

УДК 62-713.1:621.436

В.В. Ениватов, аспирант,

К.Ю. Федоровский, профессор, д-р техн. наук

Севастопольский национальный технический университет

ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053

root@sevgtu.sebastopol.ua

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЗАМКНУТЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК СУДОВ

В работе представлены результаты исследования повышения энергетической эффективности замкнутых систем охлаждения судовых энергетических установок в случае использования газожидкостной интенсификации теплоотвода.

Ключевые слова: энергетическая эффективность, система охлаждения, судовая энергетическая установка.

Введение. Одной из актуальных задач современного судостроения является проблема совершенствования судовых энергетических установок (СЭУ), связанная с повышением надежности, эффективности и экологической безопасности их эксплуатации. Эффективность работы системы охлаждения в значительной степени определяет эффективность СЭУ в целом.

Разомкнутые системы охлаждения являются экологически небезопасными и характеризуются низкой надежностью при эксплуатации в загрязненных акваториях [1]. Прием коррозионно-активной и загрязненной механическими примесями забортной воды может стать причиной засорения теплообменного оборудования, повреждения насосов и, в конечном счете, внезапной остановки или выхода из строя СЭУ. Кроме того, разомкнутые системы наносят экологический урон морским биоресурсам, уничтожая значительную часть рыбной молоди, икринок и планктона, которые попадают в систему с забортной водой.

Внедрение в практику судостроения замкнутых систем охлаждения (ЗСО) позволит улучшить характеристики СЭУ, а также снизить эксплуатационные затраты и отрицательное воздействие на окружающую среду. В ЗСО исключен прием забортной воды. В системе по замкнутому контуру циркулирует пресная вода (рисунок 1, а). В зависимости от конкретного типа судна, теплоотвод в забортную воду может осуществляться с помощью судовых обшивочных теплообменных аппаратов (СОТОА), конструкция которых может быть различной. Наиболее часто используются аппараты лабиринтного типа. Внутри таких устройств расположен лабиринтный канал, выполненный с внутренней стороны судовой обшивки и образованный элементами набора корпуса, обшивки судна и дополнительных навариваемых пластин. По лабиринтному каналу движется охлаждаемая пресная вода с антикоррозийными присадками (рисунок 1, б).

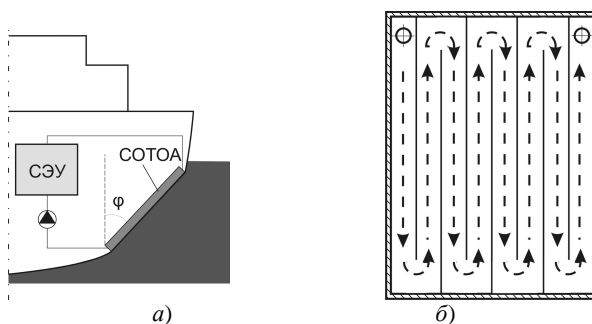


Рисунок 1 – Судовой обшивочный теплообменный аппарат:
а) размещение на корпусе судна; б) схема движения внутри СОТОА

Достоинством СОТОА является сравнительная простота изготовления и минимальные требования в обслуживании при эксплуатации. В практике отечественного судостроения такие СОТОА были применены и хорошо себя зарекомендовали на самоходных плавкранах проекта 15201 типа «Слава Севастополя» грузоподъемностью 500 т, оборудованных ЗСО кранового дизель-генератора мощностью 500 кВт [1].

При работе ЗСО с СОТОА в условиях неподвижной забортной воды теплоотвод осуществляется при свободной конвекции. При этом обеспечивается невысокий коэффициент теплоотдачи забортной воде, что ведет к увеличению требуемой площади теплообменного аппарата. СОТОА может быть размещен не только на вертикальной части корпуса, но и на других, наклоненных участках корпуса. С

изменением угла наклона φ от 0° (вертикальный борт) до -90° (горизонтальное днище) теплоотвод при свободной конвекции существенно снижается [1]. Результаты исследования теплоотдачи СОТОА забортной воде в случае различной ориентации аппарата при использовании газожидкостной интенсификации процесса представлены в работе [2]. За счет этого метода удалось увеличить теплоотвод в 30 – 40 раз, по сравнению со случаем свободной конвекции. Есть все основания полагать, что при этом энергетические затраты будут меньше по сравнению со случаем, когда для увеличения теплоотдачи потребовалось бы создавать условия, связанные с организацией вынужденной конвекции.

