

УДК 621.436: 62-714.2

## **ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАБОРТНОГО ОХЛАДИТЕЛЯ НА ОСНОВЕ СРАВНИТЕЛЬНОГО АНАЛИЗА УДЕЛЬНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА**

**С.Н. Ткач**

*Севастопольский национальный технический университет*

Дается описание заборного охладителя (ЗО), расположенного в кингстонном ящике (заборной выгородке). Показана схема системы охлаждения с подобными судовыми теплообменными аппаратами (ТОА). С помощью методов планирования эксперимента и регрессионного анализа получены зависимости удельной эффективности теплообмена от скорости горячего теплоносителя в трубках и относительного шага трубного пучка. Выполнено сопоставление полученных результатов для опускного участка трубного пучка с различным относительным шагом в условиях свободно-конвективного движения холодного теплоносителя. Проведена оптимизация относительного шага по максимальному значению удельной эффективности теплообмена.

### **Введение**

В настоящее время на морских судах и судах типа «река - море» наметилась тенденция развития систем охлаждения, позволяющая отказаться от системы заборной воды, используемой в двухконтурных и централизованных системах охлаждения судовых энергетических установок [1]. В качестве альтернативы системе заборной воды устанавливают расположенные в кингстонных ящиках теплообменники пресной воды, охлаждаемые непосредственно заборной водой.

В соответствии с требованиями Правил Российского морского регистра судоходства (РМРС) системы охлаждения с заборными охладителями (ЗО) допустимо применять на всех судах, исключая ледоколы и суда с ледовыми усилениями категорий Агс 4...Агс 9. Для судов с одним главным двигателем (ГД) должно быть предусмотрено не менее двух заборных охладителей, один из которых является резервным. С двумя и более ГД – один резервный охладитель, обеспечивающий работу каждого из двигателей. Резервный охладитель может не устанавливаться для судов ограниченных районов плавания, имеющих два и более ГД. В качестве примера на рис. 1 показано расположение заборных охладителей в машинном отделении дноуглубительного судна ограниченного района плавания, имеющего в составе судовой энергетической установки два ГД и вспомогательный дизель-генератор (ВДГ).

Системы охлаждения с ЗО имеют следующие преимущества [1]:

- существенно снижаются затраты при постройке за счет отказа от закупок насосов заборной воды, арматуры и трубопроводов из цветных сплавов;
- отсутствие насосов заборной воды сказывается на уменьшении потребления электроэнергии в процессе эксплуатации судна;
- существенно уменьшается количество донно-бортовой арматуры и приварных приемных и отливных донно-бортовых патрубков;
- снижаются затраты на техническое обслуживание и ремонт;
- значительно упрощается система охлаждения и, как следствие, повышается ее надежность.

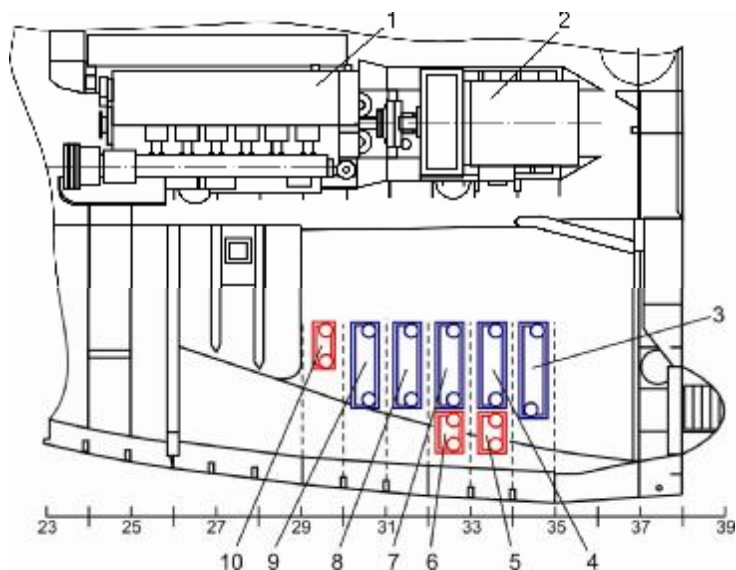


Рис. 1. Расположение забортовых охладителей в машинном отделении судна «Charlemagne»: 1 – ГД правого борта; 2 – основной генератор правого борта; 3, 10 – ЗО низко- и высокотемпературного контура ВДГ; 4, 7 – ЗО низкотемпературного контура ГД левого борта; 5 – ЗО высокотемпературного контура ГД левого борта; 6 – ЗО высокотемпературного контура ГД правого борта; 8, 9 – ЗО низкотемпературного контура ГД правого борта

