

УДК 621.436:62–714.2

**С.Н. Ткач, ст. преподаватель,**

**И.И. Свириденко, доцент, канд. техн. наук,**

**Е.С. Ткач, инженер,**

*Севастопольский национальный технический университет*

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

*E-mail: tkachsn@gmail.com*

*E-mail: i.sviridenko@mail.ru*

*E-mail: tkachelena@gmail.com*

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОТДАЧИ ЗАБОРТНОГО ОХЛАДИТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ СВОБОДНО-КОНВЕКТИВНОГО И ГАЗОЖИДКОСТНОГО ТЕЧЕНИЯ МОРСКОЙ ВОДЫ

*Приведены результаты экспериментальных исследований теплообмена в межтрубном пространстве заборного охладителя в условиях свободно-конвективного и газожидкостного течения морской воды.*

**Ключевые слова:** заборный охладитель, теплообмен, свободно-конвективный и газожидкостный поток

### Введение

Опыт эксплуатации показывает, что одним из наименее надежных элементов системы охлаждения энергетической установки является контур охлаждения заборной водой. Частота возникновения отказов в этих системах говорит о недостаточной надежности их элементов, а затраты на восстановление весьма значительны. Наименее надежными элементами систем охлаждения заборной водой являются трубы, затем (в порядке возрастания показателей надежности) следуют запорная арматура, насосы, теплообменные аппараты, контрольно-измерительные приборы.

Отсутствие основных элементов системы охлаждения заборной водой позволит значительно повысить надежность механической установки [1].

В последнее время широкое распространение приобретают системы охлаждения с килевыми и заборными охладителями. Килевой охладитель представляет собой заборный теплообменник, закрепленный на корпусе судна или встроенный в его подводную часть. Горячий теплоноситель подается в теплообменник циркуляционным насосом системы охлаждения. Стандартные килевые охладители изготавливают из трубчатого, коробчатого, швеллерного, углового или иного профиля. Килевые системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания допускается применять практически на всех судах, за исключением ледоколов и судов с ледовыми усилителями.

Заборный охладитель (рисунок 1) представляет собой трубчатый U-образный теплообменник 1, расположенный в специально выгороженном в корпусе 2 судна ящике 3, стенками которого служат соседние шпангоуты и корпус судна. Конструктивно допускается поперечное (рисунок 1, а) и продольное (рисунок 1, б) расположение теплообменника в объеме кингстонного ящика (заборной выгородки).

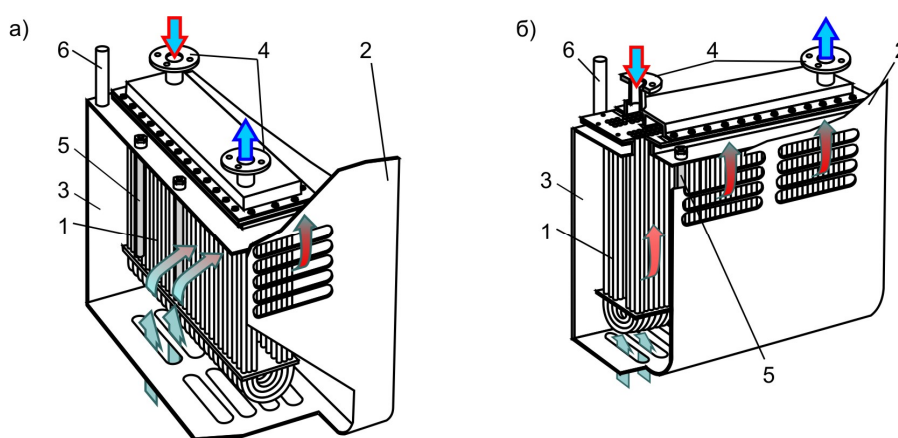


Рисунок 1 – Варианты расположения охладителей в заборной выгородке: а) поперечное; б) продольное;

1 – U-образный теплообменник; 2 – корпус судна; 3 – стенка кингстонного ящика; 4 – патрубки входа и выхода горячего теплоносителя первого контура;

5 – анод; 6 – вентиляционная труба

Пресная вода циркулирует внутри трубок, поступает и отводится через патрубки 4. Заборная вода снаружи омывает трубки, обеспечивая теплосъем. Циркуляция заборной воды осуществляется: при движении судна – за счет набегающего потока, на стоянке – естественным путем. Трубки охладителя защищаются от коррозии специальными анодами 5. Для отвода воздуха из пространства ящика предусмотрена воздушная труба 6. Такое расположение заборных охладителей обеспечивает защиту от механических повреждений, но снижает теплопередачу по сравнению с килевыми охладителями [2].

