

А.С. Чехольский, С.Л. Чехольский

ОЦЕНКА ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С ДВУХФАЗНЫМ ЗАКРУЧЕННЫМ ПОТОКОМ

Влияние закручивания потока винтовыми вставками на интенсивность тепло- и массообмена и гидравлическое сопротивление в трубах при турбулентном режиме освещено в работах [1 -- 3].

Ниже приведены результаты опытов с системой воздух--вода при варьировании чисел Рейнольдса для воздуха в диапазоне от $1,38 \cdot 10^4$ до $7,8 \cdot 10^4$ и для воды в пределах 80--900.

Для закручивания потока использовали винтовые вставки (типа шнека), размещенные на начальном участке трубы (табл. 1).

Таблица 1. Геометрические параметры винтовых вставок

Наружный диаметр d, мм	Угол крутки φ	Число за- ходов z	Угол подъема, винтовой линии α	Шаг винтовой линии t, мм	$t/d = \tau_1$
26	80°	1	10°	14	0,54
26	75°42'	1	14°18'	20	0,80
26	73°	1	17°	24	0,95
26	70°20'	1	19°40'	28	1,10
26	66°	1	24°	36	1,4
26	62°	1	28°	45	1,8

Результаты проведенных исследований [1--2] использованы для расчета тепловой эффективности теплообменника с двухфазным закрученным потоком.

Для оценки эффективности принят метод, предполагающий два варианта сопоставления: по мощности (при фиксированном тепловом потоке) и по тепловому потоку (при фиксированной мощности). Данный метод является модификацией метода [4], при котором в качестве эталонной взята поверхность -- трубчатый теплообменник без винтовой вставки.

Сопоставление проводится на базе коэффициента теплоотдачи для условий, когда он является определяющим в отношении коэффициента теплопередачи теплообменника (при одинаковых температурных напорах, физических свойствах теплоносителей, равенстве поперечных сечений и поверхностей нагрева).

Количество переданного тепла сопоставляемой и эталонной поверхностями выражается следующим образом:

$$Q = \alpha F \Delta t = Nu \frac{\lambda}{d} F \Delta t; \quad (1)$$

$$Q_{\text{э}} = \alpha_{\text{э}} F_{\text{э}} \Delta t_{\text{э}} = Nu \frac{\lambda_{\text{э}}}{d} F_{\text{э}} \Delta t_{\text{э}}, \quad (1a)$$

где α -- коэффициент теплоотдачи; t -- средний температурный напор; d -- диаметр трубы; λ -- коэффициент теплопроводности; F -- поверхность нагрева; Nu -- критерий Нуссельта.

Затраты мощности на гидравлическое сопротивление:

$$N = V \Delta p = \Delta p w f; \quad (2)$$

$$N_{\text{э}} = V_{\text{э}} \Delta p_{\text{э}} = \Delta p_{\text{э}} w_{\text{э}} f_{\text{э}}, \quad (2a)$$

где Δp -- перепад давления; f -- площадь поперечного сечения трубы; w -- скорость набегающего потока воздуха; V -- объем воздуха.

Критериями оценки тепловой эффективности поверхностей является:

а) коэффициент, характеризующий отношение затрат мощности для теплообменника с двухфазным закрученным потоком и для эталонного:

$$K_N = \frac{\Delta p w f}{\Delta p_{\text{э}} w_{\text{э}} f_{\text{э}}} ; \quad (3)$$

б) коэффициент, характеризующий отношение тепловых потоков для теплообменника и для эталонного:

$$K_Q = \frac{Nu \frac{\lambda}{d} F \Delta t}{Nu_{\text{э}} \frac{\lambda_{\text{э}}}{d_{\text{э}}} F_{\text{э}} \Delta t_{\text{э}}} . \quad (4)$$

Расчеты по определению критериев оценки тепловой эффективности выполняются по следующей методике.

Сопоставляемые варианты эквиваленты по количеству передаваемого тепла и по величине поверхности нагрева. Оценка производится по расходу мощности. При этом $K_Q = 1$; $f = f_{\text{э}}$.

