

УДК 536.3

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ ОТОПИТЕЛЬНОГО ПРИБОРА СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПОЛЕВОГО ГОСПИТАЛЯ, ФУНКЦИОНИРУЮЩЕГО В УСЛОВИЯХ ЧРЕЗВЫЧАЙНЫХ СИТУАЦИЙ

Магистр техн. наук КАЧАР И. Л.

*Белорусский национальный технический университет*

Представленный материал является результатом экспериментальных исследований системы теплоснабжения мобильного полевого медицинского учреждения, где в качестве источника используется теплогенератор ВТГ-2,2 с приводом от источника энергии, не зависящего от внешних условий.

Эксперимент проводился с использованием мягкого отопительного прибора (рис. 1 [1]) в соответствии с планом эксперимента, разработанным согласно с [2, 3] при установившемся тепловом режиме. Такой эксперимент представляет значительный интерес при условии естественной конвекции в горизонтальной щели (рис. 1 [4]). В подобных условиях отопительный прибор (рис. 1) располагается на горизонтальной поверхности (рис. 1б).

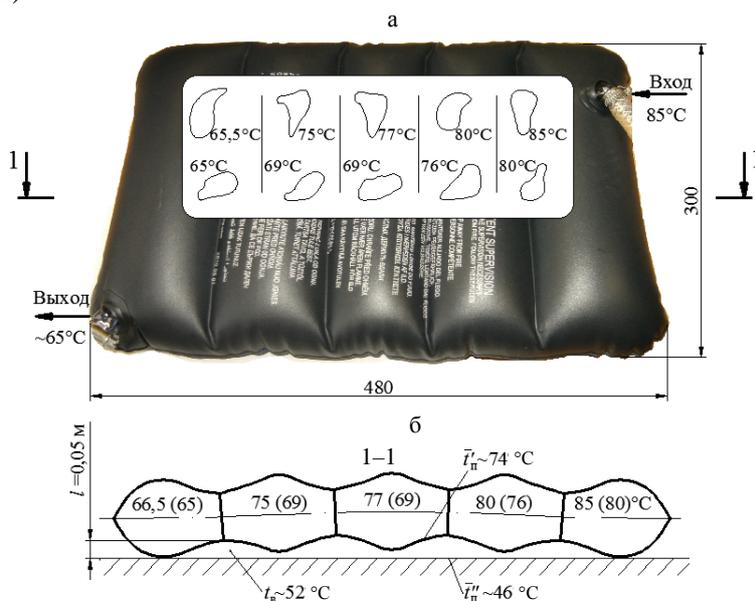


Рис. 1. Общий вид отопительного прибора (а) и расчетная схема (б):  $l$  – характерный размер;  $t'_н$ ,  $t''_н$  – соответственно температуры теплоотдающей и тепловоспринимающей поверхностей

Как видно из рис. 1а, опыты (в соответствии с планом эксперимента [2]) выполнялись в десяти точках и были связаны с измерением температур теплоотдающей и тепловоспринимающей поверхностей, а также температуры в щели. В качестве инструментария использовались бесконтактный пирометр AR852В и хромель-копелевые термодпары.

Результаты эксперимента представлены в табл. 1.

Для оценки теплоотдачи от поверхности отопительного прибора рассчитаем коэффициент теплоотдачи.

Определим среднюю температуру по поверхности отопительного прибора

$$\bar{t}'_n = \frac{F_1 t_1 + \dots + F_{10} t_{10}}{\sum_{i=1}^{10} F_i},$$

где  $F_1, \dots, F_{10}$  – площади ячеек сетки, где производились измерения.

Имеем  $\bar{t}'_n = 74 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Определяющим размером будем считать размер щели:  $l = 0,05 \text{ м}$ .

Определим физические свойства воздуха вблизи поверхности отопительного прибора:  $\rho = 1,085 \text{ кг/м}^3$  – плотность воздуха;  $c_p = 1,007 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$  – удельная теплоемкость воздуха;

$\lambda = 0,028 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$  – теплопроводность воздуха;  $\nu = 1,783 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$  – коэффициент кинематической вязкости;  $\text{Re} = \frac{wl}{\nu}$  – критерий Рейнольдса, где

$w$  – скорость воздуха,  $w = 0,1 \text{ м/с}$ .

Имеем  $\text{Re} = \frac{0,1 \cdot 0,05}{1,783 \cdot 10^{-5}} = 280,432 < 5 \cdot 10^5$  – режим течения в пограничном слое ламинарный.