Постановка задачи. Теплотехнические исследования повышения эффективности замкнутых систем охлаждения позволили получить необходимые расчетные зависимости, позволяющие рассчитать теплоотвод в неподвижную забортную воду от наклонных поверхностей СОТОА в случае применения метода газожидкостной интенсификации [2]. Представляет интерес оценка энергетических затрат, связанных с реализацией указанного метода для ЗСО. Необходимо выполнить сравнение требуемых затрат энергии для повышения эффективности системы охлаждения с СОТОА при использовании метода газожидкостной интенсификации и энергетических затрат на организацию вынужденной конвекции.

Цель работы. Оценка энергетической эффективности судовой ЗСО в случае использования газожидкостного метода интенсификации теплоотвода в забортную воду.

Решение задачи. Под энергетической эффективностью подразумевается отношение достигаемого теплоотвода ЗСО к энергетическим затратам системы на сжатие и транспортировку воздуха к судовой обшивке с целью формирования газожидкостной струи. Для оценки энергетической эффективности теплоотводящих систем достаточно часто используется критерий академика М.В. Кирпичева, который в нашем случае может быть представлен как:

$$E = \frac{Q_{\Gamma}}{N_{\Gamma}}, \tag{1}$$

где Q_{Γ} – отводимая ЗСО теплота, определяемая создаваемой газожидкостной струей; N_{Γ} – затраты мощности, связанные с расходом газа и повышением давления (относительно атмосферного), необходимым для преодоления давления столба жидкости до глубины установки газового коллектора.

Результаты анализа соотношения требуемой мощности на формирование газожидкостной струи и отводимой теплоты, при различных углах наклонах и заглублении коллектора, например, на 5 м показаны на рисунке 2. Увеличение удельного расхода газа $W_{\Gamma L}$ (расход газа на единицу длины коллектора) приводит к увеличению теплоотвода, однако, интенсивность этого роста различная. Для рассматриваемой поверхности СОТОА длиной 10 м и высотой 4 м при затратах мощности до 300 – 400 Вт наблюдается интенсивный рост теплоотвода, который в зависимости от угла наклона может достигать 18 – 39 кВт. Увеличение отводимой теплоты связано с необходимостью дополнительных затрат на подачу сжатого газа. Наибольший эффект достигается при малых мощностях (расходах воздуха). Так же наглядно видно, что дальнейшее увеличение подаваемого воздуха (затрат мощности), обеспечивает незначительное увеличение отводимой теплоты Q_{Γ} . Данные выводы полностью коррелирует с результатами теплотехнических исследований, представленных в работе [2]. Также подтверждается вывод о том, что следует ограничивать расход подаваемого газа с целью предотвращения чрезмерного роста затрат энергии на формирование струи у поверхности теплоотдачи. Подобная закономерность наблюдается для всех углов наклона φ от 0° до -85° .

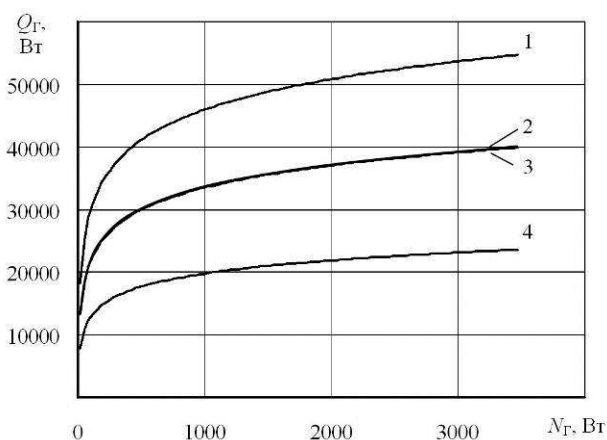


Рисунок 2 – Зависимость отведенной теплоты Q_{Γ} от затрачиваемой энергии N_{Γ} при различных углах наклона СОТОА ($H=4$ м, $L=10$ м, $\Delta t=1^\circ$, $W_{\Gamma L}=(2,9-520)\cdot 10^{-3}$ м²/с, $h_0=5$ м):
 1 – $\varphi = -30^\circ$; 2 – $\varphi = 0^\circ$; 3 – $\varphi = -60^\circ$; 4 – $\varphi = -80^\circ$

