

УДК 621.577

Р.Н. РАДЧЕНКО¹, В.В. ГОРИН²¹Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина²Национальный технический университет Украины "КПИ", Украина

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ КОНДЕНСАЦИИ НРТ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ ЭЖЕКТОРНЫХ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА В СУДОВЫХ ДВС

Рассмотрены установки кондиционирования эжекторного типа, использующие теплоту уходящих газов для охлаждения циклового воздуха дизелей. Показано, что повышение эффективности двигателей за счет применения теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха в значительной степени зависит от температуры конденсации низкокипящего рабочего тела в этих установках.

утилизация теплоты, уходящие газы, низкокипящее рабочее тело, кондиционирование воздуха, конденсация

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Известно, что эффективность ДВС существенно зависит от температуры наружного воздуха на входе [1]. Понизить его температуру и за счет этого повысить КПД двигателей можно с помощью теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха (ТУКВ), в частности эжекторного типа, утилизирующих теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха [2]. Эффективность ТУКВ во многом зависит от работы их испарителей-воздухоохладителей (И-ВО), в которых испарение низкокипящего рабочего тела (НРТ) происходит с отводом теплоты от наружного воздуха на входе ДВС. Чем выше плотность теплового потока в И-ВО, тем меньше температурные напоры в них между охлаждаемым воздухом и кипящим НРТ, что позволяет охладить воздух на входе ДВС до более низкой температуры и за счет этого повысить эффективность двигателей (КПД и мощность). В свою очередь, плотность теплового потока q зависит от массовой скорости ρw НРТ, кипящего в И-ВО. Массовую скорость ρw , которая обеспечивает максимальную плотность теплового потока, принято считать оптимальной $(\rho w)_{\text{опт}}$.

Расчету оптимальных массовых скоростей ρw

хладагента в И-ВО пароконденсаторных холодильных машин (ПКХМ) посвящены многие публикации, в частности [3]. Однако в теплоиспользующих эжекторных холодильных машинах, где функцию компрессора выполняет эжектор, который в состоянии обеспечить сравнительно небольшие разности давления (соответственно и разности температур) конденсации и кипения, влияние температуры конденсации и кипения сказывается на эффективности работы И-ВО и в целом ТУКВ гораздо сильнее, чем в ПКХМ.

Целью выполненного исследования является определение влияния температуры конденсации НРТ на эффективность применения ТУКВ для охлаждения циклового воздуха ДВС и разработка рекомендаций по рациональному проектированию И-ВО и в целом ТУКВ с учетом этого влияния.

2. Анализ влияния температуры конденсации НРТ на эффективность применения ТУКВ в ДВС

Эффективность применения ТУКВ в ДВС оценивалась по приращению КПД двигателей. При этом расчеты показателей работы ТУКВ (теплового коэффициента, удельной холодопроизводительности) и приращения КПД ДВС выполнялись с учетом их за-

висимости от массовой скорости НРТ в И-ВО.

Схема эжекторной ТУКВ, использующей теплоту уходящих газов ДВС для охлаждения наружного воздуха на входе двигателя, представлена на рис. 1. Отвод теплоты от уходящих газов осуществляется в генераторе парообразного НРТ высокого давления, а охлаждение наружного воздуха за счет произведенного в ТУКВ холода – в испарителе-воздухоохладителе на входе ДВС. При этом энергия паров НРТ высокого давления, поступающих в рабочее сопло эжектора и ускоряющихся в нем в процессе расширения до низкого давления, используется для поджатия паров НРТ низкого давления, отсасываемых из И-ВО, до давления в конденсаторе.

Энергетическая эффективность эжекторных ТУКВ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_r$, представляющим собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от циклового воздуха ДВС) к количеству теплоты Q_r , подведенной в генераторе к кипящему НРТ от уходящих газов. В свою очередь, тепловой коэффициент ζ зависит от коэффициента эжекции U – отношения расходов пара НРТ низкого давления,

