

УДК 621.577

РАДЧЕНКО Р.Н., КОНОВАЛОВ Д.В., РАДЧЕНКО Н.И.

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев

СИРОТА А.А.

Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы

ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ИСПАРИТЕЛЕЙ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ УСТАНОВОК ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА В СОСТАВЕ ШТАТНЫХ СИСТЕМ ВОЗДУХОПОДГОТОВКИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Рассмотрены утилизационные установки эжекторного типа, работающие на низкокипящих рабочих телах и использующие теплоту уходящих газов для охлаждения воздуха на входе судовых дизелей. Приведены результаты определения оптимальной массовой скорости низкокипящего рабочего тела в испарителе, которая обеспечивает максимальную плотность теплового потока в нем, следовательно, максимальное охлаждение воздуха на входе дизелей и их эффективность.

The waste heat recovery plants of ejector type, using low boiling liquids as working fluids and utilizing the heat of exhaust gases to cool intake air in marine diesel engines, have been considered. The results of calculations of optimal mass velocity of low boiling liquid in evaporator, providing the maximum heat flux in evaporator and maximum cooling the intake air in marine diesel engines and respectively their effectiveness have been presented.

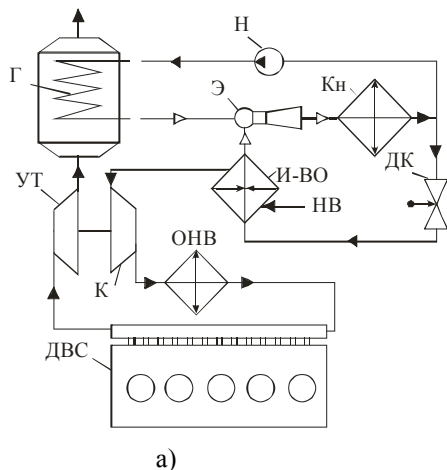
1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

На судах в качестве главных двигателей в большинстве случаев применяются двигатели внутреннего сгорания (ДВС) с турбонаддувом. Их топливная экономичность существенно зависит от температуры воздуха на входе наддувочных турбокомпрессоров (ТК) [1, 2]. Понизить температуру воздуха и за счет этого сократить потребление топлива дизелями можно с помощью теплоиспользующих установок охлаждения (ТУО), в которых производство холода происходит в процессе утилизации теплоты уходящих

газов и наддувочного воздуха [3]. Эффективность применения ТУО во многом зависит от работы их испарителей, в которых испарение низкокипящего рабочего тела (НРТ) происходит с отводом теплоты от наружного воздуха на входе ТК дизелей. Чем выше плотность теплового потока в испарителях, тем меньше температурные напоры q в них между охлаждаемым воздухом и кипящим НРТ, что позволяет охладить воздух на входе дизелей до более низкой температуры и за счет этого повысить их эффективность (увеличить КПД и сократить удельный расход топлива). В свою очередь, плотность теплового потока

q зависит от массовой скорости ρw НРТ, кипящего в испарителях.

Целью выполненной работы является определение оптимальной массовой скорости $(\rho w)_{opt}$ НРТ, которая обеспечивает максимальную плотность теплового потока q_{max} в испарителе ТУО и, следовательно, максимальную глубину охлаждения воздуха на входе дизелей и соответственно их эффективность.



2. Анализ влияния массовой скорости НРТ в испарителе на показатели его тепловой эффективности

Как наиболее простая, рассмотрена ТУО эжекторного типа, в которой функцию компрессора выполняет эжектор. Схема эжекторной ТУО, использующей теплоту уходящих газов дизеля для охлаждения наружного воздуха на входе его ТК, представлена на рис. 1.

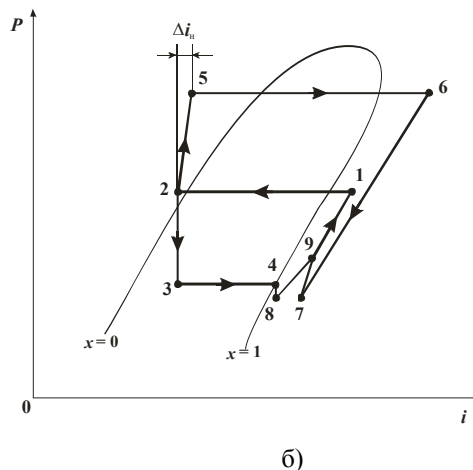


Рис. 1. Схема эжекторной ТУО (а) и цикл эжекторной холодильной машины (б), использующей теплоту уходящих газов для охлаждения воздуха на входе дизеля:

Г – генератор паров НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор НРТ; Н – насос НРТ; ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; И-ВО – испаритель НРТ-воздухоохладитель; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; К – компрессор; УТ – утилизирующая турбина

В ТУО отвод теплоты от уходящих газов происходит в генераторе парообразного НРТ высокого давления, а охлаждение наружного воздуха за счет произведенного в ТУО холода – в испарителе-воздухоохладителе на входе дизеля. 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, всасываемых из испарителя-воздухоохладителя, до давления в конденсаторе.