В формуле (3) скорость выражаем через критерий подобия Рейнольдса и получаем выражение

$$K_N = \frac{\Delta p Re}{\Delta p_{\text{э}} Re_{\text{э}}} . \quad (5)$$

Используя уравнение (4) и условие $K_Q = 1$; $\Delta t = \Delta t_{\text{э}}$; $F = F_{\text{э}}$, получаем

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{э}}} = 1 . \quad (6)$$

Для определения величины K_N необходимо выполнить следующие расчеты. По заданному значению числа Рейнольдса по газу и жидкости, по данным для теплообменника с двухфазным закрученным потоком [1--2] определяем Nu и Δp . Далее, по сведениям для теплообменника с осевым двухфазным потоком [5--6] определяем значение критерия Рейнольдса $Re_{\text{э}}$, при котором удовлетворяется условие (6), и, наконец, находится $\Delta p_{\text{э}}$ по зависимости [7--8].

Сопоставляемые варианты эквивалентны по расходу мощности и по величине поверхности нагрева. Оценка производится по количеству передаваемого тепла. При этом $K_N = 1$; $\Delta t = \Delta t_{\text{э}}$; $F = F_{\text{э}}$.

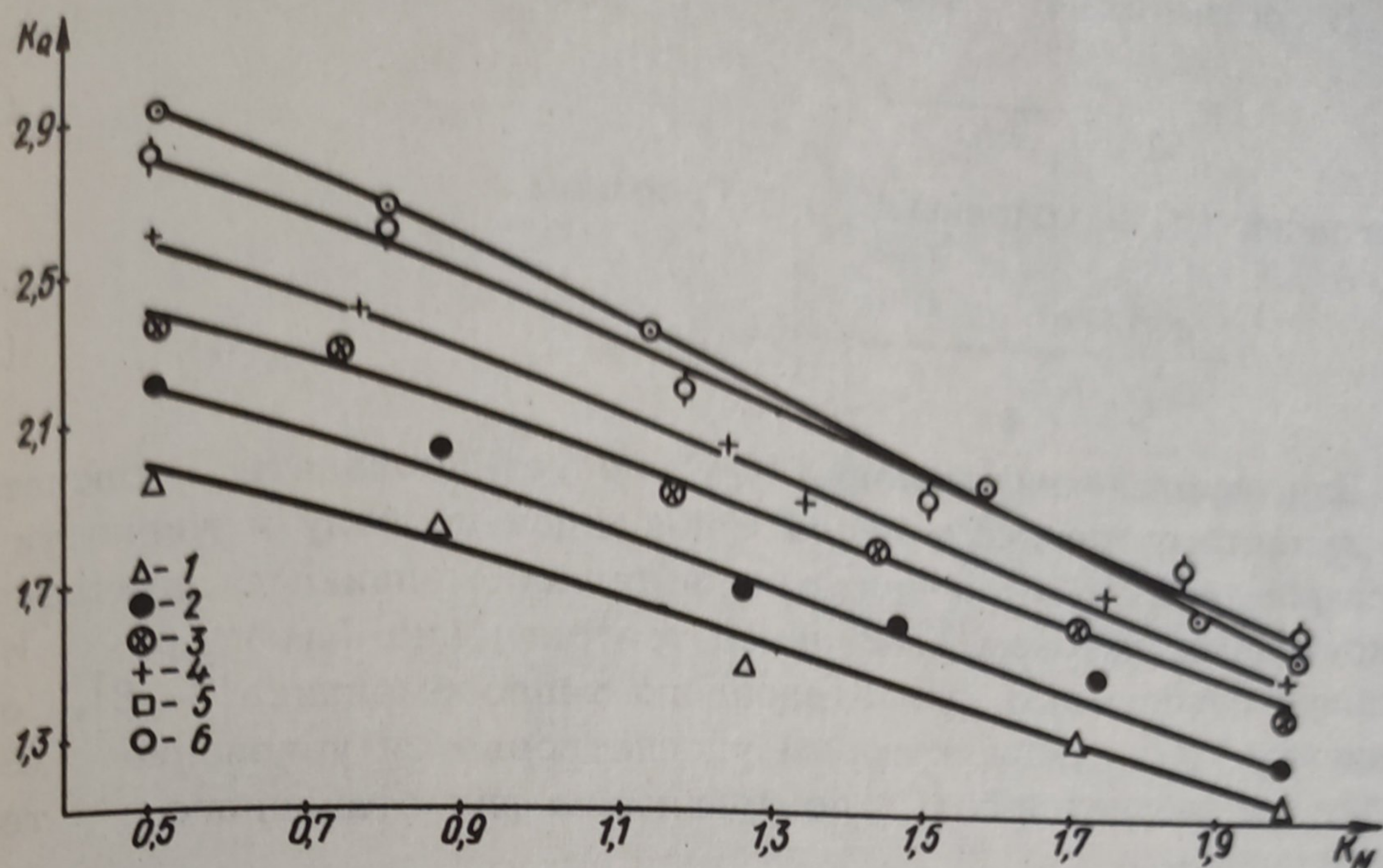


Рис. 1. Зависимость K_Q/K_N для завихрителей при $\frac{l}{d} = 25$; $Re_{ж} = 320$:

1 — $\Gamma_1 = 1,8$; 2 — $\Gamma_1 = 1,4$; 3 — $\Gamma_1 = 1,1$; 4 — $\Gamma_1 = 0,95$; 5 — $\Gamma_1 = 0,8$; 6 — $\Gamma_1 = 0,54$.

