

УДК 621.577

Р.Н. РАДЧЕНКО¹, А.А. СИРОТА², Д.В. КОНОВАЛОВ¹, Н.И. РАДЧЕНКО¹¹Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина²Николаевский государственный гуманитарный университет им. П. Могилы, Украина

ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ ДВС НА БАЗЕ ЭЖЕКТОРНОЙ И АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Выполнен анализ эффективности охлаждения циклового воздуха судовых ДВС эжекторной и водоаммиачной абсорбционной холодильными машинами, использующими теплоту уходящих газов. Рассчитаны характеристики теплоиспользующих систем охлаждения воздуха: удельные тепловые нагрузки на генератор паров низкокипящего рабочего тела высокого давления, испаритель-воздухоохладитель, уменьшение температуры воздуха на входе ДВС. Показано, что применение эжекторной теплоиспользующей машины обеспечивает снижение температуры циклового воздуха на 20...40 °С и повышение КПД судовых ДВС на 1...2 %. Предложены схемные решения теплоиспользующих систем охлаждения воздуха.

утилизация, уходящие газы, цикловой воздух, эжекторная холодильная машина, водоаммиачная абсорбционная холодильная машина, низкокипящее рабочее тело, тепловой коэффициент

Анализ состояния проблемы, постановка цели исследования

В процессе эксплуатации судовые ДВС подвергаются колебаниям температуры воздуха на входе турбокомпрессора (ТК) и охлаждающей забортной воды, что вызывает изменение температуры наддувочного воздуха. С их повышением уменьшается масса поступающего в цилиндры воздуха и соответственно коэффициент избытка воздуха, растет температура выпускных газов, увеличиваются потери теплоты в охлаждающую среду, уменьшаются работа газов и индикаторный КПД, возрастают температура и теплонапряженность деталей двигателя.

Поскольку при повышенных температурах окружающей среды системы водяного охлаждения не обеспечивают температуры наддувочного воздуха на уровне 40...50 °С, то желательно применять дополнительное охлаждение наддувочного воздуха после ТК и предварительное его охлаждение перед ТК.

С целью повышения топливной экономичности судовых ДВС для охлаждения циклового воздуха

целесообразно использовать низкопотенциальные вторичные энергоресурсы (ВЭР) в теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ), работающих на низкокипящих рабочих телах (НРТ). Значительные резервы в этом направлении судовой энергетики связаны с охлаждением воздуха ДВС в ТХМ на базе абсорбционных и эжекторных холодильных машин (АХМ и ЭХМ), использующих ВЭР.

Целью исследования является оценка эффективности применения теплоиспользующих холодильных машин для охлаждения воздуха судовых ДВС.

Анализ результатов исследования

Конструктивно наиболее простыми и надежными в эксплуатации являются ЭХМ [1]. Энергетическая эффективность ТХМ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0/Q_r$, представляющим собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной в испарителе-воздухоохладителе от воздуха на входе двигателя к НРТ, кипящему при низких давлении и соответственно температуре) к количеству теплоты Q_r , под-

веденной в генераторе к кипящему НРТ высокого давления от уходящих газов или другого источника сбросной теплоты. Зависимости тепловых коэффициентов ζ для ЭХМ, работающей на R142b, и водоаммиачной АХМ приведены на рис. 1 и 2.

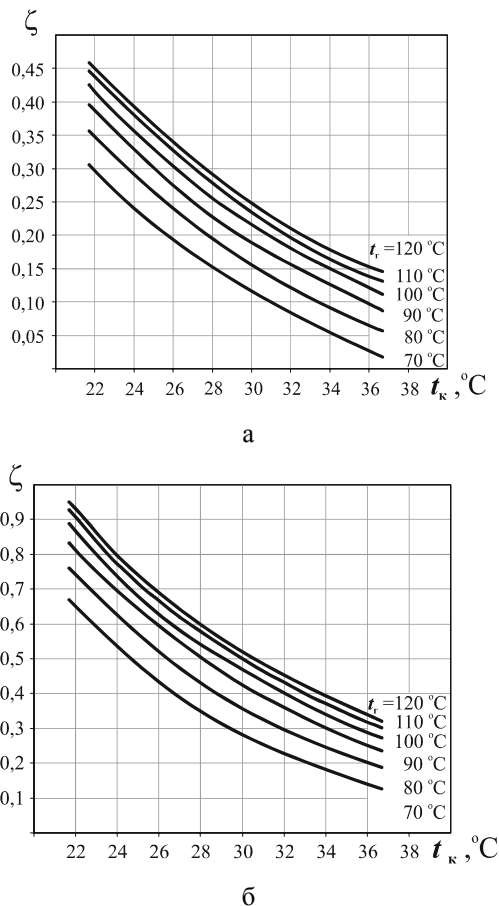


Рис. 1. Зависимости тепловых коэффициентов ζ ЭХМ на R142b от температуры конденсации t_k при разных температурах кипения в генераторе t_r и испарителе t_0 : а – $t_0 = 0^\circ\text{C}$; б – $t_0 = 10^\circ\text{C}$

