

УДК 621.436; 621.57

Р.Н. РАДЧЕНКО<sup>1</sup>, Т. БОХДАЛЬ<sup>2</sup><sup>1</sup>Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина<sup>2</sup>Кошалинский технический университет, Польша

## УТИЛИЗАЦИОННЫЙ ЦИРКУЛЯЦИОННЫЙ ИСПАРИТЕЛЬНЫЙ КОНТУР НИЗКОКИПАЩЕГО РАБОЧЕГО ТЕЛА ДЛЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА ДИЗЕЛЕЙ

*Выполнен анализ эффективности теплообмена в испарителях – охладителях воздуха на входе наддувочных компрессоров дизелей. Определены зависимости интенсивности теплопередачи, температурного напора, падения давления кипящего хладона и плотности теплового потока от массовой скорости хладона. Предложено схемное решение испарительного контура охлаждения воздуха с рециркуляцией низкокипящего рабочего тела, обеспечивающее за счет исключения завершающей стадии фазового перехода высокую интенсивность теплообмена на всей поверхности испарителя.*

**Ключевые слова:** теплообмен, испаритель, низкокипящее рабочее тело, рециркуляция, охлаждение воздуха, утилизация теплоты, уходящие газы.

### Анализ проблемы и постановка цели исследования

С повышением температуры воздуха на входе турбокомпрессоров (ТК) эффективность работы дизелей резко снижается. Улучшить показатели дизелей можно охлаждением воздуха перед ТК с помощью термо-трансформаторов (ТТ), использующих для производства холода теплоту уходящих газов (наддувочного воздуха, охлаждающей дизели воды) [1, 2]. Применение в ТТ низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволяет утилизировать теплоту сравнительно невысокого температурного уровня и охладить воздух на входе ТК до низких температур (10...15 °С).

Эффективность охлаждения воздуха на входе дизелей зависит от интенсивности кипения НРТ испарителе-воздухоохладителе (И-ВО) ТТ. Чем интенсивнее кипение НРТ, тем выше плотность теплового потока в И-ВО, меньше температурные напоры  $\theta$  в них между охлаждаемым воздухом и кипящим НРТ, что позволяет охладить воздух на входе ТК до более низкой температуры и за счет этого сократить удельный расход топлива дизелей.

На завершающей стадии конвективного испарения НРТ в трубках при переходе от дисперсно-кольцевого к дисперсному режиму течения происходит резкое ухудшение теплопередачи и снижение плотности потока, следствием чего является уменьшение глубины охлаждения воздуха на входе ТК дизелей.

Исключить завершающую стадию испарения НРТ и за счет этого повысить эффективность транс-

формации теплоты можно путем неполного испарения НРТ с рециркуляцией неиспарившегося жидкого НРТ в И-ВО.

**Цель исследования** – на основе анализа локальной интенсивности теплообмена при кипении НРТ в И-ВО выявить резервы ее повышения и предложить схемное решение испарительного контура НРТ для охлаждения воздуха на входе ТК дизеля, обеспечивающее интенсивный теплообмен в И-ВО.

### 2. Изложение результатов исследования

Наиболее простыми и надежными являются ТТ эжекторного типа (ТТЭ), в которых функцию компрессора выполняет пароструйный эжектор. Схема системы охлаждения воздуха на входе ТК ДВС с использованием в ТТЭ теплоты уходящих газов и рециркуляцией НРТ в И-ВО инжектором приведена на рис. 1.

ТТЭ состоит из высокотемпературного контура, в котором теплота отводится от уходящих газов в процессе испарения НРТ при высоком давлении и соответственно температуре кипения  $t_r = 80...120$  °С в генераторе паров НРТ, и низкотемпературного – холодильного контура, в котором теплота отводится от охлаждаемого воздуха на входе ТК в испарителе НРТ низкого давления при температуре кипения  $t_0$  около 5 °С. Энергия паров НРТ высокого давления используется в эжекторе для поджатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из И-ВО, до давления в конденсаторе. Генератор паров НРТ высокого давления включен в пароконденсатную систему

утилизационного пароводяного котла и является одновременно конденсатором водяного пара. Такое схемное решение обеспечивает работу дизельной

установки по когенерационному циклу с производством тепловой энергии в холодное время и холода – в теплое время.

