельных тепловых нагрузок на испарительную и экономайзерную секции генератора ЭТУО равно отношению удельных значений теплоты фазового перехода НРТ r при температуре кипения t_r и теплоты, требуемой для нагрева конденсата НРТ от t_k до t_p , т. е. $c_{ж}(t_p - t_k)$, где $c_{ж}$ — теплоемкость жидкого НРТ, которое, в свою очередь, определяется термодинамическим циклом работы ЭТСО (температурами t_k и t_r). Именно соотношение r и $c_{ж}(t_p - t_k)$ является тем сдерживающим фактором, который ограничивает снижение температуры нагретого вентиляционного воздуха в экономайзерной секции генератора значением $t_{в2}$, превышающим потенциально возможное исходя из минимальной разности температур: $t_{в2} = t_k + 10^\circ\text{C}$. Следствием этого является резкое снижение удельной тепловой нагрузки на весь генератор \bar{q}_r с повышением температуры t_p , ограничивающей удельную тепловую нагрузку на испарительную секцию генератора разностью температур $t_{в1} - t_{в.И2}$, где $t_{в.И2} = t_r + 10^\circ\text{C}$.

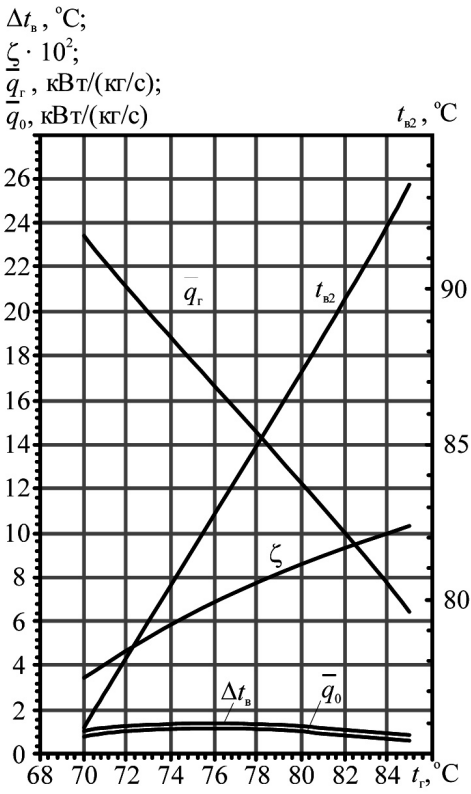


Рис. 3. Зависимости снижения температуры t_b воздуха на входе в ЭГ, тепловых коэффициентов ЭТСО ζ , удельных тепловой нагрузки на генератор \bar{q}_r и холодопроизводительности \bar{q}_0 , температуры t_{b2} воздуха после генератора ЭТСО от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0^\circ\text{C}$, конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$, нагретого воздуха перед генератором ЭТСО (после ЭГ) $t_{b1} = 100^\circ\text{C}$

С точки зрения эффективности ЭТСО желательно, чтобы значения t_r были как можно выше, что обеспечивало бы высокие тепловые коэффициенты (см. рис. 2). Для экологически безопасных хладонов R142B и R600 (н-бутан), которые обеспечивают повышенные величины ζ , максимальная температура t_r , допустимая исходя из термической стойкости хладонов, составляет около 120°C .

Как видно из рис. 3, при сравнительно низкой температуре нагретого воздуха после электрогенератора $t_{b1} = 100^\circ\text{C}$ и, соответственно, невысоких температурах кипения в генераторе t_r охлаждение воздуха в испарителе очень малое ($\Delta t_b = 2^\circ\text{C}$), что делает при-

менение ЭТСО нецелесообразным. Причины этого: во-первых, невысокий тепловой потенциал источника сбросной теплоты — нагретого вентиляционного воздуха после ЭГ ($t_{b1} = 100^\circ\text{C}$), ограничивающий срабатываемый в испарительной секции генератора ЭТУО теплоперепад разностью температур всего лишь $t_{b1} - t_{b,И2} = 20...30^\circ\text{C}$ (в диапазоне $t_r = 70...80^\circ\text{C}$ при условии $t_{b,И2} = t_r + 10^\circ\text{C}$), а следовательно, и тепловую нагрузку генератора в целом (в соответствии с соотношением удельных нагрузок испарительной и экономайзерной секций); во-вторых, низкие тепловые коэффициенты ЭТСО при невысоких температурах кипения в генераторе t_r (см. рис. 2).