Расположение ЗО в объеме забортовых выгородок требует достаточного пространства для организации свободно-конвективного режима движения охлаждающей жидкости, что не всегда удается обеспечить, не нарушая прочностных характеристик корпуса судна. Кроме того, требования минимизации массогабаритных показателей подобных теплообменников связаны с высокой стоимостью материалов трубной системы, которая должна иметь повышенные антикоррозионные свойства, быть надежной и обеспечивать достаточный теплоотвод холодному теплоносителю. Поэтому оптимизация конструктивных характеристик забортовых охладителей систем охлаждения судовых энергетических установок является актуальной задачей.

### Постановка цели и задач исследования

Одним из способов повышения эффективности теплообмена при уменьшении массогабаритных показателей теплообменника является выбор такого относительного шага труб в трубном пучке, при котором эффективность ЗО принимает максимальное значение. В связи с этим *целью* работы является оптимизация шага трубного пучка забортного охладителя.

Достижение поставленной цели предусматривает проведение экспериментальных исследований процессов теплообмена от поверхности вертикально ориентированных трубок опускного участка ТОА к холодному теплоносителю. Для достижения цели в работе решены следующие задачи:

- определена целевая функция и выбраны независимые факторы;
- выполнено планирование экспериментальных исследований;
- разработана и изготовлена экспериментальная установка, определена методика проведения эксперимента;
- проведены экспериментальные исследования и выполнен анализ результатов.

### Особенности конструкции забортных охладителей

Забортный охладитель (рис. 2) представляет трубчатый U-образный теплообменник, расположенный в специально выгороженном в корпусе судна ящике, стенками которого служат соседние шпангоуты и корпус судна 2. Конструктивно допускается поперечное (см. рис. 2, а) и продольное (см. рис. 2, б) расположение теплообменника в объеме забортной выгородки.

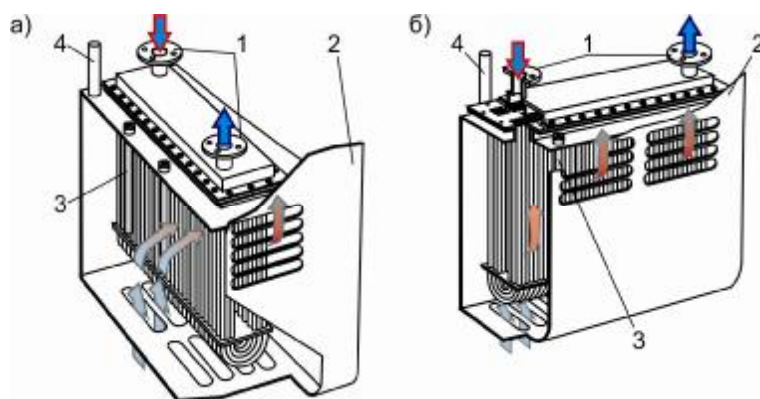


Рис. 2. Варианты расположения охладителей в забортной выгородке:  
а – поперечное расположение; б – продольное расположение;  
1 – патрубки входа и выхода горячего теплоносителя первого контура;  
2 – корпус судна; 3 – анод; 4 – вентиляционная труба

Пресная вода циркулирует внутри трубок, поступает и отводится через патрубки 1. Забортная вода снаружи омывает трубки, обеспечивая теплосъём. Циркуляция забортной воды осуществляется естественным путем и за счет набегающего потока при движении судна. Трубки охладителя защищаются от коррозии специальными анодами 3. Для отвода воздуха из пространства ящика предусмотрена воздушная труба 4.

