

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ

ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Механічний факультет

Кафедра теплотехніки та теплових двигунів”

РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

ТИПУ „ПІДГРІВНИК ВОДИ”

ТА „ПІДГРІВНИК ПОВІТРЯ”

Методичні вказівки

до курсового проекту з дисципліни

”ТЕПЛОМАСООБМІН”

для студентів спеціальності *“Теплоенергетика”*

Харків–2016

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри «Теплотехніка і теплові двигуни» 23 травня 2016 р., протокол № 20.

У методичних вказівках наведено методики розрахунку теплообмінних апаратів типу «Підігрівник води» та «Підігрівник повітря», які виконано із гладких круглих труб.

Призначені для студентів спеціальності «Теплоенергетика» спеціалізації «Теплоенергетика залізничного транспорту» денної та заочної форми навчання.

Укладачі:

доценти В.І. Рубльов,
Ю.А. Бабіченко,
Л.О. Пархоменко,
старш. викл. О.В. Панчук

Рецензент

доц. С.В. Комар

ВСТУП

Теплообмінними апаратами називаються пристрої, у яких здійснюється процес передачі теплоти від одного теплоносія до іншого. Вони дуже численні як за своїм технологічним призначенням, так і конструктивним оформленням.

Теплообмінні апарати для підігріву води або повітря широко використовуються в різних галузях промисловості, і зокрема на залізничному транспорті. При цьому вони істотно відрізняються за габаритом, конструкцією, а також за видом гріючого теплоносія. Гріючим теплоносієм звичайно є пара, гаряча вода або димові гази. Теплообмінники частіш за все виконуються у вигляді пучків труб. Гріючий теплоносій протікає усередині труб або омиває їх зовні. Теплообмінники можуть бути виконані з гладких труб або з труб, які мають ребрення.

Метою методичних вказівок є ознайомлення студентів з методикою теплового розрахунку найпростіших теплообмінних апаратів (підігрівники води та повітря), які виконані з гладких труб. При цьому гріючим теплоносієм є продукти згоряння палива (димові гази), які мають відносно високу температуру. Такі теплообмінники знайшли застосування в котельних установках (водяні економайзери), у високотемпературних установках, у системах теплопостачання та ін.

1 ОБСЯГ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Курсовий проект складається з розрахунково-пояснювальної записки та графічної частини.

1.1 Розрахунково-пояснювальна записка

Розрахунково-пояснювальна записка виконується на підставі вивчення літератури (див. список літератури) і повинна містити такі розділи: вступ, класифікація теплообмінних апаратів, характеристика методів теплового розрахунку теплообмінних апаратів, особливості теплообміну при поперечному обтіканні коридорних і шахових пучків труб, особливості променистого теплообміну між газами і твердими поверхнями. Основною частиною записки є тепловий розрахунок теплообмінника, методика якого наводиться нижче. Кожний студент виконує прямий конструктивний розрахунок свого варіанта теплообмінника. Перелік варіантів наведений у додатку А (таблиці 1–4). Варіант для розрахунку визначає викладач.

1.2 Графічна частина

Графічна частина виконується за результатами розрахунку на одному аркуші формату А1 і включає:

- а) загальний вигляд теплообмінного апарата у двох або трьох проекціях;
- б) характерний переріз апарата, який дає найповніше уявлення про його конструкції.

2 МЕТОДИКА ТЕПЛООВОГО РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

2.1 Загальні принципи методики теплового розрахунку теплообмінних апаратів (ТА)

Теплові розрахунки ТА можуть бути проектними і перевірними.

Проектні (конструкторські) теплові розрахунки виконуються при проектуванні нових апаратів, метою яких є визначення поверхні теплообміну при відомих витратах і параметрах теплоносіїв на вході ТА.

