

УДК 621.436; 621.57

Р.Н. РАДЧЕНКО<sup>1</sup>, Т. БЕС<sup>2</sup>, А.А. СИРОТА<sup>3</sup><sup>1</sup>Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина<sup>2</sup>Западно-Померанский технологический университет, Щецин, Польша<sup>3</sup>Черноморский государственный университет им. П. Могилы, Украина

## ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ КОНТУРЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО И ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Рассмотрены схемные решения контуров испарителей хладона теплоиспользующих холодильных машин непосредственного охлаждения воздуха на входе наддувочных компрессоров дизелей и охлаждения с применением воды в качестве промежуточного хладоносителя. Определены зависимости интенсивности теплопередачи, температурного напора, падения давления кипящего хладона и плотности теплового потока от массовой скорости хладона. Показано существование оптимального значения массовой скорости хладона в испарителях, которому соответствует максимальная величина плотности теплового потока.

**Ключевые слова:** теплоиспользующая холодильная машина, дизельная установка, уходящие газы, охлаждение воздуха, низкокипящее рабочее тело, испаритель, промежуточный хладоноситель.

### Анализ проблемы и постановка цели исследования

Охлаждение воздуха на входе турбокомпрессоров (ТК) обеспечивает эффективную работу дизельных установок (ДУ) при повышенных температурах наружного воздуха. Так, снижение температуры воздуха на входе ТК на 10 °С приводит к сокращению удельного расхода топлива  $b_e$  дизелем на 0,5...0,6 % [1].

Улучшить показатели дизелей можно охлаждением воздуха перед ТК с помощью теплоиспользующих холодильных машин (ТХМ), утилизирующих теплоту уходящих газов, наддувочного воздуха, охлаждающей дизели воды [2]. Применение в ТХМ низкокипящих рабочих тел (НРТ) – хладонов – позволяет охлаждать воздух на входе ТК до низких температур 10...15 °С.

Охлаждение воздуха может происходить как в испарителях непосредственного охлаждения – испарителях-воздухоохладителях (И-ВО), так и с применением воды в качестве промежуточного хладоносителя (рассола), охлаждаемого в испарителе НРТ (рассольного типа). Во всех случаях в испарителях желательнее обеспечить максимальные плотности теплового потока.

**Цель исследования** – определить условия работы испарителей низкокипящих рабочих тел непосредственного охлаждения воздуха и с применением воды в качестве промежуточного хладоносителя, которые обеспечивают максимальную плотность теплового потока.

### Изложение результатов исследования

Наиболее простыми и надежными в эксплуатации являются ТХМ эжекторного типа (ЭТХМ), в которых функцию компрессора выполняет пароструйный эжектор. Схемы контуров охлаждения воздуха на входе ТК ДВС с использованием в ЭТХМ теплоты уходящих газов приведены на рис. 1.

ЭТХМ состоит из высокотемпературного контура, в котором теплота отводится от уходящих газов в процессе испарения НРТ при высоком давлении и соответственно температуре кипения  $t_f = 80...120$  °С в генераторе паров НРТ, и низкотемпературного – холодильного контура, в котором теплота отводится от воздуха на входе ТК непосредственно в испарителе НРТ низкого давления (И-ВО на рис. 1,а) при температуре кипения  $t_0$  около 5 °С или сначала в водяном охладителе воздуха (ВОВ на рис. 1,б), а потом от воды – в испарителе-охладителе воды. Энергия паров НРТ высокого давления используется в эжекторе для сжатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из испарителя, до давления в конденсаторе.

В качестве водяного воздухоохладителя (рис. 1, б) может применяться нагреватель воздуха (ВН) на входе ТК (рис. 2) [1], который используется при снижении температуры воздуха ниже 5 °С и нагрев воздуха в котором осуществляется горячей водой, нагреваемой в свою очередь за счет теплоты, отводимой от наддувочного воздуха в высокотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха или от охлаждающей двигатель пресной воды.

