

## 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, разнящееся 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-

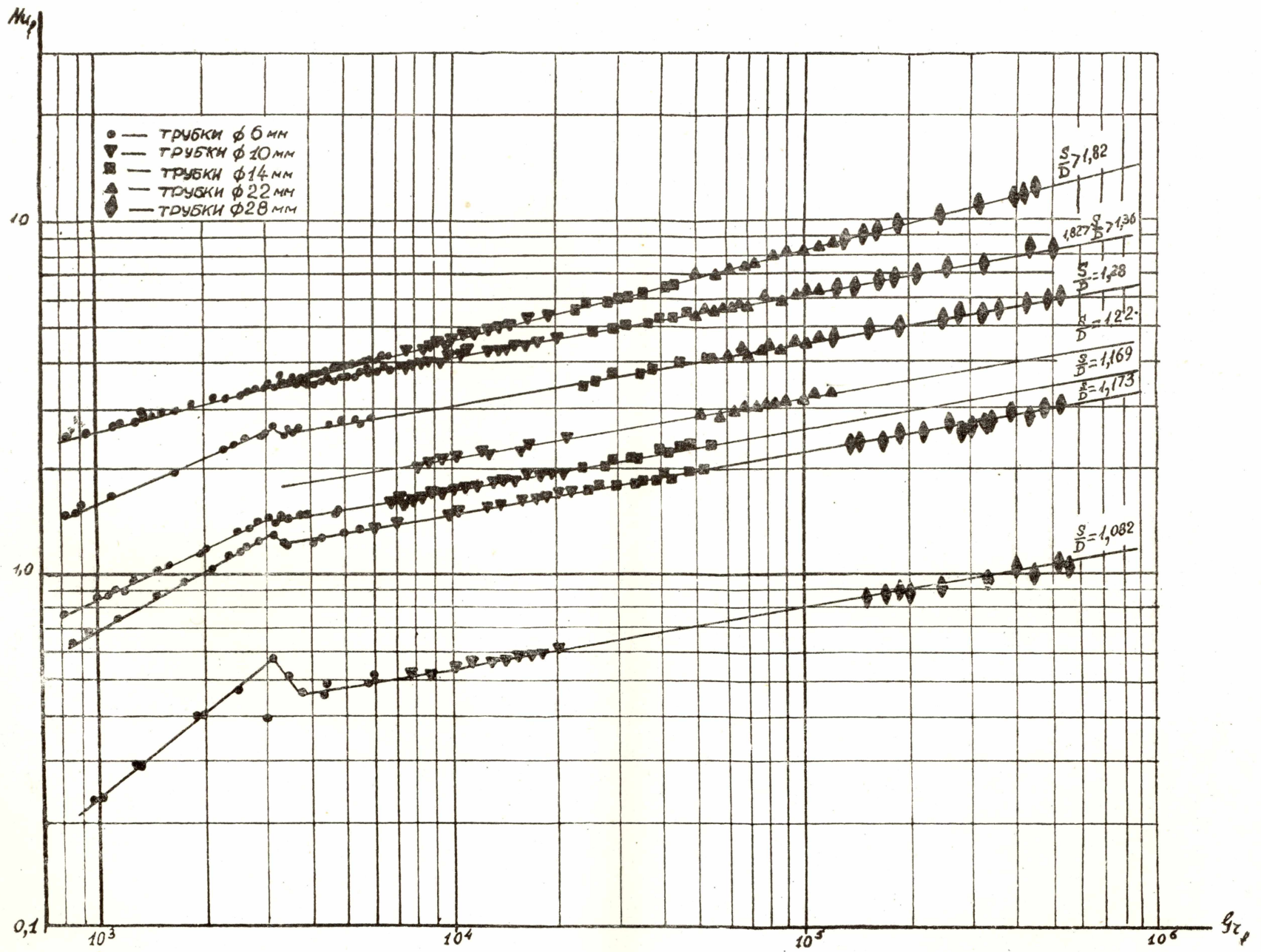


Рис. 1.



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 токоподводах 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  $\alpha$ , 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  $25^\circ\text{C}$  до  $240^\circ\text{C}$ .

