

**МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА (МИИТ)»
(РУТ (МИИТ))**

Одобрено кафедрой
«ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА И ВОДОСНАБЖЕНИЕ НА ЖД ТРАНСПОРТЕ»
Протокол № 2.09 от 08 сентября 2018 г.
Автор: Лосавио Н.Г., к.т.н., доцент

**ЗАДАНИЕ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ С МЕТОДИЧЕСКИМИ
УКАЗАНИЯМИ**

ПО ДИСЦИПЛИНЕ

ТЕПЛОФИЗИКА

Уровень ВО: *Бакалавриат*

Форма обучения: *Заочная*

Курс: *3*

Специальность/Направление: *20.03.01 Техносферная безопасность (ТБб)*

Специализация/Профиль/Магистерская программа: *(ББ) Безопасность жизнедеятельности в техносфере*

Москва

Курсовая работа

Тема: "Конструктивный тепловой расчет рекуперативного теплообменника"

1. Теория вопроса.

Конструктивный тепловой расчет рекуперативного теплообменника состоит в совместном решении уравнений тепловых балансов, определяющих теплопроизводительность аппарата, и уравнений теплопередачи.

Для аппаратов, работающих без изменения агрегатного (фазового) состояния теплоносителей, уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q = G_1 c_1 (t_1' - t_1'') \eta_{\Pi} = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'), \quad (1)$$

где Q - тепловая производительность, кДж/с,

G_1 и G_2 - расходы теплоносителей, кг/с,

c_1 и c_2 - теплоемкости теплоносителей (при изобарном процессе), кДж/кг К,

t_1' , t_1'' , t_2' , t_2'' - начальные и конечные температуры теплоносителей, °С,
 η_{Π} - коэффициент, учитывающий потери тепла аппаратом в окружающую среду.

На основе приведенных уравнений определяют расход теплоносителей:

$$G_1 = Q / c_1 (t_1' - t_1'') \eta_{\Pi} \quad (2)$$

$$G_2 = Q / c_2 (t_2'' - t_2') \quad (3)$$

Поверхность нагрева теплообменника определяют из уравнений теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t}, \text{ м}^2 \quad (4)$$

где k - коэффициент теплопередачи, Вт/м² К,

$\Delta t_{\text{ср}}$ - средний температурный напор между теплоносителями, °С,

F - поверхность нагрева, м².

Для трубчатого теплообменника:

$$F = \pi d_{\text{ср}} L n z, \quad (5)$$

где $d_{\text{ср}}$ - средний диаметр трубки, м,

L - длина трубки, м,

n - число трубок в одном ходу,

z - число ходов.

Для пластинчатого теплообменника из нерифленых листов:

$$F = a b n, \quad (6)$$

где F - поверхность пластин с одной стороны, м^2 ,

a - ширина пластины, м,

b - высота пластины, м,

n - число пластин.

Из уравнения 4 следует, что для определения поверхности нагрева предварительно требуется найти:

величину среднего температурного напора и
коэффициента теплопередачи.

О п р е д е л е н и е с р е д н е г о т е м п е р а т у р н о г о н а п о р а

Если температура обоих теплоносителей изменяется вдоль поверхности теплообмена, то при прямотоке и противотоке средний температурный напор Δt равен:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (7)$$

где Δt_{δ} - температурный напор (разность температур обоих теплоносителей), $^{\circ}\text{C}$, на том конце поверхности теплообмена, где он больше,

$\Delta t_{\text{м}}$ - температурный напор, $^{\circ}\text{C}$, на другом конце поверхности теплообмена.

На рис. 1 показан характер изменения температур вдоль поверхности теплообмена при противотоке и прямотоке для трех возможных соотношений полной теплоемкости теплоносителей W (здесь теплоемкости c_1 и c_2 являются средними теплоемкостями при постоянном давлении - изобарными - c_p).