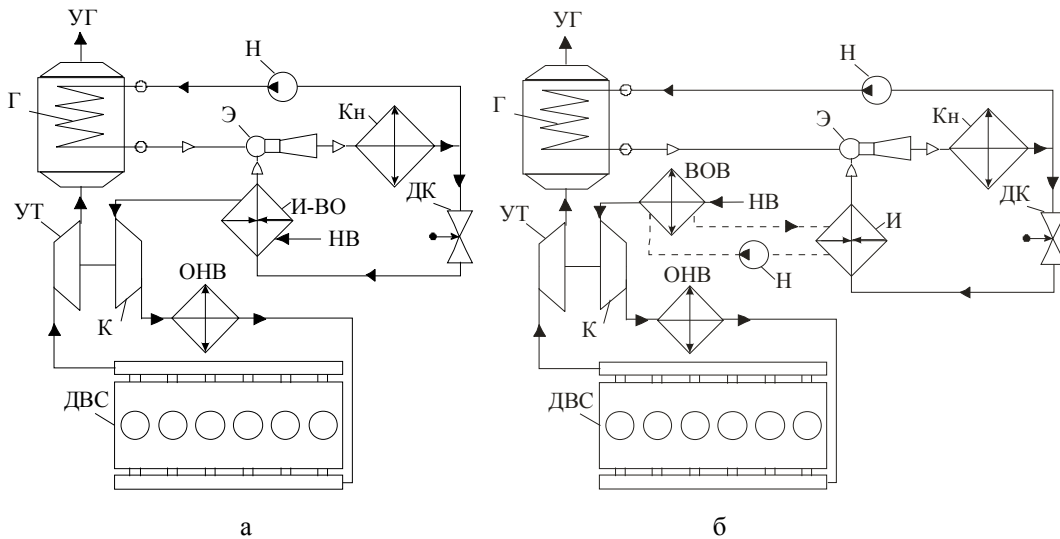


Рис. 1. Схемы контуров непосредственного (а) и промежуточного (б) охлаждения воздуха на входе ТК ДВС в ЭТХМ: К – компрессор ТК; УТ – утилизационная турбина ТК; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; ВОВ – воздухоохладитель водяной; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; И – испаритель-охладитель воды; Г – генератор паров НРТ; Э – эжектор пароструйный; Кн – конденсатор НРТ; Н – насосы НРТ и воды; ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

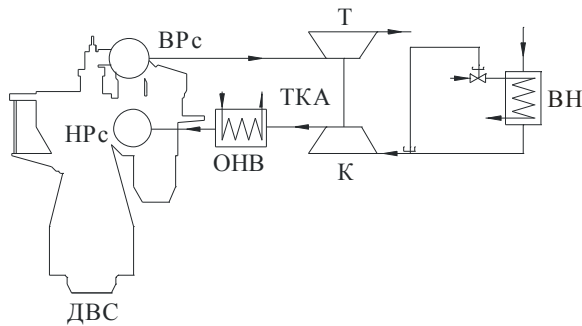


Рис. 2. Система воздухообеспечения судового ДВС: ТКА – турбокомпрессорный агрегат; Т – турбина ТКА; К – компрессор ТКА; ВН – воздухонагреватель; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха; НРс и ВРс – наддувочный и выпускной ресиверы ДВС

При высоких температурах наружного воздуха на входе ТК для его охлаждения в штатный ВН можно подавать воду, охлаждаемую в испарителе ТХМ (рис. 1, б).

Испарители НРТ – охладители воздуха или воды должны эксплуатироваться с максимальной тепловой эффективностью, т.е. при максимальной плотности теплового потока  $q_{max}$ . Об условиях достижения  $q_{max}$  можно судить по зависимостям основных тепловых и гидродинамических параметров испарителей – коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_a$  к кипящему НРТ и теплопередачи  $k$ , падения давления  $\Delta P$  кипящего НРТ и логарифмической разности температур (температурного напора)  $\theta$ , плотности теплового потока  $q$  – от массовой скорости НРТ  $w$  в каналах испарителей, представленным на рис. 3. В

качестве НРТ применен озонобезопасный хладон R142В. Параметры И-ВО (рис. 1, а и 3, а):  $t_0 = 0^\circ C$ ; температура воздуха на входе и выходе из И-ВО соответственно  $t_{w1} = 35^\circ C$  и  $t_{w2} = 10^\circ C$ ; скорость воздуха в живом сечении И-ВО 6 м/с; степень оребрения  $\beta = 16$ ; внутренний диаметр трубок  $d_{вн} = 0,01$  м. Параметры испарителя – охладителя воды (рис. 1, б и 3, б):  $t_0 = 0^\circ C$ ; температура воды на входе и выходе из испарителя соответственно  $t_{w1} = 8^\circ C$  и  $t_{w2} = 5^\circ C$ ; скорости воды  $w = 1,0$  и  $1,5$  м/с; внутренний диаметр трубок  $d_{вн} = 0,01$  м.

