

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-5-795-804

## EFFICIENCY OF INTENSIFICATION OF HEAT REMOVALMENT OF A CLOSED-CIRCUIT MARINE POWER PLANT COOLING SYSTEMS

**K. Yu. Fedorovsky, N. K. Grinenko**

Sevastopol State university, Sevastopol, Russian Federation

*The paper considers a method for increasing the efficiency of closed-loop cooling systems of ship power plants that exclude the consumption of seawater. It is noted that currently widespread open-loop cooling systems that provide for the consumption of seawater are subject to clogging, especially in polluted waters, which can lead to a shutdown of the power plant. Attention is drawn to the fact that, especially when operating a vessel in areas of intensive fishing, significant damage is caused to fish resources, and plankton as the basis of the food chain is intensively destroyed. An intensification of heat removal processes is proposed, which allows reducing the weight and size indicators of closed systems, thereby ensuring their wider implementation in shipbuilding. The objective of the study is to determine the most effective methods of such intensification. Using a ship casing heat exchanger as an example, the possibility of using gas-liquid jets for this purpose was studied. Visual and thermal engineering studies were carried out on models of casing devices. The worst conditions of their operation (heat transfer under free convection) were simulated, when the outside water is motionless relative to the vessel hull. Visual studies showed that the emerging air bubbles have transverse pulsations that destroy the wall boundary layer formed along the heat-transfer surface, which impedes the heat removal process. Thermal engineering studies confirmed a significant (ten times or more) increase in heat transfer. Moreover, this effect increases as the temperature difference between the heat-transfer surface and the outside water decreases. This is important when the vessel is in equatorial waters. This method of process intensification is compared with the case of creating (for example, by means of a pump) a local flow of intake water along the surface of such a heat exchanger. It was determined that the latter is inferior in efficiency to gas-liquid jets. It is concluded that the use of this fairly simple method of intensifying heat removal of closed cooling systems will ensure their wider implementation in shipbuilding practice.*

*Key words: cooling system, marine power plant, thermal efficiency, gas-liquid jet, heat transfer coefficient.*

### **For citation:**

Fedorovsky, Konstantin Yu. and Grinenko Nadezhda K. "Efficiency of intensification of heat removalment of a closed-circuit marine power plant cooling systems" *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.5 (2024): 795–804. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-5-795-804.

**УДК 629.12**

## ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛОТВОДА ЗАМКНУТОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ СУДОВОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКИ

**Федоровский К. Ю., Гриненко Н. К.**

Севастопольский государственный университет, Севастополь, Россия

*В работе рассмотрен метод повышения эффективности замкнутых систем охлаждения судовых энергетических установок, исключая потребление забортной воды. Отмечается, что широко распространенные в настоящее время разомкнутые системы охлаждения, предусматривающие потребление забортной воды, подвержены засорению, особенно в загрязненной акватории, что может привести к прекращению работы энергоустановки. Обращается внимание на то, что особенно при эксплуатации судна в районах интенсивного рыболовства наносится существенный ущерб рыбным ресурсам, происходит интенсивное уничтожение планктона как основы пищевой цепочки. Предложена интенсификация процессов теплоотвода, позволяющая снизить массогабаритные показатели замкнутых систем, обеспечив тем самым их более широкое внедрение в судостроении. Задачей исследования является определение наиболее эффективных методов такой интенсификации. На примере судового обшивочного теплообменного аппарата исследована возможность использования с этой целью газожидкостных струй. Были проведены визуальные и теплотехнические исследования на моделях обшивочных аппаратов. Выполнено моделирование наихудших условий их работы (теплоотдача при свободной конвекции), когда забортная вода неподвижна*

относительно корпуса судна. Визуальные исследования показали, что всплывающие пузырьки воздуха имеют поперечные пульсации, разрушающие пристенный пограничный слой, формирующийся вдоль теплоотдающей поверхности, который препятствует процессу теплоотвода. Теплотехнические исследования подтвердили существенное (в десять и более раз) увеличение теплоотдачи. Причем этот эффект усиливается по мере уменьшения температурного напора между теплоотдающей поверхностью и забортной водой, что очень важно при нахождении судна в экваториальных водах. Данный метод интенсификации процесса сопоставлен со случаем создания (например, посредством насоса) локального течения забортной воды вдоль поверхности такого теплообменника. Определено, что последний уступает по эффективности газожидкостным струям. Сделан вывод о том, что использование этого достаточно простого метода интенсификации теплоотвода замкнутых систем охлаждения обеспечит их более широкое внедрение в практику судостроения.

**Ключевые слова:** система охлаждения, судовая энергоустановка, тепловая эффективность, газожидкостная струя, коэффициент теплоотдачи.