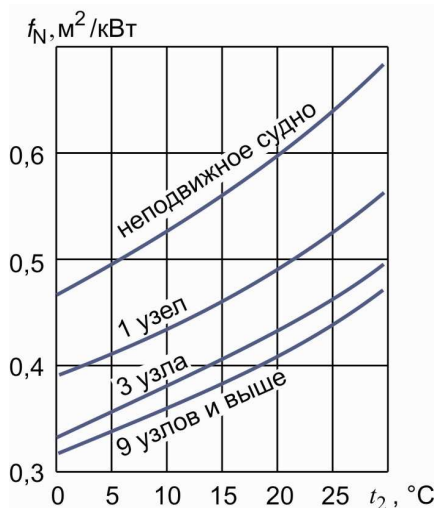


Рисунок 2 – Зависимость удельной поверхности теплообмена  $f_N$  заборных охладителей от температуры заборной воды  $t_2$  и скорости судна

При движении судна заборные теплообменники обеспечивают сравнительно высокие коэффициенты теплопередачи. Однако при стоянке судна, когда теплопередача в заборную воду осуществляется при свободной конвекции, эффективность теплоотвода заборной воде резко снижается. Зависимость удельной поверхности теплообмена заборных охладителей от температуры заборной воды и скорости судна показана на рисунке 2.

Одним из перспективных направлений интенсификации внешней теплоотдачи заборного охладителя, расположенного в тесном объеме кингстонного ящика, является подача вдоль трубок межтрубного пространства газожидкостных струй [3]. Такое решение обеспечивает выполнение требований надежности эксплуатации энергетической установки, минимизации массы, объема и стоимости теплообменного оборудования. Кроме того, позволяет решить проблему недостаточного теплоотвода от трубной поверхности заборного охладителя к холодному теплоносителю на режимах эксплуатации СЭУ при отсутствии набегающего потока при стоянке судна.

*Целью исследований* является определение влияния газожидкостной интенсификации внешней теплоотдачи заборного охладителя в условиях стоянки судна, а также анализ полученных опытных данных для условий свободно-конвективного и газожидкостного движения заборной воды на опускающем и подъемном участках U-образной трубной теплообменной поверхности с различным шагом расположения труб, выявление закономерностей теплообмена.

#### Результаты исследований

Описание экспериментального стенда и экспериментальной установки, системы измерений и методики проведения эксперимента подробно приведены в [4]. Выбор определяющих факторов и особенности планирования эксперимента – в [5]. Представлены полученные экспериментальные зависимости коэффициента теплоотдачи  $\alpha = f(\Delta T; s/d)$  для опускающего и подъемного участка при свободно-конвективном течении заборной воды.

Здесь:  $\Delta T$  – среднеарифметический температурный напор между внешней поверхностью трубки и заборной водой в межтрубном пространстве ( $T_w - T_f$ );  $s/d$  – относительный шаг (отношение расстояния между центрами соседних труб  $s$  к внешнему диаметру трубы  $d$ ). Размещение труб в поперечном сечении трубного пучка осуществлялось по схеме равносторонних треугольников, что обеспечивает шахматный пучок.

Средние значения коэффициентов теплоотдачи определялись по известной методике [3]:

$$\alpha = Q / (F \cdot \Delta T),$$

где  $Q$  – количество теплоты, переданное заборной воде;  $F$  – внешняя поверхность рабочего участка трубы.

Как видно из рисунка 3, во всем исследуемом диапазоне  $\Delta T$  от 15 до 60 °C для относительного шага  $s/d = 1,5; 2,0; 3,0$  коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  растет с увеличением  $\Delta T$ . Степень роста зависит от геометрических параметров трубной системы. На теплоотдачу влияет гидродинамическое и тепловое взаимодействие соседних трубок. При сближении трубок тот же самый расход свободно-конвективного потока приходится на меньшую площадь поперечного сечения пучка и скорость жидкости возрастает, что ведет к увеличению теплоотдачи.