Как видно, с увеличением  $rw$  коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_a$  и теплопередачи  $k$  возрастают, тогда как повышение гидравлического сопротивления  $\Delta P_0$ , наоборот, приводит к падению температуры кипения  $t_0$  и, как следствие, температурного напора  $\theta$ . Такое противоположное влияние массовой скорости  $rw$  на коэффициент теплопередачи  $k$  (коэффициент теплоотдачи  $\alpha_a$ ) и температурный напор  $\theta$ , обуславливает существование максимума плотности теплового потока:  $q = k\theta$ .

Максимальной плотности теплового потока  $q_{max}$  соответствует минимальная поверхность испарителя либо минимальный температурный напор  $\theta$  (при неизменной поверхности испарителя). Во втором случае охлаждение воздуха на входе ДВС происходит при максимальной температуре кипения НРТ  $t_0$  в испарителе, т.е. при минимальных значениях разности температур конденсации  $t_k$  и кипения  $t_0$  и соответствующей им разности давлений  $P_k - P_0$ , т.е. требуемом повышении давления в эжекторе, а значит, и с минимальными затратами энергии на сжатие.

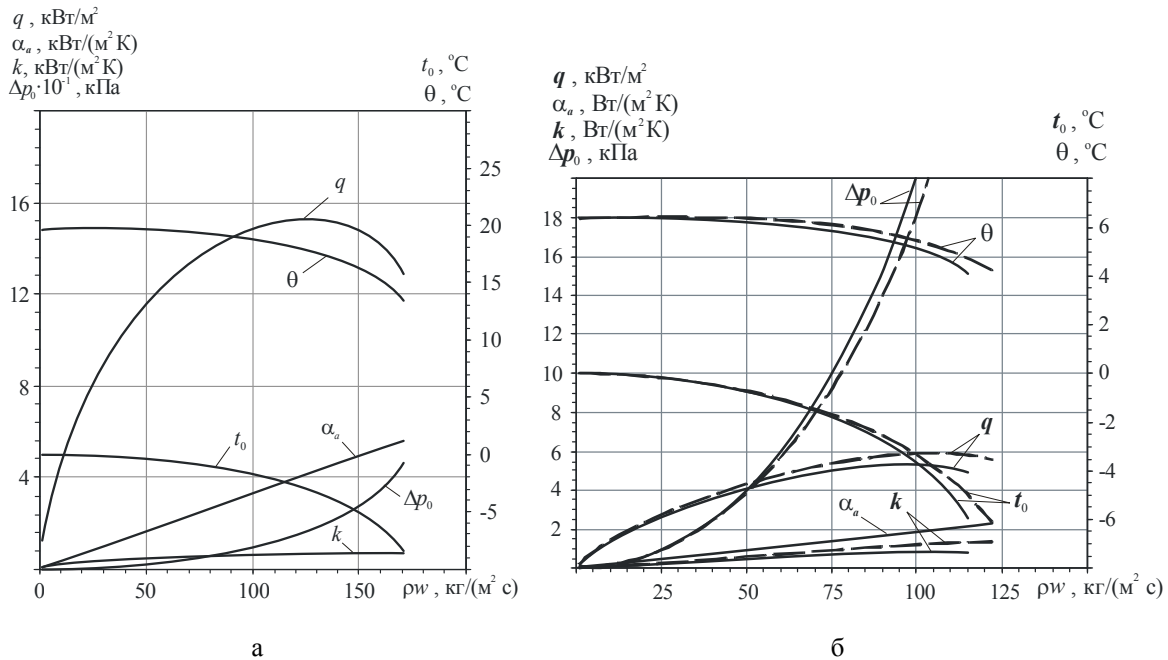


Рис. 3. Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_a$  к кипящему НРТ и теплопередачи  $k$ , температура  $t_0$  и падение давления  $\Delta p_0$  кипящего НРТ; плотность теплового потока  $q$  и логарифмическая разность температур  $\theta$  в зависимости от массовой скорости НРТ  $\rho w$  при скоростях воздуха в И-ВО:  
 а – испаритель-воздухоохладитель контура непосредственного охлаждения воздуха;  
 б – испаритель НРТ – охладитель воды контура промежуточного охлаждения воздуха  
 при скоростях воды  $w_w$ : — —  $w_w = 1$  м/с; - - - -  $w_w = 1,5$  м/с;