Полной теплоемкостью W некоторого количества теплоносителя G , кг, или его расхода, кг/ч, с удельной теплоемкостью c , $\text{кДж/кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$, называется количество тепла, необходимое для увеличения его температуры на 1°C , т.е. $W = Gc$, $\text{кДж/}^{\circ}\text{C}$.

Если при противотоке значения $W = Gc$ для обоих теплоносителей одинаковы, то

$$\Delta t_6 = \Delta t_m = \Delta t. \quad (8)$$

Если $\Delta t_6 / \Delta t_m \leq 4,5$ можно воспользоваться формулой

$$\Delta t = \frac{1}{2} (\Delta t_6 + \Delta t_m) - 0,1 (\Delta t_6 - \Delta t_m). \quad (9)$$

Если $\Delta t_6 / \Delta t_m \leq 1,8$ можно воспользоваться формулой

$$\Delta t = \frac{1}{2} (\Delta t_6 + \Delta t_m) \quad (10)$$

При перекрестном токе и в других более сложных схемах движения теплоносителей в теплообменнике Δt вычисляется по формуле:

$$\Delta t = \Delta t_{\text{прот}} \epsilon_{\Delta t}, \quad (11)$$

где $\Delta t_{\text{прот}}$ - средний температурный напор, подсчитанный по формуле 7 для заданных температур теплоносителей в предположении, что они движутся противотоком,

$\epsilon_{\Delta t}$ - коэффициент перевода, который определяется по графикам (рис.2,3), составленным для конкретных схем движения теплоносителей, в зависимости от условных параметров P и R :

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{t_{\text{макс}}} \quad \text{и} \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2} \quad (12)$$

где t_1', t_1'', t_2', t_2'' - начальные и конечные температуры теплоносителей (см. рис.2,3)

На графиках по значениям P и R находится поправочный коэффициент $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$.

О п р е д е л е н и е к о э ф ф и ц и е н т а т е п л о п е р е д а ч и
1. для плоской стенки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{загр}}}, \text{ Вт/м}^2 \text{ К} \quad (13)$$

где $\delta_{\text{ст}}$ - толщина стенки, м,

$\lambda_{ст}$ - коэффициент теплопроводности материала, Вт/м К,
 α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи для внутренней и наружной поверхности, Вт/м² К,
 $R_{загр}$ - термическое сопротивление, учитывающее загрязнения с обеих сторон стенки, м² °С/Вт.

2. для круглой трубы:

$$k = \frac{1}{d_{cp} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda_{ст}} \ln \frac{d_{н}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{н}} \right) + R_{загр}}, \quad \text{Вт/м}^2 \text{ К} \quad (14)$$

где d_{cp} , $d_{вн}$, $d_{н}$ - средний, внутренний и наружный диаметры трубки, м.

При вычислении d_{cp} необходимо учитывать следующее правило:

при $\alpha_1 > \alpha_2$ - $d_{cp} = d_{н}$
 при $\alpha_1 = \alpha_2$ - $d_{cp} = 0,5 (d_{вн} + d_{н})$
 при $\alpha_1 < \alpha_2$ - $d_{cp} = d_{вн}$

Для расчета аппарата с обычными цилиндрическими трубками, толщина стенки которых не больше 2,5 мм, можно пользоваться формулой для плоской стенки (ур.13), ошибка в этом случае составляет не более 3%.

Для уравнения 13

$$R_{загр} \approx \frac{\delta_1}{\lambda_1} \frac{d_{н}}{d_{вн}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}, \quad \text{м}^2 \text{ °С/Вт} \quad (15)$$

Для уравнения 14

$$R_{загр} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}, \quad \text{м}^2 \text{ °С/Вт} \quad (16)$$

где δ_1 и δ_2 - толщины отложений на внутренней и наружной поверхности, м,

λ_1 и λ_2 - коэффициенты их теплопроводности, Вт/м · К.