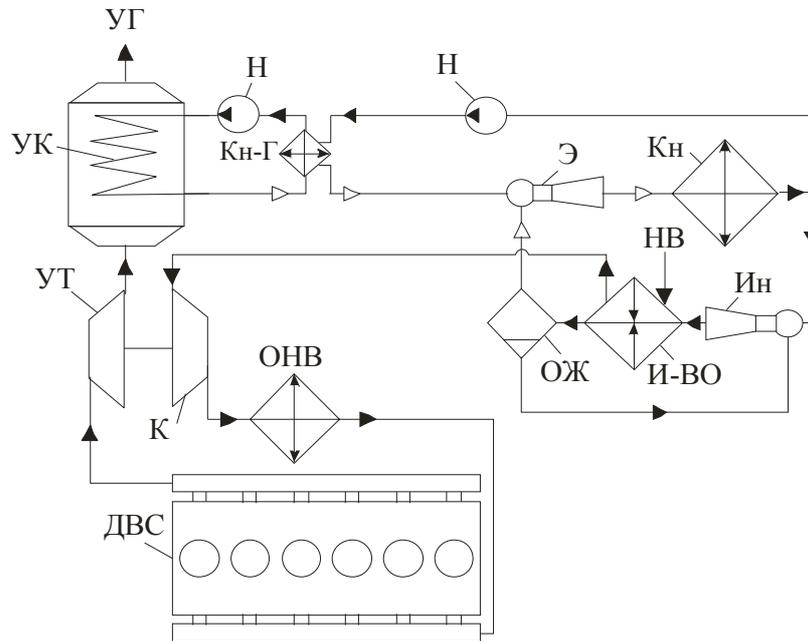


Рис. 1. Схема системы охлаждения воздуха на входе ТК ДВС в ТТЭ с рециркуляцией НРТ в И-ВО инжектором:

- УК – утилизационный котел пароводяной; Кн-Г – конденсатор водяного пара-генератор паров НРТ;
- Э – эжектор пароструйный; Кн – конденсатор НРТ; Н – насос НРТ;
- ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; К – компрессор ТК;
- УТ – утилизирующая турбина ТК; Ин – инжектор; ОЖ – отделитель жидкости;
- НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

Особенностью ТТЭ на рис. 1 является наличие помимо основного пароструйного эжектора второго струйного аппарата – жидкостного инжектора, осуществляющего рециркуляцию жидкого НРТ в И-ВО. Инжектор использует потенциальную энергию жидкого НРТ высокого давления, поступающего из конденсатора, обычно теряемую при дросселировании. Для сепарации неиспарившегося в И-ВО жидкого НРТ от паров предусмотрен отделитель жидкости, что обеспечивает эжектирование пароструйным эжектором сухого насыщенного пара с максимальным коэффициентом эжекции.

Об интенсивности процесса кипения НРТ в И-ВО, работающем традиционным способом – с полным испарением НРТ, можно судить по изменению коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_a$  к кипящему НРТ, воздуху  $\alpha_b$  и теплопередачи  $k$ , плотности теплового потока  $q$ , логарифмической разности температур  $\theta$  между охлаждаемым воздухом и кипящим НРТ, температур воздуха  $t_b$  и кипения  $t_0$  НРТ в зависимости от массовой паросодержания  $x$  НРТ и длины  $L$  змеевика И-ВО на рис. 2 и 3.

В качестве НРТ использован хладон R142B. Температуры воздуха на входе и выходе из И-ВО:  $t_{b1} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $t_{b2} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Как видно, резкое снижение  $\alpha_a$  на рис. 2, а происходит на завершающей стадии испарения хладона R142B (при  $x$ , близком 1) с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному режиму течения вдоль осушенной поверхности канала (кризис теплоотдачи второго рода [3]).