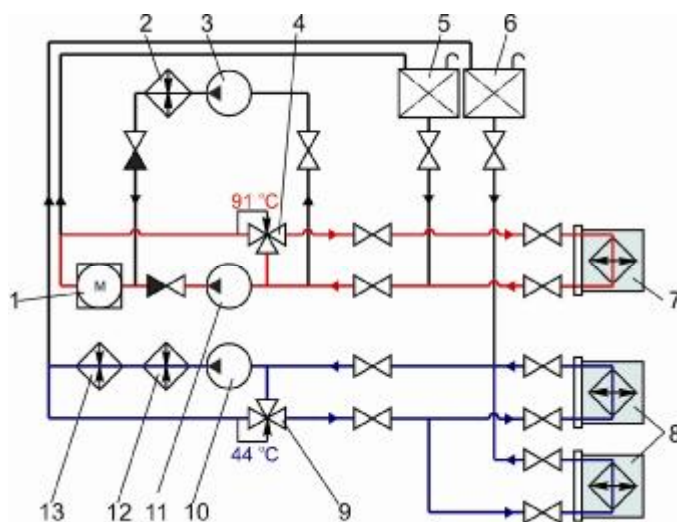


Рис. 3. Схема системы охлаждения ГД дноуглубительного судна «Charlemagne»: 1 – дизель; 2 – подогреватель предварительного прогрева; 3 – насос контура предварительного прогрева; 4 – термостат высокотемпературного контура (91 °C); 5, 6 – расширительная цистерна высоко- и низкотемпературного контура; 7, 8 – забортный охладитель высоко- и низкотемпературного контура; 9 – термостат низкотемпературного (44 °C); 10, 11 – циркуляционный насос низко- и высокотемпературного контура; 12 – воздухоохладитель; 13 – маслоохладитель

Схема открытой циркуляционной системы охлаждения с забортными охладителями 7 и 8 представлена на рис. 3. Система состоит из высоко- и низкотемпературного контура. Заполнение и пополнение системы производится через расширительные цистерны 5, 6. Циркуляция воды в каждом контуре обеспечивается насосами 10, 11. Насос 10 подает пресную воду к охладителям наддувочного воздуха 12 и масла 13. Терморегуляторы 4, 9 обеспечивают поддержание температуры в заданном диапазоне. Предусмотрен предварительный прогрев двигателя 1 перед пуском с помощью насоса 3 и подогревателя 2.

### Особенности планирования эксперимента

Принятый в качестве целевой функции показатель энергетической эффективности, являющийся для ЗО удельной эффективностью теплообмена  $h$  [2], выражается отношением величины подъема температуры более холодного потока к разности температур, с которыми два потока входят в теплообменник. Для опускного участка, определяемого высотой  $H_{\text{оп}}$  (рис. 4, а),

$$h_{\text{оп}} = \frac{t_{2\text{оп}}'' - t_{2\text{оп}}'}{t_{1\text{оп}}' - t_{2\text{оп}}'}$$

$t_{2\text{оп}}''$ ,  $t_{2\text{оп}}'$ ,  $t_{1\text{оп}}'$  – температура холодного теплоносителя на выходе, входе в опускной участок, температура горячего теплоносителя на входе, °С.

