

УДК 62-713.1:621.436

Д.О. Владецкий*Севастопольский национальный технический университет,**ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053**E-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua***ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЦЕССА ГАЗОЖИДКОСТНОЙ
ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООТДАЧИ В ПОГРУЖНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ***Приведены результаты расчета тепловой эффективности процесса газожидкостной интенсификации теплоотдачи в погружном пластинчатом теплообменном аппарате замкнутой системы охлаждения судовой энергетической установки.*

Использование газожидкостных струй в одноконтурных замкнутых системах охлаждения судовых энергетических установок (СЭУ) является одним из наиболее эффективных способов интенсификации теплоотвода погружного пластинчатого теплообменного аппарата в забортную воду. Газожидкостная струя обеспечивает, с одной стороны, проталкивание морской воды вдоль поверхностей теплообмена, а, с другой стороны, разрушение пристенного пограничного слоя за счет поперечных пульсаций пузырьков газа, что приводит, в конечном счете, к увеличению теплоотдачи. При этом достигаются высокие значения коэффициентов теплопередачи, что обеспечивает малые массогабаритные показатели устройств теплоотвода и системы охлаждения в целом.

Однако для более широкого внедрения в судостроение эффективных и экологически безопасных замкнутых систем охлаждения СЭУ необходимо сопоставить энергетические затраты, требуемые для формирования газожидкостных струй, с отводимой при этом тепловой мощностью.

Целью работы является анализ эффективности предложенного способа интенсификации теплоотдачи в пластинчатом погружном теплообменнике с учетом получаемого эффекта и затрат энергии. Это можно сделать с помощью известного в теплотехнике безразмерного энергетического коэффициента М.В. Кирпичева [1]

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

где Q – отводимая тепловая мощность; N – затраты мощности на формирование газожидкостных струй. Для теплоотдающей пластины погружного пластинчатого теплообменного аппарата площадью $F = H \cdot L$ можно записать

$$Q = \bar{\alpha}_T \cdot F \cdot \Delta t,$$

где H – высота пластины; L – ее длина; $\Delta t = \bar{t}_C - \bar{t}_3$ – температурный напор между поверхностью пластины и забортной водой. При оценке метода интенсификации теплоотдачи температурный напор между поверхностью теплообмена и забортной водой Δt принимаем равным единице, т.е. $\Delta t = 1$ °C.

Затраты мощности на создание газожидкостной струи согласно [2] могут быть найдены из соотношения

$$N_T = G \cdot A,$$

где G – массовый расход газа; A – удельная работа, затрачиваемая на перекачку газа.

Массовый расход газа определяется как

$$G = \rho_T \cdot W_{TL} \cdot L,$$

где ρ_T – плотность газа; W_{TL} – удельный расход воздуха; L – длина газового коллектора.

Удельная работа изотропного сжатия газа согласно [2] записывается в виде:

$$A = \frac{k}{k-1} RT \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right).$$

Здесь R – универсальная газовая постоянная; k – показатель адиабаты; T – начальная температура газа; π_k – степень повышения давления рабочей среды.

С учетом этого мощность, затрачиваемая компрессором на формирование газожидкостных струй, определяется как

$$N_T = \rho_T \cdot W_{TL} \cdot L \cdot \frac{k}{k-1} RT \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right).$$

Тогда выражение для безразмерного энергетического коэффициента М.В. Кирпичева в конечном итоге можно записать в виде:

$$E = \frac{\bar{\alpha}_F \cdot F \cdot \Delta t}{\rho_F \cdot W_{FL} \cdot L \cdot \frac{k}{k-1} RT \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} = \frac{\bar{\alpha}_F \cdot H \cdot \Delta t}{\rho_F \cdot W_{FL} \cdot \frac{k}{k-1} RT \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}. \quad (1)$$

Графическая зависимость показателя E от затрат мощности N_F на создание газожидкостных струй в плоском вертикальном зазоре ПТОА показана на рисунке 1.