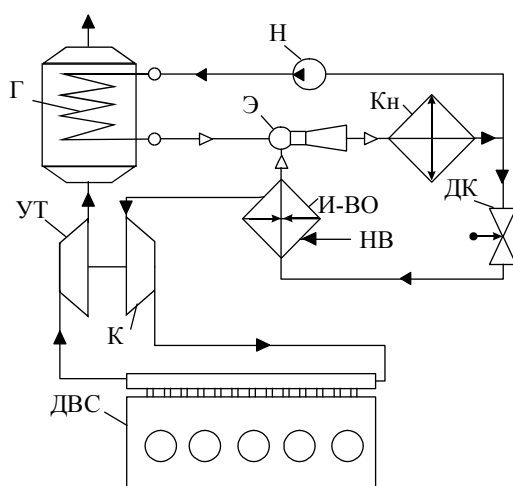


Рис. 1. Схема эжекторной ТУКВ, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения наружного воздуха на входе ДВС:

Г – генератор паров хладагента; Э – эжектор;
Кн – конденсатор хладагента; Н – насос хладагента;
ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный
воздух; И-ВО – испаритель хладагента-
воздухоохладитель; К – компрессор;
УТ – утилизирующая турбина

эжектируемого из испарителя-воздухоохладителя, и силового пара НРТ высокого давления, поступающего в рабочее сопло эжектора от генератора:

$$\zeta = U \cdot q_{0x} / q_r,$$

где q_{0x} и q_r – соответственно холодопроизводительность и тепловая нагрузка на генератор, приходящиеся на единичный расход НРТ.

На рис. 2 представлены зависимости коэффициента эжекции U и теплового коэффициента ζ эжекторной ТУКВ от температуры t_k конденсации НРТ при его температурах кипения в И-ВО $t_0 = 5$ и 10°C и в генераторе $t_r = 100^\circ\text{C}$.

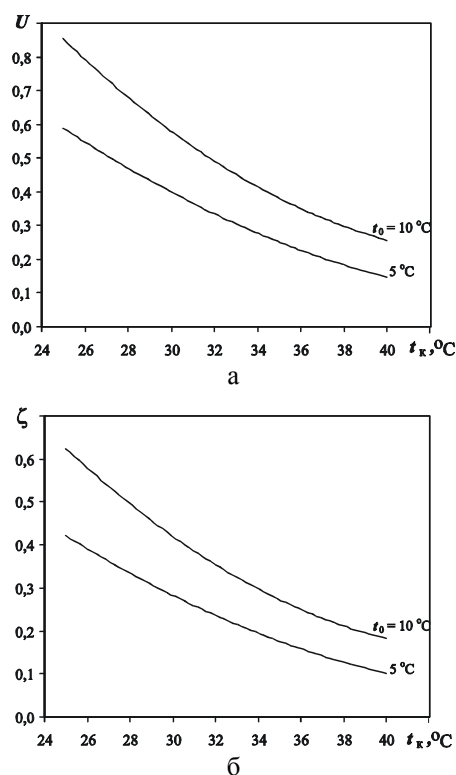


Рис. 2. Коэффициенты эжекции U (а) и тепловые коэффициенты ζ (б) эжекторной ТУКВ в зависимости от температуры t_k конденсации НРТ при его температурах кипения в И-ВО $t_0 = 5$ и 10°C и в генераторе $t_r = 100^\circ\text{C}$

Как видно, коэффициенты эжекции U и тепловой коэффициент ζ с повышением t_k существенно снижаются, причем при большей температуре кипения t_0 это снижение происходит более резко.

На рис. 3 приведены зависимости теплового коэффициента ТУКВ ζ от массовой скорости НРТ в И-ВО при температурах кипения в И-ВО $t_0 = 0^\circ\text{C}$,