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

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

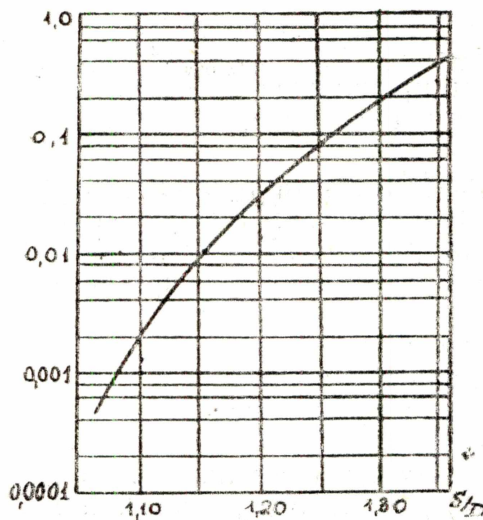


Рис. 2. График для определения  $C$  при  $Gr_f < 3200$ .

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

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

Для

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

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

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

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

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

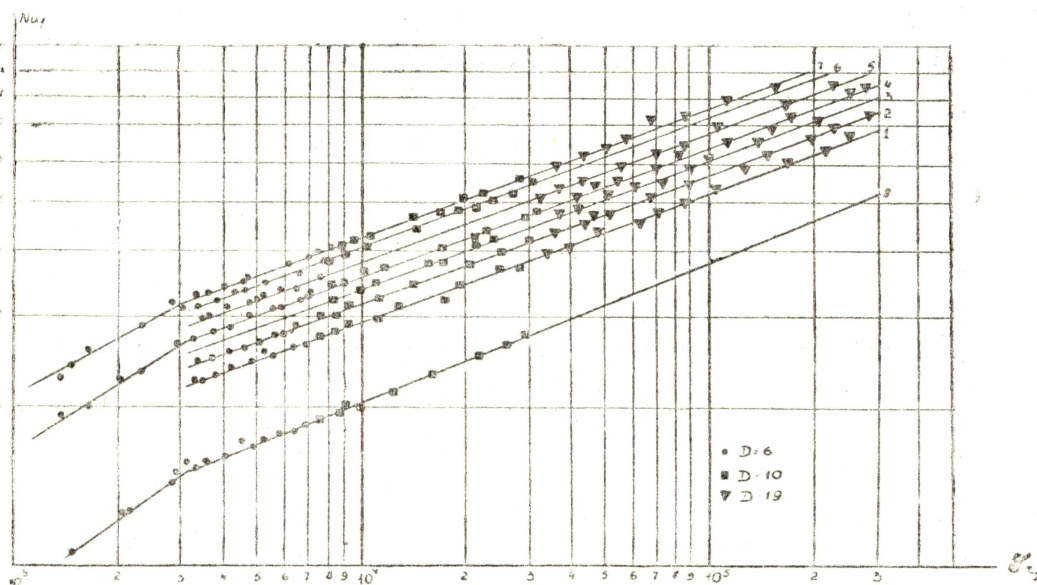


Рис. 3. Коридорный пучок

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

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

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

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

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

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-

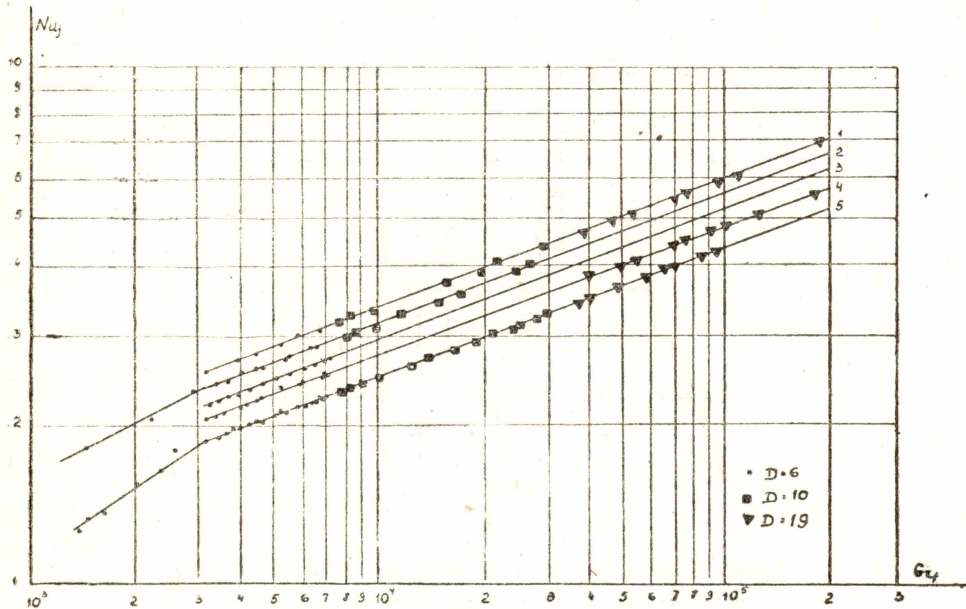


Рис. 4. Влияние числа горизонтальных рядов труб  $n_2$  на теплоотдачу коридорного пучка труб к воздуху