Следствием этого является уменьшение коэффициента теплопередачи  $k$  и плотности теплового потока  $q$ . Вполне логично исключить участки поверхности, приходящиеся на дисперсный режим испарения, т.е. перейти на неполный фазовый переход, например, путем рециркуляции НРТ в И-ВО инжектором (рис. 1).

Об эффективности рециркуляции НРТ в И-ВО можно судить по зависимостям коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_a$  к кипящему НРТ и теплопередачи  $k$ , температуры кипения  $t_0$  НРТ и логарифмического температурного напора  $\theta$ , падения давления кипящего НРТ  $\Delta P$  и плотности теплового потока  $q$  от массовой скорости НРТ  $w_w$ , приведенным на рис. 4 для И-ВО без рециркуляции НРТ (традиционный способ работы И-ВО с полным испарением НРТ) и с рециркуляцией при коэффициенте эжекции  $U = 1$ .

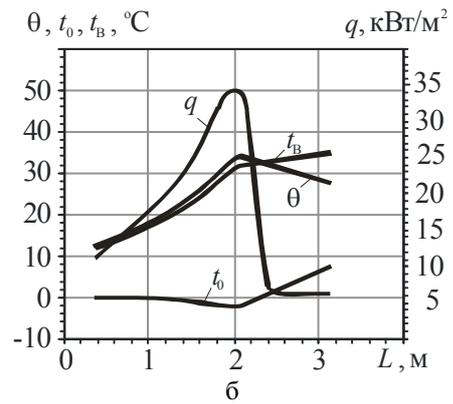
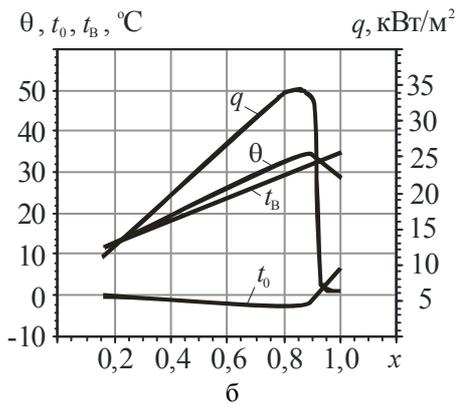
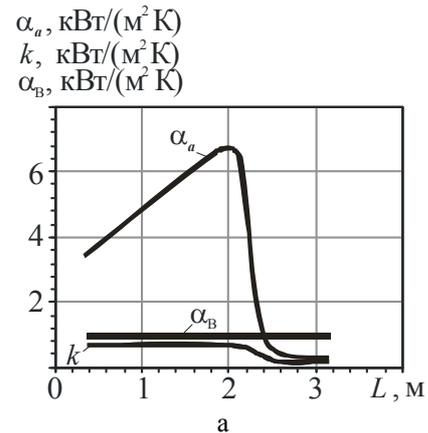
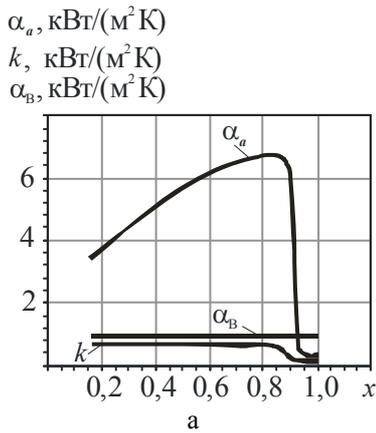


Рис. 2. Изменение коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_a$  к кипящему НРТ R142В, воздуху  $\alpha_b$  и теплопередачи  $k$  (а), плотности теплового потока  $q$ , логарифмической разности температур  $\theta$ , температур воздуха  $t_b$  и кипения  $t_0$  (б) в И-ВО в зависимости от массового паросодержания  $x$  НРТ при  $t_{b1} = 35^\circ\text{C}$  и  $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$