Перевірні теплові розрахунки виконуються для виявлення можливості використання існуючого теплообмінника в технологічному процесі. Конструкція ТА і поверхня теплообміну в цьому разі відомі. Метою розрахунку є визначення кількості теплоти, що передається та параметрів (температури) теплоносіїв на виході з ТА при відомих параметрах на вході.

В обох випадках тепловий розрахунок ТА зводиться до спільного розв'язування рівнянь теплового балансу і теплопередачі. Ці рівняння для рекуперативних теплообмінників мають вигляд

$$dQ = C_1 \cdot dT_1 \cdot \varepsilon_q = C_2 \cdot dT_2, \quad (1)$$

$$dQ = k \cdot \Delta T \cdot dF, \quad (2)$$

де dQ - кількість теплоти, яка передається через елемент поверхні dF в даній точці;

C_1, C_2 - істинні теплоємності відповідно гарячого та холодного теплоносіїв;

dT_1 - змінювання температури гарячого теплоносія на елементі поверхні dF ;

dT_2 - змінювання температури холодного теплоносія на елементі поверхні dF ;

K - коефіцієнт теплопередачі у даній точці;

ΔT - температурний напір у даній точці;

ε_q - коефіцієнт, який ураховує втрату теплоти від гарячого теплоносія у навколишнє середовище. Звичайно

$$\varepsilon_q = 0.95 - 0.98.$$

Втратами теплоти навколишнє середовище часто нехтують, тоді $\varepsilon_q = 1$.

В інтегральній формі, допускаючи, що коефіцієнт теплопередачі та питомі теплоємності на поверхні теплообміну не змінюються, рівняння (1) і (2) при $\varepsilon_q = 1$ мають вигляд

$$Q = C_{P_1} \cdot G_1 \cdot (t'_1 - t''_1) = C_{P_2} \cdot G_2 \cdot (t''_2 - t'_2), \quad (3)$$

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta T, \quad (4)$$

де Q - кількість теплоти, яка передається від гарячого теплоносія до холодного;

C_{P_1}, C_{P_2} - питомі масові ізобарні теплоємності гарячого та холодного теплоносіїв;

G_1, G_2 - масові витрати гарячого та холодного теплоносіїв;

t'_1, t'_2 - температури гарячого та холодного теплоносіїв на вході в ТА;

t''_1, t''_2 - температури гарячого та холодного теплоносіїв на виході з ТА;

k - коефіцієнт теплопередачі;

F - площа поверхні ТА, яка передає теплоту;

Δt - середній температурний напір.

2.2 Порядок теплового розрахунку ТА

При проведенні теплового розрахунку підігрівників води та повітря повинні бути відомі:

- тип трубного пучка (шаховий або коридорний);
- напрямок руху гарячого і холодного теплоносіїв (для підігрівників води: гарячий теплоносій (димові гази) омиває труби зовні в поперечному потоці, а холодний (вода) – рухається усередині труб; для підігрівників повітря: гарячий теплоносій (димові гази)

рухається усередині труб, а холодний (повітря) – омиває труби зовні поперек потоку;

- масові витрати G_1, G_2 та швидкості течії W_1, W_2 гарячого та холодного теплоносіїв;

- температура гарячого теплоносія на вході в ТА t'_1 та температури холодного теплоносія на вході і виході з ТА t'_2, t''_2 ;

- характеристика пучка труб (рисунок 1, а, б);

- внутрішній діаметр труб d_1 ;

- товщина стінки труби δ або зовнішній діаметр труб d_2 ($d_2 = d_1 + 2 \cdot \delta$);

- відстань труб S_1 у напрямку, перпендикулярному до руху теплоносія, який омиває труби зовні;

- відстань труб S_2 у напрямку руху теплоносія, який омиває труби зовні.

З боку холодного теплоносія треба визначити середнє арифметичне значення температури:

$$t_2 = 0.5 \cdot (t'_2 + t''_2). \quad (5)$$

При цій температурі визначаються фізичні властивості (таблиця 5 додатка А): густина (ρ_2), питома теплоємність (C_{P_2}), коефіцієнт теплопровідності (λ_2), коефіцієнт кінематичної в'язкості (ν_2), значення критерію Прандтля (Pr_2).