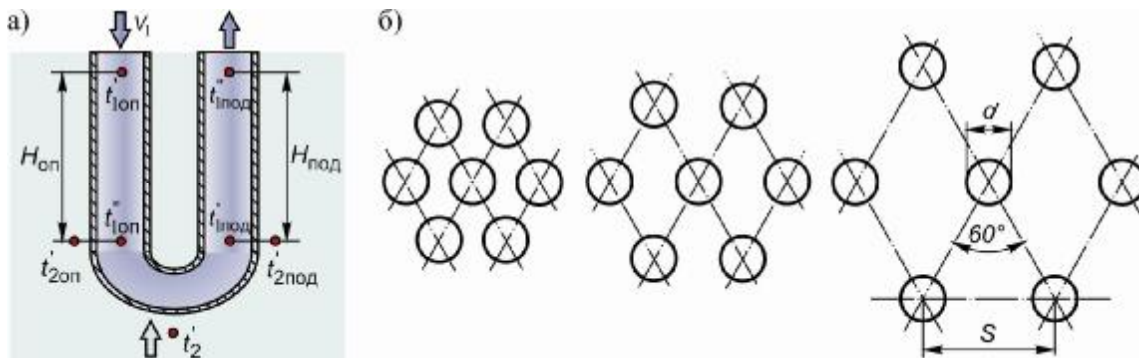


Рис. 4. К выбору независимых факторов: а – расчетная схема ЗО; б – схема размещения труб в поперечном сечении трубного пучка при  $s/d = 1,5$ ,  $s/d = 2,0$  и  $s/d = 3,0$

Независимые факторы и область их определения выбраны с учетом определяющих конструктивных параметров поверхности теплообмена и эксплуатационных режимов работы ТОА в системе охлаждения дизеля.

Первый фактор – температура пресной воды (горячего теплоносителя) первого контура на входе в ЗО,  $t_1'$ , °С (см. рис. 4, а) может изменяться от температуры 50 °С, рекомендованной при подготовке (прогреве) системы охлаждения перед пуском дизеля [3], до эксплуатационной. При атмосферном давлении в системах охлаждения пресная вода может быть нагрета до 80...90 °С, а при повышенном – и более. Для двигателей, разработанных в 80-х, 90-х годах, температура поддерживается не более 60...75 °С для главных малооборотных и 75...85 °С для главных среднеоборотных и вспомогательных. В двигателях нового поколения повышают температурный режим. В малооборотных – до 80...85 °С, что способствует снижению температурного перепада в стенках и уменьшению тепловых потерь с охлаждающей водой. В среднеоборотных – 95 °С, чтобы обеспечить воспламенение и сгорание тяжелых топлив, особенно на малых нагруз-

ках, и исключить коррозионный износ цилиндрической втулки [4]. Область интереса температуры пресной воды на входе в ЗО 40...85 °С.

Второй фактор – скорость горячего теплоносителя в каналах ЗО,  $V_1$ , м/с рекомендовано поддерживать 0,6...2,5 м/с. Такой диапазон исключает эрозию металла поверхности теплообменника и не дает частицам ржавчины, песка оседать в каналах, закупоривая их, ухудшая условия теплообмена. Максимальная скорость потока ограничивается в соответствии с требованиями Правил РМРС материалом теплопередающей поверхности теплообменника: для меди эта скорость 0,9 м/с; медно-никелевых сплавов – 2...3,5 м/с; стали – 2,5 м/с. Область интереса скорости 0,33...1,67 м/с.

Третий фактор – температура забортной воды (холодного теплоносителя) на входе в ЗО,  $t_2$ , °С зависит от района плавания судна. При неограниченном районе плавания судов температура забортной воды колеблется от – 2 до 32 °С [5]. Наихудшие условия теплообмена наблюдаются при относительно высокой температуре забортной воды, характерной для умеренных и тропических широт. Выбранная область интереса температуры 10...30 °С.

Четвертый фактор – относительный шаг  $s/d$ . Распространенное размещение труб в поперечном сечении трубного пучка осуществляется по схеме равносторонних треугольников, что обеспечивает шахматный пучок. В технических устройствах обычно применяются пучки с относительно небольшими шагами ( $s/d = 1,2...2,5$ ). Область интереса соответствует относительному шагу 1,5, 2,0 и 3,0 (см. рис. 4, б).

Из четырех рассмотренных факторов три определяются режимами эксплуатации ТОА, четвертый – изменением конструкции. Сведения об областях определения факторов и областях, представляющих интерес для исследования ЗО, показаны в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

**Характеристики факторов**

Фактор	Область определения	Область интереса
Температура пресной воды первого контура (горячего теплоносителя) на входе в ЗО, $t_{1оп}$ , °С	50...95	40...85
Скорость горячего теплоносителя в каналах ЗО, $V_1$ , м/с	0,6...2,5	0,33...1,67
Температура забортной воды (холодного теплоносителя) на входе в ЗО, $t_2$ , °С	– 2...32	10...30
Относительный шаг, $s/d$	1,2...2,5	1,5; 2,0; 3,0

По результатам предварительных испытаний выявлен нелинейный характер целевой функции. Следовательно, математическую модель исследуемого участка ЗО необходимо описать уравнением множественной регрессии второго порядка

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2 + \sum_{i \neq j} b_{ij} x_i x_j + \dots,$$

где  $b_0, b_i, b_{ii}, b_{ij}$  – коэффициенты уравнения множественной регрессии.