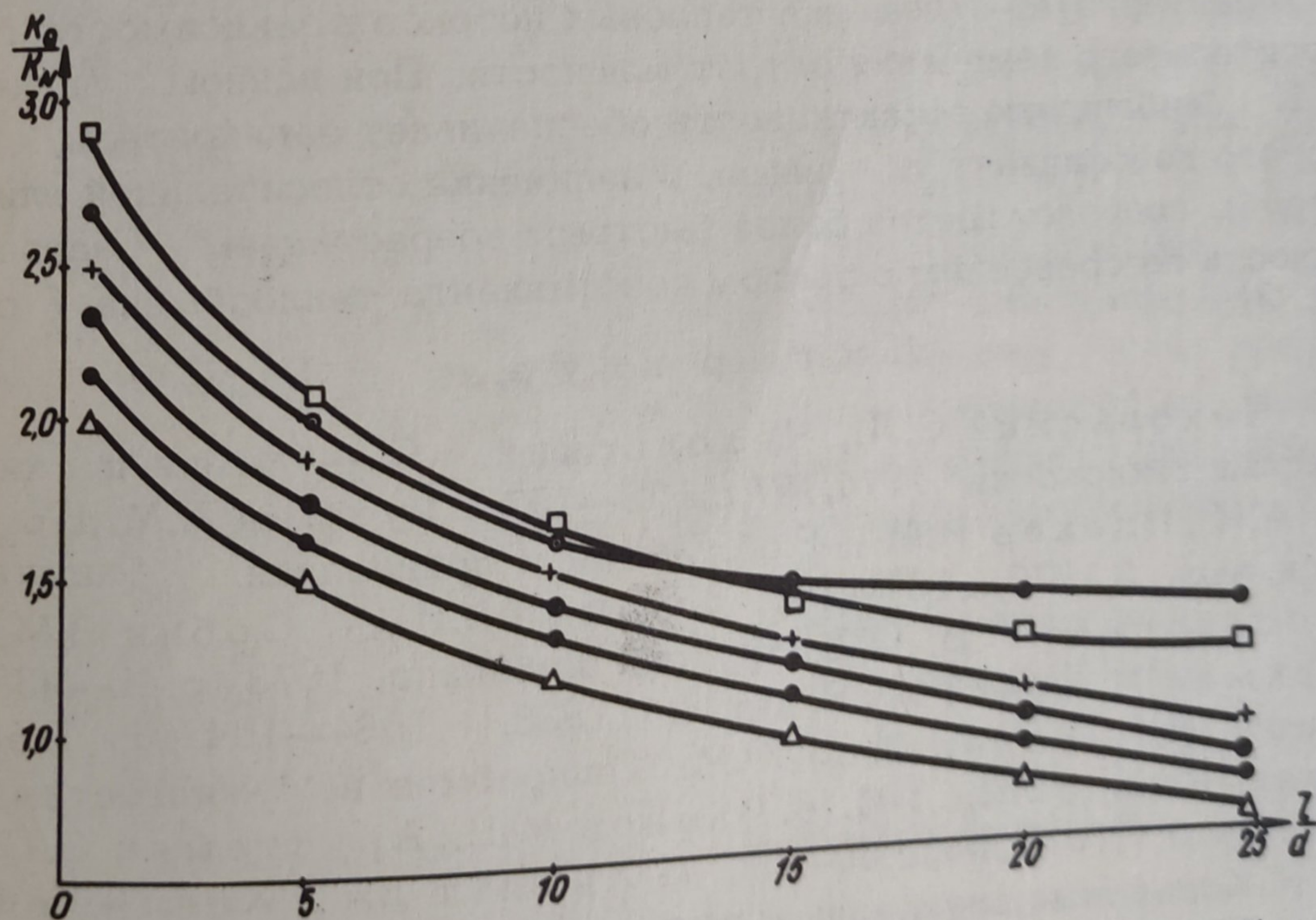


Рис. 2. Изменение отношения K_Q/K_N по длине трубы для $Re_{ж} = 350$ (обозначения см. на рис. 1).

В соответствии с формулой (4) получаем

$$K_Q = \frac{Nu}{Nu} \quad (7)$$

Согласно (3) и условию $K_N = 1$, имеем

$$\frac{\Delta p Re}{\Delta p_g Re_g} = 1 \quad (8)$$

Для определения значения K_Q следует проделать расчеты. По принятому значению числа Рейнольдса по газу и жидкости и экспериментальным сведениям для теплообменника с двухфазным закрученным потоком [1--2] находится значение Nu и Δp . Используя зависимость для эталонного теплообменника [7--8], определяем Re_g , при котором удовлетворяется уравнение (8). Далее определяется Nu_g по уравнению для эталонного теплообменника.

В соответствии с изложенной методикой были выполнены расчеты по сравнительной оценке эффективности для шести завихрителей (типа шнек) в интервале изменения скорости воздуха 9÷48 м/с и расходе воды в диапазоне 3÷57 л/ч.

