

**ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОВОЙ НЕСТАЦИОНАРНОСТИ НА
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛООБМЕНА В УСЛОВИЯХ
ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ**

В. В. БАНЮХА

(Представлена профессором Г. И. Фуксом)

В последние годы значительно возрос интерес к процессам, протекающим при нестационарном течении теплоносителей. Умение надежно рассчитывать эти процессы необходимо для расчета различных режимов работы энергоустановок и технологического оборудования.

Задача о неустановившейся конвекции, интенсивно изучаемая отечественными и зарубежными исследователями, в настоящее время еще очень далека от своего разрешения, что говорит о ее исключительной сложности. Литературные данные, касающиеся этого вопроса, весьма разноречивы и не позволяют сделать обоснованных заключений даже для сравнительно простых случаев.

Так, например, авторы работы [1] Бицютко, Щитников и др., подтверждая выводы Юге [2] и Крюковой [3], показывают результатами своих опытов, что коэффициент теплообмена не зависит от тепловой нестационарности.

В Харьковском политехническом институте Кравцовым С. Ф. и Полницким К. А. была проведена серия опытов по исследованию теплообмена цилиндров в условиях естественной конвекции. Авторы делают выводы, что коэффициенты теплообмена в стационарном и нестационарном режимах не соответствуют друг другу [4].

Кацнельсон Б. Д. и Тимофеева Ф. А. [5] исследовали влияние скоростной нестационарности на коэффициент теплообмена и нашли, что это влияние существенно только в течение времени становления гидродинамического пограничного слоя.

Разноречивость выводов по этому вопросу различных исследователей побудила нас выполнить ряд специальных опытов с целью выявления закономерностей поведения коэффициента теплообмена в условиях тепловой нестационарности.

Большой практический интерес представляют случаи, когда температура среды постоянна, а внесенное в нее тело имеет в начальный момент времени температуру, заметно от нее отличающуюся. Температура тела при этом будет асимптотически приближаться к температуре среды. Этот случай так называемого «простого» охлаждения цилиндра, который наряду со сферой и пластиной является элементарной формой поверхности теплообменных аппаратов, был нами использован для определения закономерностей поведения коэффициента теплообмена в условиях нестационарной естественной конвекции.

Возьмем бесконечно-длинный тонкостенный цилиндр. Пусть температура жидкости на ∞ равна $t = \text{const}$. Температура жидкости внутри области теплового влияния l . Температура охлаждаемого тела t_w .

Задача имеет следующую математическую формулировку:

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0 \quad (a)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + g \frac{t - t_\infty}{t_\infty} \cdot \sin \beta \quad (b) \quad (1)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} = a \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \quad (c)$$

$$-c_{PM} \rho_M \frac{D^2 - d^2}{4D} \cdot \frac{dt_w}{d\tau} = \alpha (t_w - t_\infty) \quad (d)$$

Сделаем следующие допущения:

а) все теплофизические характеристики тела и среды будем считать независимыми от температуры;

б) в области теплового влияния Δ полагаем $w_y = 0$;

в) считая развитие процесса квазистационарным, будем иметь $\frac{\partial w_x}{\partial \tau} = 0$, что вполне удов-

летворяет физическому смыслу, поскольку развитие процесса движения около тела при свободной конвекции во времени происходит достаточно медленно;

г) температурное поле тела зависит только от времени.

При вышеназванных допущениях система уравнений (1) была решена и получено соотношение для определения коэффициента теплоотдачи в нестационарных условиях.

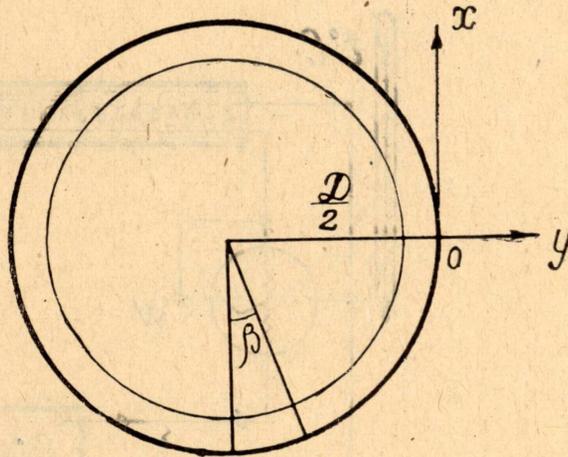


Рис. 1

$$\overline{Nu} = C (Gr \cdot Pr)^{0.25} \left[1 + \frac{5}{2} \frac{1}{\Theta_w} \cdot \exp(-6\overline{\delta}^2 \cdot F_0) \right], \quad (2)$$

где

$$\Theta_w = \frac{t_w - t_\infty}{t_{w \max} - t_\infty};$$

$\overline{\delta}^2 = \left(\frac{D}{\Delta} \right)^2$ — величина, определяемая выражением:

$$\overline{\delta}^2 = \frac{0,25}{\pi} \sqrt{Gr \cdot Pr} \int_0^\pi \sqrt{\frac{\sin \beta}{\beta}} \cdot d\beta, \quad (3)$$

D — внешний диаметр цилиндра;

Δ — толщина области теплового влияния.