#### **Для цитирования:**

Федоровский К. Ю. Эффективность интенсификации теплоотвода замкнутой системы охлаждения судовой энергоустановки / К. Ю. Федоровский, Н. К. Гриненко, В. Б. Чистов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 5. — С. 795–804. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-5-795-804.

### **Введение (Introduction)**

Широко используемые в настоящее время в судостроении разомкнутые системы охлаждения предусматривают потребление забортной охлаждающей воды [1]. В ряде случаев такие системы имеют недостатки. При эксплуатации судна в сильно загрязненной акватории происходит интенсивное коррозионно-эрозионное разрушение элементов системы, а также возникает угроза ее засорения, что может привести к аварийной ситуации [2]. Кроме того, разомкнутые системы охлаждения оказывают отрицательное экологическое воздействие на рыбные ресурсы. Наибольший отрицательный эффект достигается при эксплуатации судна в районах интенсивного рыболовства. В такие системы вместе с забортной водой попадает планктон и рыбная молодь, которые пройдя через насосы, теплообменники и т. д., практически полностью погибают [3], [4].

Решение данных проблем может быть достигнуто за счет использования замкнутых систем охлаждения, исключающих потребление забортной охлаждающей воды [5], [6]. Возрастает количество оборудованных такими системами судов, регистрируемых Главным управлением Российского морского регистра судоходства.

Целью исследования является разработка методов повышения эффективности замкнутых систем охлаждения для обеспечения условий их более широкого внедрения в практику судостроения.

### **Методы и материалы (Methods and Materials)**

Оценка эффективности используемого метода интенсификации теплоотвода базировалась на результатах, полученных в ходе экспериментальных теплотехнических исследований. Данные исследования проводились на модели судового обшивочного теплообменного аппарата лабиринтного типа размером  $1 \times 1$  м. Модель размещалась в емкости с неподвижной морской водой объемом около  $17 \text{ м}^3$ . Тем самым моделировался наихудший режим теплоотдачи в забортную воду — свободная конвекция [9]. Модель в нижней своей части имела подвод сжатого воздуха, формирующего газожидкостную струю.

Измерение температуры поверхности теплообменника осуществлялось с использованием 16 хромель-копелевых термопар с диаметром термоэлектродов 0,16 мм. Термопары были размещены равномерно в центрах равных участков, соответственно, площадью  $1/16 \text{ м}^2$ . Температура забортной воды также измерялась термопарой. Измерение термо-ЭДС термопар выполнялось компенсационным методом с использованием потенциометра с классом точности 0,05. Измерение расхода воздуха осуществлялось объемным методом, базирующемся на фиксации времени вытеснения воздухом воды из мерной емкости. Относительная погрешность измерений не превышала 10...12 %.

С целью более полного представления механизма интенсификации теплоотвода были проведены визуальные исследования на моделях с прозрачными стенками. В воду были введены специальные добавки, позволяющие при дополнительном освещении наблюдать происходящие процессы. При разработке показателя эффективности данного метода использовались уравнения, полученные на основании применения методов теории подобия тепловых процессов.

### Результаты (Results)

Для отвода теплоты в забортную воду могут использоваться различные устройства: боксультеры, секционные заборные теплообменники (рис. 1) [7], обшивочные теплообменные аппараты (ОТОА) лабиринтного типа [6] и др. Обшивочные теплообменники лабиринтного типа (рис. 2) использованы, в частности, на отечественных самоходных плавкранах грузоподъемностью 500 т пр. 15201, на эксплуатируемых в нашей стране плавкранах «Судоподъем» немецкого производства и др. Нагретая в энергетическом оборудовании пресная вода проходит по лабиринтному каналу, сформированному на внутренней поверхности судовой обшивки, смоченной забортной водой. В результате теплота отводится через судовую обшивку к забортной воде.



