

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛОТВОДА ЗАМКНУТЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭНЕРГОУСТАНОВОК МОРСКИХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Федоровский К.Ю., Владецкий Д.О.

Энергетическая установка (ЭУ) и, в частности, её система охлаждения являются одним из основных элементов судна. В настоящее время в судовой энергетике широко применяются разомкнутые двухконтурные системы охлаждения, предусматривающие прием забортной охлаждающей воды. Однако использование таких систем имеет ряд существенных недостатков. Во время эксплуатации почти всех типов судов и морских технических средств (стационарные и полупогружные буровые платформы и т.д.) имеются режимы работы, когда целесообразно отказаться от приема забортной охлаждающей воды. Примерами могут служить случаи работы судов технического флота в сильно загрязненной акватории, плавания во льдах, стоянки судна в порту и т.д. При этом происходит интенсивное засорение кингстонных ящиков, фильтров, теплообменников и других элементов контура системы охлаждения забортной воды. Кроме того, при эксплуатации буровых платформ по экологическим и техническим причинам [4] целесообразно отказаться от приема забортной охлаждающей воды.

Для морских технических средств, в первую очередь буровых платформ, предлагается создавать замкнутые системы охлаждения. В таких системах часто в качестве теплоотводящих поверхностей выступают различные корпусные конструкции, погруженные в забортную воду. В случае необходимости теплообменные поверхности могут быть выполнены в виде пакета расположенных с зазором параллельных пластин, т.е. погружного пластинчатого теплообменного аппарата (ПТОА) [3]. В таких аппаратах охлаждаемая горячая пресная вода движется внутри пластин по специальным лабиринтным каналам. Теплоотдача от наружных стенок к забортной воде осуществляется при свободной конвекции. Так как данный режим характеризуется довольно низкими значениями коэффициента теплоотдачи, то для обеспечения необходимого теплоотода требуются значительные площади теплообменника. Интенсификация теплоотдачи в ПТОА может быть выполнена путем подачи воздуха в зазор между теплоотдающими поверхностями по методу, предложенному в [2].

Эффект интенсификации теплоотдачи основан на том, что поднимающиеся пузырьки воздуха турбулизируют жидкость в зазоре и проталкивают ее вдоль поверхности теплообмена, одновременно подсасывая холодную жидкость из окружающего пространства. Кроме того, поднимаясь на поверхность, пузырьки воздуха двигаются по спирали, за счет этого они внедряются в пристенный пограничный слой, разрушая его, и тем самым резко способствуя увеличению теплоотдачи.

Для подтверждения данного процесса, а так же выявления характера взаимодействия газожидкостной струи, с теплоотдающими поверхностями ПТОА, нами были проведены визуальные исследования на прозрачной модели.

На фотографии (рисунок 1) зафиксированы места ударов пузырька по теплоотдающей поверхности, в результате чего, как отмечалось раньше, разрушается пристенный пограничный слой, препятствующий теплоотдаче. Пузырек движется по спирали с постоянным шагом $H = 15$ мм. Размеры пятна, оставленного пузырьком на прозрачной стенке, позволяют оценить его диаметр. В нашем случае он составляет примерно 3 мм. В процессе эксперимента так же анализировалась зависимость скорости всплытия от радиуса пузырька. Для случая, представленного на рисунке 1 она остается примерно постоянной и равной 0,17 м/с.

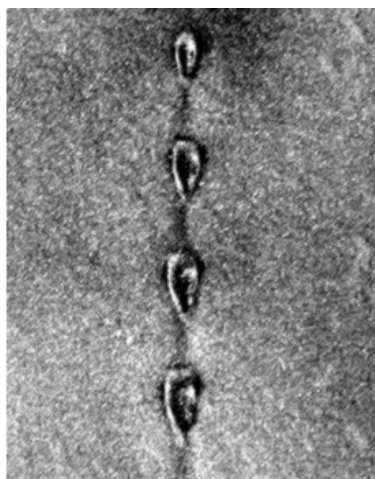


Рис. 1 Визуализация ударов пузырька о теплоотдающую поверхность

Так же было исследовано влияние положения газового коллектора относительно теплоотдающих пластин на характер течения газожидкостной струи (рисунок 2). Так как угол раскрытия газожидкостной струи практически постоянный и равный $\gamma = 22...24^\circ$, то для исключения образования застойных зон и обеспечения максимального воздействия газожидкостной струи на теплоотдающие поверхности газовый коллектор должен быть установлен на некотором расстоянии ниже пластин. С учетом того, что угол раскрытия газожидкостной струи γ постоянный, то оптимальным расстоянием следует считать $Z \approx 2\delta$, где δ – расстояние между теплоотдающими поверхностями.

