

УДК 621.577

Р.Н. РАДЧЕНКО

*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина*

## ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕШЕНИЙ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ СУДОВЫХ ДВС

Обоснованы схемные решения воздухоохладительных узлов установок кондиционирования, использующих теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха судовых дизелей для охлаждения их циклового воздуха.

**утилизация теплоты, уходящие газы, наддувочный воздух, установка кондиционирование воздуха, испаритель-воздухоохладитель, массовая скорость хладагента**

### 1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Условия эксплуатации судовых ДВС характеризуются повышенными температурами воздуха на входе. Понизить ее температуру и за счет этого повысить мощность и КПД ДВС можно с помощью теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха (ТУКВ), утилизирующих теплоту вторичных энергоресурсов (ВЭР) двигателей, в частности, уходящих газов и наддувочного воздуха.

Эффективность ТУКВ во многом зависит от работы их испарителей-воздухоохладителей (И-ВО), обеспечивающих снижение температуры наружного воздуха на входе ДВС. Чем выше плотность теплового потока  $q$  в И-ВО, тем более компактными будут И-ВО, а при неизменных их габаритах – меньше температурные напоры  $\theta$  в них между охлаждаемым воздухом и кипящим хладагентом, что позволяет охладить воздух на входе ДВС до более низкой температуры и за счет этого повысить эффективность двигателей (КПД и мощность). Массовую скорость  $w$  кипящего хладагента, которая обеспечивает максимальную плотность теплового потока  $q_{\max}$ , принято считать оптимальной ( $w$ )<sub>опт</sub>.

**Целью** выполненного исследования является обоснование выбора схемных решений воздухоохладительного узла ТУКВ с учетом зависимости по-

казателей эффективности ТУКВ от массовой скорости  $w$  хладагента в И-ВО).

### 2. Анализ результатов исследования и разработка схемных решений ТУКВ

Эффективность применения ТУКВ в ДВС оценивалась по приращению КПД двигателей. При этом расчеты показателей работы ТУКВ (теплового коэффициента, удельной холодо-производительности) и приращения КПД ДВС выполнялись с учетом их зависимости от массовой скорости хладагента в И-ВО.

В качестве примера выбрана ТУКВ струйного (эжекторного) типа [1]. Такой выбор обоснован тем, что эжекторные ТУКВ отличаются конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации, благодаря чему их интеграция в дизельные установки не приведет к заметному усложнению последних. Схема эжекторной ТУКВ, использующей теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха ДВС для охлаждения наружного воздуха на входе двигателя, представлена на рис. 1. Эжекторная ТУКВ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросилового контур служит для получения паров хладагента высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров хладагента низкого давления, всасываемых из И-ВО холодильного контура, до давления в конденсаторе.

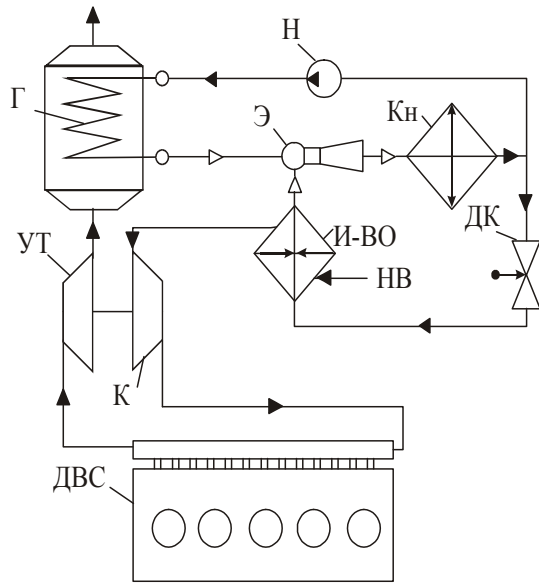


Рис. 1. Схема эжекторной ТУКВ:

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

Жидкий хладагент после конденсатора делится на два потока: первый – подается насосом в генератор, где он нагревается и испаряется при высоком давлении за счет теплоты, отводимой от наддувочного воздуха и уходящих газов ДВС; а второй – дросселируется в дроссельном клапане и направля-

ется в И-ВО, где испаряется при низком давлении и соответственно температуре, отводя теплоту от наружного воздуха на входе ДВС.