В целях расположения экспериментальных точек в исследуемой области факторного пространства некоторым оптимальным образом экспериментальные исследования принято провести с помощью ротатабельного центрального композиционного планирования [6]. Число опытов  $N = 20$  для каждого относительного шага рассчитывается по плану с учетом числа независимых факторов  $n = 3$  и величины «звездного плеча»

$a = 1,682$ . В табл. 2 внесені найменування і означення вибраних факторів, інтервали і рівні їх варіювання, координати нулевої точки.

Т а б л и ц а 2

## Рівні і інтервали варіювання факторів

Обозначение факторов		Интервал варьирования	Уровни варьирования				
			- 1,682	- 1	0	+ 1	+ 1,682
$t'_{1оп}, ^\circ C$	$x_1$	13	41	50	63	76	85
$t'_2, ^\circ C$	$x_2$	6	10	14	20	26	30
$V_1, м/с$	$x_3$	0,4	0,33	0,6	1,0	1,4	1,67

Схема експериментального стенда і експериментальної установки, а також методика проведення експеримента детально обговорюються в роботі [7]. В ході проведених експериментальних досліджень по запропонованому плану отримані усереднені по п'яти паралельним опытам значення удельної ефективності теплообмена  $h_{оп}, \%$  для трьох відносительних шагів  $s/d$  (табл. 3).

Т а б л и ц а 3

## Объединенная матрица планирования эксперимента

	№	Матрица планирования			Рабочая матрица			Результаты опытов		
		$x_1$	$x_2$	$x_3$	$t'_{1оп}, ^\circ C$	$t'_2, ^\circ C$	$V_1, м/с$	$s/d = 1,5$	$s/d = 2,0$	$s/d = 3,0$
								$h_{оп}, \%$	$h_{оп}, \%$	$h_{оп}, \%$
ПФЭ	1	-	-	-	50	14	0,6	22,7	9,3	8,3
	2	+	-	-	76	14	0,6	21,6	9,1	6,1
	3	-	+	-	50	26	0,6	20,5	6,7	2,3
	4	+	+	-	76	26	0,6	23,7	8,9	5,4
	5	-	-	+	50	14	1,4	21,1	12,6	6,1
	6	+	-	+	76	14	1,4	20,5	9,0	6,7
	7	-	+	+	50	26	1,4	24,8	10,7	9,8
	8	+	+	+	76	26	1,4	27,6	7,9	7,2
Звездные точки	9	-a	0	0	41	20	1,0	40,3	6,4	4,3
	10	+a	0	0	85	20	1,0	10,6	12,0	8,7
	11	0	-a	0	63	10	1,0	17,2	9,8	3,3
	12	0	0	+a	63	30	1,0	21,6	8,3	8,7
	13	0	0	-a	63	20	0,33	18,3	8,2	6,7
	14	0	0	+a	63	20	1,67	29,8	9,4	5,5
Центр плана	15	0	0	0	63	20	1,0	16,4	12,4	5,6
	16	0	0	0	63	20	1,0	20,2	9,9	5,4
	17	0	0	0	63	20	1,0	19,7	8,8	8,7
	18	0	0	0	63	20	1,0	16,1	11,1	8,8
	19	0	0	0	63	20	1,0	20,3	12,4	8,7
	20	0	0	0	63	20	1,0	18,8	12,4	8,6