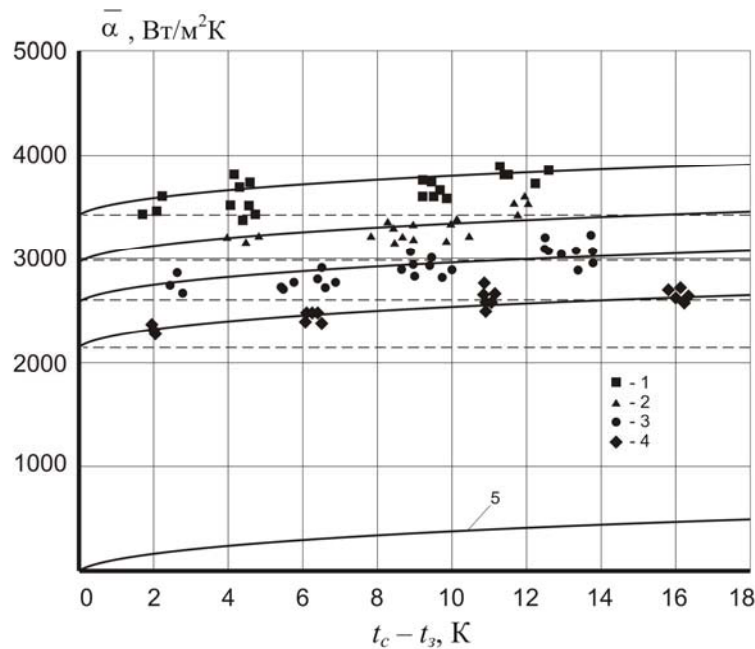


Рис. 2 Визуализация течения газожидкостной струи в зазоре между теплоотдающими поверхностями

Для определения уравнения подобия, описывающего процесс теплоотдачи газожидкостных струй, нами были проведены исследования на экспериментальной модели. Она представляла собой две вертикальные параллельные пластины с шириной теплоотдающей поверхности 0,5 м и высотой 0,8 м каждая, расположенные с зазором и помещенные в емкость с водой объемом около 17 м³.

Теплоотдача в ПТООА с использованием газожидкостных струй сопоставлялась с данными, полученными Луневым А.А. [3], для теплоотдачи в условиях свободной конвекции. На рисунке 3 представлены экспериментальные данные при зазоре между теплоотдающими поверхностями $\delta = 40$ мм. Наглядно видно, что в случае использования газожидкостных струй теплоотдача по сравнению со случаем свободной конвекции существенно увеличивается. Анализ показал, что при этом может быть использован принцип суперпозиции, в соответствии с которым результирующая теплоотдача определяется как сумма теплоотдачи при свободной конвекции и теплоотдачи за счет движения пузырьков воздуха.

Данные, представленные на рисунке 3 наглядно показывают эффективность метода интенсификации. При удельном расходе газа $W_{ГЛ} = 2,4 \cdot 10^{-4}$ м²/с и температурных напорах между теплоотдающей стенкой и забортной водой 8...10 °С увеличение теплоотдачи



1 – удельный расход газа $W_{ГЛ} = 2,4 \cdot 10^{-4}$ м²/с; 2 – $1,7 \cdot 10^{-4}$ м²/с; 3 – $1,1 \cdot 10^{-4}$ м²/с; 4 – $0,5 \cdot 10^{-4}$ м²/с; 5 – коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции [3]