Кількість теплоти, яка передається від гарячого теплоносія до холодного:

$$Q = C_{P_2} \cdot G_2 \cdot (t''_2 - t'_2). \quad (6)$$

Температура гарячого теплоносія (димових газів) на виході із ТА:

$$t''_1 = t'_1 - \frac{Q}{C_{P_1} \cdot G_1}. \quad (7)$$

Значення питомої теплоємності гарячого теплоносія C_{P_1} треба вибирати при середній температурі з таблиці 7 додатка А:

$$t_1 = 0.5 \cdot (t'_1 + t''_1). \quad (8)$$

У зв'язку з тим, що з початку розрахунку величина t''_1 невідома, значення C_{P_1} слід вибирати при температурі

$$t_1 = t'_1 - (60 \div 100)^\circ\text{C}. \quad (9)$$

У подальших розрахунках значення t_1 і C_{P_1} треба уточнювати методом послідовних наближень.

Число Рейнольдса для потоків гарячого та холодного теплоносіїв визначаються:

- для підігрівників води як

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 \cdot d_2}{\nu_1}, \quad (10)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 \cdot d_1}{\nu_2}; \quad (11)$$

- для підігрівників повітря як

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 \cdot d_1}{\nu_1}, \quad (12)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 \cdot d_2}{\nu_2}. \quad (13)$$

Значення коефіцієнтів кінематичної в'язкості для гарячого та холодного теплоносіїв ν_1, ν_2 треба вибирати з таблиць 5-7 додатка А при температурах t_1, t_2 .