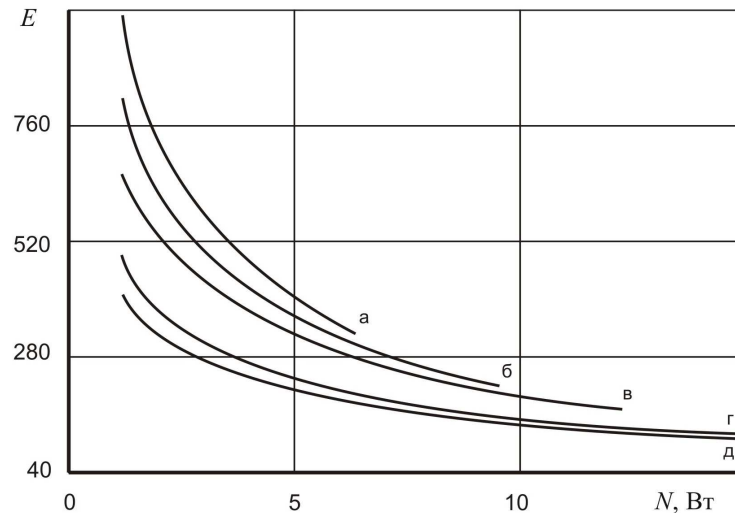


Рисунок 1 – Зависимость показателя E от затраченной мощности N_F на формирование газожидкостных струй (при $H = 1,5$ м, $L = 0,5$ м):
а – $\delta = 20$ мм; б – 30 мм; в – 40 мм; г – 100 мм; д – 160 мм

Из рисунка 1 видно, что при фиксированном δ увеличение подачи воздуха W_{FL} в зазор между пластинами ПТОА приводит к снижению E . Это объясняется тем, что темп прироста $\bar{\alpha}_F$ отстает от темпа соответствующего увеличения W_{FL} . Помимо этого, необоснованное повышение W_{FL} может привести к выявленному ранее кризису теплоотдачи, так как при чрезмерном увеличении расхода газа W_{FL} пузырьки воздуха замещают заборную воду в зазоре между теплоотдающими поверхностями, тем самым ухудшая теплоотдачу.

Кроме того, при увеличении расстояния между теплоотдающими поверхностями значение коэффициента эффективности E также понижается. Это происходит вследствие того, что при больших зазорах для достижения тех же коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha}_F$ необходимо увеличивать удельный расход воздуха W_{FL} , что приводит к росту энергозатрат N_F . Поэтому, при использовании данного способа интенсификации теплоотдачи предпочтительно обеспечивать минимально возможные с позиции конструкции и удобства эксплуатации (очистка и т.д.) значения зазора δ в ПТОА.

Согласно (1) повышению E способствует увеличение высоты теплоотдающей поверхности H . Газожидкостная струя поднимается вверх и обеспечивает улучшение теплоотдачи по всей высоте H . Одна и та же поверхность F может быть скомпонована с различным сочетанием высоты H и длины L . При фиксированном расходе газа W_{FL} увеличение высоты теплоотдающей поверхности H приводит к уменьшению энергозатрат N_F , а, следовательно, и к росту коэффициента эффективности E . Таким образом, при использовании газожидкостных струй предпочтительной является компоновка теплообменных поверхностей с максимальным отношением H/L .

Сопоставим энергозатраты, необходимые для использования предложенного способа газожидкостной интенсификации теплоотдачи, с затратами на создание в вертикальном плоском канале пластинчатого ПТОА вынужденного потока однородной жидкости.

Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в канале описывается известной зависимостью [3]:

$$\bar{\alpha}_{жс} = \frac{\lambda_{жс}}{d_{жс}} 0,023 Re^{0,8} Pr_{жс}^{0,43} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (2)$$

Затраты мощности на движение жидкости в канале согласно [2] определяются как

$$N_{жс} = \rho W_{жс} \left(\frac{u_{жс}^2}{2} + \Delta P \cdot g \right), \quad (3)$$

где $W_{ж}$ – объемный расход жидкости; $u_{ж}$ – скорость жидкости; ΔP – гидравлическое сопротивление канала. Согласно [4] ΔP можно определить по формуле Дарси-Вейсбаха

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{H}{d_{эк}} \cdot \frac{u_{ж}^2}{2g},$$

где $\lambda = \frac{0,014}{d_{эк}^{0,25}}$ – коэффициент сопротивления трения; H – высота канала; $d_{эк}$ – эквивалентный диаметр канала.