Определение конструктивных размеров аппаратов

Задавшись длиной трубок L и числом ходов z и зная площадь F и средний диаметр трубки $d_{\text{ср}}$ можно определить количество трубок в одном ходу n :

$$n = \frac{F}{\pi d_{\text{ср}} L z} \quad (17)$$

2. Задание на курсовую работу

Провести конструктивный тепловой расчет водо-водяного рекуперативного теплообменного аппарата в соответствии с исходными данными, приведенными в таблице 1.

Таблица 1

Исходные данные

Заданные величины	Последняя цифра учебного шифра					
	0,1,2,3	4,5,6	7,8,9	0,1,2,3	4,5,6	7,8,9
$t_1', ^\circ\text{C}$	150	130	110	150	130	110
$t_1'', ^\circ\text{C}$	90	70	60	90	70	60
$t_2', ^\circ\text{C}$	15	10	5	15	10	5
$t_2'', ^\circ\text{C}$	60	55	45	60	55	45
G_2 , кг/с	7	6	5	7	6	5
α_1 , Вт/м ² К	200	300	400	200	300	400
α_2 , Вт/м ² К	150	250	400	150	250	400
$\lambda_{\text{ст}}$, Вт/м К	55					
$d_{\text{вн}}$, мм	40	34	38	40	34	38
$d_{\text{н}}$, мм	43	36	41	43	36	41
$\lambda_{\text{заг}}$, Вт/м К	0,25					
$\delta_{\text{заг}}$, мм	1,0	2,0	1,5	1,0	2,0	1,5
Тип теплообменника	Кожухотрубный					
Схема потоков	Прямоток			Противоток, перекрестный ток		

3. Методические указания к выполнению курсовой работы

Целью работы является проведение конструктивного теплового расчета **водо-водяного** рекуперативного теплообменника для трех условий: при прямотоке, противотоке и перекрестном токе воды с учетом заданных параметров по табл.1.

В работе необходимо определить:

- тепловую производительность теплообменника - Q , кДж/с,
- поверхность нагрева теплообменника - F , m^2
- конструктивные параметры теплообменника:

для кожухо-трубного:

- L - длина трубки, м,
- n - число трубок в одном ходу,
- z - число ходов.

Последовательность расчетов.

3.1. Определяем температурные напоры Δt_6 и Δt_m :

- для прямотока - $\Delta t_6 = t_1' - t_2'$ (см.рис. 1), $\Delta t_m = t_1'' - t_2''$,
 - для противотока - $\Delta t_6 = t_1'' - t_2'$, $\Delta t_m = t_1' - t_2''$,
- и соотношение $\Delta t_6 / \Delta t_m$ и выбираем формулу расчета Δt для прямотока, противотока по формулам 9 или 10.

3.2. Для перекрестного тока Δt подсчитываем по формуле 11.

Для этого предварительно определяем P и R по формуле 12, и по графику на рис.2 находится $\varepsilon_{\Delta t}$.

3.3. Определяем тепловую производительность теплообменника - Q по формуле 1 через заданное G_2 , где теплоемкость c_2 находим для средней температуры воды по таблице Приложения.

Средняя температура воды вычисляется как

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_2'' + t_1''}{2}, ^\circ\text{C}$$

3.4. Для трубчатого теплообменника по формуле 17 определяем количество трубок n , задавшись числом ходов z и длиной трубок в одном ходу L (но не более 6 м).

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1

Физические свойства воды в состоянии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/кг}\cdot\text{К}$		$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/кг}\cdot\text{К}$
0	999,9	4,212		210	852,8	4,555
10	999,7	4,191		220	840,3	4,614
20	998,2	4,183		230	827,3	4,681
30	995,7	4,174		240	813,6	4,756
40	992,2	4,174		250	799,0	4,844
50	988,1	4,174		260	784,0	4,949
60	983,2	4,179		270	767,9	5,070
70	977,8	4,187		280	750,7	5,230
80	971,8	4,195		290	732,3	5,485
90	965,3	4,208		300	712,5	5,736
100	958,4	4,220		310	691,1	6,071
110	951,0	4,233		320	667,1	6,574
120	943,1	4,250		330	640,2	7,244
130	934,8	4,266		340	610,1	8,165
140	926,1	4,287		350	574,4	9,504
150	917,0	4,313		360	528,0	13,984
160	907,4	4,346		370	450,5	40,321
170	897,3	4,380				
180	886,9	4,417				
190	876,0	4,459				
200	863,0	4,505				