Эжекторная холодильная машина работает таким образом: эжектор всасывает пары НРТ из испарителя, используя энергию рабочего пара высокого давления (точка 6 на рис. 1, б), который поступает из генератора и расширяется в сопле эжектора до давления (точка 7), несколько меньшего, чем давление пара на выходе из испарителя (точка 4), и сжимает пар из испарителя до давления конденсации (точка 1): процессы 3-4 и 5-6 – кипение (возможно и с перегревом) в испарителе и генераторе жидкого НРТ соответственно при высоком и низком давлении; 6-7 – расширение рабочего пара в сопле эжектора; 4-8 – снижение давления всасываемого из испарителя пара в при-

емной камере эжектора; 8-9 и 7-9 – смешивание холодного пара из испарителя и пара на выходе из сопла эжектора; 9-1 – повышение давления смешанного пара в камере смешения и диффузоре эжектора.

Следует обратить внимание на то обстоятельство, что потребность в дополнительном теплообменном оборудовании в случае применения теплоиспользующих систем охлаждения воздуха дизелей может быть сведена к минимуму, если задействовать штатные теплообменники: водяные нагреватели воздуха на входе ТК дизеля (нагретой водой из системы охлаждения двигателя) на рис. 2, а [1], штатные высокотемпературный ОНВ (он же нагреватель питательной воды утилизирующего котла (УК) или отводимой от двигателя охлаждающей его корпус воды, теплота которой используется на общесудовые нужды) и низкотемпературный ОНВ, пароводяные контуры УК (рис. 2, б) и конденсатора утилизирующей паровой турбины в составе турбокомпаундной системы утилизации теплоты дизеля), т.е. использовать пар и воду в качестве промежуточного теплоносителя ТУО.

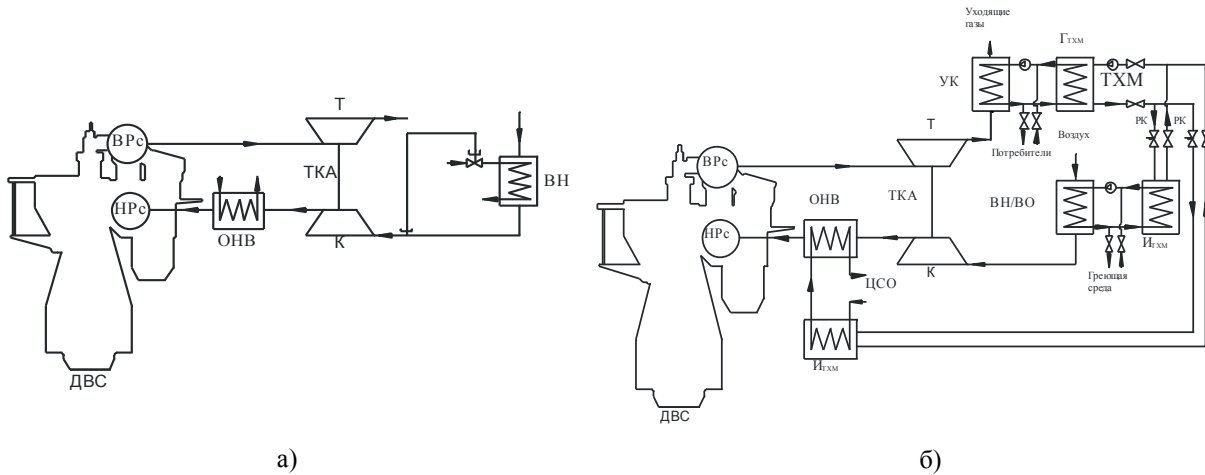


Рис. 2. Стандартная система воздухоподготовки судового МОД (а) и интегрированная в нее ТКС (б):