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 хладагенту от уходящих газов.

На рис. 2 и 3 приведены зависимости теплового коэффициента ТУКВ  $\zeta$  от массовой скорости хладагента в И-ВО при температурах кипения в И-ВО  $t_0 = 0$  и  $10$  °С, генераторе  $t_r = 80; 100$  и  $120$  °С и конденсации  $t_k = 35$  и  $45$  °С. В качестве хладагента применен озонобезопасный хладон R142В.

Как видно из рис. 2 и 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  $\rho w$  с изменением температуры конденсации  $t_k$  и кипения в И-ВО  $t_0$  и генераторе  $t_r$  практически не меняются, но сами значения максимумов  $\zeta_{\max}$  возрастают с увеличением  $t_0$  и  $t_r$  и уменьшением  $t_k$ .

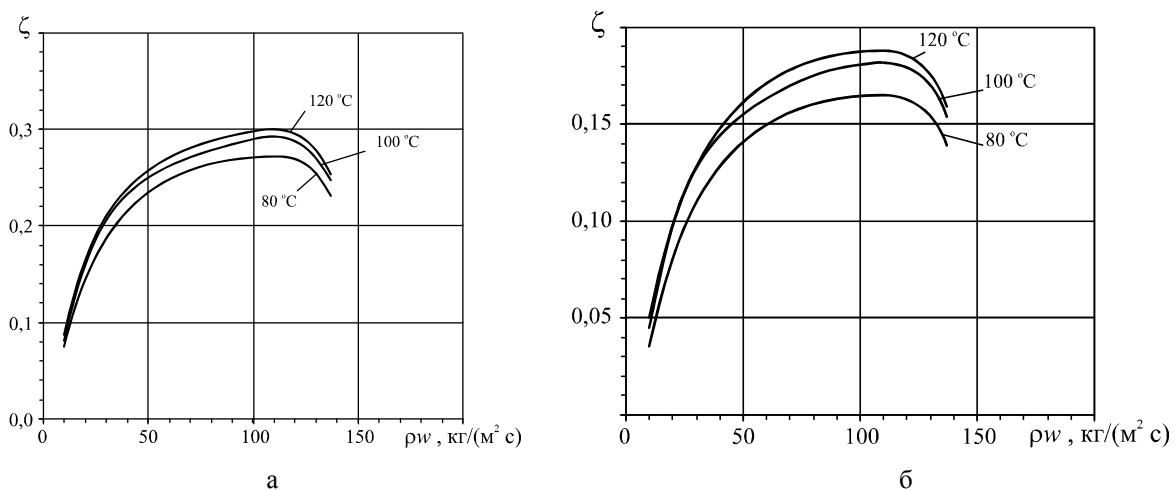


Рис. 2. Тепловые коэффициенты  $\zeta$  в зависимости от массовой скорости  $\rho w$  R142В в И-ВО при температурах кипения в И-ВО  $t_0 = 0$  °С, генераторе  $t_r = 80, 100$  и  $120$  °С и конденсации  $t_k$ :  
 а –  $t_k = 35$  °С; б –  $t_k = 45$  °С

