

ТЕПЛОТДАЧА ОТ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПУЧКА ТРУБ К ВОЗДУХУ В УСЛОВИЯХ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ

Ю. А. КОРОЛЕНКО

(Представлено проф. докт. техн. наук Г. И. Фуксом)

Вопрос о теплоотдаче трубных пучков в условиях свободной конвекции является одним из наименее изученных в разделе свободной конвекции.

Обработка дифференциальных уравнений, описывающих явление, методами теории подобия приводит к зависимости

$$Nu = f \left(Gr; Pr; \frac{S_1}{D}; \frac{S_2}{D} \right), \quad (1)$$

где D — диаметр стержней, S_1 и S_2 — горизонтальный и вертикальный шаг стержней в пучке.

С целью нахождения конкретного вида зависимости (1) для пучка труб с одинаковым тепловыделением, отдающего тепло воздуху, была создана опытная установка. Главной ее частью являются латунные калориметрические трубки с внутренними электрическими нагревателями. Длина трубок L для уменьшения потерь с торцов выбиралась так, чтобы $\frac{L}{D} \geq 15$.

Нагреватели всех трубок одного диаметра имели сопротивление, различающееся в пределах $\pm 0,5\%$. Поверхность трубок покрывалась свечной копотью (степень черноты $\epsilon = 0,952$ [4]). Из горизонтально расположенных калориметрических трубок нужного диаметра в специальной обойме набирался пучок нужного типа с заданным шагом — горизонтальным S_1 и вертикальным S_2 . Не менее 3/5 калориметрических трубок в каждом ряду пучка были снабжены медь-константовыми термопарами из проводов диаметром 0,1 мм, проложенных по внутренней стенке латунных трубок. Спаи термопар выводились на поверхность трубки на середине ее длины и тут припаивались.

Часть трубок (не менее 2-х в каждом опыте) имела термопары еще и на концах. При сборке пучка спаи всех термопар были направлены вверх [2]. Термопары были предварительно отградуированы с точностью до 0,1°C. В опытах э. д. с. термопар замерялись потенциометром ППТВ-1.

Нагреватели калориметрических трубок соединялись последовательно. Питание их осуществлялось переменным током через ста-