А также критерий Прандтля

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a},$$

где  $a$  – коэффициент температуропроводности,  $\text{м}^2/\text{с}$ ,

$$a = \frac{\lambda}{c_p \rho} = \frac{0,028}{1,007 \cdot 10^3 \cdot 1,085} = 2,578 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Тогда:

$$\text{Pr} = \frac{1,783 \cdot 10^{-5}}{2,578 \cdot 10^{-5}} = 0,692; \quad \text{Gr} = \beta \frac{g l^3}{\nu^2} \Delta t, \quad (1)$$

где  $\beta$  – коэффициент объемного расширения газа,  $1/\text{К}$ ;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $\Delta t = \bar{t}'_n - t_b = 74 - 52 = 22 \text{ }^\circ\text{C}$  – разность температур поверхности отопительного прибора и воздуха.

$$\begin{aligned} \text{При условии, что } \beta &= \frac{1}{\Delta t_m + 273}, \text{ будем иметь } \Delta t_m = \frac{\bar{t}'_n + t_b}{2} = \frac{74 + 52}{2} = \\ &= 63 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \beta = \frac{1}{63 + 273} = 2,976 \cdot 10^{-3} \text{ 1/К}; \quad \text{Gr} = 2,976 \cdot 10^{-3} \frac{9,81 \cdot 0,05^3}{(1,783 \cdot 10^{-5})^2} \cdot 22 = \\ &= 2,526 \cdot 10^5. \end{aligned}$$

Воспользуемся критериальным уравнением для инженерных расчетов по определению коэффициента теплоотдачи в условиях естественной конвекции в области давлений  $760\text{--}5 \cdot 10^{-2} \text{ мм рт. ст.}$  [4]

$$\text{Nu}_m = 1,53(\text{Gr} \cdot \text{Pr})_m^{0,16} = 1,53 \cdot (2,526 \cdot 10^5 \cdot 0,692)^{0,16} = 10,555. \quad (2)$$

Находим коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  для свободной поверхности (рис. 1а)

Таблица 1

Результаты измерений температуры теплоотдающей поверхности отопительного прибора

Точка измерения	Температура поверхности отопительного прибора в щели со стороны воздуха, $^\circ\text{C}$
1	66,5
2	75
3	77
4	80
5	85
6	80
7	76
8	69
9	69
10	65

$$\alpha = \frac{Nu_m \lambda}{l} = \frac{10,555 \cdot 0,028}{0,05} = 5,942 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Схема теплообмена в щели представлена на рис. 1б.

В нашем случае в качестве определяющего размера принимаем размер щели  $l = 0,05$  м, а в качестве определяющей температуры – температуру поверхности, на которой располагается отопительный прибор ( $\bar{t}_n'' = 46$  °С).

Результаты обработки опытных данных сведены в табл. 2. Они устанавливают зависимость между критериями подобия Nu, Gr, Pr (рис. 2).

Таблица 2  
Обработка результатов экспериментов  
(горизонтальная щель)

Измерения в точках (рис. 1а)	Температура поверхности, °С	Значение $\lg Nu$	Значение $\lg(Gr \cdot Pr)$
1	66,5	0,692	5,248
2	75	0,729	5,394
3	77	0,736	5,421
4	80	0,745	5,459
5	85	0,759	5,516
6	80	0,745	5,459
7	76	0,732	5,408
8	69	0,704	5,297
9	69	0,704	5,297
10	65	0,684	5,216

Для нахождения функции  $\lg Nu$  воспользуемся формулой для ориентированной вниз горячей поверхности в холодной среде [4]

$$Nu = 0,24(Gr \cdot Pr)^{0,25}, \quad (3)$$

где  $4 \cdot 10^3 \leq (Gr \cdot Pr) \leq 3 \cdot 10^6$ .

Точки, являющиеся результатом обработки данных опыта, практически укладываются на одну прямую линию. Запишем математически уравнение для линии, соответствующей значениям произведения  $\lg(Gr \cdot Pr) = 5,216 - 5,516$ .

Тогда

$$\lg Nu = a_0 + a_1 \lg(Gr \cdot Pr). \quad (4)$$

Определение коэффициентов при неизвестных выполним по методу наименьших квадратов [2]

$$\sum (\lg Nu_x - \lg Nu)^2 = \sum (\lg Nu_x - a_0 - a_1 \lg(Gr \cdot Pr))^2,$$

где  $\lg Nu_x$  – обработанные экспериментальные данные (табл. 2).