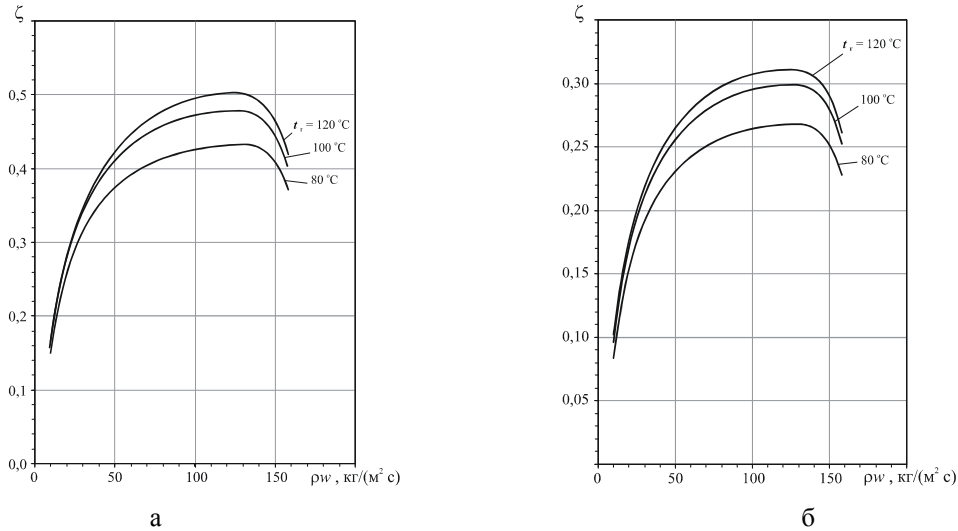


Рис. 3. Тепловые коэффициенты  $\zeta$  в зависимости от массовой скорости  $\rho w$  R142B в И-ВО при температурах кипения в И-ВО  $t_0 = 10$  °С, генераторе  $t_r = 80 \dots 120$  °С и конденсации  $t_k$ :  
 а –  $t_k = 35$  °С; б –  $t_k = 45$  °С

На рис. 4 представлены зависимости удельной холодопроизводительности  $q_0$  (приходящейся на единичный расход воздуха, охлаждаемого в И-ВО) от массовой скорости  $\rho w$  хладагента R142B в И-ВО. При этом температура уходящих газов на входе генератора принималась равной  $t_{r1} = 250$  °С, на выходе испарительной секции генератора  $t_{r,и2} = t_r + 20$  °С. Температура газов на выходе из экономайзерной секции генератора устанавливалась в соответствии с соотношением удельных тепловых нагрузок на ис-

парительную секцию (удельной теплоты фазового перехода хладагента) и экономайзерную секцию (удельной теплоты, необходимой для нагрева жидкого хладагента от температуры  $t_k$  до  $t_r$ ), 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 минимальная температура  $t_{в2}$  воздуха на выходе из И-ВО – на 10 °С выше температуры кипения  $t_0$ .