Представленные на рисунке 2 зависимости позволяют проанализировать влияние угла наклона на теплоотвод. Наклон поверхности оказывает существенное влияние на эффективность метода. Для поверхностей, имеющих наклон $\varphi = -30^\circ$ при одинаковых затратах мощности обеспечивается больший теплоотвод (см. зависимость 1 на рисунке 2), даже больший, чем при вертикальной ориентации поверхности. Это является следствием «скребущего» эффекта всплывающих вдоль наклонной поверхности пузырьков газа, которые именно при $\varphi = -30^\circ$ наиболее интенсивно разрушают пристенный пограничный слой.

Для сопоставления отводимой теплоты Q_{Γ} и соответствующих затрат энергии N_{Γ} воспользуемся критерием Кирпичева (1), который в данном случае будет показателем энергетической эффективности ЗСО СЭУ.

Отметим, что в работе [2] было выявлено критическое значение модифицированного числа Рейнольдса Re_* , связанное с вытеснением воздухом жидкости около теплоотдающей поверхности. С учетом этого имеем две зависимости для расчета E :

$$E = \frac{10^{1,03 \cdot \cos(30+\varphi)+1,75} \cdot Re_*^{0,28} \cdot Pr^{0,33} \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_c} \right)^{0,14} \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho_{\Gamma} \cdot W_{\Gamma L} \cdot \frac{k}{k-1} RT \left(\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}, \quad (2)$$

$$E = \frac{10^{1,02 \cdot \cos(30+\varphi)+2,34} \cdot Re_*^{0,075} \cdot Pr^{0,33} \left(\frac{\mu_{жс}}{\mu_c} \right)^{0,14} \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho_{\Gamma} \cdot W_{\Gamma L} \cdot \frac{k}{k-1} RT \left(\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}, \quad (3)$$

где Pr – число Прандтля; Re_* – модифицированное число Рейнольдса; $W_{\Gamma L}$ – удельный расход воздуха; R – универсальная газовая постоянная; T – температура воздуха; k – показатель адиабаты; ρ_{Γ} – плотность газа; λ – коэффициент теплопроводности; π_{κ} – степень сжатия компрессора; Δt – разница температур между поверхностью СОТОА и забортной водой.

На рисунке 3 показано, что при фиксированном угле наклона увеличение $W_{\Gamma L}$ или, что то же N_{Γ} , приводит к снижению E . Это объясняется тем, что темп прироста коэффициента теплоотдачи отстает от темпа соответствующего увеличения $W_{\Gamma L}$. Помимо этого, необоснованное повышение $W_{\Gamma L}$ может привести к выявленному ранее ухудшению теплоотдачи за счет вытеснения жидкости воздухом, что однозначно резко ухудшит показатель E . Кроме того, при увеличении угла наклона теплоотдающей поверхности от вертикального положения до $\varphi = -30^\circ$ значение коэффициента эффективности E повышается. Однако при дальнейшем наклоне поверхности в диапазоне значений φ от -60° до -85° значение E уменьшается.

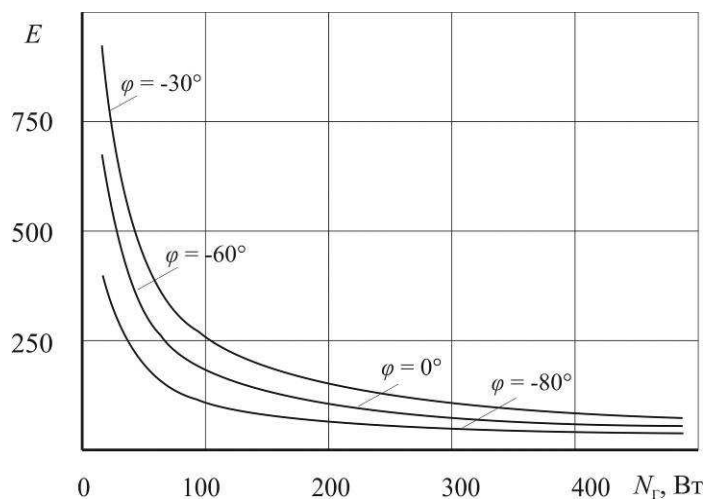


Рисунок 3 – Зависимость энергетической эффективности системы E от затрачиваемой энергии N_{Γ} при различных углах наклона СОТОА ($H=4$ м, $L=10$ м, $\Delta t=1^\circ$, $W_{\Gamma L}=(2,9-66) \cdot 10^{-3}$ м²/с, $h_0=5$ м)

Результаты сравнения теплоотода от поверхности СОТОА при реализации метода газожидкостной интенсификации и создания вынужденных потоков охлаждающей жидкости показаны на рисунке 4.