Очевидно, что данная сумма зависит от коэффициентов  $a_0$  и  $a_1$ . Для того чтобы эта сумма была минимальной, необходимо соблюдение условий  $a_0 = 0$  и  $a_1 = 0$ :

$$\frac{\partial}{\partial a_0} \sum (\lg Nu_x - \lg Nu)^2 = -2 \sum (\lg Nu_x - a_0 - a_1 \lg(Gr \cdot Pr)) = 0; \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial a_1} \sum (\lg Nu_x - \lg Nu)^2 = -2 \sum (\lg Nu_x - a_0 - a_1 \lg(Gr \cdot Pr)) \lg(Gr \cdot Pr) = 0.$$

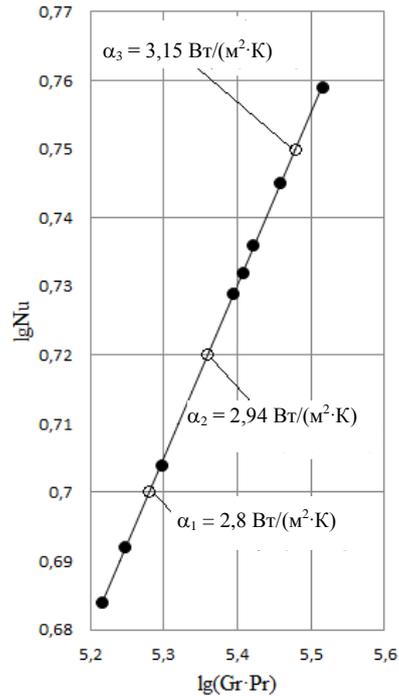


Рис. 2. График зависимости  $\lg Nu = f(\lg(Gr \cdot Pr))$  по данным обработки эксперимента (горизонтальная щель)

Отсюда имеем:

$$\begin{aligned} a_0 N + a_1 \sum \lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr}) &= \sum \lg \text{Nu}_x; \\ a_0 \sum \lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr}) + a_1 \sum \lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr})^2 &= \sum (\lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr}) \cdot \lg \text{Nu}_x), \end{aligned} \quad (6)$$

где  $N = 10$  – общее число данных.

Значения  $\lg \text{Nu}_x$  и  $\lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr})$  отсчитываются от их средних значений  $\overline{\lg \text{Nu}_x}$  и  $\overline{\lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr})}$ .

Тогда:

$$\begin{cases} a_0 N + a_1 \sum [\lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr}) - \overline{\lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr})}] = \sum (\lg \text{Nu}_x - \overline{\lg \text{Nu}}); \\ a_0 \sum [\lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr}) - \overline{\lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr})}] + a_1 \sum [\lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr}) - \overline{\lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr})}]^2 = \\ = \sum [\lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr}) - \overline{\lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr})}] (\lg \text{Nu}_x - \overline{\lg \text{Nu}}). \end{cases} \quad (7)$$

Решая данную систему уравнений в MathCAD 15, находим коэффициенты при неизвестных:

$$\begin{aligned} a_0 &= -0,628; \\ a_1 &= 0,251. \end{aligned} \quad (8)$$

Найденные значения подставляем в (5)

$$\lg \text{Nu} = -0,628 + 0,251 \cdot \lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr}).$$

В окончательном виде расчетное критериальное уравнение запишется

$$\text{Nu} = 0,236(\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,251}. \quad (9)$$

Выражение (9) позволяет производить расчеты интенсивности теплообмена в условиях естественной конвекции в ограниченном пространстве (горизонтальная щель).

### ВЫВОДЫ

1. Исследована теплоотдача отопительного прибора системы теплоснабжения мобильного полевого медицинского учреждения, функционирующего в условиях чрезвычайных ситуаций.
2. Определен коэффициент теплоотдачи от свободной поверхности отопительного прибора.
3. Получено критериальное уравнение для расчета интенсивности теплообмена в условиях естественной конвекции в ограниченном пространстве (горизонтальная щель).

### ЛИТЕРАТУРА

1. Теплообмен в полевого госпиталя, функционирующего в условиях чрезвычайных ситуаций / А. П. Несенчук [и др.] // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2011. – № 3. – С. 91–93.
2. Длин, А. М. Математическая статистика в технике / А. М. Длин. – М.: Советская наука, 1958. – 465 с.
3. Несенчук, А. П. Исследование конвективного теплообмена в вакууме в условиях естественной конвекции: автореф. ... дис. канд. техн. наук. – Минск: БПИ, 1962.
4. Акельев, В. Д. Тепло- и массообмен в ограниченных пространствах строительных конструкций и сооружений / В. Д. Акельев; под общ. ред. А. П. Несенчука. – Минск: БНТУ, 2010. – 317 с.

Представлена кафедрой ПТЭ и Т

Поступила 13.05.2011