ЛИТЕРАТУРА

Основная

1. Теплотехника, В.Л.Ерофеев, П.Д.Семенов, А.С.Пряхин, М., Изд."Академкнига", 2006, 456 с.
2. Задачник по тепломассообмену, Ф.Ф.Цветков, Р.В.Керимов, В.И.Величко, М., издательский дом МЭИ, 2010, 195 с.
3. Сборник задач по теплотехнике, Г.П.Панкратов, Книжный дом "Либроком", М., 2009, 248 с.

Дополнительная

4. Теплообменные, сушильные и холодильные установки, П.Д.Лебедев,

изд. "Энергия", М., 1972, 319 с (с.20).

5. Лебедев П.Д., Щукин А.А. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий (курсовое проектирование). Учеб. пос. для энергетических вузов и факультетов. -М.: Энергия, 1972.

6. Промышленные тепломассообменные процессы и установки: Учеб. для вузов. А.М.

Бакластов, В.А. Голубков, О.Л. Данилов и др. / Под ред. А.М. Бакластова. – М. Энергоатомиздат, 1993.

7. Сборник примеров и задач по тепломассообменным процессам, аппаратам и установкам. ЛИ. Архипов, В.А. Григоренко, А.Л. Ефимов и др. Учеб. пос. по курсу "Тепломассообменные аппараты". -М. Изд. МЭИ, 1997.