Отличие условий теплообмена в испарителе-охладителе воды на рис. 3,б от И-ВО на рис. 3,а состоит в том, что в первом случае интенсивность теплоотдачи к кипящему НРТ всегда ниже, чем к воде, вследствие чего теплопередача лимитируется менее интенсивной теплоотдачей к кипящему НРТ. Поэтому увеличение массовой скорости  $\rho w$  НРТ в каналах испарителя приводит к существенному возрастанию интенсивности теплопередачи,  $k$ , по всей длине каналов испарителя. В И-ВО возрастание  $k$  имеет место только на концевых участках поверхности змеевиков – в дисперсного режиме течения, в котором интенсивность теплоотдачи от сухой стенки к пару НРТ ниже, чем к воздуху.

Как видно, максимальной плотности теплового потока  $q_{\max} \approx 15$  кВт/м<sup>2</sup> в И-ВО соответствует оптимальная величина  $(\rho w)_{\text{opt}} \approx 130$  кг/(м<sup>2</sup>·с) на рис. 3,а, а  $q_{\max} \approx 6$  кВт/м<sup>2</sup> в испарителе-охладителе воды на рис. 3,б –  $(\rho w)_{\text{opt}} \approx 120$  кг/(м<sup>2</sup>·с). С увеличением скорости воды  $w$  до 1,5 м/с значение максимума  $q_{\max}$  практически не меняется, что свидетельствует о том, что теплопередача лимитируется интенсивностью теплоотдачи к кипящему НРТ R142В, более низкой по сравнению с таковой к воде. Наличие явно выраженного экстремума функции  $q = f(\rho w)$  говорит о необходимости расчета  $(\rho w)_{\text{opt}}$ , соответствующей  $q_{\max}$ . Исходя из  $\rho w = (\rho w)_{\text{opt}}$  и  $q_{\max}$ , рассчитывают поверхность испарителя  $F$  и его конструктивные параметры: длину и число труб, а также  $\theta$ ,  $t_0$ ,  $\zeta$ , хо-

лодопроизводительность ТХМ  $Q_0 = \zeta Q_T$  и глубину охлаждения воздуха на входе ТК  $\Delta t_b$ , которую находят из теплового баланса  $Q_0 = G_b c_b \Delta t_b$ .

Охлаждение воздуха перед ТК до более низкой температуры обеспечивает сокращение удельного расхода топлива.

При оценке экономической целесообразности применения для охлаждения воздуха на входе ТК дизелей холодильной машины (ХМ) необходимо учитывать зависимости удельной стоимости ХМ, приходящейся на единицу холодопроизводительности,  $C_{\text{ХМ}}$ , от величины холодопроизводительности  $Q_0$ , подобные приведенным на рис. 4 для парокompрессорных ХМ непосредственного охлаждения воздуха в И-ВО (ПКХМ<sup>ВО</sup>) и рассольного типа – с промежуточным хладоносителем (ПКХМ<sup>Р</sup>), фреоновых ЭХМ (ФЭХМ<sup>ВО</sup> и ФЭХМ<sup>Р</sup>), водяных ЭХМ (ВЭХМ) и абсорбционных бромистолитиевых ХМ (АХМ).

Как видно, при холодопроизводительностях  $Q_0$  свыше 1000 кВт, характерных для тепловых нагрузок при охлаждении воздуха на входе ТК судовых малооборотных дизелей, удельная стоимость ХМ  $C_{\text{ХМ}}$  слабо зависит от  $Q_0$ . Меньшая стоимость ХМ с промежуточным хладоносителем (рассольных) по сравнению с ХМ с И-ВО вызвана тем, что она не включает стоимость воздухоохладителя (рассольного). С учетом же воздухоохладителя стоимости ХМ рассольных и с И-ВО сравниваются.