Совместное действие обоих эффектов может привести к появлению оптимального шага пучка, при котором теплоотдача максимальна. Наложение эффектов наблюдается для  $s/d = 2,0$  – на опускающем участке и для  $s/d = 1,5$  – на подъемном участке. Для этих шагов коэффициенты теплоотдачи имеют

максимальное значение на всех исследуемых режимах. Причем, для опускающего участка с противотоком горячей и холодной (заборной) жидкости коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  несколько выше, чем для подъемного участка с прямотоком.

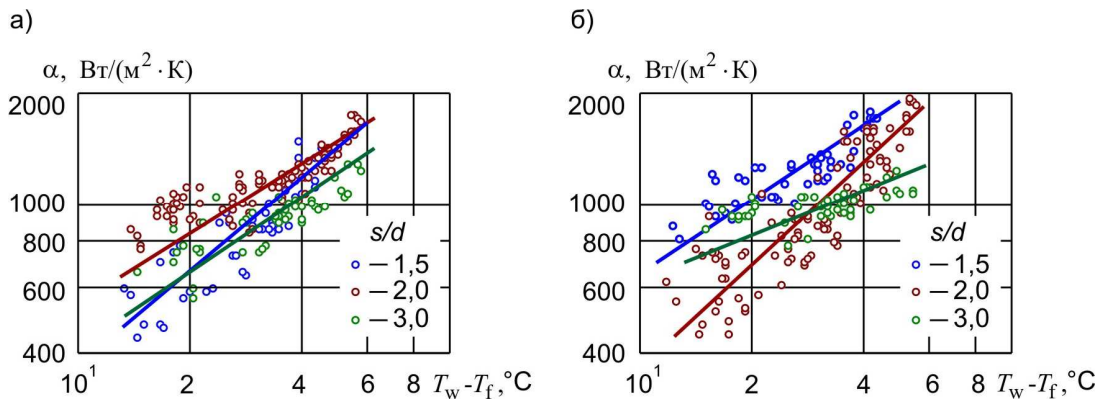


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента теплоотдачи от разности температур поверхности трубы и заборной воды: а) опускающей участок; б) подъемный участок

На рисунке 4 представлены полученные экспериментальные зависимости коэффициента теплоотдачи от расхода воздуха  $\alpha = f(G_g)$ , поступающего на аэратор для организации газожидкостного потока в межтрубном пространстве заборного теплообменника.

Характеристики, приведенные на рисунке 4, подтверждают, что эффективность теплообмена при газожидкостном течении значительно выше, чем при свободно-конвективном. Возрастание  $\alpha$  наблюдается во всем исследуемом диапазоне расхода воздуха  $G_g = 0,17...4,2 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Степень влияния  $G_g$  на  $\alpha$  также как и для свободно-конвективного течения зависит от конструктивных параметров трубного пучка.

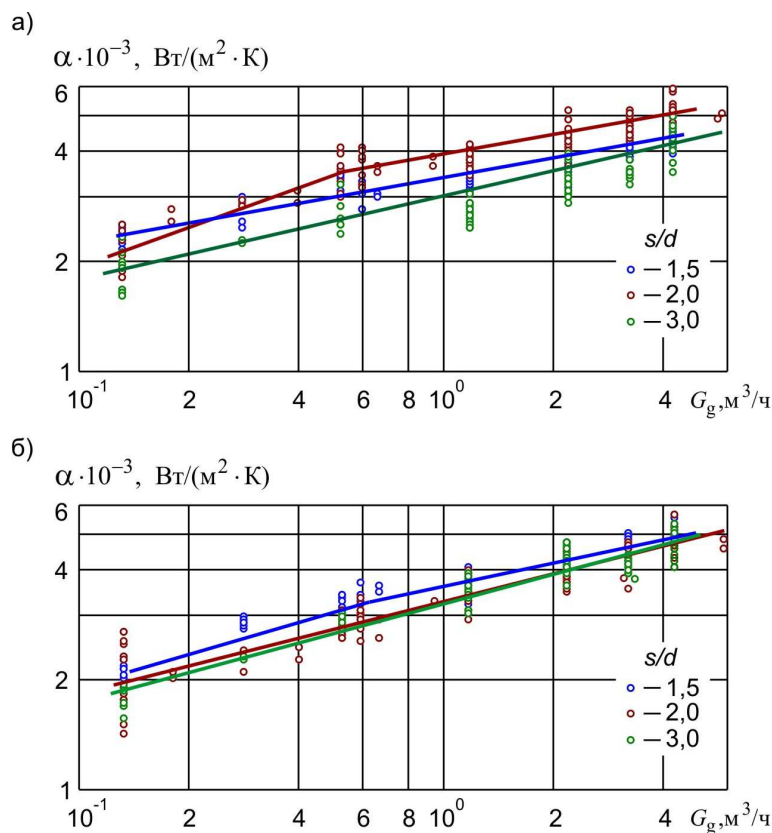


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента теплоотдачи от расхода воздуха: а) опускающей участок; б) подъемный участок