Сопоставление энергетических затрат при интенсификации теплоотдачи газожидкостными струями N_f с затратами на создание в вертикальном канале ПТОА вынужденного потока однородной жидкости $N_{жс}$ показано на рисунке 2.

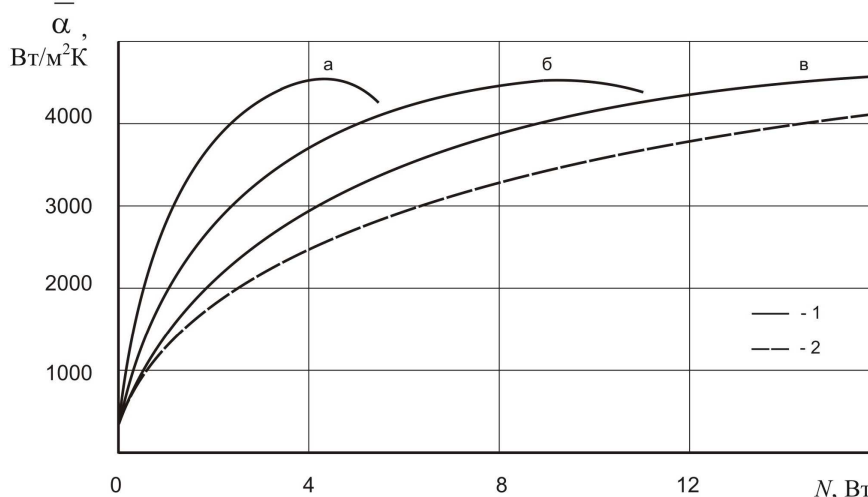


Рисунок 2 – Зависимость α от мощности N , затрачиваемой на интенсификацию теплоотдачи на формирование газожидкостных струй (при $H = 1,5$ м, $L = 0,5$ м, $\delta = 0,03$ м):
1 – газожидкостная струя, а – глубина погружения газового коллектора $h_0 = 2$ м, б – 5 м, в – 10 м;
2 – вынужденный поток однородной жидкости

Из рисунка 2 видно, что для достижения тех же коэффициентов теплоотдачи энергозатраты на формирование газожидкостных струй оказываются в 5...8 раз меньшими, чем в случае создания вдоль теплоотдающих поверхностей вынужденного потока однородной жидкости. Это объясняется описанным выше эффектом разрушения пузырьками газа пристенного пограничного слоя.

Выводы

Таким образом, создание вдоль поверхности теплообмена газожидкостного потока не только существенно увеличивает теплоотдачу при свободной конвекции, но также позволяет уменьшить энергетические затраты на интенсификацию теплообмена и более эффективно использовать теплоотдающие поверхности погружного теплообменного аппарата по сравнению со случаем вынужденного течения потока однородной жидкости.

При обеспечении в погружном теплообменнике оптимального расхода воздуха использование данного способа интенсификации теплоотдачи является достаточно перспективным с точки зрения улучшения массогабаритных и энергетических характеристик теплообменного оборудования, что способствует практическому внедрению замкнутых систем охлаждения судовых энергетических установок.

Перспективой дальнейшего исследования является изучение влияния покраски и обрастания на процесс теплопередачи в пластинчатом погружном теплообменном аппарате.

Библиографический список

1. Коваленко Л.М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи / Л.М. Коваленко, А.Ф. Глушков. — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 240 с.
2. Андриященко Р.С. Судовое вспомогательное энергетическое оборудование / Р.С. Андриященко, В.Д. Шилов, Б.Г. Дементьев. — Л.: Судостроение, 1991. — 392 с.
3. Недужий И.А. Техническая термодинамика и теплопередача / И.А. Недужий, А.Н. Алабовский. — К.: Вища школа, 1981. — 248 с.
4. Справочник судового механика: в 2-х т./ Под ред. Л.Л. Грицай. — М.: Транспорт, 1973. — 696 с.

Поступила в редакцию 24.09.2008 г.