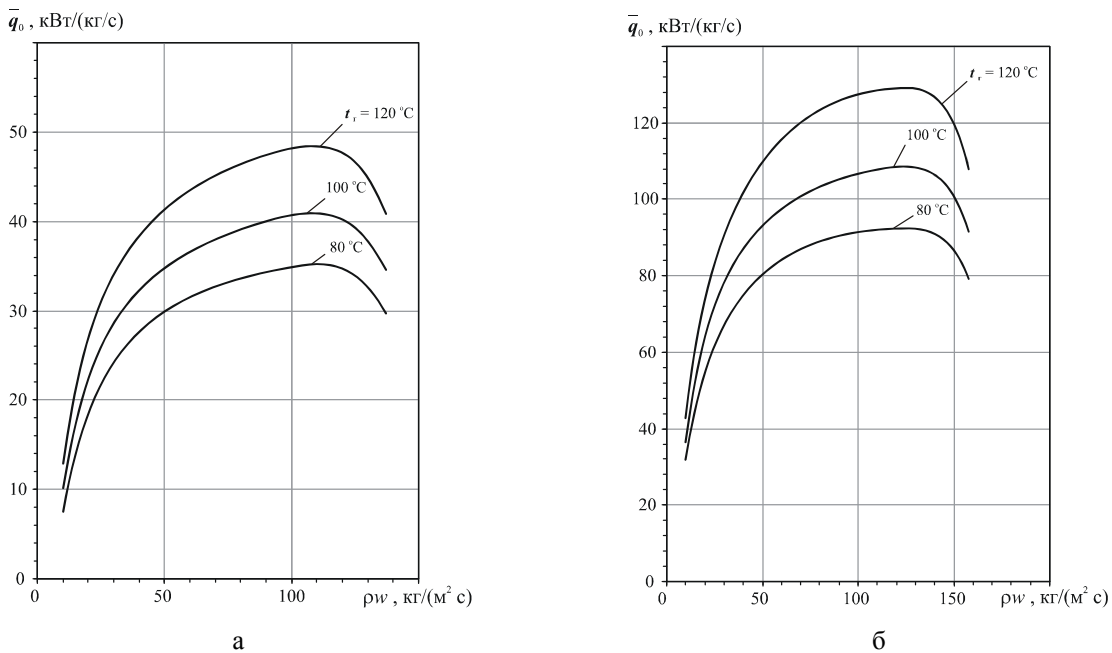


Рис. 4. Удельная холодопроизводительность  $q_0$  в зависимости от массовой скорости  $\rho w$  R142B в И-ВО:  
 а –  $t_0 = 0$  °С;  $t_k = 45$  °С; б –  $t_0 = 10$  °С;  $t_k = 35$  °С

В случае, когда холодопроизводительность ТУКВ превышала ее величину, требуемую для предварительного охлаждения наружного воздуха 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  $\zeta = f(\rho w)$  имеют явно выраженные экстремумы, характер и положение которых относительно  $\rho w$  с изменением  $t_k$ ,  $t_0$  и  $t_r$  остаются практически посто-

янными, но сами значения максимумов  $q_{0\max}$ , как и  $\zeta_{\max}$ , меняются, и значительно. Так, при  $t_0 = 10^\circ\text{C}$  и  $t_k = 35^\circ\text{C}$  величины  $q_{0\max}$  примерно в два раза выше, чем при  $t_0 = 0^\circ\text{C}$  и  $t_k = 45^\circ\text{C}$ . Это обусловлено возрастанием  $\zeta$  с увеличением  $t_0$  и уменьшением  $t_k$  (см. рис. 2).

Уменьшение температуры воздуха  $\Delta t_{в}$  в И-ВО, соответствующее  $q_0$ , в зависимости от массовой скорости  $\rho w$  R142В в И-ВО приведено на рис. 5.

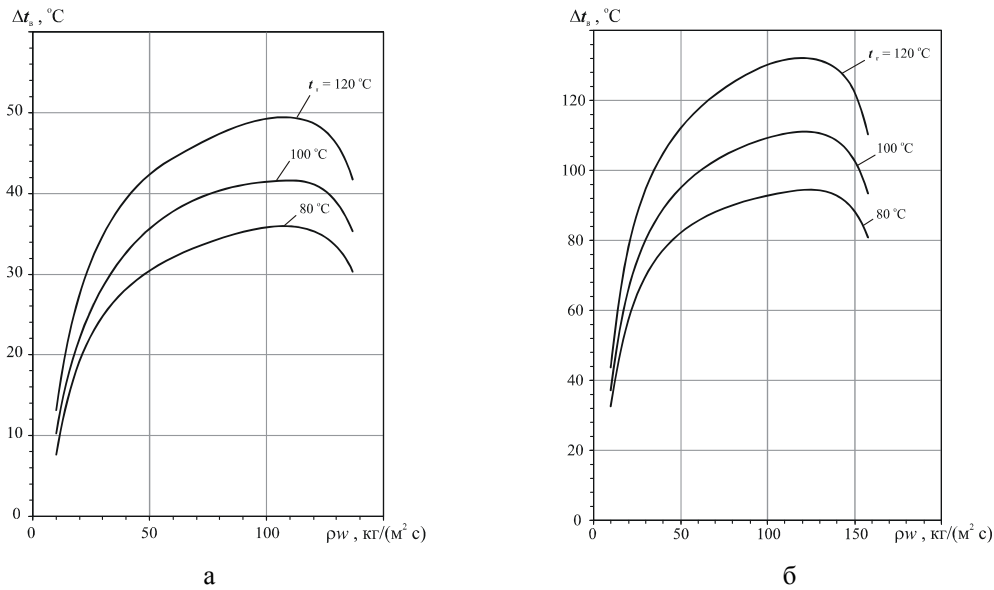


Рис. 5. Уменьшение температуры воздуха  $\Delta t_{в}$  в И-ВО ТУКВ в зависимости от массовой скорости  $\rho w$  хладагента R142В в И-ВО: а –  $t_0 = 0^\circ\text{C}$ ;  $t_k = 45^\circ\text{C}$ ; б –  $t_0 = 10^\circ\text{C}$ ;  $t_k = 35^\circ\text{C}$