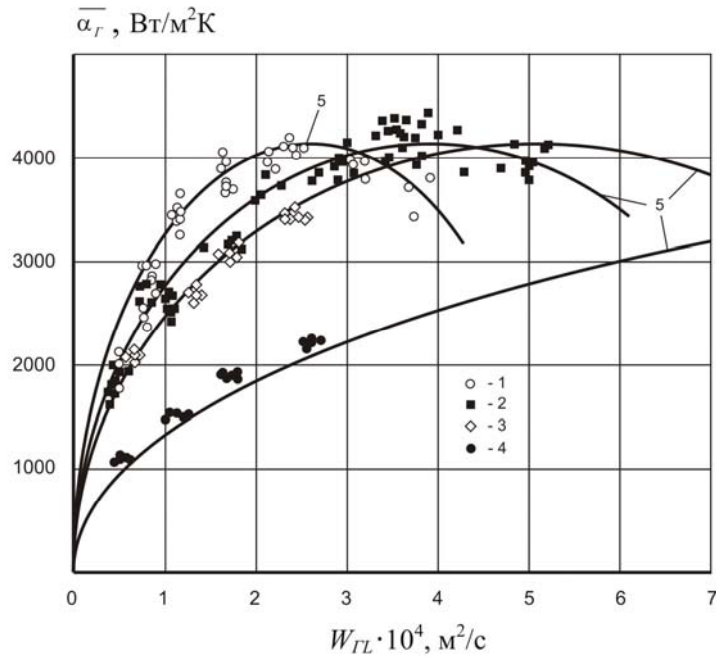
Рис. 3 Зависимость коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ от температурного напора при $\delta = 40$ мм

достигает 12...17 раз по сравнению со случаем свободной конвекции. Кроме того, увеличение расхода газа существенно интенсифицирует процесс теплоотдачи, например, при температурном напоре $t_c - t_3 = 10$ °С, увеличение удельного расхода воздуха с $0,5 \cdot 10^{-4}$ м²/с до $2,4 \cdot 10^{-4}$ м²/с увеличивает коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}$ с 2500 до 3800 Вт/м²К.

Однако данный метод интенсификации теплоотдачи имеет свои ограничения. Очевидно, что существует предельное значение удельного расхода воздуха $W_{ГЛ}$, при котором наступает кризис теплоотдачи. Это происходит вследствие того, что при повышении расхода газа пузырьки воздуха сливаются друг с другом, увеличиваются в размерах и замещают забортную воду из зазора между поверхностями, ухудшая

теплоотдачу. Очевидно предположить, что увеличение расхода выше некоторой критической величины может привести к кризису процесса теплоотдачи.

С целью выяснения возможности данного явления были проведены соответствующие целенаправленные исследования. Полученные результаты представлены на рисунке 4. Эксперименты проводились при удельных расходах воздуха $W_{ГЛ} = 0,5 \cdot 10^{-4} \dots 5,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ и расстояниях между теплоотдающими поверхностями $\delta = 20, 30, 40$ и 160 мм. На рисунке 4 показана зависимость между газожидкостной составляющей коэффициента теплоотдачи $\overline{\alpha}_Г$ и удельным расходом воздуха $W_{ГЛ}$. Значение $\overline{\alpha}_Г$ определяется как разность между результирующим коэффициентом теплоотдачи и его свободно-конвективной составляющей.



1 – зазор между теплоотдающими поверхностями $\delta = 20$ мм;
 2 – 30 мм; 3 – 40 мм; 4 – 160 мм;
 5 – расчет по зависимости (1)

Рис. 4 Зависимость $\overline{\alpha}_Г$ от удельного расхода воздуха $W_{ГЛ}$

При увеличении подачи воздуха в зазор между теплоотдающими поверхностями, коэффициент теплоотдачи растет до определенной величины, а затем начинает уменьшаться. Наглядно видно, что для $\delta = 20$ мм такое критическое значение расхода $W_{ГЛ} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, а для $\delta = 30$ мм расход $W_{ГЛ} = 3,75 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Нами было выполнено теоретическое исследование данного вопроса с использованием в качестве исходных результатов данные работы [1]. В итоге получена зависимость, описывающая кризис теплоотдачи

$$\overline{\alpha}_Г = 500 \left[2056 \frac{W_{ГЛ}}{0,18\delta + W_{ГЛ}} - 15346 \left[\frac{W_{ГЛ}}{0,18\delta + W_{ГЛ}} \right]^2 \right]^{0,5}. \quad (1)$$

Результаты, полученные по зависимости (1), хорошо согласуются с экспериментальными данными практически во всем интервале расходов воздуха $W_{ГЛ}$.