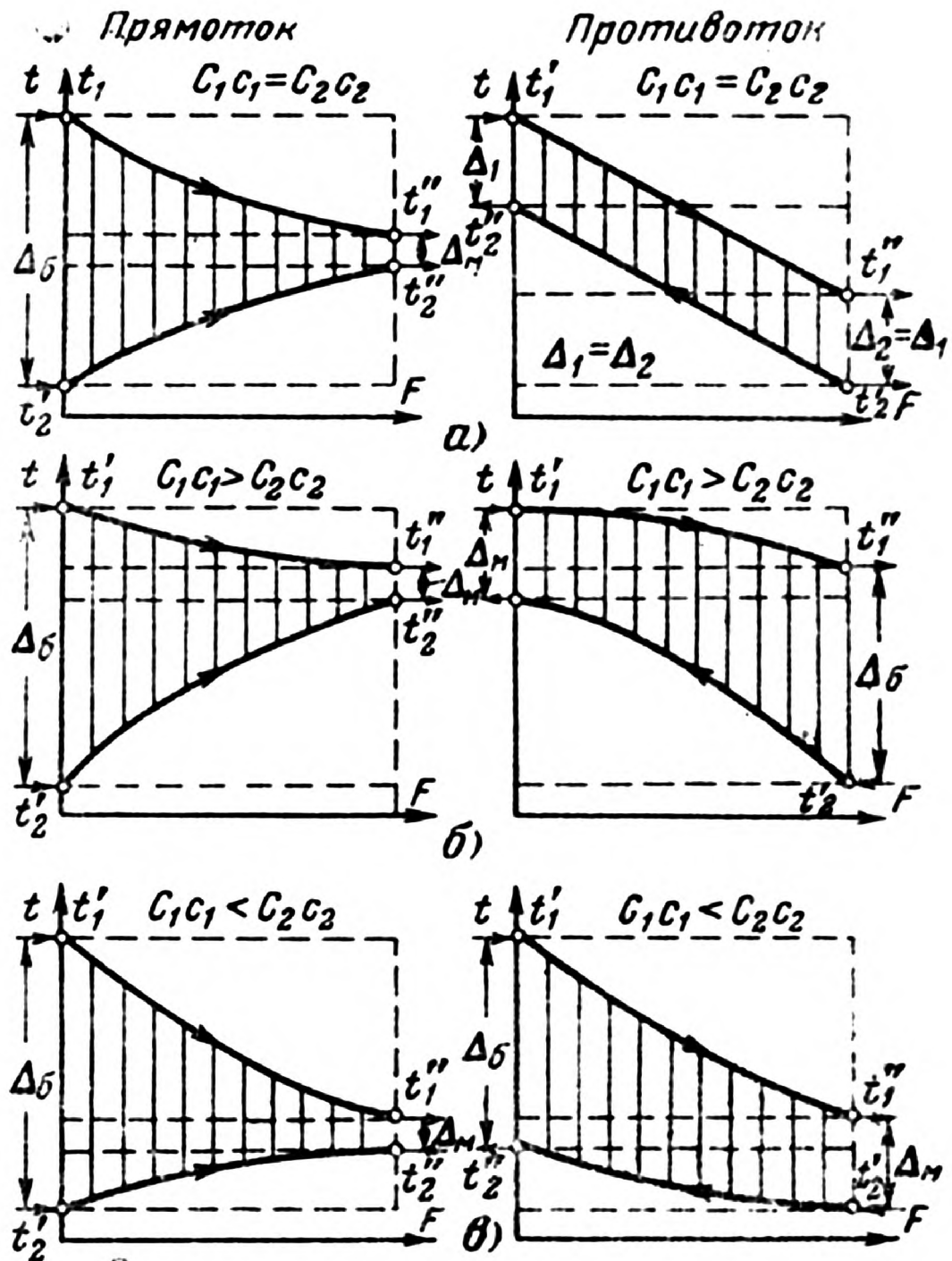


Рис. 1. График изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при их противотоке и прямотоке.