Уравнение (2) можем записать иначе:

$$\frac{\overline{Nu}}{Nu_\infty} = 1 + \frac{5}{2\Theta_w} \cdot \exp(-6\overline{\delta}^2 \cdot F_0). \quad (4)$$

Интересно отметить, что при $F_0 = 0$ из (4) получим максимальное число \overline{Nu} , равное

$$\overline{Nu}_{\max} = Nu_{\infty} \left[1 + \frac{5}{2} \right] = \frac{7}{2} Nu_{\infty}. \quad (5)$$

С целью проверки зависимости (4) был поставлен специальный эксперимент.

Данная задача решалась как обратная задача теплопроводности — по известному из опытов температурному полю тела определялись условия теплообмена на границе тела. Простую и удобную для экспериментального исследования связь можно получить из уравнения, описывающего процесс охлаждения тела.

$$\frac{d\Theta_w}{d\tau} + \frac{\alpha F}{c_T} \cdot \Theta_w = 0, \quad (6)$$

где F — площадь теплоотдающей поверхности, $[m^2]$;

c_T — теплоемкость тела $\left[\frac{\text{дж}}{\text{град}} \right]$.

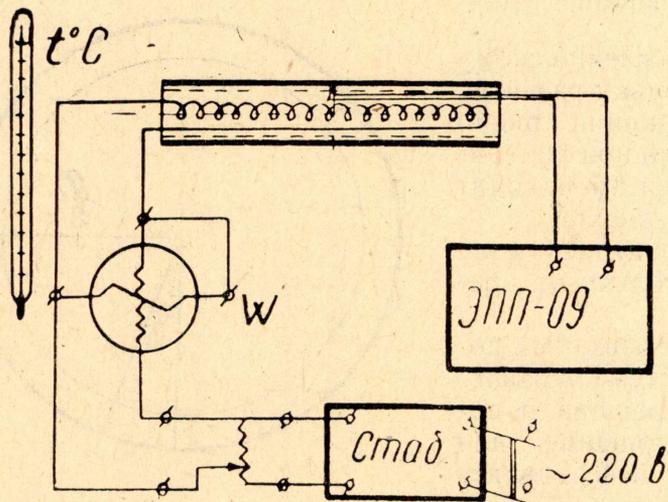


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 2. Опытными телами служили медные цилиндры, покрытые никелем и отпороженные; диаметры цилиндров внешние и внутренние соответственно:

обр. 1: $D = 39,9 \text{ мм}$, $d = 33,5 \text{ мм}$;

обр. 2: $D = 34,8 \text{ мм}$, $d = 29,8 \text{ мм}$;

обр. 3: $D = 27,9 \text{ мм}$, $d = 21,8 \text{ мм}$;

обр. 4: $D = 49,9 \text{ мм}$, $d = 46,8 \text{ мм}$.

Нагрев до температуры $\sim 150\text{--}170^\circ\text{C}$ осуществлялся с помощью вставленных внутри цилиндров нагревателей из нихрома, питаемых переменным током от сети 220 в. Температура стенки цилиндра измерялась 12-ю медь-константановыми термопарами, спаи которых были расположены в центральной плоскости цилиндра. С целью удовлетворения условию бесконечно-длинного цилиндра отношение длины к внешнему диаметру образцов выдерживалось равным 13—14. Чтобы иметь возможность убедиться в достоверности экспериментальных данных по нестаци-

онарному теплообмену, работа была проведена в два этапа. Первый этап заключался в проведении опытов в стационарном режиме и расчете коэффициентов теплоотдачи по зависимости

$$q = \alpha (t_w - t), \quad (7)$$

где q — мощность нагревателя, $вт$.

Стационарный режим выдерживался по 3—4 часа. Затем по известным из опытов температурам были рассчитаны коэффициенты теплоотдачи по эмпирической зависимости М. А. Михеева

$$Nu_m = 0,54 (Gr \cdot Pr)^{0,25}.$$

Совпадение результатов получилось хорошим: отклонение опытных результатов не превышало 5%.