Рис. 1. Секционные теплообменники

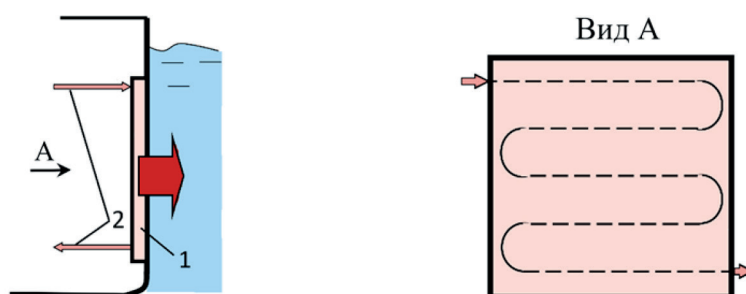


Рис. 2. Судовой обшивочный теплообменный аппарат лабиринтного типа

Среди многочисленных методов повышения эффективности теплоотвода [8] для рассматриваемых аппаратов приемлемым является использование газожидкостных струй. На рис. 3 показана схема, поясняющая применение данного подхода. В районе ОТОА 1 со стороны забортной воды размещается воздушный коллектор 2, через который подается воздух, всплывающие пузырьки из воздушного коллектора формируют газожидкостную струю 4. Причем для этого не требуется воздух высокого давления, поскольку нужно преодолеть лишь высоту столба жидкости, соответствующего глубине погружения коллектора 2 в забортную воду, и сопротивление системы подвода воздуха 3. Необходимо оценить эффективность данного метода повышения эффективности теплоотвода.

Наиболее неблагоприятные условия работы ОТОА и всей системы в целом имеют место в случае, когда судно находится в неподвижной воде, а теплоотдача забортной воде осуществляется

при свободной конвекции [9]. При этом достигается коэффициент теплоотдачи  $\bar{\alpha}_k$ . Данный случай является основным расчетным, поскольку при движении судна обеспечивается теплоотдача при вынужденной конвекции, характеризующаяся существенно большим теплоотводом [10].

Проведенные визуальные исследования в условиях неподвижной забортовой воды показали, что при подводе воздуха в нижнюю часть ОТОА вдоль его поверхности формируется газожидкостная струя (рис. 4).

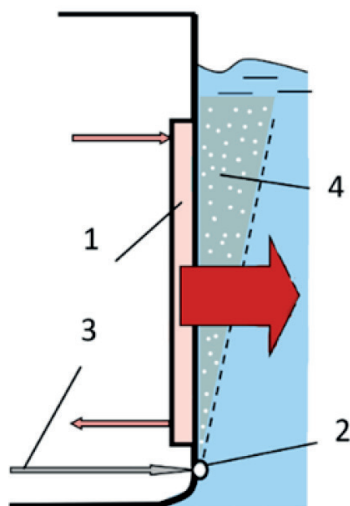


Рис. 3. Схема интенсификации теплоотвода обшивочного теплообменника при стоянке судна:  
1 — судовой обшивочный теплообменный аппарат;  
2 — воздушный коллектор; 3 — подача воздуха;  
4 — газожидкостная струя

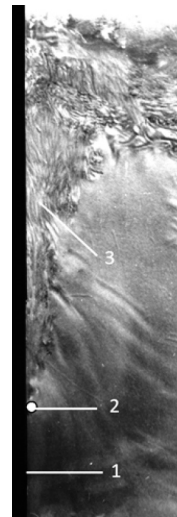


Рис. 4. Визуализация течения газожидкостной струи вдоль теплоотдающей поверхности: 1 — обшивка корпуса судна;  
2 — воздушный коллектор;  
3 — газожидкостная струя

Поднимающиеся пузырьки воздуха проталкивают жидкость вдоль теплоотдающей поверхности, способствуя улучшению теплоотвода. С целью более детального понимания физики происходящего процесса были выполнены визуальные исследования движения воздушного пузыря со стороны теплоотдающей поверхности (рис. 5).