## Анализ результатов экспериментальных исследований

В результате проведения регрессионного анализа и проверки значимости коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента и отсеивания незначимых получено уравнение взаимосвязи между удельной эффективностью теплообмена опускного участка  $h_{оп}$  и следующими факторами: температурой горячего теплоносителя на входе в опускной участок  $t'_{1оп}$  и относительным шагом  $s/d$ . Вид уравнения

$$h_{\text{оп}} = 128,76 - 82,76 \cdot s/d + 14,38 \cdot (s/d)^2 - 0,54 \cdot t'_{1\text{оп}} + 0,12 \cdot t'_{1\text{оп}} \cdot s/d + 0,0021 \cdot t'_{1\text{оп}}{}^2 \quad (1)$$

Анализ уравнения регрессии с помощью общего F-критерия Фишера подтверждает адекватность математической модели. Область применения зависимости (1):  $t'_{1\text{оп}} = 40 \dots 85 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;  $s/d = 1,5 \dots 3,0$ . Статистические характеристики уравнения (1) приведены в табл. 4. Все коэффициенты уравнения значимы на 5%-м уровне ( $p < 0,05$ ). Это уравнение объясняет 84,6 % ( $R^2 = 0,846$ ) вариации функции отклика  $h_{\text{оп}}$ . Погрешность уравнения составляет 21 %.

Т а б л и ц а 4

## Основные результаты регрессионного анализа

Параметр	Коэффициент регрессии	Стандартная ошибка	T-статистика	Уровень значимости, $p$
Свободный член	128,776	7,82	16,46	$p \ll 0,05$
$s/d$	- 82,76	5,26	- 15,73	$p \ll 0,05$
$(s/d)^2$	14,38	1,05	13,64	$p \ll 0,05$
$t'_{1\text{оп}}$	- 0,54	0,14	- 3,75	$p \ll 0,05$
$t'_{1\text{оп}} \cdot s/d$	0,12	0,03	3,65	$p \ll 0,05$
$t'_{1\text{оп}}{}^2$	0,0021	0,0001	2,08	$p = 0,04$
$h_{\text{оп}}$	$R = 0,924$ ; $R^2 = 0,846$ ; $F = 117$ ; $p \ll 0,05$ .			

Наглядное представление о математической модели дает рис. 5, а, на котором изображена в виде кривых линий поверхность отклика  $h_{\text{оп}}$ . На рис. 5, б показаны проекции сечений поверхности на плоскость в исследуемой области факторного пространства. Хорошо видно значительное влияние на удельную эффективность теплообмена  $h_{\text{оп}}$  относительного шага  $s/d$ , особенно в диапазоне 1,5...2,3.

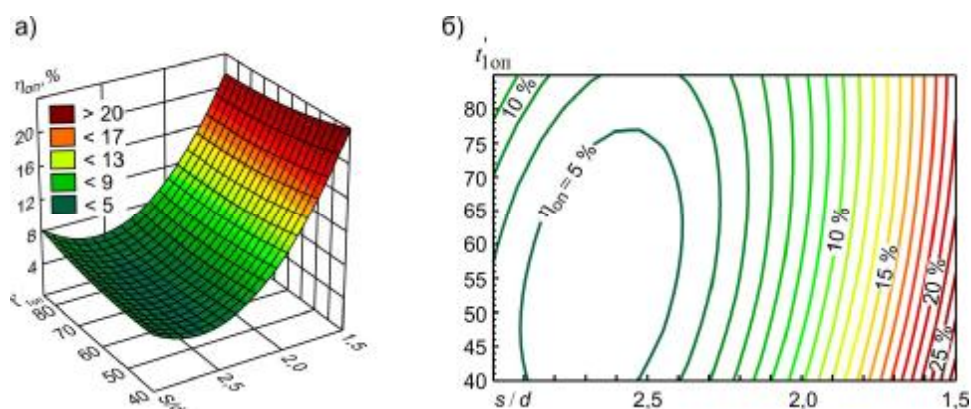


Рис. 5. Зависимость удельной эффективности теплообмена  $h_{\text{оп}}$  от температуры горячего теплоносителя на входе в опускной участок  $t'_{1\text{оп}}$  и относительного шага  $s/d$ : а – поверхность отклика; б – проекция сечений поверхности на плоскость

Для нахождения оптимального относительного шага, при котором  $h_{\text{оп}}$  достигает максимального значения, выбраны поперечные сечения поверхности отклика в плоскостях, соответствующих минимальной, средней и максимальной температуре  $t'_{1\text{оп}}$ , равной 40, 60 и 85  $^\circ\text{C}$  (рис. 6, а).