Рис. 3. Изменение коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_a$  к кипящему НРТ R142В, воздуху  $\alpha_b$  и теплопередачи  $k$  (а), плотности теплового потока  $q$ , логарифмической разности температур  $\theta$ , температур воздуха  $t_b$  и кипения  $t_0$  (б) в И-ВО в зависимости от длины  $L$  его змеевика при  $t_{b1} = 35^\circ\text{C}$  и  $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$

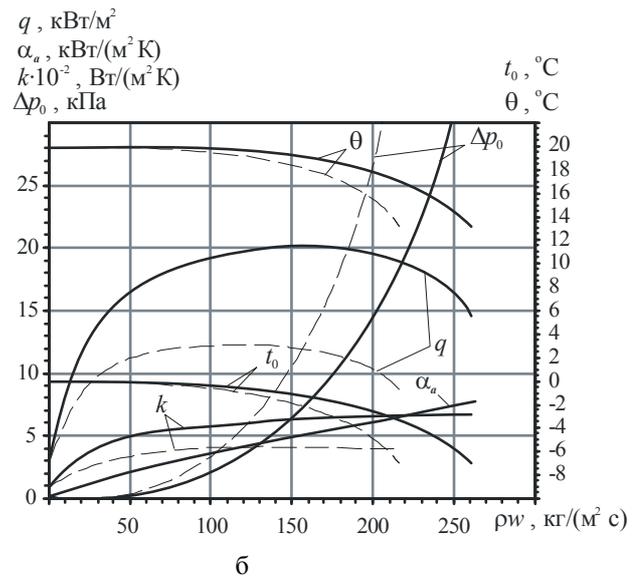
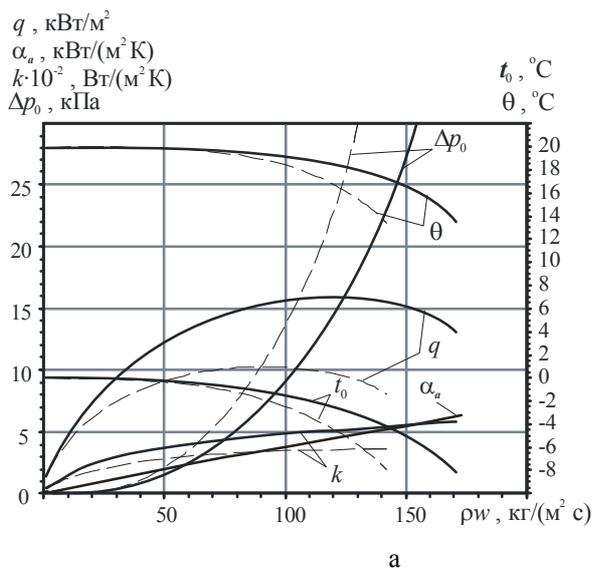


Рис. 4. Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_a$  к кипящему НРТ и теплопередачи  $k$ , логарифмические температурные напоры  $\theta$  и температура кипящего НРТ  $t_0$ , падение давления  $\Delta p_0$  и плотность теплового потока  $q$  в зависимости от массовой скорости НРТ  $\rho w$  при скоростях воздуха в И-ВО: — —  $w_b = 4$  м/с; - - - -  $w_b = 2$  м/с; а — без рециркуляции НРТ; б — с рециркуляцией НРТ

Коэффициент эжекции – отношение расходов эжектируемого жидкого НРТ низкого давления из отделителя и силового жидкого НРТ высокого давления из конденсатора.

Температура воздуха на входе  $t_{в1} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$  и выходе  $t_{в2} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ; внутренний диаметр труб  $d_{вн} = 0,01 \text{ м}$ . НРТ – хладон R142В.