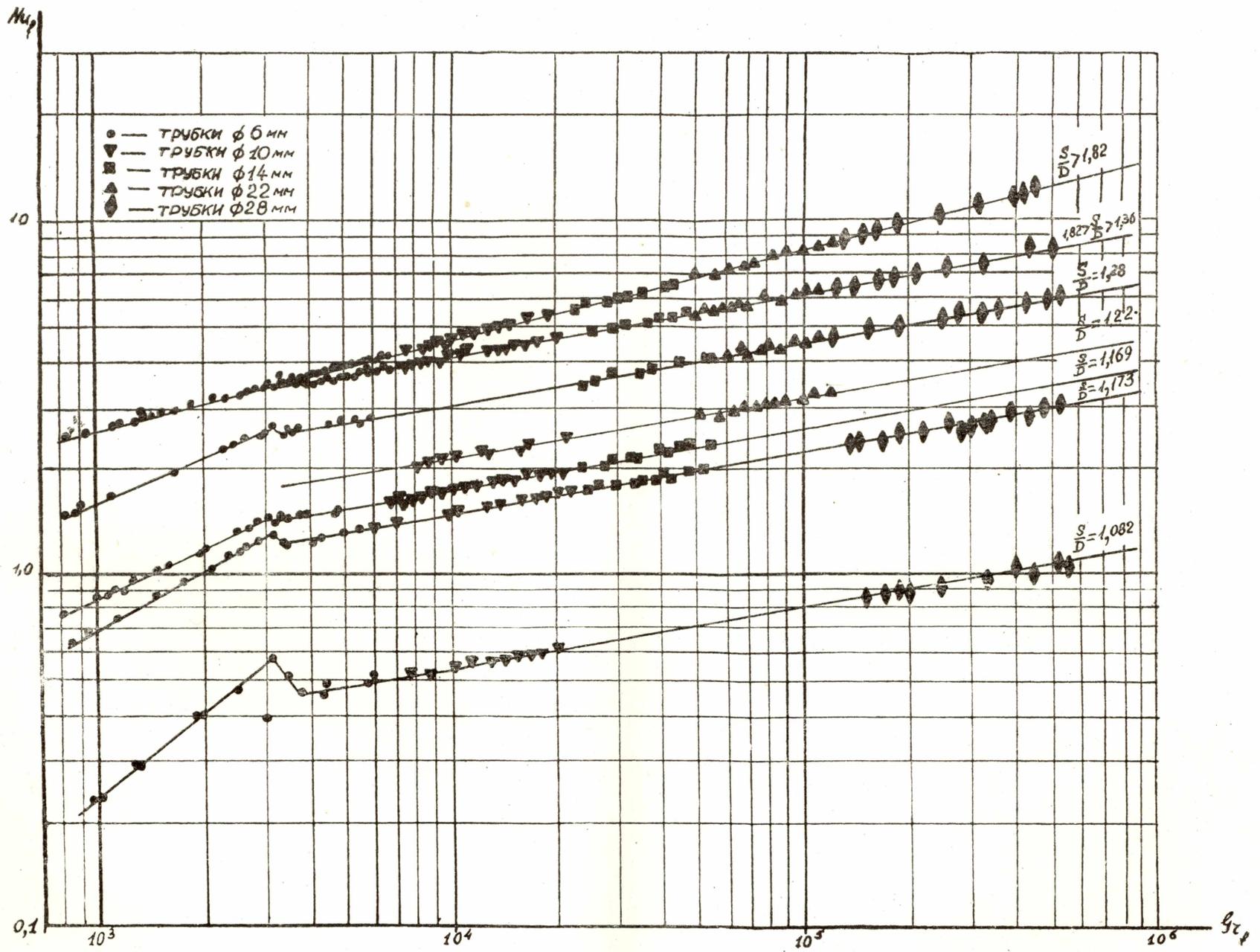


Рис. 1.

биллизатор напряжения и автотрансформатор ЛАТР-1. Мощность, рассеянная на нагревателях, измерялась электродинамическим ваттметром класса 0,2.

Торцы трубок защищались от потерь тепла слоем стеклянной ваты толщиной 25 мм. Разница между температурой центра и торцов стержней в опытах не превосходила 1°C.

Модель располагалась на высоте 0,5 над столом внутри кожуха размером 1000×700×600, защищавшего ее от влияния движения воздуха в помещении.

В опытах измерялись диаметр и шаг трубок, температура их поверхности t_w , температура внутри кожуха t_f , температура холодного спая термопар t_o , температура помещения $t_{нар}$ и мощность, рассеянная на нагревателях.

Измерения всех температур и мощности проводились при строго установленном стационарном тепловом состоянии модели.

Коэффициент теплоотдачи от труб модели вычислялся по соотношению

$$\alpha = \frac{Q_k}{F(t_w - t_f)} \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{час} \text{°C}}, \text{ где}$$

F —суммарная боковая поверхность всех труб модели,
 t_w —температура поверхности наиболее нагретой трубки пучка. (Для пучков труб с одинаковым тепловыделением, например, стержневых шунтов, эта температура обычно ограничена).

Q_k —тепло, рассеянное конвекцией

$$Q_k = Q_{эл} - Q_l - Q_n;$$

$Q_{эл}$ —тепло, выделенное током на нагревателях;

Q_l —тепло, рассеянное лучеиспусканием от труб пучка;

Q_n —тепло, потерянное через торцы труб и на токопроводах нагревателей

$$Q_n \leq Q_{12} Q_{эл}.$$

На основании полученных из опыта данных подсчитывались значения критериев Нуссельта $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$ и Грасгофа $Gr = \frac{g l^3}{\nu^2} \beta \Delta t$.