На опускном участке для относительного шага  $s/d = 1,5; 3,0$  влияние  $G_g$  на  $\alpha$  постоянно в исследуемом диапазоне расхода воздуха. Для  $s/d = 2,0$  степень влияния изменяется на графической зависимости  $\alpha$  от  $G_g$  в точке, соответствующей расходу воздуха  $G_g = 0,55 \dots 0,6$  м<sup>3</sup>/ч. Причем, резкий рост  $\alpha$  наблюдается на участке малых расходов воздуха. Объяснением этого явления служит взаимодействие газожидкостного и свободно-конвективного течения, что приводит к увеличению теплоотдачи. С увеличением подачи воздуха возрастает влияние газожидкостного течения с вырождением свободно-конвективного. При этом зависимость  $\alpha$  от  $G_g$  на этом участке имеет меньшую степень.

На подъемном участке излом зависимости  $\alpha$  от  $G_g$  проявляется на том же участке  $G_g = 0,55 \dots 0,6$  м<sup>3</sup>/ч, но уже для  $s/d = 1,5$  и в меньшей степени.

Следует отметить, что для подъемного участка в режиме газожидкостного течения геометрия пучка труб оказывает меньшее влияние, чем для опускного участка.

Таким образом, полученные в результате экспериментальных исследований значения коэффициентов теплоотдачи забортного теплообменного аппарата, показали перспективность метода подачи газожидкостных струй для интенсификации процессов теплообмена и повышения надежности эксплуатации энергетической установки на режимах, связанных со стоянкой судна.

Задачей дальнейших исследований является обобщение экспериментальных данных и формулировка рекомендаций для проектирования и внедрения забортных охладителей с интенсификацией теплообмена газожидкостными струями в системы охлаждения судовых двигателей.

#### **Библиографический список использованной литературы**

1. Орлова Е.Г. Проблема оценки эффективности судовых систем охлаждения с забортными охладителями / Е.Г. Орлова, В.К. Шурпак // Науч.-техн. сборник Российского морского регистра судоходства. — 2008. — Вып. 31. — С. 245–259.
2. Судовые энергетические установки. Судовые дизельные энергетические установки / В.К. Румб, Г.В. Яковлев, Г.И. Шаров и [др.]. — СПб: СПбГМТУ, 2007. — 622 с.
3. Федоровский К.Ю. Теплопередача / К.Ю. Федоровский. — Севастополь: СевНТУ, 2012. — 302 с.
4. Ткач С.Н. Экспериментальная установка для исследования газожидкостной интенсификации теплоотдачи забортной воде / С.Н. Ткач, В.А. Тимофеев // Зб. наук. пр. СКУЯЕтаП. — 2010. — Вип. 1 (33). — С. 171–179.
5. Ткач С.Н. Оптимизация конструктивных характеристик забортного охладителя на основе сравнительного анализа удельной эффективности теплообмена / С.Н. Ткач // Зб. наук. пр. СКУЯЕтаП. — 2013. — Вип. 1 (45). — С. 68–76.

*Поступила в редакцию 17.05.2013 г.*

#### **Ткач С.М., Свириденко І.І., Ткач О.С. Експериментальні дослідження тепловіддачі забортного охолоджувача в умовах вільно-конвективної і газорідинної течії морської води**

Приведені результати експериментальних досліджень теплообміну в міжтрубному просторі забортного охолоджувача в умовах вільно-конвективної і газорідинної течії морської води.

**Ключові слова:** забортний охолоджувач, теплообмін, вільно-конвективний і газорідинний потік.

#### **Tkach S., Sviridenko I., Tkach O. Experimental researches of heat emission of outboard cooler in the conditions of free-convective and gas-liquid flow of sea water**

Results over of experimental researches of heat exchange are brought in interpipe space of boxcooler in the conditions of free-convective and gas-liquid flow of sea water.

**Keywords:** outboard cooler, heat exchange, free-convective and gas-liquid stream.