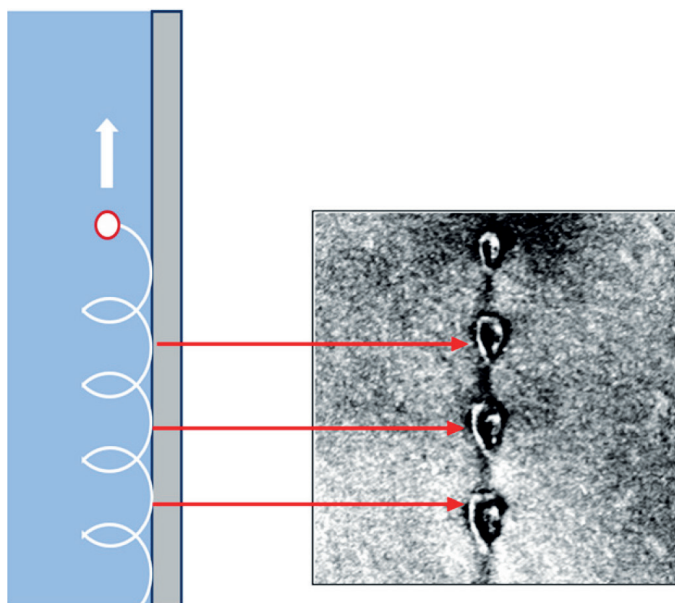


Рис. 5. Визуализация ударов пузырька воздуха о теплоотдающую поверхность



Пузырек воздуха поднимается вверх по спирали, ударяясь при этом о поверхность. На рис. 5 хорошо видны следы таких ударов с шагом, примерно равным 5...7 мм. Известно, что вдоль теплоотдающей поверхности формируется пристенный пограничный слой, препятствующий процессу переноса теплоты от стенки к жидкости и разрушение этого слоя способствует увеличению коэффициента  $\bar{\alpha}$ . Таким образом, множество пузырьков газожидкостной струи, поднимаясь вдоль поверхности, разрушает пристенный пограничный слой за счет поперечных пульсаций. Это ведет к увеличению  $\bar{\alpha}$ . На рис. 6 показано относительное изменение коэффициента теплоотдачи  $\bar{\alpha} / \bar{\alpha}_k$  в зависимости от линейного расхода воздуха  $W_r$  (в диапазоне значений  $1,14 \cdot 10^{-4} \dots 1,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$ ) и температурного напора  $\Delta t$  между стенкой и забортной водой.

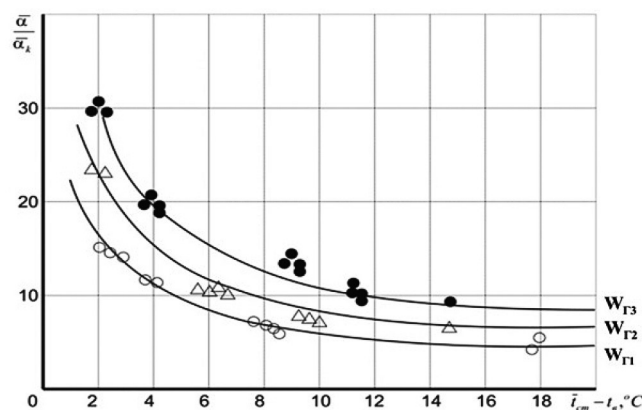


Рис. 6. Сопоставление теплоотдачи газожидкостной струи  $\bar{\alpha}$  и теплоотдачи при свободной конвекции  $\bar{\alpha}_k$  в зависимости от температурного напора  $\Delta t$  между теплоотдающей поверхностью и забортной водой при различных расходах газа  $W_r$  ( $W_{r1} < W_{r2} < W_{r3}$ )

Хорошо видно, что создание газожидкостной струи является эффективным средством интенсификации теплоотдачи при стоянке судна, поскольку примерно на порядок увеличивается теплоотдача, а при очень малых температурных напорах (судно находится в экваториальных широтах) данное увеличение может достигать 20 раз.

Ранее указывалось, что вынужденная конвекция по сравнению со свободной конвекцией (неподвижная забортная вода) характеризуется большими значениями коэффициента теплоотдачи. В принципе, в районе ОТОА можно было бы разместить специальное устройство, проталкивающее воду вдоль теплоотдающей поверхности, обеспечивая условия вынужденной конвекции. Поэтому целесообразно сопоставить эффективность газожидкостных струй с указанным случаем. Для оценки энергетической эффективности могут быть использованы различные подходы [11]. В данном случае целесообразно воспользоваться широко известным в теплотехнике безразмерным показателем (критерием Кирпичева):

$$\Pi = \frac{Q}{N},$$

где  $Q$  — отводимый тепловой поток, Вт;

$N$  — затраты мощности, Вт.

Причем чем выше значение  $\Pi$ , тем более эффективным является процесс.

Для некоторой заданной поверхности высотой  $H$  и длиной  $L$  в общем случае можно записать:

$$Q = \bar{\alpha} \Delta t HL;$$

$$\Delta t = t_c - t_3,$$

где  $\bar{\alpha}$  — среднее по поверхности значение коэффициента теплоотдачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\bar{t}_c$  — средняя температура поверхности стенки, °С;

$t_3$  — температура забортной воды, °С.

В случае, если вдоль поверхности создается газожидкостная струя, то затраты мощности на это могут быть найдены из соотношения

$$N = \gamma h_0 W_{r_0},$$

где  $h_0$  — глубина на которой подается сжатый воздух, м;

$W_{r_0}$  — расход воздуха, м³/с;

$\gamma$  — удельный вес забортной воды, Н/м³.

С учетом этого показатель примет вид

$$\Pi = \frac{\bar{\alpha}_r \Delta t H L}{\gamma h_0 W_{r_0}} = \frac{\bar{\alpha}_r \Delta t H L}{\gamma h_0 W_{r_{L_0}}}, \quad (1)$$

где  $W_{r_{L_0}} = \frac{W_{r_0}}{L}$ , м²/с.