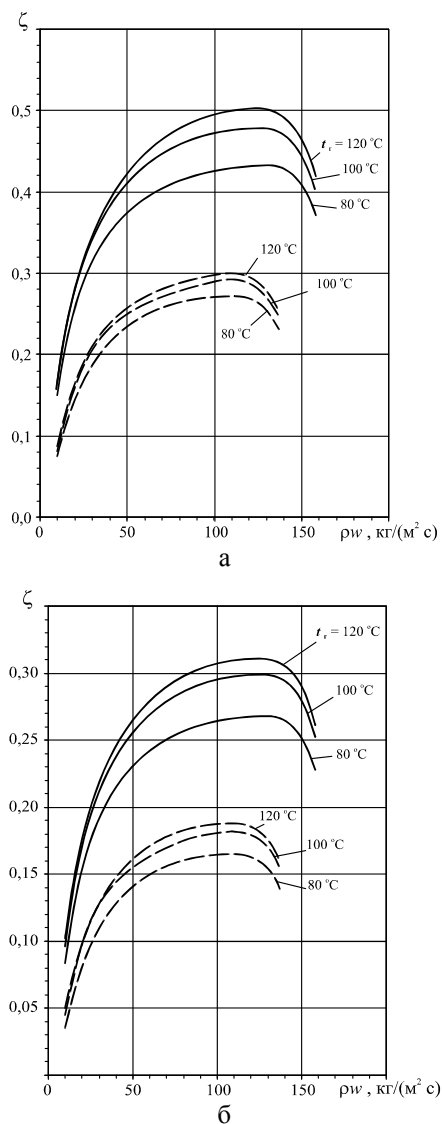


Рис. 3. Тепловые коэффициенты ζ эжекторной ТУКВ в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142B в И-ВО при разных температурах кипения в И-ВО t_0 , генераторе t_r и конденсации t_k :
а – $t_k = 35^\circ\text{C}$; б – $t_k = 45^\circ\text{C}$; — — — $t_0 = 10^\circ\text{C}$;
— — — $t_0 = 0^\circ\text{C}$

генераторе $t_r = 80; 100$ и 120°C и конденсации $t_k = 35$ и 45°C . В качестве НРТ применен озонобезопасный хладон R142B.

Как видно из рис. 3, зависимости теплового коэффициента ТУКВ от массовой скорости НРТ в И-ВО $\zeta = f(\rho w)$ имеют явно выраженные экстремумы, характер и положение которых относительно ρw с повышением температуры конденсации t_k практически не меняются, но сами значения максимумов $\zeta_{\max}$ значительно уменьшаются.

На рис. 4 представлены зависимости удельной холодопроизводительности q_0 (приходящейся на единичный расход воздуха), или удельной теплоты, отведенной в И-ВО от циклового воздуха ДВС, в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142B в И-ВО при температурах кипения в И-ВО $t_0 = 0^\circ\text{C}$, генераторе $t_r = 80; 100$ и 120°C и конденсации $t_k = 35$ и 45°C . При этом температура уходящих газов на входе генератора парообразного НРТ принималась равной $t_{r1} = 250^\circ\text{C}$, на выходе испаритель-

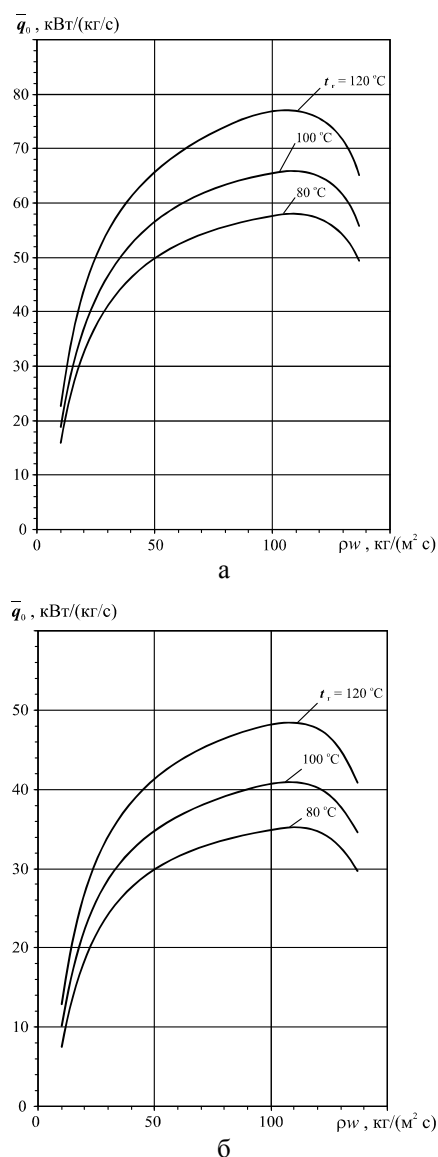


Рис. 4. Удельная холодопроизводительность q_0 эжекторной ТУКВ в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142B в И-ВО при температурах кипения в И-ВО $t_0 = 0^\circ\text{C}$; генераторе t_r и конденсации t_k :
а – $t_k = 35^\circ\text{C}$; б – $t_k = 45^\circ\text{C}$