Определяющим размером при этом принимался диаметр труб D , определяющей температурой—температура воздуха, удаленного от пучка— t_f ([1] [3] [5]).

Погрешность при определении коэффициента теплоотдачи складывалась из погрешностей приборов, погрешности измерения размеров модели, погрешности градуировки термопар. Максимальная ошибка, возможная при определении α , не превосходит 6% при температуре труб больше 50°C.

На установке было проведено три серии опытов:

1. Опыты с одним рядом горизонтальных труб.
2. Опыты с многорядным коридорным пучком труб.
3. Опыты с многорядным шахматным пучком труб.

Опыты с одним рядом горизонтальных труб имели целью установить конкретный вид зависимости (1) для этого случая и минимальное расстояние между трубками, при котором исчезает их влияние друг на друга.

При проведении опытов изменялись:

1. Диаметр труб D от 6 мм до 28 мм.
2. Относительный шаг труб в ряду $\frac{S_1}{D}$ —от 1,082 до 4,33.

3. Температура поверхности наиболее нагретой трубы t_w — от 25°C до 240°C .

Значения критерия Грасгофа Gr_f в опытах изменялись от 800 до 520000. На модели было проведено около 250 опытов, результаты которых представлены на рис. 1.

Из рис. 1 видно, что при малых значениях относительного шага ($\frac{S_1}{D} < 1,36$) влияние соседних труб на теплоотдачу конвекцией ощущается при всех значениях чисел Грасгофа, что существенно уменьшает коэффициент теплоотдачи (критерий Нуссельта) по сравнению с одиночной трубой при тех же значениях Gr_f . Очевидно также, что при $Gr_f \approx 3200$ происходит изменение закономерности процесса теплоотдачи. При $Gr_f < 3200$ наклон линий $Nu_f = f(Gr_f)$ различен и зависит от относительного шага $\frac{S_1}{D}$. При значениях $Gr_f \geq 3200$ наклон линий $Nu_f = f(Gr_f)$ для всех $\frac{S_1}{D} < 1,36$ одинаков.

При $1,36 \leq \frac{S_1}{D} < 1,82$ влияние соседних труб друг на друга ощущается лишь при $Gr_f > 3200$. При этом влияние относительного шага на коэффициент теплоотдачи исчезает. При $\frac{S_1}{D} > 1,82$ влияние соседних стержней друг на друга прекращается и процесс теплоотдачи развивается по законам свободной конвекции одиночных стержней в неограниченном объеме.

Из рис. 1 видно, что $\lg Nu_f = f(\lg Gr_f)$ для всех $\frac{S_1}{D}$ прямолинейны. Это позволяет искать конкретный вид функции в форме

$$Nu_f = C Gr_f^n \quad (2)$$

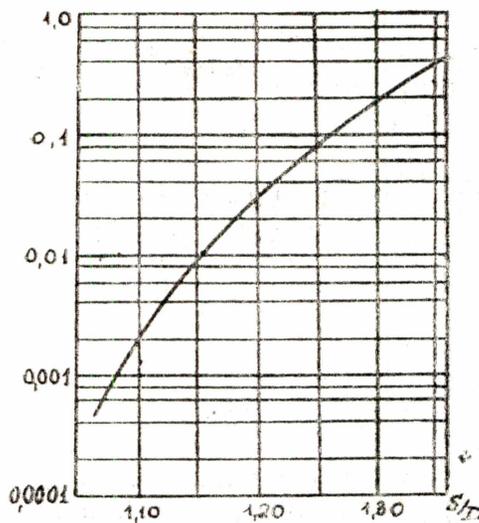


Рис. 2. График для определения C при $Gr_f < 3200$.

Значения C и n для различных режимов различны. При $Gr_f < 3200$

$$n = \frac{1,14}{\left(\frac{S_1}{D}\right)^{1,45}} \quad (3)$$

C — по графику (рис. 2).

При $Gr_f > 3200$ $n = 0,17$.