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 как функции вида  $q = k\theta$ . При скорости воздуха  $w_b = 4 \text{ м/с}$  максимальная плотность теплового потока в И-ВО без рециркуляции НРТ (рис. 4, а) составляет  $q_{\max} \approx 15 \text{ кВт/м}^2$ , чему соответствует оптимальная массовая скорость  $(rw)_{\text{opt}} = 120 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$ , а в И-ВО с рециркуляцией НРТ – соответственно  $q_{\max} \approx 20 \text{ кВт/м}^2$  и  $(rw)_{\text{opt}} = 150 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$  на рис. 4, б.

Как видно, рециркуляция НРТ в И-ВО обеспечивает повышение плотности теплового потока на 20...25%.

Такое же относительное приращение плотности теплового потока в И-ВО (около 25%) за счет рециркуляции НРТ имеет место и при весьма низкой скорости воздуха  $w_b = 2 \text{ м/с}$ :  $q_{\max} \approx 10 \text{ кВт/м}^2$  без рециркуляции НРТ и  $q_{\max} \approx 13 \text{ кВт/м}^2$  при рециркуляции.

Если в И-ВО без рециркуляции НРТ температура кипения  $t_0$  снижается от исходного значения на входе  $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$  до  $t_0 = -4 \text{ }^\circ\text{C}$  на выходе И-ВО (рис. 4, а), то для И-ВО с рециркуляцией НРТ конечное значение  $t_0 = -1 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 4, б), т.е. во втором случае ТТЭ может работать при температуре кипения практически на  $3 \text{ }^\circ\text{C}$  выше, что приводит к возрастанию теплового коэффициента  $\zeta = Q_0/Q_r$ , который представляет собой отношение произведенного холода  $Q_0$  к потребленному теплу  $Q_r$  (теплу, отведенному от уходящих газов в генераторе ТТЭ) и увеличивается с повышением  $t_0$ .

Значительное увеличение максимальных плотностей теплового потока  $q_{\max}$  с переходом на неполное испарение свидетельствует о существенном влиянии на теплопередачу и, как следствие, плотность теплового потока именно завершающей – дисперсной стадии испарения с крайне низкой интенсивностью теплоотдачи к кипящему НРТ при высоких значениях паросодержания кипящего НРТ:  $x \approx 0,9$ , которые связаны с коэффициентом

эжекции  $U$  соотношением  $x = 1/(1 + U)$ . Хотя при этом теплопередача на большей части поверхности И-ВО и лимитируется интенсивностью теплоотдачи к воздуху как более низкой по сравнению с теплоотдачей при кипении НРТ. О последнем свидетельствует и значительное возрастание средней (для всей поверхности И-ВО) плотности теплового потока  $q$  с повышением скорости воздуха от  $w_b = 2 \text{ м/с}$  до  $4 \text{ м/с}$ . Еще большее увеличение  $q$  с повышением  $w_b$  при неполном испарении подтверждает, что низкая интенсивность теплоотдачи к кипящему НРТ именно на завершающей стадии испарения сдерживает рост средней плотности теплового потока  $q$  за счет повышения  $w_b$ .

Эффект от повышения плотности теплового потока может быть реализован либо сокращением поверхности И-ВО, либо уменьшением температурного напора  $\theta$  между охлаждаемым воздухом и кипящим НРТ (при неизменной поверхности И-ВО). Последнее означает, что воздух на входе ТК можно охлаждать в И-ВО при более высокой температуре кипения НРТ  $t_0$ .

Результаты расчетов показывают, что в результате интенсификации теплообмена при рециркуляции жидкого НРТ в И-ВО и, как следствие, сокращения температурного напора  $\theta$  температуру кипения  $t_0$  в нем можно повысить на  $5 \text{ }^\circ\text{C}$  по сравнению с И-ВО без рециркуляции.

При повышении  $t_0$  на  $5 \text{ }^\circ\text{C}$  тепловой коэффициент  $\zeta$  возрастает почти на 0,1 в абсолютных величинах (при температуре конденсации  $t_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$  на рис. 5), т.е. в 1,5 раза.