Как видно, при  $t_0 = 0^\circ\text{C}$  и  $t_k = 45^\circ\text{C}$  (рис. 4, а) уменьшение температуры воздуха в И-ВО составляет  $\Delta t_{в,\max} = 30 \dots 50^\circ\text{C}$ , чего достаточно, чтобы охладить наружный воздух на входе ДВС до минимально возможной температуры: от  $t_{в1} = 45^\circ\text{C}$  (воздух в машинном отделении) до  $t_{в2} = 20^\circ\text{C}$  (при разности температур между воздухом на выходе из И-ВО и кипящим хладагентом  $\Delta t_{в2-a} = t_{в2} - t_0 = 10^\circ\text{C}$ ). При  $t_0 = 10^\circ\text{C}$  и  $t_k = 35^\circ\text{C}$  величина  $\Delta t_{в,\max} = 90 \dots 130^\circ\text{C}$ , т.е. в 4–5 раз превышает требуемую глубину охлаждения наружного воздуха на входе ДВС. Избыточную холодопроизводительность ТУКВ можно реализовать двумя путями: охлаждая наружный воздух на входе ДВС при более низкой температуре кипе-

ния  $t_0$  ( $t_0 = 0^\circ\text{C}$  и ниже) соответственно до меньшей температуры  $t_{в2}$  или же путем глубокого промежуточного охлаждения наддувочного воздуха ДВС, что обеспечит дополнительное повышение эффективности ДВС.

О количестве воздуха, который можно дополнительно охладить на ту же величину  $\Delta t_{нв} = 20 \dots 30^\circ\text{C}$ , что и наружный воздух на входе ДВС (благодаря избыточной холодопроизводительности ТУКВ) можно судить по величинам относительного расхода воздуха  $\bar{G}_B = G_{нв} / G_B$ , где  $G_{нв}$  – расход наружного воздуха на входе ДВС,  $G_B$  – расход воздуха, который можно охладить в ТУКВ на величину  $\Delta t_{нв} = 20 \dots 30^\circ\text{C}$ , приведенным на рис. 6.

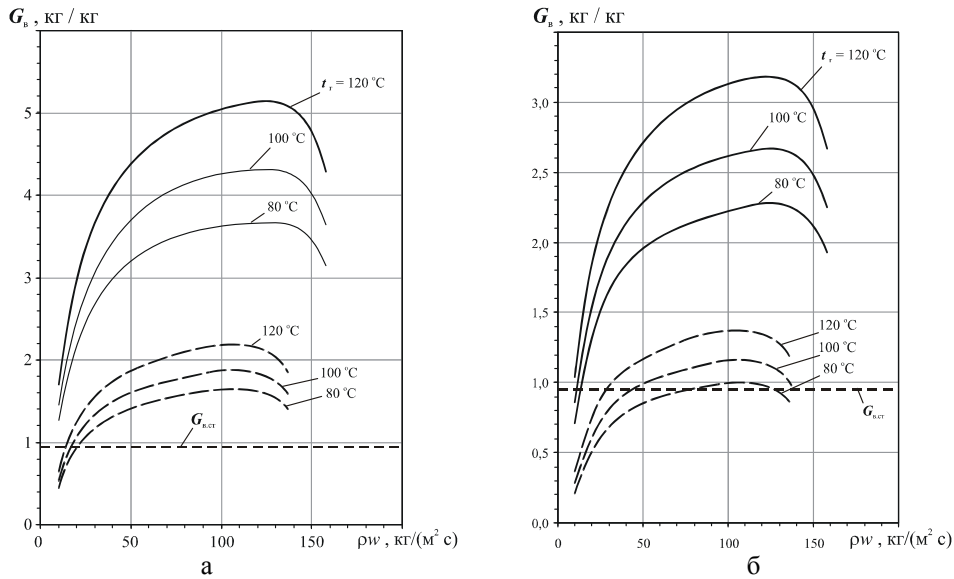


Рис. 6. Относительный расход  $\bar{G}_B$  воздуха, охлаждаемого в И-ВО, в зависимости от массовой скорости  $\rho_w$  хладагента R142B в И-ВО : а –  $t_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ ; б –  $t_k = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ ; — — —  $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ; - - - -  $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$