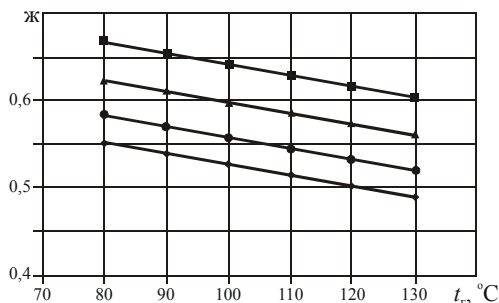


Рис. 2. Зависимости тепловых коэффициентов ζ водоаммиачной АХМ от температуры кипения водоаммиачного раствора в генераторе t_r при температурах конденсации t_k и кипения аммиака в испарителе t_0 : ■ – $t_0 = 10^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$; ▲ – $t_0 = 10^\circ\text{C}$; $t_k = 35^\circ\text{C}$; ● – $t_0 = 0^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$; ◆ – $t_0 = 0^\circ\text{C}$; $t_k = 35^\circ\text{C}$

Как видно, тепловые коэффициенты АХМ практически в два раза выше, чем ЭХМ.

Об эффективности применения ТХМ можно судить по снижению температуры Δt_b циклового воздуха ДВС в испарителе теплоиспользующей холодильной машины, значения которого приведены на рис. 3, а для ЭХМ и рис. 3, б для водоаммиачной АХМ.

Там же представлены и другими основными характеристики теплоиспользующей холодильной машины:

– удельные теплота, приходящаяся на единичный расход газа или воздуха и отведенная от уходящих газов $\bar{q}_e$ и воздуха на входе двигателя (холодопроизводительность) $\bar{q}_0$;

– температура $t_{y.r}$ уходящих газов после двигателя (на входе в ТХМ);

– приращение КПД двигателя $\Delta\eta$ в зависимости от температуры $t_{y.r}^6$ уходящих газов после базового двигателя (без ТХМ) при температурах кипения хладагента в генераторе (кипятильнике АХМ) $t_r = 120^\circ\text{C}$ и испарителе $t_0 = 0^\circ\text{C}$, конденсации $t_k = 30^\circ\text{C}$, уходящих газов после генератора $t_{r2} = 150^\circ\text{C}$.

Значение температуры уходящих газов после генератора $t_{r2} = 150^\circ\text{C}$ принималось исходя из условия предотвращения возникновения сернистой коррозии концевых поверхностей экономайзерной секции.

В качестве НРТ в ЭХМ применен озонобезопасный хладон R142b.

При расчете разности температур Δt_b воздуха на входе двигателя в результате его охлаждения в испарителе теплоиспользующей холодильной машины учитывали влияние снижения температуры воздуха на входе на температуру $t_{y.r}$ уходящих газов согласно соотношению $\Delta t_{y.r} = 1,6 \Delta t_b$ [2].

Из сравнения рис. 3, а и б видно, что снижение температуры Δt_b воздуха на входе двигателя в АХМ практически в два раза больше, чем в ЭХМ.