ной секции генератора $t_{г2} = t_g + 20$ °С. Температура на выходе из экономайзерной секции генератора устанавливалась в соответствии с соотношением удельных тепловых нагрузок на испарительную секцию (удельной теплотой фазового перехода НРТ) и экономайзерную секцию (удельной теплотой, необходимой для нагрева жидкого НРТ от температуры конденсации t_k до температуры кипения в испарительной секции генератора t_g), определяемым термодинамическим холодильным циклом эжекторной ТУКВ. Температура воздуха на входе в И-ВО принималась $t_{в1} = 45$ °С, т.е. равной температуре воздуха в машинном отделении, а на выходе из И-ВО – на 10 °С выше температуры кипения t_0 . В случае, когда холодопроизводительность ТУКВ превышала ее величину, требуемую для снижения температуры наружного воздуха на входе от $t_{в1}$ до $t_{в2}$, избыток холодопроизводительности использовался для глубокого промежуточного охлаждения наддувочного воздуха.

Как видно из рис. 4, зависимости $q_0 = f(\rho w)$ подобно зависимостям $\zeta = f(\rho w)$ имеют явно выраженные экстремумы, характер и положение которых относительно ρw с повышением t_k практически не меняются, но сами значения максимумов $q_{0\max}$ значительно уменьшаются. Последнее говорит о существенном влиянии параметров работы конденсаторов (прежде всего интенсивности процессов конденсации, обуславливающей величины температурных напоров в конденсаторе) на эффективность применения ТУКВ в ДВС, т.е. о необходимости рационального проектирования конденсаторов.

Уменьшение температуры циклового воздуха ДВС Δt_b , соответствующее q_0 , в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142В в И-ВО приведено на рис. 5.

Как видно, с уменьшением температуры конденсации от $t_k = 45$ °С до $t_k = 35$ °С снижение температуры Δt_b увеличивается примерно в полтора раза. При пониженной температуре конденсации $t_k = 35$ °С (рис. 5,а) благодаря располагаемой избыточной

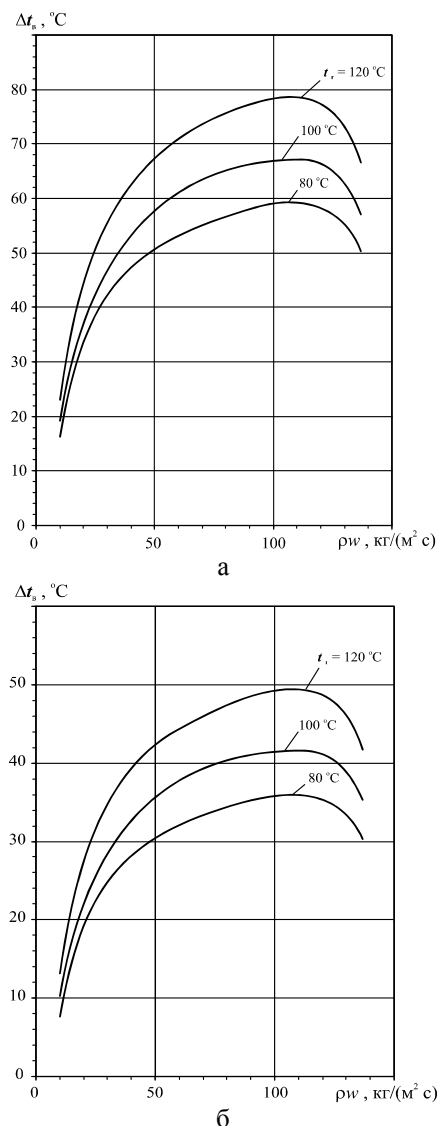


Рис. 5. Уменьшение температуры циклового воздуха ДВС Δt_b в И-ВО ТУКВ в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142В в И-ВО при температурах кипения в И-ВО $t_0 = 0$ °С; генераторе t_g и конденсации t_k : а – $t_k = 35$ °С; б – $t_k = 45$ °С

холодопроизводительности ТУКВ воздух может быть охлажден на величину $\Delta t_b = 60 \dots 80$ °С, т.е. гораздо большую, чем требуется для охлаждения наружного воздуха ($\Delta t_b = 20 \dots 40$ °С).