Второй этап — экспериментальное определение коэффициентов теплоотдачи в нестационарных условиях. Э. д. с. термопар фиксировались во времени на ленте самопишущего потенциометра ЭПП-09 (класс 0,5). Чтобы исключить влияние тепловой инерционности нагревателя во время опыта, он убирался из цилиндра. Во избежание возможного искажения пограничного слоя в процессе охлаждения цилиндра, концы термопар прикладывались по образующей на внутренней поверхности цилиндра, так как по предположению именно своеобразие в формировании пограничного слоя и определяет коэффициент теплообмена в нестационарных условиях.

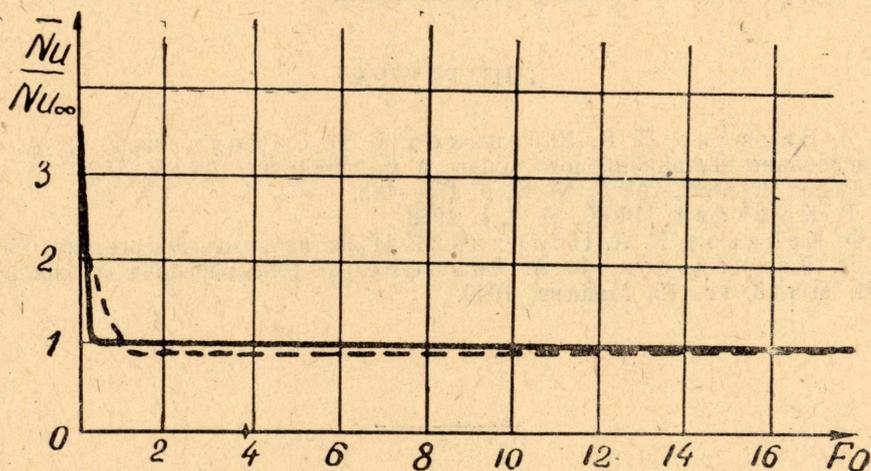


Рис. 3. Результаты сравнения зависимости $\frac{Nu}{Nu_\infty} = f(Fo)$ по уравнению (4) — сплошная линия, и значений, полученных экспериментальным путем, — пунктир

Коэффициент теплообмена можно было бы вычислить по уравнению (6), используя непосредственно опытные данные. Однако в этом случае для малых моментов времени возможны большие ошибки, так как к. т. о. определяется из разности величин, близких по значению. Тогда было предложено опытную температурную кривую охлаждения тела аппроксимировать функцией вида

$$\Theta_w = \Theta_{w\max} \cdot e^{-A\tau \cdot \tau^B}, \quad (9)$$

где A и B — некоторые коэффициенты, зависящие от материала и формы тела, в каждом отдельном случае находились расчетным

путем. Результат получился вполне удовлетворительным. Отклонения рассчитанных по (9) Θ_w от опытных данных не превышали 3%. Далее, используя уравнение (9), рассчитать $Nu = f(Fo)$ не представляло труда. На рис. 3 представлена зависимость $\frac{Nu}{Nu_\infty} = f(Fo)$ для образца № 1,

где сплошная линия — значения $\frac{Nu}{Nu_\infty}$, рассчитанные по уравнению (4), а пунктирная линия — опытные значения.

Отклонения от расчетного значения максимальны только в самый начальный момент охлаждения, что можно объяснить, по-видимому, инерционностью системы измерения. В области $Fo > 0,5$ отклонения не превышают 10—15%, что можно признать удовлетворительным.

Выводы

1. Введение области теплового влияния позволило получить расчетные уравнения для коэффициента конвективного теплообмена при охлаждении бесконечно-длинного цилиндра нестационарной естественной конвекцией.

2. В условиях естественной конвекции величина $\frac{Nu}{Nu_\infty}$ значительно превышает единицу лишь до момента установления температурного равновесия внутри области теплового влияния.

ЛИТЕРАТУРА

1. И. Я. Бицютко, В. К. Шитников, Г. В. Садовников, Л. А. Сергеева. Исследование нестационарного тепло- и массообмена. Минск, 1966.
2. T. Iuge. RIASM, vol. 5, № 49, p. 175—183.
3. М. Г. Крюкова. ИФЖ, № 4, 1, 1958.
4. С. Ф. Кравцов, К. А. Полницкий. Известия вузов, Энергетика, 1963, № 7.
5. Б. Д. Кацнельсон, Ф. А. Тимофеева. Теплопередача и аэродинамика. Тр. ЦКТИ, вып. 3, кн. 12, Машгиз, 1949.