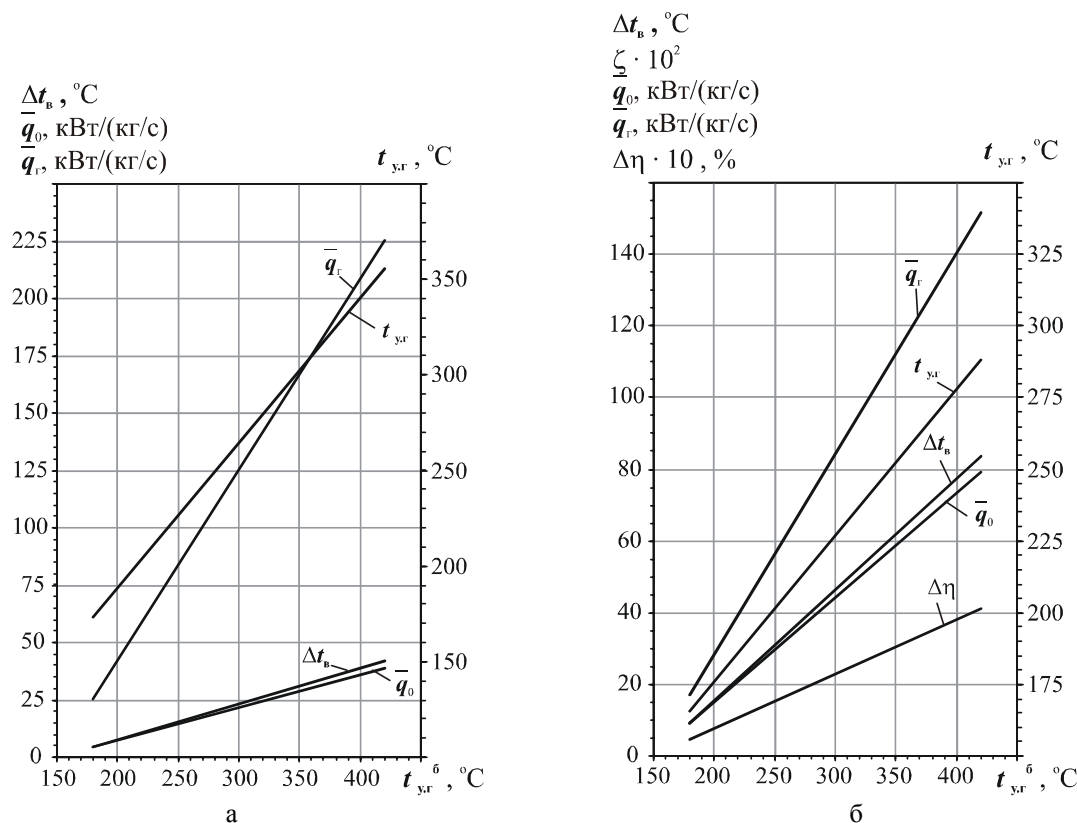


Рис. 3. Удельные теплота, отведенная от уходящих газов $\bar{q}_2$ и воздуха на входе двигателя (холодопроизводительность) $\bar{q}_0$, снижение температуры Δt_b воздуха на входе двигателя, температура $t_{y,г}$ уходящих газов после двигателя (на входе в ТХМ) и приращение КПД двигателя $\Delta\eta$ в зависимости от температуры $t_{y,гб}^6$ уходящих газов после базового двигателя (без ТХМ) при температурах кипения НРТ в генераторе (кипятильнике АХМ) $t_r = 120^\circ\text{C}$ и испарителе $t_0 = 0^\circ\text{C}$, конденсации $t_k = 30^\circ\text{C}$, уходящих газов после генератора $t_{r2} = 150^\circ\text{C}$:
а – ЭХМ на R142b; б – водоаммиачная АХМ

Как видно из рис. 3,а, применение ЭХМ, использующей теплоту уходящих газов, приводит к заметному снижению температуры воздуха на входе двигателя $\Delta t_b > 20^\circ\text{C}$ только в случае $t_{y,гб}^6 > 250^\circ\text{C}$, что имеет место при размещении генератора ЭХМ после утилизационной турбины ТК, т.е. на байпасной линии газовыпуска в обход УК. Ограничение же температуры уходящих газов после экономайзерной секции генератора величиной $t_{r2} = 150^\circ\text{C}$, т.е. превышающей $t_r = 120^\circ\text{C}$, существенно сокращает срабатываемый в генераторе теплоперепад по уходящим газам, что особенно сказывается при $t_{y,гб}^6 > 250^\circ\text{C}$. В результате чего в экономайзерной секции генератора используется теплота уходящих газов сравнительно высокого температурного уров-

ня $t_{y,г} > t_r$, которая вполне могла быть реализованной в его испарительной секции.

Характеристики ТХМ при температуре кипения НРТ в испарителе-воздухоохладителе $t_0 = 10^\circ\text{C}$ приведены на рис. 4. Как видно, если повышение температуры t_0 до 10°C приводит к увеличению снижения температуры Δt_b воздуха в ЭХМ практически в 1,5 раза по сравнению с $t_0 = 0^\circ\text{C}$ (рис. 3,а и 4,а), то в случае АХМ возрастание t_0 не вызывает заметного изменения Δt_b (рис. 3,б и 4,б). Это объясняется относительно малым изменением ζ АХМ с повышением t_0 на 10°C при больших абсолютных величинах ζ :

$\Delta\zeta = 0,06 \dots 0,07$ при $\zeta = 0,5 \dots 0,6$ (рис. 2). Для ЭХМ

относительный прирост ζ на порядок больше по сравнению с АХМ: $\Delta\zeta \approx 0,2$ при $\zeta = 0,1 \dots 0,2$ (рис. 1).