ТКА – турбокомпрессорный агрегат; Т – турбина утилизационная; УК – утилизационный котел пароводяной; К – компрессор; ВН/ВО – воздухоохладитель/воздухонагреватель; ЦСО – центральная система охлаждения водяная; Г_{ТХМ} и И_{ТХМ} – генератор и испаритель ТХМ; РК – регулирующий клапан (дрессельный); НРс и ВРс – надувочный и выпускной ресиверы

Как показано на рис. 2, б, испаритель может быть включен в водяной контур штатного нагревателя воздуха на входе ТК. В этом случае испаритель служит для охлаждения воды как промежуточного теплоносителя, используемого затем в водяном охладителе (он же нагреватель воздуха, но при отрицательных наружных температурах) для охлаждения воздуха при повышенных наружных температурах. О зависимости основных теплогидродинамических параметров испарителя-охладителя воды – коэффициентов теплоотдачи

α_a к кипящему НРТ и теплопередачи k , падения температуры кипения Dt_0 НРТ, температурного напора q и плотности теплового потока q – от массовой скорости НРТ ρw в трубках испарителя ТХМ можно судить по результатам расчетов, представленным на рис. 3-5.

В качестве НРТ применен озонобезопасный хладон R142B; температура кипения $t_0 = 0$ °С; температура воды на входе $t_{w1} = 8$ °С и выходе $t_{w2} = 5$ °С из испарителя; диаметр трубок $d_{вн} = 0,01$ м.

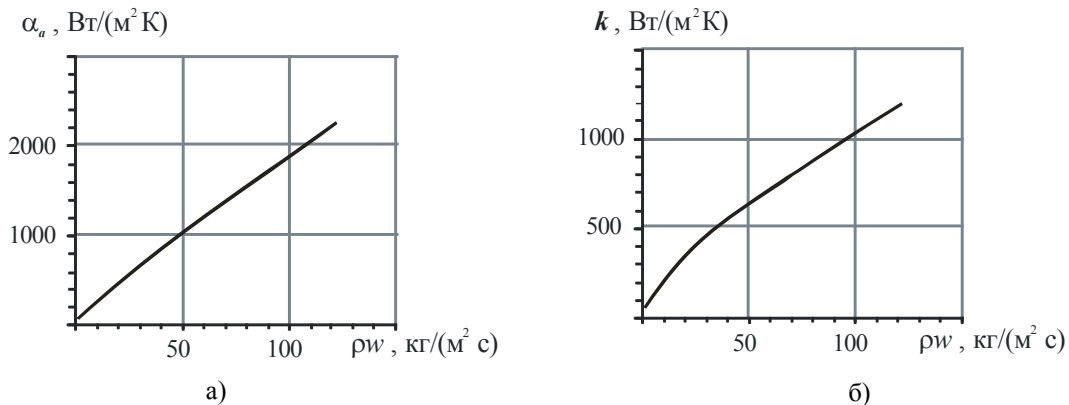


Рис. 3. Коэффициенты теплоотдачи α_a к кипящему хладону R142B (а) и теплопередачи k (б) температурные напоры q , падение давления DP и плотности теплового потока q в зависимости от массовой скорости ρw хладона R142B в испарителе при температурах кипения R142B $t_0 = 0$ °С, воды на входе $t_{w1} = 8$ °С и выходе $t_{w2} = 5$ °С из испарителя