Избыток холодопроизводительности ТУКВ целесообразно использовать для глубокого промежуточного охлаждения наддувочного воздуха ДВС. Если принимать, что каждые десять градусов уменьшения температуры воздуха обеспечивают повышение КПД ДВС на 0,5 % [1], то суммарное

приращение КПД за счет охлаждения наружного и наддувочного воздуха может быть довольно заметным: $\Delta\eta = 1,5...2,5\%$ при $t_k = 45^\circ\text{C}$ и $3...4\%$ при $t_k = 35^\circ\text{C}$ (рис. 6).

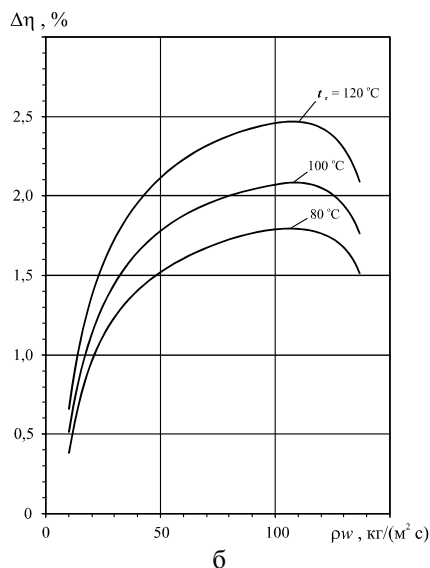
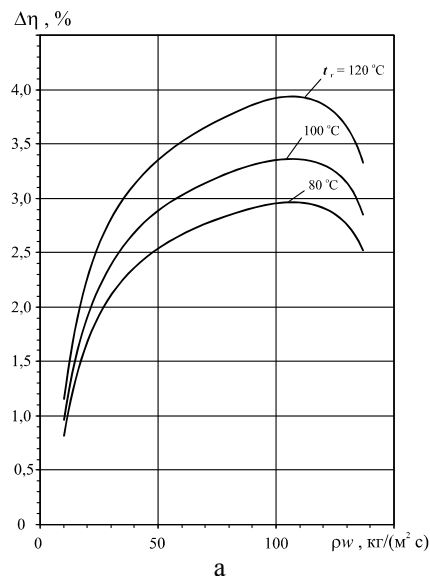


Рис. 6. Приращение КПД ДВС $\Delta\eta$ в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142B в И-ВО при температурах кипения в И-ВО $t_0 = 0^\circ\text{C}$; генераторе t_r и конденсации t_k : а – $t_k = 35^\circ\text{C}$; б – $t_k = 45^\circ\text{C}$

Такое значительное приращение КПД ДВС возможно, во-первых, при использовании в ТУКВ теплоты уходящих газов с температурой на входе в генератор более 250°C и наддувочного воздуха, а во-вторых, при высокой тепловой эффективности И-ВО и конденсатора, обеспечивающей минималь-

ные температурные напоры между охлаждаемым в И-ВО воздухом (охлаждающей конденсатор средой), с одной стороны, и испаряющимся (конденсирующимся) НРТ, с другой, т.е. при минимальных энергетических потерях в холодильном цикле. Это предъявляет высокие требования к проектированию теплообменников и, прежде всего, необходимости определения оптимальных массовых скоростей НРТ в них.

Выводы

1. С уменьшением температуры конденсации на 10°C приращение КПД ДВС за счет охлаждения циклового воздуха в ТУКВ увеличивается примерно в полтора раза.
2. При пониженной температуре конденсации благодаря избыточной холодопроизводительности воздух может быть охлажден в испарителе ТУКВ на величину гораздо большую, чем требуется для охлаждения наружного воздуха на входе ДВС.
3. Избыток холодопроизводительности ТУКВ целесообразно использовать для глубокого промежуточного охлаждения воздуха ДВС.

Литература

1. Аболешкин С.Е., Балыхин Ю.В. Экспериментальная проверка стабильности интегрального показателя технического состояния главного судового двигателя // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 2004. – Вып. 11. – С. 132-139.
2. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
3. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / Под ред. А.А. Гоголина. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 210 с.

Поступила в редакцию 5.06.2007

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