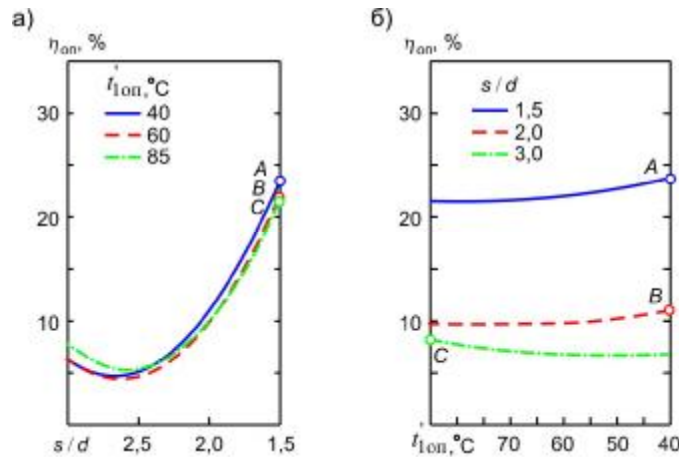


Рис. 6. К решению оптимизационной задачи:

а – распределение относительного шага  $s/d$  по сечениям поверхности отклика;б – распределение температуры  $t'_{1оп}$  по сечениям поверхности отклика

Наибольшее значение  $h_{оп}$  находится в точках: А ( $h_{оп} = 23,9\%$ ;  $s/d = 1,5$ ;  $t'_{1оп} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ); В ( $h_{оп} = 22,2\%$ ;  $s/d = 1,5$ ;  $t'_{1оп} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ); С ( $h_{оп} = 21,6\%$ ;  $s/d = 1,5$ ;  $t'_{1оп} = 85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Как видно, оптимальный относительный шаг, при котором удельная эффективность теплообмена  $h_{оп}$  имеет максимальное значение, приходится на значение  $s/d = 1,5$ .

Наибольшее значение  $h_{оп}$  находится в точках: А ( $h_{оп} = 23,9\%$ ;  $s/d = 1,5$ ;  $t'_{1оп} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ );

В ( $h_{оп} = 22,2\%$ ;  $s/d = 1,5$ ;  $t'_{1оп} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ); С ( $h_{оп} = 21,6\%$ ;  $s/d = 1,5$ ;  $t'_{1оп} = 85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Как видно, оптимальный относительный шаг, при котором удельная эффективность теплообмена  $h_{оп}$  имеет максимальное значение, приходится на значение  $s/d = 1,5$ .

Удельная эффективность теплообмена сложным образом зависит от геометрических и режимных параметров (рис. 6, б). На  $h_{оп}$  оказывает влияние гидродинамическое взаимодействие соседних в пучке трубок. При сближении трубок ( $s/d = 1,5$ ) расход свободно-конвективного потока приходится на меньшую площадь поперечного сечения пучка и скорость жидкости возрастает, что приводит к увеличению  $h_{оп}$ . При  $s/d = 3,0$  предполагается, что расстояние между соседними трубками настолько велико, что не влияет на увеличение  $h_{оп}$ .

Таким образом, путем сравнительного анализа удельной эффективности теплообмена найдены оптимальные конструктивные характеристики опускного участка заборного охладителя.

Задачей дальнейшего исследования является изучение условий теплоотвода от подъемного участка заборного охладителя в условиях свободно-конвективного движения холодного теплоносителя для нахождения оптимального расположения трубок в трубном пучке.

### Выводы

Проведена оптимизация конструктивных характеристик заборного охладителя системы охлаждения судовых дизелей на основе сравнительного анализа энергетической эффективности, являющейся для ТОА удельной эффективностью теплообмена  $h$ .