Анализ зависимостей, показанных на рисунке 4, позволяет сделать вывод, что для достижения высоких значений коэффициента теплоотдачи от одиночной поверхности необходимо обеспечить высокую скорость жидкости u . Те же значения $\bar{\alpha}$ могут быть обеспечены за счет применения газожидкостной интенсификации при минимальных удельных расходах подаваемого газа $(0,1 - 1,15) \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$.

Представляет интерес оценка затрат энергии, необходимых для организации потока жидкости с требуемой скоростью с целью повышения теплоотода от плоской поверхности, и сопоставить с затратами на формирование газожидкостных струй. На рисунке 5 показаны зависимости, отображающие требуемые затраты для достижения значений коэффициента теплоотдачи более $1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$. Характер представленных зависимостей указывает на целесообразность применения метода газожидкостной интенсификации. На рисунке 5 видно, что для достижения значения коэффициента теплоотдачи до $5000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ применение метода газожидкостной интенсификации требует меньших затрат энергии, при этом наиболее эффективной является наклонная ориентация теплоотводящей поверхности. Это позволяет сделать практические рекомендации при проектировании ЗСО, при этом определить наиболее эффективные параметры эксплуатации.

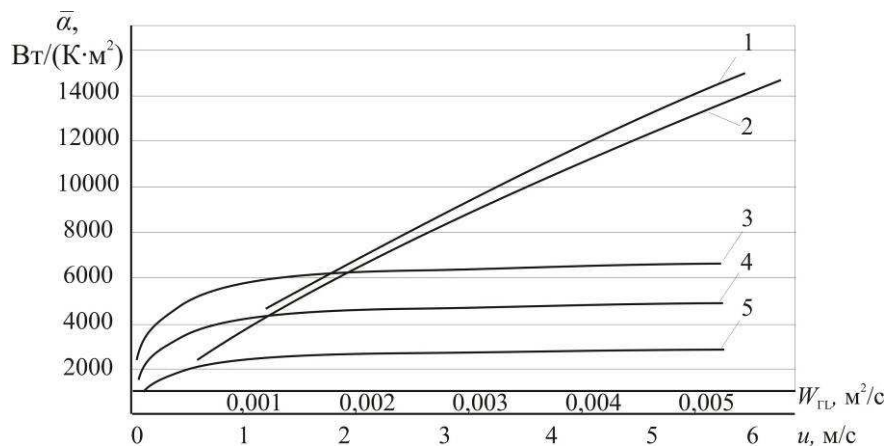


Рисунок 4 – Сопоставление теплоотода газожидкостными струями с известными данными для вынужденного омывания теплоотдающей поверхности однородной жидкостью при $H = 0,8 \text{ м}$, $L = 0,5 \text{ м}$, $\lambda_{ж} = 0,6 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, $\nu_{ж} = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $\text{Pr}_{ж} = 7,02$, $t_{3B} = 20 \text{ }^\circ\text{С}$, $\mu_{ж} = 1004 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$, $\mu_{с} = 801,5 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$, $\text{Pr}_{с} = 5,42$: 1, 2 – по зависимостям [3]; 3 – 5 – по зависимостям [2] для углов φ равных -30° , -60° и -80° соответственно