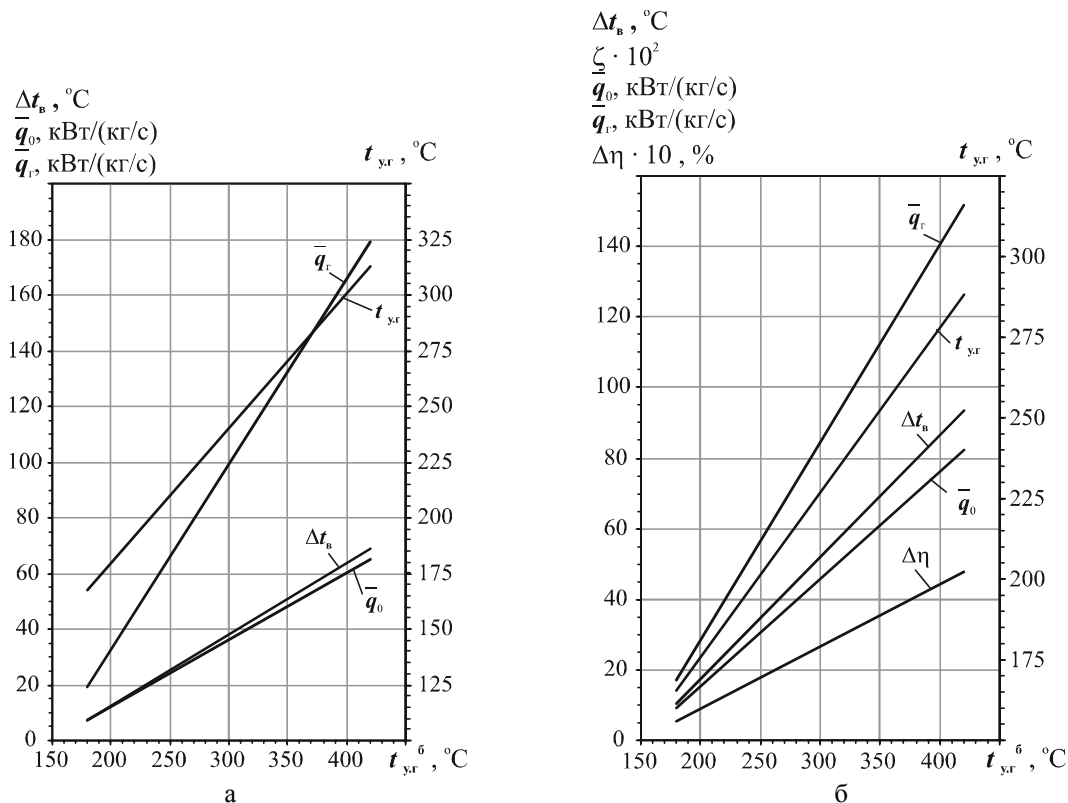


Рис. 4. Удельные теплота, отведенная от уходящих газов $\bar{q}_2$ и воздуха на входе двигателя (холодопроизводительность) $\bar{q}_0$, снижение температуры Δt_b воздуха на входе двигателя, температура $t_{y,r}$ уходящих газов после двигателя (на входе в ТХМ) и приращение КПД двигателя $\Delta\eta$ в зависимости от температуры $t_{y,r}^6$ уходящих газов после базового двигателя (без ТХМ) при температурах кипения хладагента в генераторе (кипятильнике АХМ) $t_r = 120$ °С и испарителе $t_0 = 10$ °С, конденсации $t_k = 30$ °С, уходящих газов после генератора $t_{r2} = 150$ °С:
а – ЭХМ на R142b; б – водоаммиачная АХМ

Следует отметить, что ограничение температуры уходящих газов после экономайзерной секции генератора величиной $t_{r2} = 150$ °С, т.е. превышающей температуру кипения НРТ в генераторе $t_r = 120$ °С, существенно сокращает срабатываемый в испарительной секции генератора теплоперепад по уходящим газам, поскольку значительная его часть (от 30 до 50 % – в зависимости от $t_{y,r}$) изымается для нагрева жидкости в экономайзерной секции, для чего вполне могли бы использоваться ВЭР более низкого температурного уровня (охлаждающая двигатель вода или наддувочный воздух). Ограничение тепловой эффективности испарительной секции генератора особенно сказывается на ЭХМ при $t_{y,r}^6 >$

250 °С. Для того, чтобы реализовать весь тепловой потенциал испарительной секции генератора даже при таком жестком ограничении по температуре уходящих газов на выходе, $t_{r2} = 150$ °С, необходимо экономайзерную секцию генератора вынести из газовыпускного тракта и использовать в ней теплоту других низкопотенциальных ВЭР (охлаждающей двигатель воды или наддувочного воздуха).