Поскольку соответствующее  $\Delta t$  изменение  $Q$  не связано с показателем эффективности, разделим правую и левую части выражения (1) на  $\Delta t$ . Тогда  $\Pi^*$ , К⁻¹:

$$\Pi^* = \frac{\Pi}{\Delta t} = \frac{\bar{\alpha}_r H}{\gamma h_0 W_{r_{L_0}}}.$$

Рассмотрим взаимосвязь показателя  $\Pi^*$  с затратами мощности  $N$  (рис. 7). Увеличение  $N$  приводит к снижению  $\Pi^*$ , вследствие уменьшения темпа прироста  $\bar{\alpha}_r$  по мере увеличения  $W_{r_{L_0}}$ . Нет необходимости увеличивать беспрестанно  $W_{r_{L_0}}$ . Достаточным является обеспечение условия  $W_{r_{L_0}} = (0,6 \dots 0,8) \cdot 10^{-3}$  м²/с, что соответствует на рис. 4 диапазону  $N \leq 30 \dots 40$  Вт. Из графика также видно, что при заданных  $h_0$  и  $N$  повышению  $\Pi^*$  способствует увеличение  $H$  поверхности. Газожидкостная струя, на создание которой затрачена энергия, поднимается вверх, обеспечивая улучшение теплоотдачи по всей высоте  $H$ .

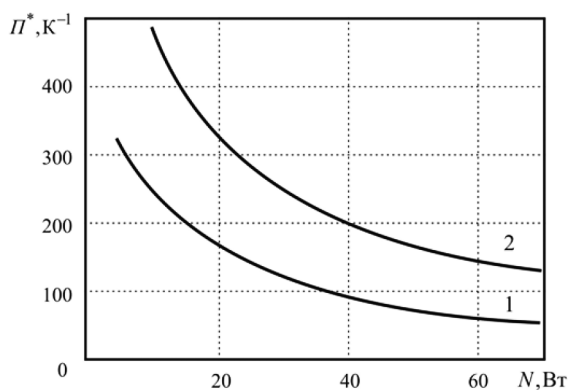


Рис. 7. Зависимость показателя  $\Pi^*$  от затраченной мощности  $N$  на создание газожидкостной струи ( $h_0 = 5$  м,  $L = 1$  м,  $t_3 = 20$  °С,  $W_{r_{L_0}} = 0,5 \cdot 10^{-3}$  м²/с):  
1 —  $H = 1$  м; 2 —  $H = 2$  м

Одна и та же поверхность  $F$  может быть скомпонована с различным сочетанием  $H$  и  $L$ . Из предыдущих рассуждений следует, что соотношение этих величин должно сказываться на  $\Pi^*$ . Как видно из рис. 8, для поверхности заданной площади при фиксированном расходе подаваемого газа  $W_{r_0}$ . Увеличение  $H$  с 1 м до 8 м позволяет повысить  $\Pi^*$  со 160 до 330 К⁻¹, т. е. в два раза. Увеличение  $H$  и происходящее при этом уменьшение  $L$  приводит к росту  $W_{r_{L_0}}$  и  $\bar{\alpha}_r$ . Для указанных зна-

чений  $H$  наблюдается повышение  $\bar{\alpha}_r$  с 2000 Вт/(м<sup>2</sup> · К) до 4100 Вт/(м<sup>2</sup> · К). Таким образом, при использовании газожидкостных струй предпочтительной является компоновка теплообменных поверхностей с максимальным отношением  $H/L$ .

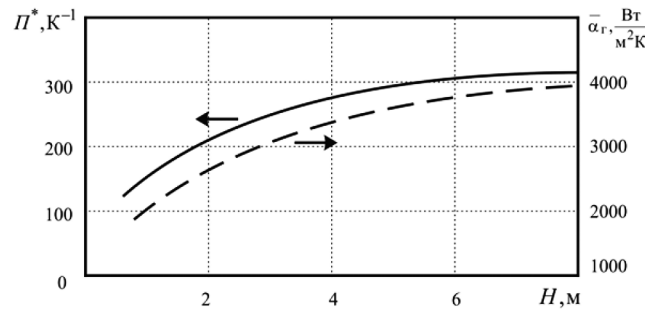


Рис. 8. Зависимость показателя  $\Pi^*$  и  $\bar{\alpha}_r$  от высоты поверхности  $H$  при создании газожидкостной струи ( $F = 4 \text{ м}^2$ ,  $W_{гЛ_0} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $h_0 = 10 \text{ м}$ )