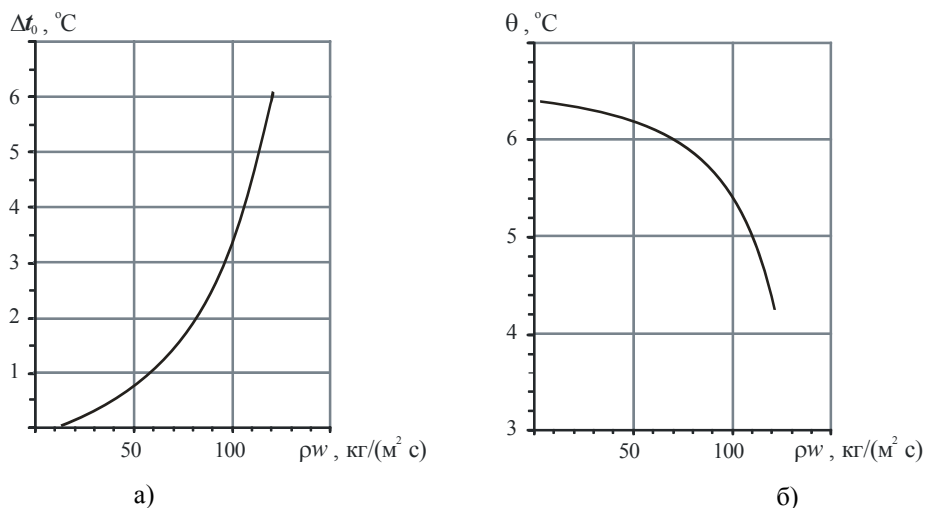


Рис. 4. Падение температуры кипения Δt_0 хладагona R142B (а) и температурные напоры θ (б) в зависимости от массовой скорости ρw хладагona R142B в испарителе при температурах кипения R142B $t_0 = 0$ °C, воды на входе $t_{w1} = 8$ °C и выходе $t_{w2} = 5$ °C из испарителя

Из рис. 3 и 4 видно, что с увеличением ρw коэффициенты теплоотдачи a_a и теплопередачи k и возрастают, тогда как повышение гидравлическо-

го сопротивления ΔP и обусловленного им падения температуры кипения Δt_0 , наоборот, приводит к уменьшению температурного напора q .

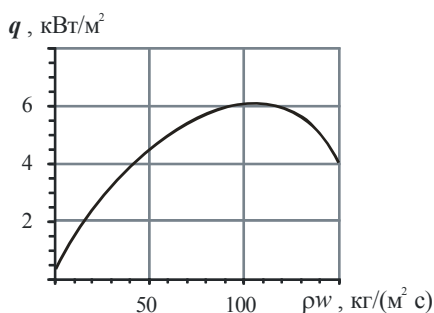


Рис. 5. Плотности теплового потока q в зависимости от массовой скорости ρw хладагona R142B в испарителе при температурах кипения R142B $t_0 = 0$ °C, воды на входе $t_{w1} = 8$ °C и выходе $t_{w2} = 5$ °C из испарителя

Такое противоположное влияние массовой скорости ρw на коэффициент теплопередачи k (посредством коэффициента теплоотдачи a_a) и температурный напор q , состоящее в увеличении k и уменьшении q , обуславливает существование максимума плотности теплового потока: $q = kq$. Массовую скорость ρw , которая обеспечивает максимальную плотность теплового потока, принято считать оптимальной $(\rho w)_{opt}$. На рис. 5 максимальной плотности теплового потока $q_{max} \approx 6$ кВт/м² соответствует оптимальная массовая скорость $(\rho w)_{opt} = 100$ кг/(м²·с).

Экстремум функции $q = f(\rho w)$ имеет резко выраженный характер. Обращает на себя внимание более резкое снижение графиков $q = f(\rho w)$ после достижения максимальных значений q_{max} по сравнению с их возрастанием, из чего следует вывод о нецелесообразности превышения $(\rho w)_{opt}$ при проектировании испарителей.

Максимальной плотности теплового потока q_{max} соответствует либо минимальная поверхность испарителя, либо минимальный температурный напор q в нем между охлаждаемой водой

и кипящим НРТ (при неизменной поверхности испарителя). Последнее позволяет охлаждать воду и соответственно воздух на входе дизеля до минимальной температуры.

Исходя из массовой скорости ρw НРТ, рассчитывается плотность теплового потока q , а значит и поверхность испарителя, определяются основные конструктивные параметры испарителя: длина и число трубок. Таким образом, рациональное проектирование ТУО включает определение оптимальных массовых скоростей НРТ и соответствующих конструктивных характеристик испарителей, обеспечивающих максимальные плотности теплового потока q , а, следовательно, и минимальные температурные напоры в испарителях и обусловленные ими энергетические потери в холодильном цикле.

Выводы

1. Зависимость плотности теплового потока от массовой скорости НРТ в испарителе ТУО имеет явно выраженный экстремальный характер.

2. Массовая скорость НРТ в испарителе, соответствующая максимальным значениям плотности теплового потока, является оптимальной $(\rho w)_{opt}$ и обеспечивает минимальные температурные напоры в аппаратах и обусловленные ими энергетические потери в холодном цикле.

ЛІТЕРАТУРА

1. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005. – http://www.mandiesel.com/files/news/files/762/5510-0005.00pr_low.pdf
2. MAN B&W. Project Guide. Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 1986.
3. Радченко Р.Н. Использование теплоты уходящих газов для предварительного охлаждения воздуха судовых ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2008. – № 1. – С. 110-114.

Стаття надійшла до редакції 20.11.2008 р.