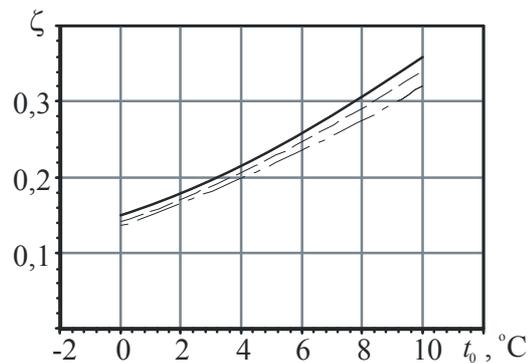


Рис. 5. Зависимости теплового коэффициента  $\zeta$  ТТЭ от температуры кипения R142В в испарителе  $t_0$  при температуре конденсации  $t_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ , кипения в генераторе  $t_r = 120 \text{ }^\circ\text{C}$  и перегревах  $\Delta t_p$  эжектируемого пара:  
 — —  $\Delta t_p = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ ; - - -  $\Delta t_p = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  
 - · - · -  $\Delta t_p = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

Реализация принципа неполного испарения НРТ в испарителе ТТЭ с сепарацией парожидкостной смеси в отделителе жидкости, рециркуляцией

отсепарированной жидкости в испарителе инжектором и эжектированием сухого насыщенного пара ( $x = 1$ ) пароструйным эжектором (рис. 1) дает возможность:

а) во-первых, повысить интенсивность теплопередачи в испарителе и за счет этого сократить энергетические потери от внешней необратимости в холодильном цикле ТТЭ, обусловленные разностью температур между охлаждаемым воздухом на входе ТК и кипящим НРТ  $\theta$ , т.е. уменьшить  $\theta$  и соответственно повысить температуру кипения НРТ  $t_0$  и тепловой коэффициент  $\zeta$  (рис. 5);

б) во-вторых, увеличить коэффициент эжекции и тепловой коэффициент  $\zeta$  (рис. 5) за счет эжектирования из испарителя сухого насыщенного пара, а не перегретого, как в случае полного испарения НРТ в испарителе, т.е. с перегревом пара в дисперсном режиме испарения.

Экспериментально подтверждено, что исключение перегрева пара в 5...10 °С на всасывании эжектора обеспечивает увеличение теплового коэффициента  $\zeta$ , а значит и холодопроизводительности ТТЭ на 10% по сравнению с традиционной работой ТТЭ с перегревом пара в испарителе или регенеративном теплообменнике (РТО) в [4].

Таким образом, рециркуляция жидкого НРТ в испарителе обеспечивает повышение холодопроизводительности ТТЭ  $Q_0 = \zeta Q_r$  на 40 % по сравнению с традиционным – полным испарением НРТ в испарителе: 10 % – за счет всасывания эжектором сухого насыщенного пара (не перегретого в испарителе) и 30 % – за счет интенсивной теплопередачи в испарителе и, как следствие, сокращение температурного напора  $\theta$  в И-ВО в результате исключения дисперсного режима течения на завершающей стадии фазового перехода.

Повышение на 40% холодопроизводительности ТТЭ  $Q_0$  приводит к соответствующему увеличению снижения температуры  $\Delta t_v$  воздуха на входе ТК, которое находится из теплового баланса  $Q_0 = G_v c_v \Delta t_v$ , где  $G_v$  – расход воздуха (производительность ТК) и  $c_v$  – теплоемкость воздуха.

Таким образом, рециркуляция жидкого НРТ в испарителе инжектором и эжектирование сухого насыщенного пара пароструйным эжектором дает возможность трансформировать теплоту уходящих газов  $Q_r$  в большее количество холода:  $Q_0 = \zeta Q_r$ , увеличить удельную, приходящуюся на единичный расход воздуха, холодопроизводительность  $q_0 = \zeta q_r$  и обеспечить соответственно большее снижение температуры  $\Delta t_v$  воздуха на входе ТК ДВС.

Охлаждение воздуха перед ТК до более низкой температуры обеспечивает сокращение удельного расхода топлива. Так, понижение температуры воздуха на входе ТК на 10 °С приводит к сокращению удельного расхода топлива  $b_e$  дизелем на 0,5...0,6% [5].