Сопоставим показатели  $\Pi^*$ , получаемые в случае использования предложенного метода интенсификации теплоотдачи и в случае обтекания плоской поверхности потоком однородной жидкости. Последнее может быть обеспечено за счет установки специальных устройств, проталкивающих жидкость вдоль наружной поверхности ОТОА. Выделим на корпусе судна теплоотдающую поверхность и условно рассмотрим ее как одиночную пластину, обтекаемую потоком однородной жидкости. Теплоотдача описывается известной зависимостью

$$\bar{\alpha}_j = \frac{\lambda_j}{L} 0,037 \text{Re}_L^{0,8} \text{Pr}_j^{0,43}.$$

Затраты мощности на движение жидкости вдоль поверхности размерами  $HL$ :

$$N = S_c v = C_f \frac{\rho_j v^2}{2} HL v,$$

где  $v$  — скорость движения жидкости, м/с;

$$\frac{C_f}{8} = 0,037 \text{Re}_L^{-0,2},$$

где  $\text{Re}$  — число Рейнольдса.

$$\text{Re} = (vL) / \zeta_j,$$

где  $\zeta$  — коэффициент кинематической вязкости жидкости, м/с<sup>2</sup>.

После соответствующей подстановки и преобразований получим

$$\Pi^* = \frac{\lambda_j \text{Pr}_j^{0,43}}{4 \rho_j \zeta_j v^2},$$

где  $\text{Pr}$  — число Прандтля.

Полученный показатель  $\Pi^*$  позволяет сопоставить эффективность повышения теплоотвода при использовании газожидкостной струи с эффективностью, достигаемой в результате проталкивания однородной жидкости (заборной воды) вдоль теплоотдающей поверхности.

### Обсуждение (Discussion)

На рис. 9 показано изменение рассматриваемого показателя в случае использования газожидкостной струи и при обтекании поверхности однородной жидкостью. Предложенный метод интенсификации теплоотдачи обеспечивает большее значение  $\Pi^*$  примерно в 1,25 раз.

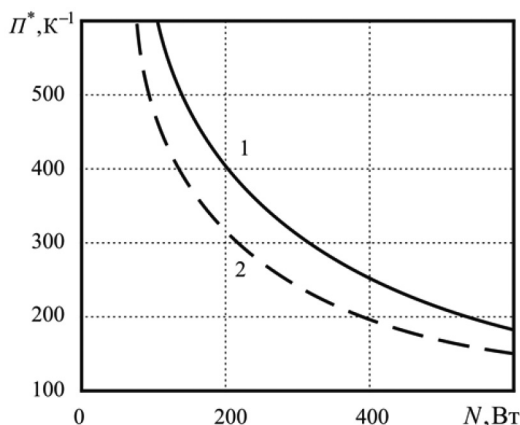


Рис. 9. Изменение  $\Pi^*$  в зависимости от затрачиваемой мощности  $N$  ( $F = 5 \times 5$  м,  $t_3 = 20$  °С,  $h_0 = 10$  м):  
1 — применена газожидкостная струя;  
2 — обтекание пластины однородной жидкостью

Ранее отмечалось, что для газожидкостной струи  $\Pi^*$  зависит от размеров поверхности (в первую очередь от  $H$ ). При обтекании поверхности однородной жидкостью значение  $N$  также зависит от этих размеров. Поэтому целесообразно рассмотреть влияние размеров поверхности на  $\Pi^*$  (рис. 10). В области  $H > 1,5$  м рассматриваемый метод интенсификации теплоотдачи обеспечивает более высокие  $\Pi^*$ . При  $H = 10$  м значения отличаются почти в полтора раза. В случае  $H \approx 1,5$  м значения показателей сравниваются, а при  $H < 1,5$  м значение  $\Pi^*$  для рассматриваемого метода уменьшается. Объясняется это тем обстоятельством, что при фиксированном  $F$  уменьшение  $H$  ведет к увеличению  $L$ . Поскольку суммарное количество подаваемого газа  $W_{г0}$  постоянно ( $N = \text{const}$ ),  $W_{г0}$  также уменьшается, что существенно снижает  $\bar{\alpha}_r H$ . Таким образом, еще раз подтверждается необходимость компоновки поверхности теплообмена из условия получения максимальных  $H/L$ .