Для $\frac{S_1}{D} \leq 1,36$ $C = 2,93 \frac{S_1}{D} - 3,16$. (4)

Для $1,36 < \frac{S_1}{D} \leq 1,82$ $C = 0,82$. (5)

Для всех Gr_f при $\frac{S_1}{D} > 1,82$

$$n = 0,25, C = 0,47,$$

что совпадает с известной зависимостью, полученной И. М. Михеевой ([1]; [3]).

Значения коэффициентов теплоотдачи, рассчитанные по формулам (2)–(5), отличаются от данных опыта не более чем на 3%.

При проведении второй и третьей серии опытов целью было определение зависимости коэффициента теплоотдачи (критерия Нуссельта Nu_f) от критерия Грасгофа (Gr_f), геометрических характеристик пучка труб—относительно шага горизонтального $\frac{S_1}{D}$ и вертикального $\frac{S_2}{D}$ и числа рядов труб в пучке n_2 .

При исследовании коридорного пучка изменялись:

1. Диаметр труб D —от 6 до 19 мм.
2. Относительный горизонтальный шаг труб в ряду $\frac{S_1}{D}$ —от 1,5 до 3,5.
3. Относительный вертикальный шаг рядов труб $\frac{S_2}{D}$ —от 1,5 до 3,5.
4. Температура поверхности наиболее нагретой трубы пучка t_w от 60 до 220.
5. Число горизонтальных рядов труб в пучке n_2 —от двух до семи.
6. Число труб в горизонтальном ряду $n_1=5$.

Значение критерия Грасгофа в опытах изменялось от 1225 до 228 000. На модели было проведено более 200 опытов. При этом выяснилось, что при шаге $\frac{S_1}{D} < 2,0$ и $\frac{S_2}{D} < 2,0$ (тесный пучок) внут-

ренние трубки пучка резко перегреваются по сравнению с трубками, расположенными по поверхности пучка. Теплоотдача от внутренних трубок тесного пучка практически отсутствует. Детально исследовались пучки с относительным шагом $\frac{S_1}{D} \geq 2,0$ и $\frac{S_2}{D} \geq 2,0$. Результа-

ты опытов приведены на рис. 3. Из него видно, что так же, как и в первой серии опытов, при $Gr_f \approx 3200$ происходит изменение закономерности связи $Nu_f = f(Gr_f)$. Опыты показали, что коэффициент теплоотдачи (Nu_f) в одинаковой степени зависит от значения $\frac{S_1}{D}$

и $\frac{S_2}{D}$, что позволяет учитывать их влияние на теплоотдачу со-

вместно, т. е. в виде зависимости от произведения $\frac{S_1}{D} \cdot \frac{S_2}{D}$.

Влияние числа горизонтальных рядов труб n_2 на теплоотдачу коридорного пучка изучалась на моделях с $\frac{S_2}{D} \cdot \frac{S_1}{D} = 2,5$. Результаты этих опытов показаны на рис. 4. Из опытов выяснилось, что с увеличением числа горизонтальных рядов труб n_2 коэффициент теплоотдачи уменьшается до $n_2=6$. Начиная с числа горизонтальных рядов $n_2=6$ коэффициент теплоотдачи перестает зависеть от n_2 .

Как видно из рис. 3 и 4, зависимость $\lg Nu_f = f(\lg Gr_f)$ для коридорного пучка прямолинейна. Поэтому (1) можно придать вид

$$Nu_f = C_n \left(\frac{S_1}{D} \cdot \frac{S_2}{D} \right)^k Gr_f^m \quad (6)$$