Как видно, при  $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $t_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$  в И-ВО ТУКВ на величину  $\Delta t_{\text{нв}} = 20 \dots 30 \text{ }^\circ\text{C}$  можно охладить количество воздуха, в 1,5...2,0 раза больше, чем его расход на входе ДВС, т.е. охладить дополнительно к наружному воздуху еще и наддувочный воздух на величину, равную  $(0,5 \dots 1,0)\Delta t_{\text{нв}}$ . В этом случае И-ВО выполняют в виде двух ступеней: одну устанавливают перед наддувочным компрессором ДВС, а другую – после него (рис. 7). При температуре уходящих газов на входе генератора  $t_{г1} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$  и выше для достижения максимальной холодопроизводительности экономайзерную секцию генератора следует выносить из газохода на линию наддувочного воздуха (рис. 7) и нагревать в ней жидкий хладагент от  $t_k$  до  $t_r$ . При этом обеспечивается максимальная глубина утилизации теплоты уходящих газов без возникновения сернистой коррозии, поскольку температура газов после испарительной секции  $t_{г,и2}$  всегда выше температуры  $t_r$  кипения в ней хладагента.

Если принимать, что каждые десять градусов уменьшения температуры воздуха обеспечивают повышение КПД ДВС на 0,5 % [2], то суммарное приращение КПД за счет охлаждения наружного и наддувочного воздуха может быть довольно замет-

ным:  $\Delta \eta = 1,5 \dots 2,5 \text{ } \%$  при  $t_k = 45 \text{ }^\circ\text{C}$  и 3...4 % при  $t_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 8).

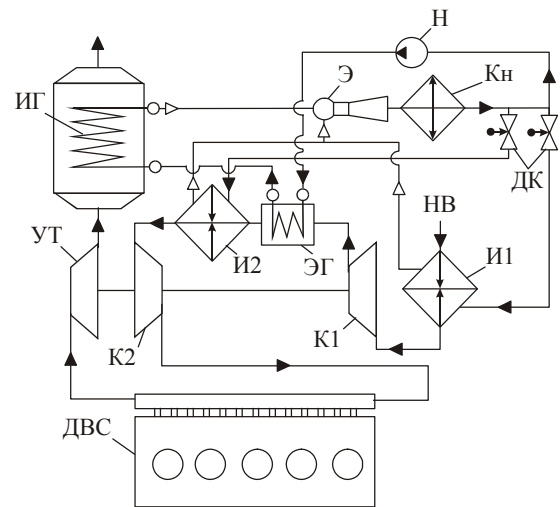


Рис. 7. Схема эжекторной ТУКВ: ЭГ и ИГ – экономайзерная и испарительная секции генератора; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; И1, И2 – испарители первой и второй ступеней; К1, К2 – компрессоры первой и второй ступеней; УТ – утилизационная турбина

Такое значительное приращение КПД ДВС возможно, во-первых, при одновременном использовании в ТУКВ теплоты уходящих газов с повышенной температурой на входе в генератор ( $t_{г1} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$  и выше) и наддувочного воздуха, а во-вторых, при

высокой тепловой эффективности И-ВО и конденсатора, обеспечивающей минимальные температурные

напоры в них, а следовательно, и минимальные энергетические потери в холодильном цикле ТУКВ.