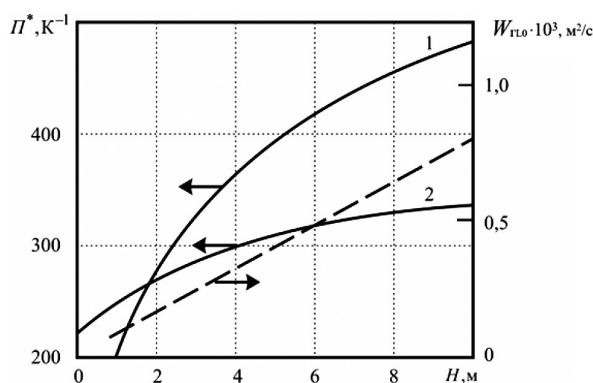


Рис. 10. Зависимость показателя эффективности  $\Pi^*$  и величины  $W_{г0}$ ,  $T$ , высоты поверхности теплообмена ( $h_0 = 10$  м;  $F = 25$  м;  $N = 200$  Вт;  $t_3 = 20$  °С):  
1 — применена газожидкостная струя;  
2 — обтекание поверхности однородной жидкостью

Газожидкостные струи являются надежным средством повышения эффективности теплоотвода, особенно при стоянке судна, когда забортная вода неподвижна. Такие струи не только проталкивают жидкость вдоль теплоотдающей поверхности, но и являются эффективным средством разрушения пристенного пограничного слоя, оказывающего негативное влияние на теплоотвод. Это касается плоской поверхности, однако аналогичные проблемы характерны и для теплообменных



поверхностей, например, рассмотренных секционных теплообменников. Поэтому использование данного метода будет для них эффективным.

### Выводы (Summary)

На основании проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Использование газожидкостных струй является эффективным средством интенсификация процесса теплоотдачи неподвижной забортной воде. Данный метод позволяет существенно увеличить теплоотвод замкнутой системы охлаждения, причем наибольший эффект достигается при малых температурных напорах, соответствующих на практике нахождению судна в акватории с высокой температурой забортной воды.

2. Газожидкостная интенсификация процесса обеспечивает большую эффективность по сравнению с обеспечением вынужденной конвекции, что объясняется выявленным в ходе исследований разрушением пристенного пограничного слоя, препятствующего теплоотводу.

3. Важным преимуществом данного метода является то, что для создания газожидкостных струй не нужен воздух высокого давления и может использоваться оборудование, широко применяемое в судовой практике.

4. Данный метод интенсификации теплоотвода может быть успешно использован для замкнутых систем охлаждения, использующих для отвода теплоты бокскуллеры, секционные забортные теплообменники и др.

5. Реализация данного метода интенсификации теплоотдачи позволяет существенно снизить требуемые площади ОТОА, а соответственно, и массогабаритные показатели ЭСО, способствуя их более широкому внедрению в практику судостроения.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тихонов Н. Ф. Анализ существующих систем охлаждения судовых дизелей / Н. Ф. Тихонов // Тенденции развития науки и образования. — 2023. — № 102–5. — С. 151–154. — DOI: 10.18411/trnio-10-2023-284. — EDN MUXXCM.

2. Харламова А. Э. Анализ аварийности судов, вызванной ненадежной работой системы охлаждения судовых энергетических установок / А. Э. Харламова, М. Н. Покусаев, А. В. Трифонов // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2023. — № 2. — С. 30–40. DOI: 10.24143/2073-1574-2023-2-30-40. — EDN QCWWRO.

3. Федоровский К. Ю. Механизм отрицательного антропогенного воздействия систем охлаждения СЭУ / К. Ю. Федоровский, Н. К. Федоровская, В. В. Ениватов // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12, № 6. — С. 1068–1077. DOI: 10.21821/2309–5180–2020–12–6–1068–1077 — EDN UZNMHI.

4. How power plants kill fish&damage our water ways. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://blogs.sierraclub.org/compass/2011/08/how-power-plants-kill-fish-damage-our-waterways-.html> (дата обращения 11.11.2021).

5. Федоровский К. Ю. Замкнутые системы охлаждения судовых энергетических установок. / К. Ю. Федоровский, Н. К. Федоровская — М.: ИНФРА-М, 2017. — 163 с.

6. Федоровский К. Ю. Замкнутые системы охлаждения судовых энергоустановок с теплоотводом через судовую обшивку / К. Ю. Федоровский, Н. К. Гриненко // Научные проблемы водного транспорта. — 2022. — № 70. — С. 87–97. DOI:10.37890/jwt.vi70.238. — EDN SDURGK.

7. Specialty Gridcooler Keel Coolers [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.fernstrum.com/products/gridcooler-keel-cooler/specialty-coolers/> (дата обращения 21.12.2021).

8. Шаповалов А. В. Способы интенсификации теплообмена в теплопередающих устройствах / А. В. Шаповалов, Н. М. Кидун, Т. Н. Никулина // Вестник гомельского государственного технического университета им. П. О. Сухого. — 2021. — № 4(87). — С. 67–76. — EDN OVNHCG.

9. Кузеванов В. С. Тепломассообмен. / В. С. Кузеванов, Г. С. Закожурникова, С. С. Закожурников. — М.: Юрайт, 2024. — 193с.