Об эффективности закрученных потоков можно судить по данным рис. 1, показывающим степень изменения коэффициента, который характеризует отношение тепловых потоков в зависимости от относительного изменения затрат мощности. При данном значении K наибольшую эффективность обеспечивает завихритель, у которого коэффициент K выше. Увеличение относительной длины трубы сопровождается более быстрым возрастанием затрат мощности по сравнению с ростом коэффициента теплообмена (см. рис. 2).

Л и т е р а т у р а

1. Чехольский С.Л., Чехольский А.С.--"Химия и химическая технология", 1974, №7, с.152--157.
2. Гухман Л.М., Ершов А.И., Плехов И.М.--В сб.: Общая и прикладная химия, Минск, вып. 3, 1970, с.139--151.
3. Ершов А.И., Собин В.М., Новосельская Л.В.--Сб. трудов. Шибекино, 1973, с.41--43.
4. Гухман А.А.--ЖТФ, т.8, вып. 17, 1938, с.1584--1642.
5. Воронцов Е.Г., Тананайко Ю.М. Теплообмен в жидкостных пленках. Киев, 1972, с.194.
6. Иванов М.Е., Арустамян Э.С. "Хим. пром.", 1970, №9, с.66--68.
7. Хьюитт Дж., Хелл-Тейлор Н. Кольцевые двухфазные течения. М., 1974, с.407.
8. Иванов М.Е., Арустамян Э.С., Рустамбеков М.К.-- "Хим. пром.", 1969, №1, с.64--66.