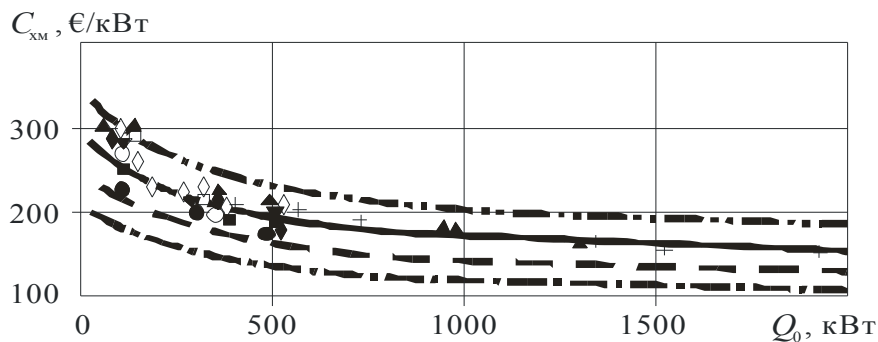


Рис. 4. Зависимость удельной стоимости  $C_{xм}$  разных типов холодильных машин от холодопроизводительности

$Q_0$ : — — ПКХМ<sup>Р</sup>, АХМ; ФЭХМ<sup>Р</sup>; - - - ПКХМ<sup>ВО</sup>; - - - ВЭХМ; - - - ФЭХМ<sup>ВО</sup>;  
 ● – MC Quay (США); ▼ – Airnell (Франция); ■ – RC Group (Италия); ○ – Wesper (Франция);  
 ◆ – Clivet (Италия); ▲ – Carrier (США); □ – CIAT (Франция); ◇ – Bluebox (Италия); + – Daikin (Япония)

**Выводы**

Рассмотрены контуры испарителей хладона ЭТХМ непосредственного и промежуточного охлаждения воздуха на входе наддувочных компрессоров дизелей и показано существование оптимального значения массовой скорости хладона в испарителях, которому соответствует максимальная плотность теплового потока.

**Литература**

1. *Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.*  
 2. Радченко Р.Н. Использование теплоты уходящих газов для предварительного охлаждения воздуха судовых ДВС / Р.Н. Радченко // Двигатели внутреннего сгорания. – Х.: НТУ "ХПИ". – 2008. – № 1. – С. 110-114.

Поступила в редакцию 28.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, профессор В.И. Живица, Одесская национальная морская академия, Одесса.

**ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧІ КОНТУРИ БЕЗПОСЕРЕДНЬОГО ТА ПРОМІЖНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ДИЗЕЛЬНИХ УСТАНОВОК**

*Р.М. Радченко, Т. Бес, О.А. Сирота*

Розглянуті схемні рішення контурів випарників хладону тепловикористовуючих холодильних машин безпосереднього охолодження повітря на вході наддувних компресорів дизелів. Визначені залежності інтенсивності теплопередачі, температурного напору, падіння тиску киплячого хладону та густини теплового потоку від масової швидкості хладону. Показано існування оптимального значення масової швидкості хладону у випарниках, якому відповідає максимальна величина густини теплового потоку.

**Ключові слова:** тепловикористовуюча холодильна машина, дизельна установка, відхідні гази, охолодження повітря, низькокипляче робоче тіло, випарник, проміжний холодоносіє.

**WASTE HEAT RECOVERY CONTOURS OF DIRECT AND INDIRECT COOLING OF AIR AT THE INLET OF DIESEL PLANTS**

*R.N. Radchenko, T. Bes, A.A. Sirota*

The schemes of refrigerant evaporative contours of waste heat recovery refrigeration machines for direct cooling of air at the inlet of discharge compressors of diesels and cooling by water as an intermediate coolant has been considered. The heat transfer intensity, temperature difference, pressure drop of boiling refrigerant and heat flux in dependence of refrigerant mass flow rate were determined. The existence of optimal value of refrigerant mass flow rate in evaporators with corresponding maximum value of heat flux was shown.

**Key words:** waste heat recovery refrigeration machine, diesel plant, exhaust gases, air cooling, low boiling working fluid, evaporator, intermediate coolant.

**Радченко Роман Николаевич** – аспирант Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

**Бес Тадеуш (Bes Tadeusz)** – д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры теплотехники Западно-Померанского технологического университета, Щецин, Польша.

**Сирота Александр Архипович** – канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой техногенной безопасности Черноморского государственного университета им. Петра Могилы, Николаев, Украина.