Окончательная обработка экспериментального материала представлена на рисунке 5. Уравнение подобия, соответствующее данной обработке, имеет вид:

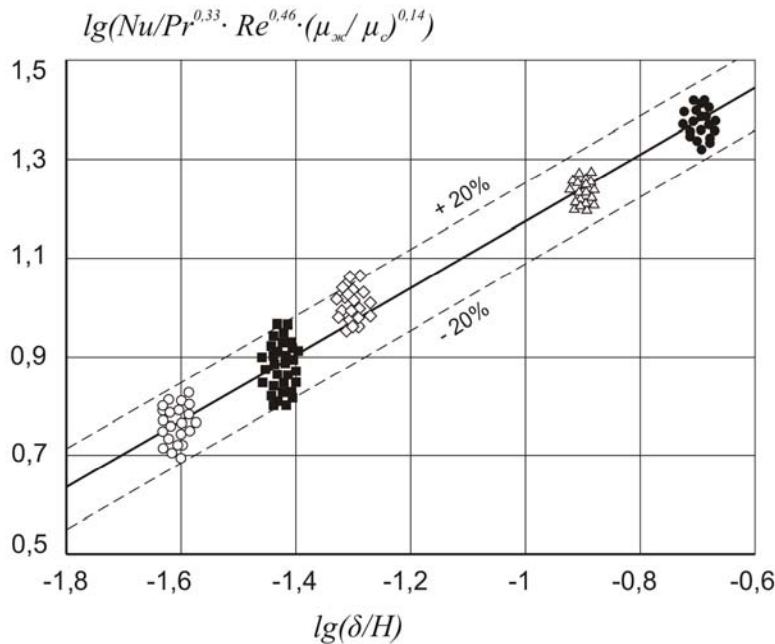


Рис. 5 Зависимость $lg(Nu/Pr^{0,33} Re^{*0,46} (\mu_w/\mu_c))$ от $lg(\delta/H)$

$$\overline{Nu} = 73 \cdot Re^{*0,46} \cdot Pr^{0,33} \cdot (\delta/H)^{0,69} \cdot (\mu_w/\mu_c)^{0,14}, \quad (2)$$

где Re^* – модифицированное число Рейнольдса. Уравнение (2) справедливо для: $Re^* = 36,8 \dots 629,7$; $Pr = 4,74 \dots 9$; $\mu_w/\mu_c = 0,62 \dots 2,52$; $\delta/H = 0,025 \dots 0,2$.

Таким образом, использование данного метода для интенсификации теплоотдачи в системах охлаждения энергоустановок морских технических средств является достаточно перспективным с точки зрения снижения эксплуатационных затрат и улучшения массогабаритных и энергетических характеристик теплообменного оборудования, что способствует более широкому практическому внедрению замкнутых систем охлаждения.

Results of visual researches of current of gas and liquid jets and intensifications warmly feedbacks with use of these jets in immersed lamellar warmly exchange devices of the closed systems of cooling are resulted. Crisis of a heat-conducting path in the given conditions is researched.

1. Головин А.М. Гидродинамика системы пузырей в жидкости малой вязкости/ А.М. Головин, В.Г. Левич, В.В. Толмачев// Прикладная механика и техническая физика. – 1966. – №2 – С. 63-71.

2. Федоровский К.Ю. Визуальные исследования процесса интенсификации теплоотдачи конечному поглотителю затопленными газожидкостными струями/ К.Ю. Федоровский, Д.О. Владецкий// Сб. научных трудов СНИЯЭиП. – Севастополь, 2004. – Вып. № 12. – С. 32-36.

3. Федоровский К.Ю. Теплоотдача при свободной конвекции в погружном пластинчатом теплообменном аппарате/ К.Ю. Федоровский, А.А. Лунев// Живучесть корабля и безопасность на море: Материалы науч. техн. конф., г. Севастополь, май 2005 г. – С. 94-95.

4. Цыпин В.М. Возможности снижения вредного влияния работы энергетических установок буровых платформ на окружающую среду/ В.М. Цыпин, Л.Н. Пшенин // Основы проектирования плавучих буровых установок: Материалы всесоюзной науч. техн. конф., г. Москва, сент. 1980 г. – М., 1980. – С. 278-283.