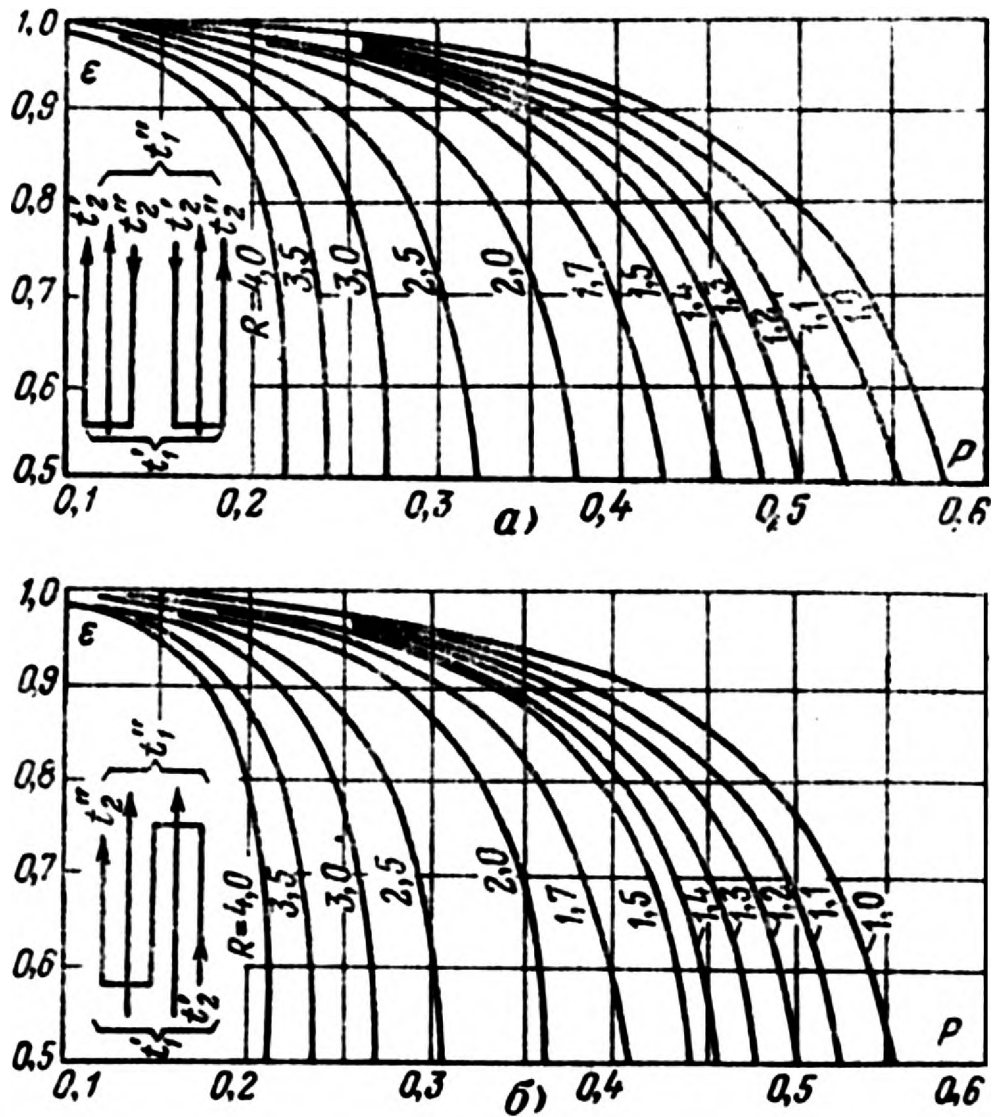


Рис. 2. Коэффициент $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ для параллельно-смешанного тока.
 а – с двумя ходами одного из теплоносителей;
 б – с тремя ходами одного из теплоносителей.

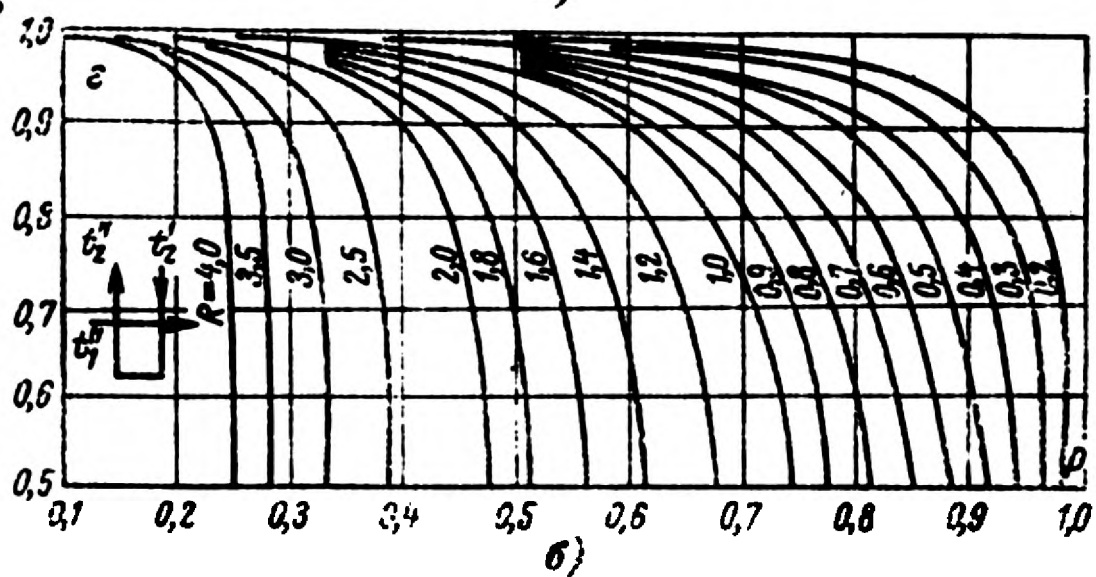
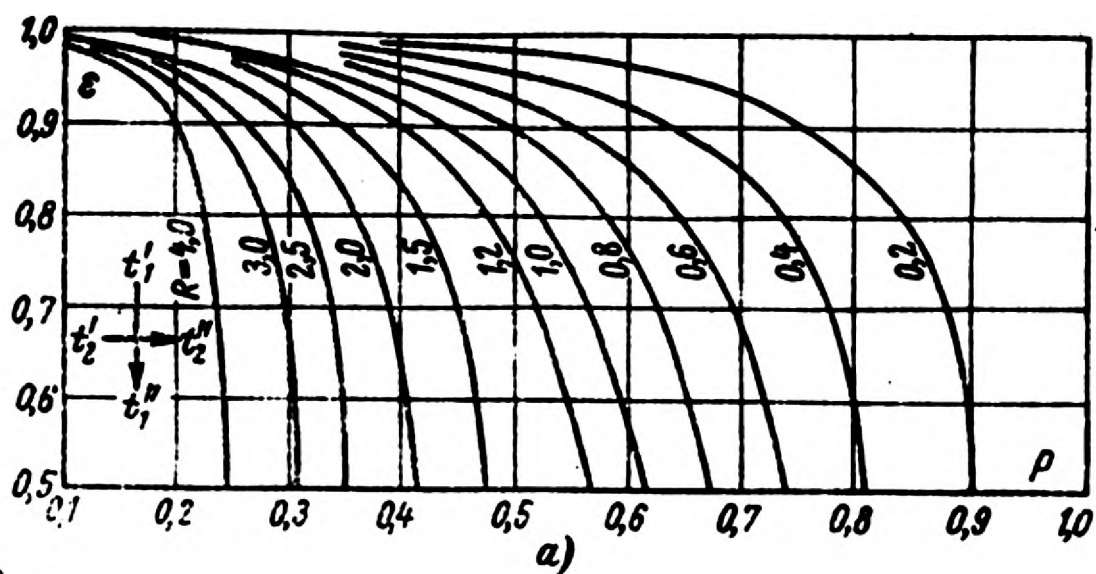