Увеличить удельную холодопроизводительность и, соответственно, степень охлаждения вентиляционного воздуха на входе в ЭГ t_b можно, если дополнительно к нагретому в ЭГ вентиляционному воздуху использовать другие вторичные энергоресурсы (ВЭР), например уходящие газы приводного дизеля с температурой $300...350^\circ\text{C}$ и выше. При этом генератор ЭТСО следует выполнять в виде двух секций — испарительной, в которой происходит испарение жидкого НРТ при высоких давлении и, соответственно, температуре, и экономайзерной, в которой имеет место нагрев жидкого НРТ от температуры конденсации t_k до температуры кипения t_r в испарительной секции. Испарительную секцию генератора нужно устанавливать на линии уходящих газов после утилизационной турбины наддувочного турбокомпрессора (на линии источника сбросной теплоты более высокого потенциала), а экономайзерную — после ЭГ, отводя в ней теплоту от нагретого в ЭГ воздуха, как теплоносителя с более низкой температурой по сравнению с уходящими газами.

Схемы теплоиспользующих систем охлаждения вентиляционного воздуха ЭГ и наружного воздуха на входе дизеля с использованием теплоты нагретого вентиляционного воздуха после ЭГ и уходящих газов дизеля приведены на рис. 4.

На рис. 5 приведены снижение температуры воздуха t_b в испарителе ЭТСО, удельные (отнесенные к расходу воздуха на вхо-

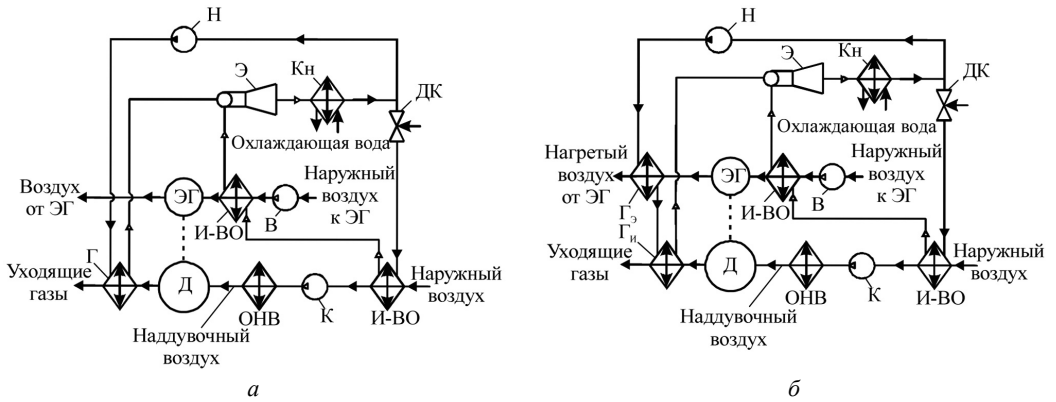
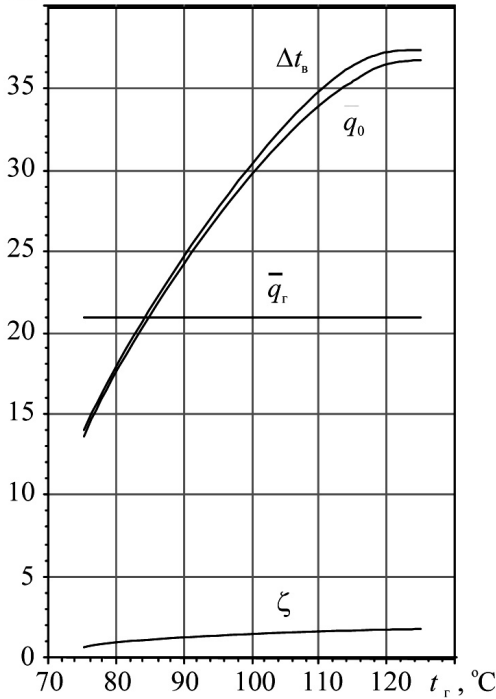