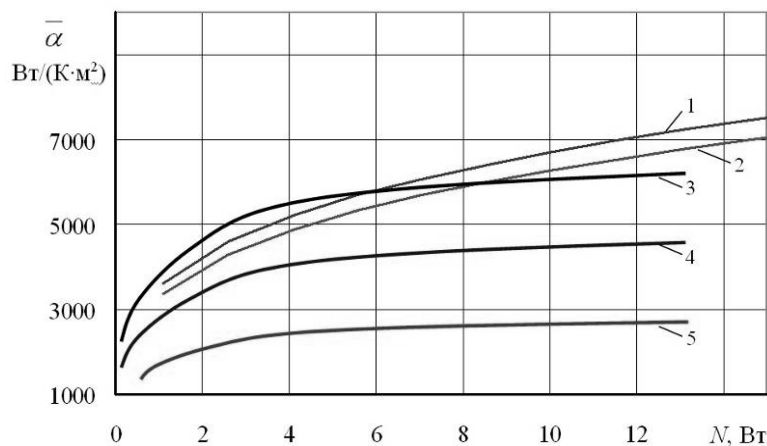


Рисунок 5 – Зависимость теплоотдачи от затрачиваемой мощности на создание вынужденного потока охлаждающей жидкости и газожидкостных струй ($H = 0,8 \text{ м}$, $L = 0,5 \text{ м}$, $\lambda_{ж} = 0,6 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, $\nu_{ж} = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $\text{Pr}_{ж} = 7,02$, $t_3 = 20 \text{ }^\circ\text{С}$, $\mu_{ж} = 1004 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$, $\mu_{с} = 801,5 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$, $\text{Pr}_{с} = 5,42$, $\zeta = (3,4 \dots 7,5) \cdot 10^{-3}$, $\zeta_{ш} = 0,5 \cdot 10^{-3}$): 1, 2 – по зависимостям [3]; 3 – 5 – по зависимостям [2] для углов φ равных -30° , -60° и -80° соответственно

Выводы. Выполненный анализ энергетической эффективности ЗСО СЭУ с газожидкостной интенсификацией теплоотвода забортной воде, основанный на базе сопоставления достигаемого теплоотвода и требуемых при этом затрат на подачу воздуха, указывает на целесообразность применения данного метода интенсификации для ЗСО с наклонными СОТОА. По показателю энергетической эффективности наилучшим является обеспечение ЗСО СОТОА, расположенными на участках судовой обшивки с углом наклона $\varphi = -30^\circ$. По представленным в работе результатам исследований видно, что для достижения тех же коэффициентов теплоотдачи энергетические затраты на формирование газожидкостных струй оказываются меньшими, чем для создания вдоль теплоотдающих поверхностей вынужденного потока однородной жидкости.

В ходе дальнейших исследований целесообразно определить влияние параметров ЗСО на энергетическую эффективность, в частности, влияние величины заглубления газового коллектора.

Таким образом, применение метода газожидкостной интенсификации теплоотвода в ЗСО позволит эффективно использовать теплоотводящие площади и, следовательно, значительно снизить эксплуатационные затраты и улучшить энергетические характеристики. Внедрение соответствующих методик расчета ЗСО с СОТОА позволит уменьшить массогабаритные параметры и стоимость теплоотводящих элементов, тем самым обеспечив более широкое применение надежных и экологически безопасных ЗСО СЭУ.

Библиографический список используемой литературы

1. Федоровский К.Ю. Теплопередача: учеб. / К. Ю. Федоровский. – Севастополь: Изд-во Севастоп. нац. техн. ун-та, 2012. – 304 с.
2. Федоровский К.Ю. Исследование газожидкостной интенсификации теплоотвода в замкнутых системах охлаждения судовых энергоустановок / К.Ю. Федоровский, В.В. Ениватов // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА, 2012. – № 1 (6). – С. 139–145.
3. Теплотехника: учеб. / В.Н. Луканин [и др.] – 2-е изд., перераб. – М: Высшая школа, 2000. – 671 с.

Поступила в редакцию 18.06.2013 г.

Єніватов В.В., Федоровський К.Ю. Енергетична ефективність замкнутих систем охолодження енергетичних установок суден

У статті представлені результати дослідження підвищення енергетичної ефективності замкнутих систем охолодження судових енергетичних установок у разі застосування газожидкостної інтенсифікації тепловідведення.

Ключові слова: енергетична ефективність, система охолодження, суднова енергетична установка.

Yenivatov V.V., Fedorovsky K.Y. Energy efficiency of a vessel power plant closed loop cooling system

The analyses of an increasing energy efficiency of a power plant closed loop cooling system with gas-liquid intensification are given.

Keywords: energy efficiency, cooling system, vessel power plant.