Результаты расчетов, выполненных для случая охлаждения воздуха на входе ТК малооборотного дизеля в ТТЭ, использующем теплоту уходящих газов после ТК и наддувочного воздуха, подтверждают возможность снижения температуры воздуха в ТТЭ на 20...30 °С, что обеспечивает сокращение удельного расхода топлива  $b_e$  на 1...2 %.

## Выводы

Предложен испарительный контур эжекторного термотрансформатора с рециркуляцией НРТ для охлаждения воздуха на входе ТК дизеля, обеспечивающий за счет исключения завершающей стадии испарения НРТ высокую интенсивность теплообмена на всей поверхности И-ВО, эжектирование сухого насыщенного пара и, как следствие, повышение теплового коэффициента в 1,5 раза. Применение термотрансформатора с рециркуляционным испарительным контуром позволяет уменьшить температуру воздуха на входе дизеля на 20...30 °С и сократить удельный расход топлива на 1...2%.

## Литература

1. 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.
2. Радченко Р.Н. Интегрирование эжекторных теплоиспользующих установок охлаждения в системы воздухоподготовки главных судовых двигателей / Р.Н. Радченко // Техногенна безпека: наукові праці ЧДУ ім. П. Могили. – Миколаїв: ЧДУ, 2009. – Т. 111. – Вип. 98. – С. 44-50.
3. Левитан Л.Л. Кризис высыхания в дисперсно-кольцевом режиме течения / Л.Л. Левитан // Двухфазные потоки. Теплообмен и гидродинамика. – Л.: Наука, 1987. – С. 169-186.
4. Радченко Р.Н. Математическая модель эжекторной теплоиспользующей установки охлаждения воздуха / Р.Н. Радченко, А.А. Лехмус // 36. наук. праць НУК. – 2009. – Вип. 5 (428). – С. 108-115.
5. Project Guide Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1. – Copenhagen, 1986.

Поступила в редакцию 26.05.2010

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

**УТИЛІЗАЦІЙНИЙ ЦИРКУЛЯЦІЙНИЙ ВИПАРНИКОВИЙ КОНТУР  
НИЗЬКОКИПЛЯЧОГО РОБОЧОГО ТІЛА ДЛЯ ПОПЕРЕДНЬОГО  
ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ ДИЗЕЛІВ**

*Р.М. Радченко, Т. Бохдаль*

Виконано аналіз ефективності теплообміну у випарниках – охолоджувачах повітря на вході наддувних компресорів дизелів. Визначені залежності інтенсивності теплопередачі, температурного напору, падіння тиску киплячого хладону та густини теплового потоку від масової швидкості хладону. Запропоновано схемне рішення випарникового контуру охолодження повітря з рециркуляцією низькокиплячого робочого тіла, що забезпечує завдяки вилученню завершальної стадії фазового переходу високу інтенсивність теплообміну на всій поверхні випарника.

**Ключові слова:** теплообмін, випарник, низькокипляче робоче тіло, рециркуляція, охолодження повітря, утилізація теплоти, дизель.

**WASTE HEAT RECOVERY CIRCULATION EVAPORATIVE CONTOUR  
OF LOW BOILING WORKING FLUID FOR PRECOOLING  
OF AIR IN DIESELS**

*R.N. Radchenko, T. Bohdal*

The efficiency of heat transfer in evaporators – air coolers at the inlet of discharge compressors of diesels 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 schema of evaporative contour for air cooling with recirculation of low boiling working fluid that provides a high intensity of heat transfer over the whole surface of evaporator by excluding the final stage of phase change was proposed.

**Key words:** heat transfer, evaporator, low boiling working fluid, recirculation, cooling of air, heat utilization, diesel.

**Радченко Роман Николаевич** – аспирант Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина.

**Бохдаль Тадеуш** – д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой тепло- и хладотехники, Кошалинский технический университет, Польша.