10. Барышева О. Б. Тепломассообмен в теории и на практике / О. Б. Барышева, Е. В. Варсегова. — Казань: Бук, 2021. — 234 с. — EDN AOQWST.

11. Калашников А. М. Классификация и сравнительная оценка методов повышения эффективности теплообменников для системы рекуперации тепловых потерь технологического оборудования / А. М. Калашников // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. — 2021. — № 6. — С. 237–244. DOI10.24412/2071-6168-2021-6-237-244. — EDN NRSUGO.

## REFERENCES

1. Tikhonov N. F. “Analiz sushchestvuyushchih sistem ohlazhdeniya sudovyh dizelej.” *Tendencii razvitiya nauki i obrazovaniya* 102–5 (2023): 151–154. DOI: 10.18411/trnio-10-2023-284.
2. Kharlamova A. E., Pokusaev M. N., Trifonov A. V. Analiz avarijnosti sudov, vyzvannoj nenadezhnoj rabotoj sistemy ohlazhdeniya sudovyh energeticheskikh ustanovok Vestnik Astrahanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya 2 (2023): 30–40.
3. Fedorovsky K. Yu., Fedorovskaya N. K., Yenivatov V. V. Mekhanizm otricatel’nogo antropogennogo vozdeystviya sistem ohlazhdeniya SEU Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota im. admiral S. O. Makarova 12.6 (2020) 1068–1077. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1068-1077.
4. How power plants kill fish&damage our waterways. Web. 11 Nov 2020 <<https://blogs.sierraclub.org/compass/2011/08/how-power-plants-kill-fish-damage-our-waterways-.html>>.
5. Fedorovsky K. Yu. and Fedorovskaya N. K. *Closed cooling systems of ship power plants*. M.: INFRA-M, 2017.
6. Fedorovsky K. Yu. and Grinenko N. K. “Zamknutyie sistemy ohlazhdeniya sudovyh energoustanovok s teplootvodom cherez sudovuyu obshivku.” *Nauchnye problemy vodnogo transporta* 70 (2022): 87–97.
7. Specialty Gridcooler Keel Coolers Web. 21 Dec. 2021 <<http://www.fernstrum.com/products/gridcooler-keel-cooler/specialty-coolers/>>.
8. Shapovalov A. V., Kidun N. M. and Nikulina T. N. “Sposoby intensifikacii teploobmena v teploperedayushchih ustroystvakh” Vestnik gomeľ’skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. P. O. Suhogo 4 (87) (2021): 67–76.
10. Barysheva O. B. and Varsegova E. V. *Teplomassoobmen v teorii i na praktike*. Kazan: Buk, 2021.
11. Kalashnikov A. M. “Klassifikaciya i sravnitel’naya ocenka metodov povysheniya effektivnosti teploobmennikov dlya sistemy rekuperacii teplovых potery tekhnologicheskogo oborudovaniya” *Izvestiya Tul’skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki* 6 (2021): 237–244. DOI: 10.24412/2071-6168-2021-6-237-244.

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

**Федоровский Константин Юрьевич** —  
доктор технических наук, профессор, заведующий  
кафедрой «Энергоустановки морских судов  
и сооружений», Севастопольский государственный  
университет, 299053, Россия, ул. Университетская,  
33, г. Севастополь  
e-mail: [fedkonst@rambler.ru](mailto:fedkonst@rambler.ru)  
**Гриненко Надежда Константиновна** —  
кандидат технических наук, доцент кафедры  
«Энергоустановки морских судов и сооружений»,  
Севастопольский государственный университет,  
299053, Россия, ул. Университетская, 33,  
г. Севастополь  
e-mail: [nkgrinenko@mail.ru](mailto:nkgrinenko@mail.ru)

## INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Fedorovskiy Konstantin Yu.** —  
Doctor of Technical Sciences, Professor,  
Head of the Department of Power Installations  
of Marine Vessels and Structures,  
Sevastopol State University,  
299053, Russia, Universitetskaya 33st., Sevastopol  
e-mail: [fedkonst@rambler.ru](mailto:fedkonst@rambler.ru)  
**Grinenko Nadezhda K.** —  
Candidate of Technical Sciences,  
Associate Professor of the Department  
of Power Plants of Sea Vessels and Structures,  
Sevastopol State University,  
299053, Russia, st. Universitetskaya 33, Sevastopol  
e-mail: [nkgrinenko@mail.ru](mailto:nkgrinenko@mail.ru)

Статья поступила в редакцию 5 сентября 2024 г.  
Received: September 5, 2024.