Как видно, при $t_{y,r}^6 > 250$ °С охлаждение воздуха в испарителе, Δt_b , оказывается настолько большим, что превышает потенциальные возможности его использования на входе двигателя перед ТК, которые определяются температурой наружного воздуха (или в машинном отделении), а глубина охлаждения

воздуха ограничиваются температурой кипения НРТ в испарителе-воздухоохладителе t_0 : с учетом температурного напора между воздухом и кипящим НРТ температура воздуха на выходе из испарителя будет, как минимум, на $10...15\text{ }^{\circ}\text{C}$ выше t_0 . С учетом этого воздух на входе ДВС может быть охлажден не более чем на величину $\Delta t_b = 25...35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (меньшее значение соответствует $t_0 = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, а большее – $t_0 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$). Остающаяся же разность температур Δt_b (избыток холодопроизводительности ТХМ) целесообразно задействовать для глубокого охлаждения наддувочного воздуха после водяного ОНВ или же снижения температуры охлаждающей воды, подаваемой на ОНВ, т.е. прибегать к комплексной реализации произведенного холода.

При оценке влияния уменьшения температуры Δt_b циклового воздуха на приращения КПД $\Delta \eta$ двигателя исходили из того, что каждые $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ снижения температуры Δt_b воздуха обеспечивают $0,5\%$ прироста КПД $\Delta \eta$ [2]. Результаты расчетов показали, что применение ЭХМ приводит к заметному повышению эффективности ДВС только при установке ЭХМ непосредственно после утилизационной турбины турбонаддувочного агрегата, т.е. на байпасной линии уходящих газов в обход утилизационного пароводяного котла (при $t_{y,гб} > 250\text{ }^{\circ}\text{C}$). Существенное же приращение КПД, $\Delta \eta = 1,5...2,0\%$ и более, имеет место при утилизации теплоты уходящих газов с температурой выше $350\text{ }^{\circ}\text{C}$. Использование для нагрева жидкого НРТ в экономайзерной секции генератора ЭХМ дополнительных источников, например охлаждающей двигателя воды или наддувочного воздуха, т.е. комплексная утилизация, обеспечит еще большие приросты КПД: $\Delta \eta = 2...4\%$. В этом случае экономайзерную секцию генератора ЭХМ следует выносить из газопускового тракта двигателя, например на линию наддувочного воздуха. Образующийся же избыток холодопроизводительности ЭХМ (сверх ее величины, необходи-

мой для предварительного охлаждения наружного воздуха на входе ДВС) целесообразно задействовать для глубокого охлаждения наддувочного воздуха после водяного ОНВ или же снижения температуры охлаждающей воды, подаваемой на ОНВ. Схемное решение такой ЭХМ предполагает выполнение испарителя-воздухоохладителя в виде двух секций с установкой одной – на входе турбокомпрессора, а второй – после ОНВ или на охлаждающей воде.

Хотя эффективность применения АХМ для охлаждения циклового воздуха ДВС и выше, чем ЭХМ (в $1,5...2$ раза), габариты и масса АХМ намного больше, что обусловлено наличием десорбера-кипятильника, дефлегматора и абсорбера.

Выводы.

1. Использование в ЭХМ теплоты уходящих газов для охлаждения циклового воздуха судовых ДВС обеспечивает повышение их КПД на $1...2\%$, а газов и наддувочного воздуха – на $2...4\%$.
2. Эффективность применения АХМ для охлаждения воздуха ДВС в $1,5...2$ раза выше, чем ЭХМ.

Литература

1. Радченко Р.Н. Оптимальные массовые скорости хладагента в испарителях теплоиспользующих эжекторных установок кондиционирования воздуха судовых ДВС // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 4 (40). – С. 35-39.
2. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.mandiesel.com/files/news/files/762/5510-0005.00pr_low.pdf.

Поступила в редакцию 30.04.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Голиков, Одесская национальная морская академия, Одесса.