При $\frac{S_1}{D} \geq 2,0$, $\frac{S_2}{D} \geq 2,0$ и $Gr_f > 3200$

$$m=0,25, k=0,34.$$

$$C_n=0,182-0,012(n_2-2) \text{—при } 2 \leq n_2 \leq 6$$

при

$$n_2 \geq 6, C_n=0,134.$$

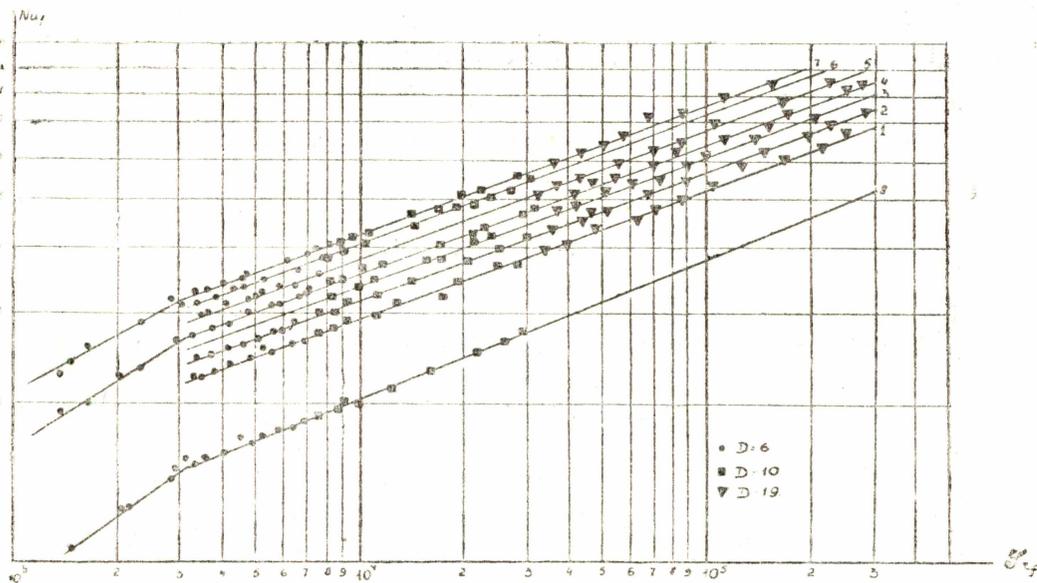


Рис. 3. Коридорный пучок

$$1 - \frac{S_1}{D} \times \frac{S_2}{D} = 2 \times 2, \quad 2 - \frac{S_1}{D} \times \frac{S_2}{D} = 2 \times 2,5 = 2,5 \times 2,$$

$$3 - \frac{S_1}{D} \times \frac{S_2}{D} = 2 \times 3 = 3 \times 2, \quad 4 - \frac{S_1}{D} \times \frac{S_2}{D} = 2 \times 3,5 = 3,5 \times 2,$$

$$5 - \frac{S_1}{D} \times \frac{S_2}{D} = 2,5 \times 3,5 = 3,5 \times 2,5,$$

$$6 - \frac{S_1}{D} \times \frac{S_2}{D} = 3 \times 3,5 \times 3,5 \times 3,$$

$$7 - \frac{S_1}{D} \times \frac{S_2}{D} = 3,5 \times 3,5, \quad 8 - \frac{S_1}{D} \times \frac{S_2}{D} = 2,5 \times 1,5.$$

Подсчеты по зависимости (6) дают значения коэффициентов теплоотдачи, отличные от данных опыта не более чем на 3,5%. Исследование шахматного пучка труб шло по той же методике, что и исследование коридорного пучка. В опытах изменялись:

1. Диаметр труб D —от 6 до 19 мм.

2. Относительный шаг труб: $\frac{S_1}{D}$ —от 2,0 до 4,5, $\frac{S_2}{D}$ —от 1,5 до 4,5.

3. Число горизонтальных рядов труб в пучке n_2 —от 2 до 7, число труб в четном горизонтальном ряду равнялось 4, в нечетном—5.

4. Значение критерия Грасгофа изменялось в опытах от 1119 до 224 000.

Так же, как и в предыдущих опытах, в исследованиях шахматного пучка труб, при $Gr_f \approx 3200$ было отмечено изменение вида зависимости $Nu_f = f(Gr_f)$.

„Тесными“ в опытах оказались пучки труб с $\frac{S_1}{D} < 2,5$ и $\frac{S_2}{D} < 2$.