Назначены независимые факторы, и определена область их интереса в диапазоне:  $t'_{1оп} = 40\text{...}85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $V_1 = 0,33\text{...}1,67\text{ м/с}$ ;  $t_2 = 10\text{...}30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $s/d = 1,5\text{...}3,0$ .



Методами планирования эксперимента и регрессионного анализа получены зависимости удельной эффективности теплообмена  $h$  от температуры горячего теплоносителя на входе в опускной участок  $t'_{1оп}$  и относительного шага  $s/d = 1,5...3,0$ .

Выполнено сопоставление результатов для опускного участка трубного пучка с относительным шагом  $s/d = 1,5...3,0$  в условиях свободно-конвективного движения холодного теплоносителя. Установлено, что максимальное значение удельной эффективности теплообмена приходится на относительный шаг  $s/d = 1,5$ .

### **ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАБОРТНОГО ОХОЛОДЖУВАЧА НА ОСНОВІ ПОРІВНЯЛЬНОГО АНАЛІЗУ ПИТОМОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ**

**С.М. Ткач**

Описаний забортний охолоджувач, розташований в кінгстонному ящику. Показана схема системи охолодження з подібними судновими теплообмінними апаратами. За допомогою методів планування експерименту і регресійного аналізу отримані залежності питомої ефективності теплообміну від швидкості гарячого теплоносія в трубках і відносного кроку трубного пучка. Виконано зіставлення отриманих результатів для опускної ділянки трубного пучка з різним відносним кроком в умовах вільно-конвективного руху холодного теплоносія. Проведена оптимізація відносного кроку за максимальним значенням питомої ефективності теплообміну.

### **CONSTRUCTIVE CHARACTERISTICS OPTIMIZATION for the OUTBOARD COOLER on the COMPARATIVE ANALYSIS BASIS of the HEAT EXCHANGE SPECIFIC EFFICIENCY**

**S. Tkach**

The outboard cooler located in the sea chest is described. The cooling system scheme with similar ship heat-exchange apparatus is shown. By means of experimental design and regression analysis methods the dependences of heat exchange specific efficiency on the heat carrier velocity in tubes and on the matrix relative increment were obtained. Results obtained for the matrix downcomer region with the different relative increment in the cold heat carrier free-convective motion conditions were compared.

Optimization of the relative increment according to the maximum value of heat exchange specific efficiency has been carried out.

### **Список использованных источников**

1. Орлова Е.Г. Проблема оценки эффективности судовых систем охлаждения с забортными охладителями / Е.Г. Орлова, В.К. Шурпьяк // Научно-технический сборник Росийского морского регистра судоходства. – СПб.: РМРС, 2008. – Вып. 31. – С. 245 – 259.
2. ГОСТ Р 51749 - 2001. Энергосбережение. Энергопотребляющее оборудование общепромышленного применения. Виды. Типы. Группы. Показатели энергетической эффективности. Идентификация; Введ. 21.05.2001. – М.: Стандартинформ, 2008. – 32 с.
3. Двигатели MAN B&W модельного ряда МС 50-98: конструкция, эксплуатация и техническое обслуживание / И.В. Возницкий. – М.: Моркнига, 2008. – 260 с.
4. Корнилов Э.В. Главные среднеоборотные дизели морских судов (конструкция, эксплуатация): учеб. пособие / Э.В. Корнилов, Э.И. Голофастов. – Одесса, 2008. – 296 с.
5. Системы судовых энергетических установок: учеб. пособие / Г.А. Артемов [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Судостроение, 1990. – 376 с.
6. Хартман К. Планирование эксперимента в исследованиях технологических процессов / К. Хартман, Э. Лецкий, В. Шеффер; пер. с нем. Фомин Г.К., Лецкая Н.С.; ред. Лецкий Э.К. – М.: Мир, 1977. – 552 с.
7. Ткач С.Н. Экспериментальная установка для исследования газожидкостной интенсификации теплоотдачи забортной воде / С.Н. Ткач, В.А. Тимофеев // Зб. наук. пр. СНУЯЕтаП. – Севастополь: СНУЯЭиП, 2010. – Вып. 1 (33). – С. 171 – 179.

Надійшла до редакції 04.02.2013 р.