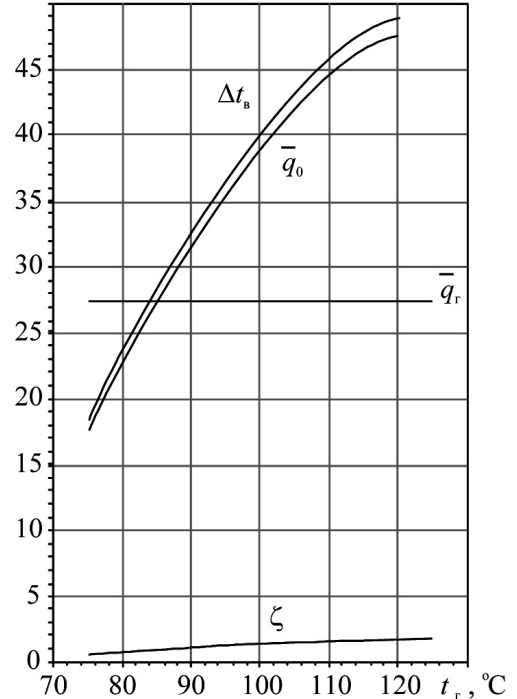
Рис. 4. Схемы систем охлаждения вентиляционного воздуха ЭГ и воздуха на входе приводного дизеля с использованием теплоты нагретого вентиляционного воздуха после ЭГ (а) и дополнительно теплоты уходящих газов приводного дизеля (б): Д — приводной дизель; К — наддувочный компрессор дизеля; ОНВ — охладитель наддувочного воздуха водяной; Гэ и Ги — экономайзерная и испарительная секции генератора паров НРТ; И-ВО — испаритель-воздухоохладитель; Э — эжектор; Кн — конденсатор; Н — насос НРТ; ДК — дроссельный клапан; В — вентилятор

$\Delta t_b, ^\circ\text{C};$
 $\zeta \cdot 10;$
 $\bar{q}_r \cdot 10^{-1}, \text{кВт}/(\text{кг}/\text{с});$
 $q_0, \text{кВт}/(\text{кг}/\text{с})$



а

$\Delta t_b, ^\circ\text{C};$
 $\zeta \cdot 10;$
 $\bar{q}_r \cdot 10^{-1}, \text{кВт}/(\text{кг}/\text{с});$
 $q_0, \text{кВт}/(\text{кг}/\text{с})$



б

Рис. 5. Зависимости снижения температуры воздуха t_b в испарителе ЭТСО, удельных холодопроизводительности \bar{q}_0 и тепловой нагрузки на генератор \bar{q}_r , теплового коэффициента ζ от температуры кипения НРТ в генераторе t_r

де дизеля) холодопроизводительность \bar{q}_0 и тепловая нагрузка на генератор \bar{q}_r , тепловой коэффициент ζ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температуре кипения НРТ в испарителе-воздухоохладителе $t_0 = 0$ °С, конденсации $t_k = 35$ °С, уходящих газов на входе генератора ЭТСО $t_{r1} = 350$ °С для случаев утилизация теплоты уходящих газов приводного дизеля с понижением его температуры до $t_{yr} = 160$ °С (рис. 5, а) и совместно теплоты уходящих газов дизеля и нагретого вентиляционного воздуха после ЭГ с исходной температурой $t_{b1} = 100$ °С (рис. 5, б).