1— $n_2=2$ , 2— $n_2=3$ , 3— $n_2=4$ ,

4— $n_2=5$ , 4— $n_2 > 5$ .

ей  $\alpha$  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%.

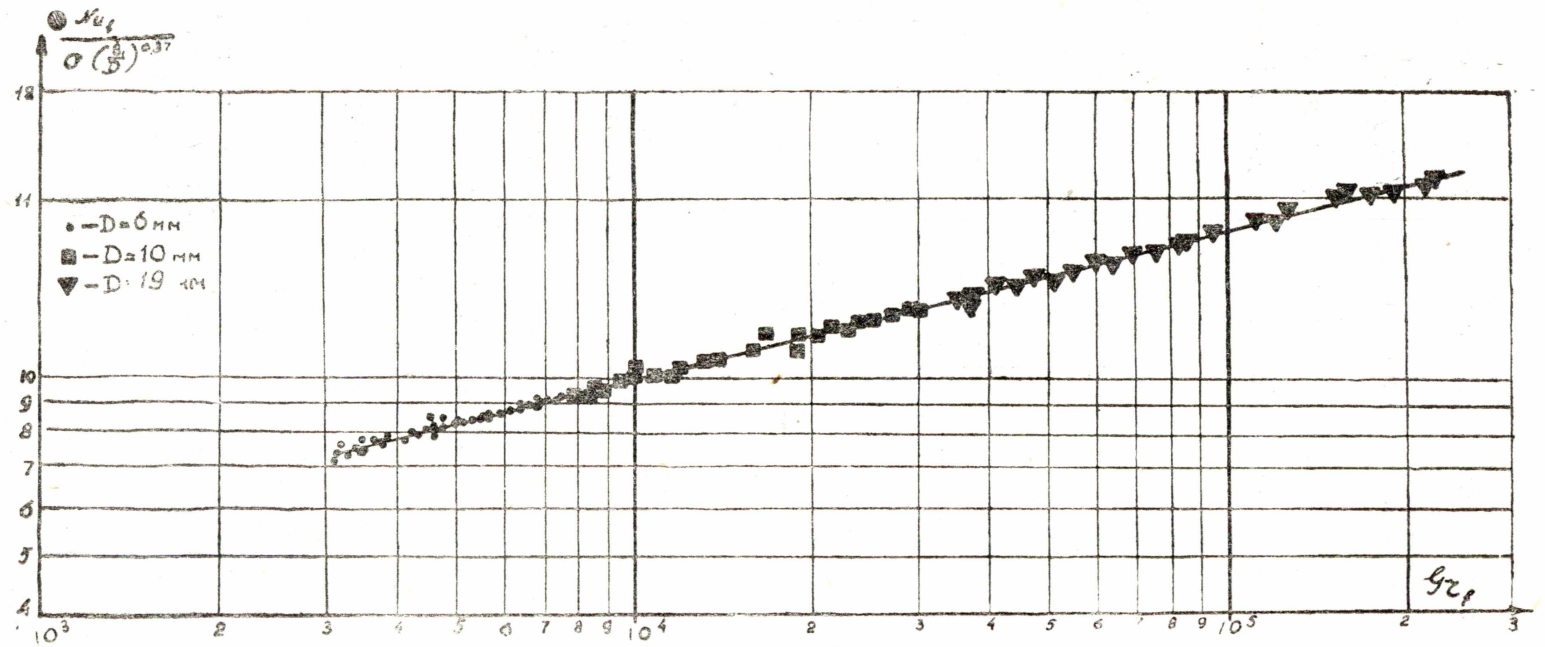


Рис. 5. Теплоотдача от шахматного пучка труб к воздуху в условиях свободной конвекции.



## 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.