Рис. 3. Коэффициент $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ для перекрестного тока.

а — для одноходового;

б — для двухходового; теплоноситель t_1 перемешивается, теплоноситель t_2 не перемешивается.

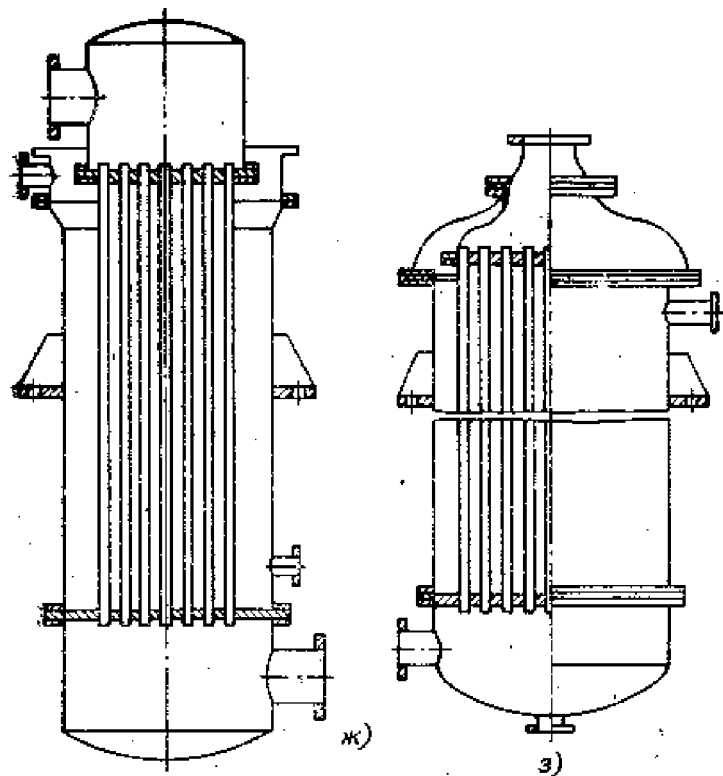


Рис. 4. Кожухотрубчатые рекуперативные теплообменные аппараты:

ж — с верхней плавающими распределительными камерами;
з — с сальниковым уплотнением на штуцере.