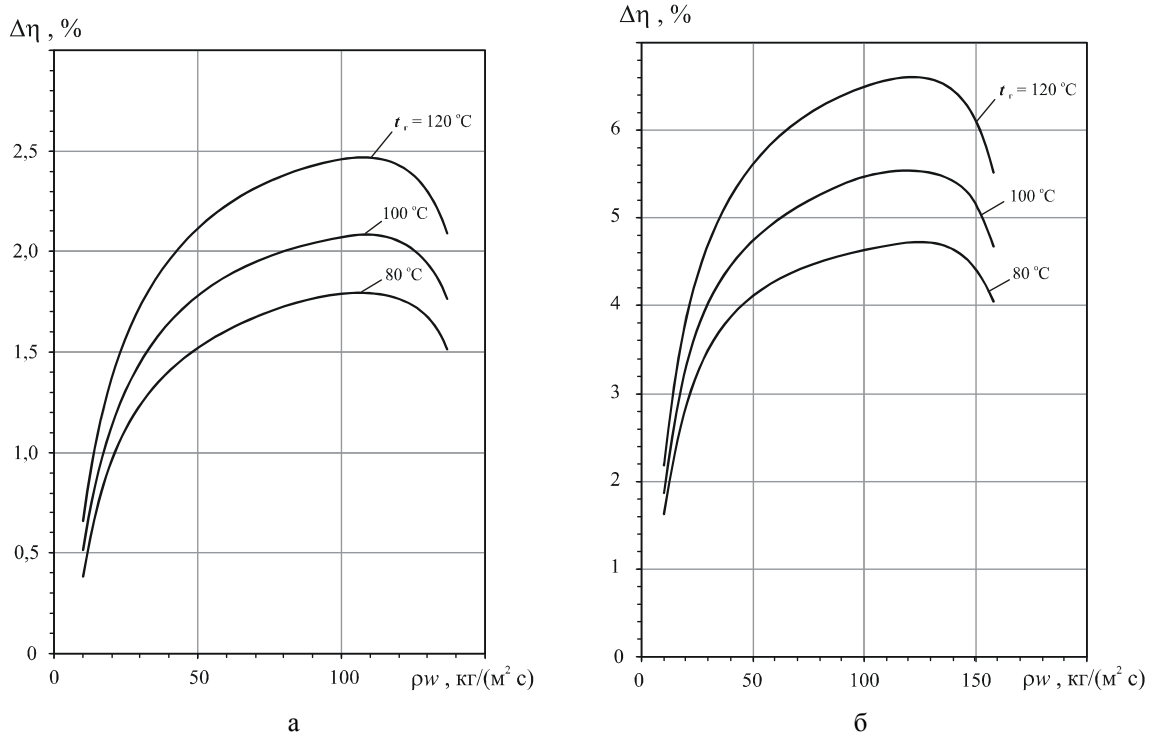


Рис. 8. Приращение КПД ДВС  $\Delta\eta$  в зависимости от массовой скорости  $\rho w$  хладагента R142B в И-ВО при разных температурах кипения в И-ВО  $t_0$ ; генераторе  $t_r$  и конденсации  $t_k$ :  
а –  $t_0 = 0$  °С;  $t_k = 45$  °С; б –  $t_0 = 10$  °С;  $t_k = 35$  °С

### Выводы

1. Применение ТУКВ, использующих теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха ДВС для охлаждения наружного воздуха на входе и глубокого промежуточного охлаждения воздуха обеспечивает повышение КПД ДВС на 2...4%.

2. Предложено схемное решение ТУКВ с И-ВО в виде двух ступеней и расположением одной – на входе ДВС, а другой – на линии наддувочного воздуха. При этом температура уходящих газов ДВС должна быть не ниже 250 °С, а генератор ТУКВ – выполнен также из двух секций с установкой испарительной – в газоходе ДВС, а экономайзерной – на линии наддувочного воздуха.

### Литература

1. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С.-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
2. Колпакчи Э.М., Кохановский А.И. Особенности технической эксплуатации судовой энергетической установки пассажирского судна, работающего в условиях стесненного фарватера // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА. – 2004. – Вып. 11. – С. 23-33.

Поступила в редакцию 28.05.2007

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