Как видно, при использовании в ЭТСО теплоты уходящих газов приводного дизеля и нагретого вентиляционного воздуха ЭГ снижение температуры воздуха в испарителе ЭТСО составляет $\Delta t_b = 35 \dots 40$ С. Так как значения t_b , приведенные на рис. 5, отнесены к расходу воздуха на входе дизеля, который намного больше расхода вентиляционного воздуха ЭГ, то холода, выработанного в ЭТСО, достаточно, чтобы понизить температуру вентиляционного воздуха ЭГ и воздуха на входе дизеля примерно на 30 °С. С учетом того что каждые 10 °С снижения температуры воздуха на входе приводного дизеля приводят к уменьшению удельного расхода топлива и возрастанию КПД дизеля на 0,5...0,7 %, а использованием для вентиляции ЭГ воздуха со значительно более низкой температурой (по сравнению с охлаждением вентиляционного воздуха в водяном охладителе) можно сократить его расход в 2–3 раза и, соответственно, уменьшить потери КПД электрогенератора, которые в базовых вариантах достигают 2...3% [1]; применение ЭТСО обеспечивает прирост КПД ДГ на 3 % в абсолютных и 6 %

в относительных величинах при КПД базового ДГ 45 % и, соответственно, сокращение удельного расхода топлива почти на 6 %.

Из сравнения рис. 5, а и 5, б видно, что дополнительное использование в ЭТСО теплоты нагретого вентиляционного воздуха после ЭГ с исходной температурой $t_{b1} = 100$ °С приводит к увеличению снижения температуры воздуха $\Delta t_{цв}$ в ЭТСО примерно на 10 °С при условии равенства расходов циклового воздуха дизеля и вентиляционного воздуха ЭГ. Поскольку расход вентиляционного воздуха ЭГ обычно в 2–3 раза меньше циклового, то пропорционально сократится и прибавка в Δt_b . Однако положительный эффект от охлаждения нагретого вентиляционного воздуха после ЭГ в случае судовых ДГ состоит в снижении его температуры до температуры в машинном отделении (МО), что исключает соответствующие затраты энергии на вентиляцию МО.

Параметры, приведенные на рис. 5, получены из условия, что расходы наружного воздуха на входе ЭГ и дизеля одинаковы. В случае их отличия указанные величины изменятся согласно соотношению расходов.

ВЫВОДЫ

Применение ЭТСО, использующих теплоту уходящих газов приводного дизеля и нагретого вентиляционного воздуха ЭГ, обеспечивает прирост КПД дизеля примерно на 3 % в абсолютных и 6 % в относительных величинах и, соответственно, сокращение удельного расхода топлива почти на 6 %. Использование же в качестве источника теплоты для ЭТСО только нагретого в ЭГ вентиляционного воздуха с температурой около 100 °С нецелесообразно.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Борисенко А.И., Данько В.Г., Яковлев А.И. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах. — М.: Энергия, 1974. — 560 с.
- [2] Овсянников М.К., Петухов В.А. Дизели в пропульсивном комплексе морских судов: Справочник. — Л.: Судостроение, 1987. — 256 с.
- [3] Радченко А.Н. Анализ эффективности теплоиспользующих хладоновых эжекторных систем охлаждения судовых электродвигателей // Вестник двигателестроения. — 2007. — № 3. — С. 135–139.

- [4] *Радченко А.Н.* Теплоиспользующие установки кондиционирования воздуха судовых вспомогательных дизелей // *Авиационно-космическая техника и технология.* — 2008. — № 7 (54). — С. 158–162.
- [5] *Радченко А.Н., Бузник А.И.* Энергосберегающий экологически безопасный судовой кондиционер на базе дизель-генератора // *Авиационно-космическая техника и технология.* — 2008. — № 10 (57). — С. 118–122.
- [6] *Справочник по электрическим машинам: В 2 т. / Под общ. ред. И.П. Копылова и Б.К. Клокова.* — М.: Энергоатомиздат, 1988. — Т. 1. — 456 с.
- [7] *Сюбаев М.А., Хайкин А.Б., Шейнцев Е.А.* Анализ аварий и неисправностей в судовых электроустановках. — Л.: Судостроение, 1975. — 176 с.