Детально исследовались шахматные пучки труб с $\frac{S_1}{D} \geq 2,5$ и $\frac{S_2}{D} \geq 2$ при $Gr_f > 3200$. Опыты показали, что для шахматных пучков труб с указанными параметрами коэффициент теплоотдачи конвекци-

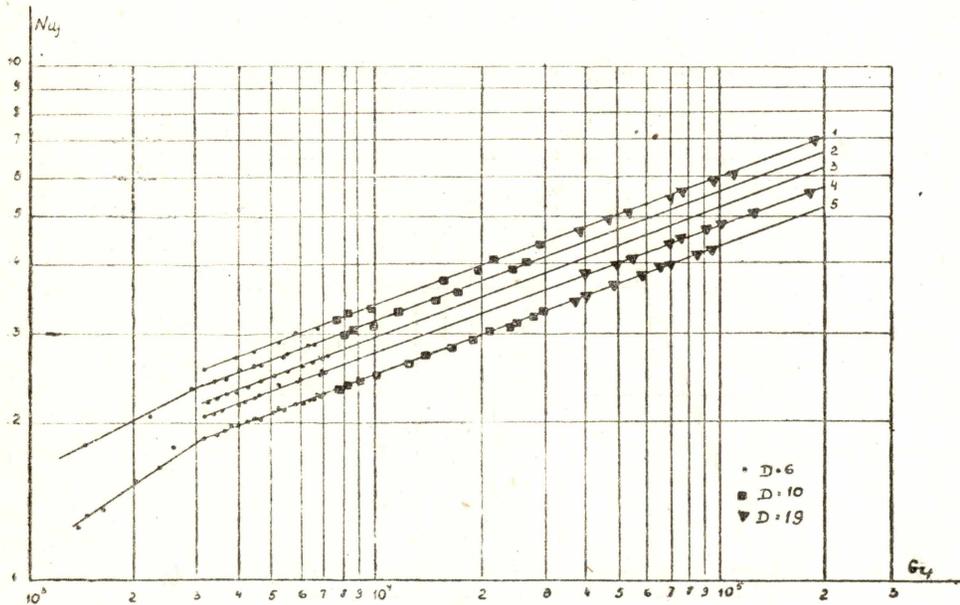


Рис. 4. Влияние числа горизонтальных рядов труб n_2 на теплоотдачу коридорного пучка труб к воздуху

1— $n_2=2$, 2— $n_2=3$, 3— $n_2=4$,

4— $n_2=5$, 4— $n_2 > 5$.

ей α очень слабо зависит от вертикального шага труб — $\frac{S_2}{D}$, и при расчетах влияние $\frac{S_2}{D}$ может не учитываться.

Влияние числа горизонтальных рядов труб n_2 на значение коэффициента теплоотдачи (критерий Нуссельта Nu_f) ощущается до $n_2=5$. Пучки с числом рядов больше 5 имеют одинаковые Nu_f при прочих равных условиях.

Коэффициент теплоотдачи шахматного пучка труб при $\frac{S_1}{D} \geq 2,5$, $\frac{S_2}{D} \geq 2,0$ и $Gr_f \geq 3200$ может быть подсчитан по формуле

$$Nu_f = C_n \left(\frac{S_1}{D} \right)^{0,37} Gr_f^{0,25}. \quad (7)$$

Здесь $C_n = 0,241 - 0,012(n_2 - 2)$ при $2 \leq n_2 \leq 5$,
 $C_n = 0,205$ при $n_2 \geq 5$.

Приведенная зависимость достаточно хорошо (рис. 5) описывает данные опытов. Отклонения данных опыта от величин, найденных по формуле (7), не превосходит 4%.

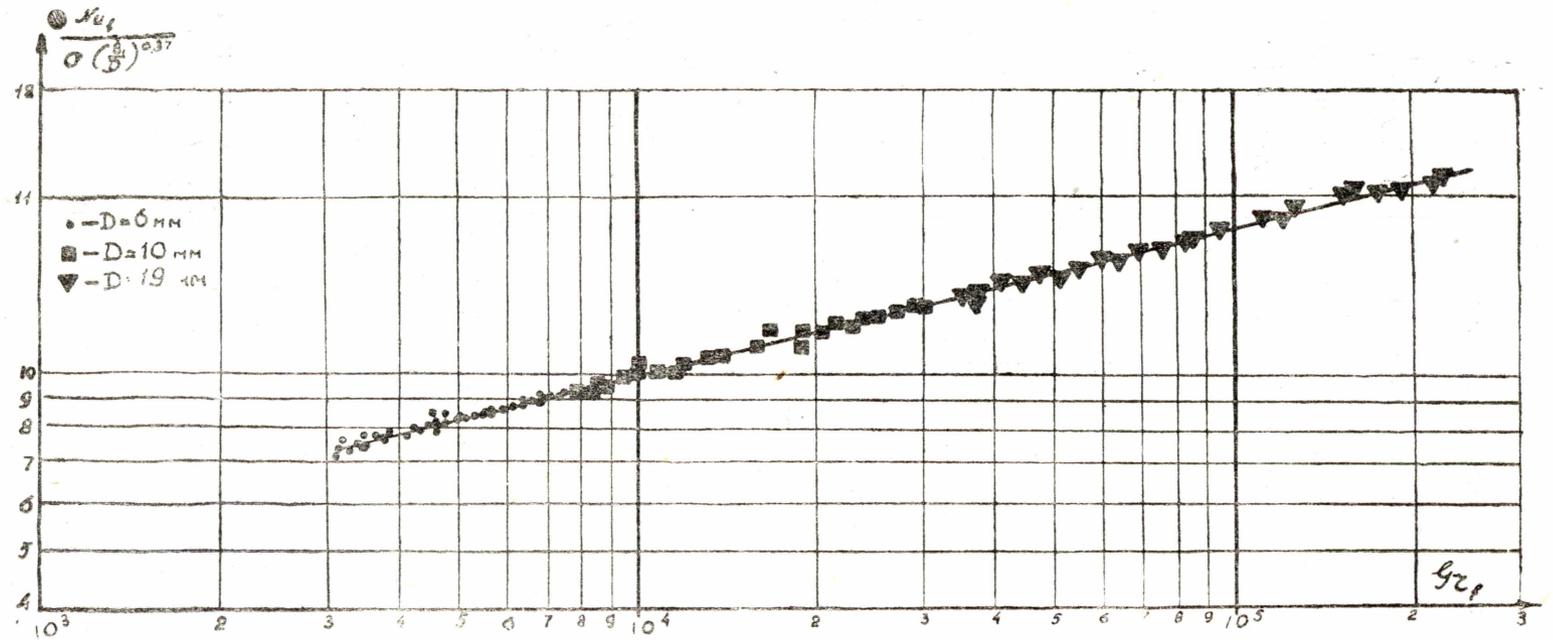


Рис. 5. Теплоотдача от шахматного пучка труб к воздуху в условиях свободной конвекции.

Заключение

Изложены результаты опытного исследования мало изученного явления теплоотдачи от различных пучков горизонтальных труб к воздуху в условиях свободной конвекции. Установлено изменение вида зависимости $Nu_f = f(Gr_f)$ при $Gr_f \approx 3200$. Даны расчетные формулы для подсчета коэффициента теплоотдачи свободной конвекцией к воздуху от горизонтального ряда, шахматного и коридорного пучка труб. Приведенные формулы хорошо согласуются с данными опыта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Михеев М. А. Основы теплоотдачи. ГЭИ, 1956.
2. Кружилин Г. И., Шваб В. А. Журнал технической физики, т. 5, вып. 3 и 4, 1935.
3. Михеева И. М. Теплоэнергетика, № 4, 1956.
4. Кутателадзе С. С. и Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче, ГЭИ, 1959.
5. Гухман А. А. Физические основы теплопередачи, ОНТИ, 1934.