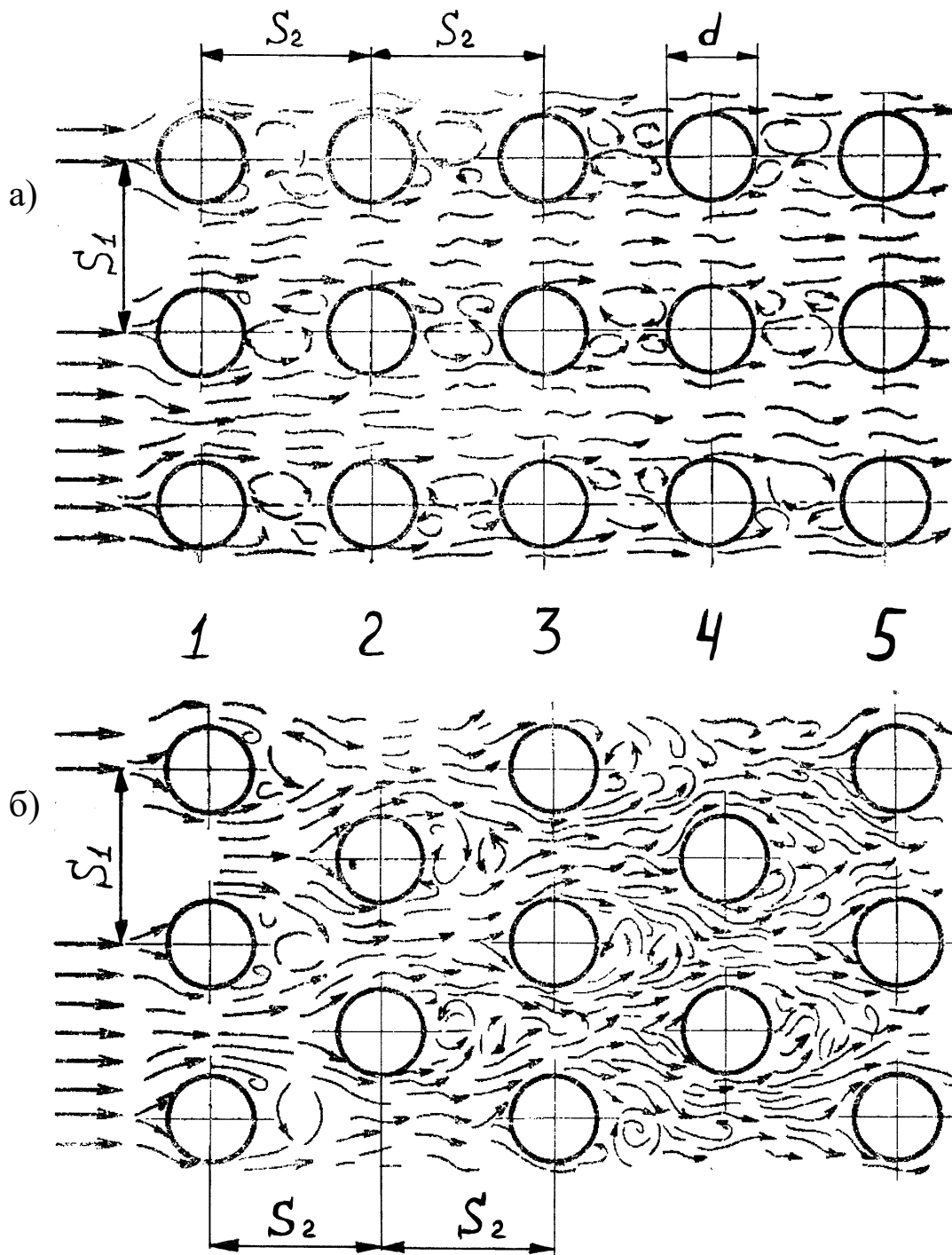


Рисунок 1 – Схеми розташування труб у коридорних (а) і шахових (б) пучках труб і характер руху в них рідини

ПІДГРІВНИК ВОДИ

Значення числа Нусельта для гарячого теплоносія (димових газів) визначається з рівняння

$$Nu_1 = c \cdot Re_1^n \cdot Pr_1^{0.33} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{C_1}} \right)^{0.25} \cdot \varepsilon_S. \quad (14)$$

У цій формулі для шахових пучків $c = 0.41$, $n = 0.6$; для коридорних $c = 0.26$, $n = 0.65$.

Визначальною температурою для знаходження фізичних властивостей димових газів і числа Прандтля Pr_1 є середня температура гріючого теплоносія t_1 . Значення числа Прандтля Pr_{C_1} треба вибирати для гріючого теплоносія (димових газів) при температурі стінки. Усі фізичні властивості газів вибираються з таблиці 7 додатка А. ε_S - поправковий коефіцієнт, який ураховує вплив відносних кроків труб.

Для глибинних рядів:

- коридорною пучка

$$\varepsilon_S = \left(\frac{S_2}{d_2} \right)^{-0.15}, \quad (15)$$

- для шахового пучка

$$\text{при } \frac{S_1}{S_2} < 2, \quad \varepsilon_S = \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{6}}; \quad (16)$$

$$\text{при } \frac{S_1}{S_2} \geq 2, \quad \varepsilon_S = 1.12. \quad (17)$$

Оскільки кількість рядів труб уздовж потоку газів невідома, то розрахунок треба вести для глибинних рядів труб.

Значення числа Нусельта для холодного теплоносія (води) визначається з рівняння

$$Nu_2 = 0.021 \cdot Re_2^{0.8} \cdot Pr_2^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{C_2}} \right)^{0.25}. \quad (18)$$

Визначальною температурою для вибору фізичних властивостей води і числа Прандтля Pr_2 є середня температура t_2 . Значення числа Прандтля Pr_{C_2} для теплоносія (води), що нагрівається, треба вибирати при температурі стінки. Оскільки температура стінки труби t_C невідома, то в першому наближенні можна прийняти

$$t_C \approx t_2 + 20^\circ C. \quad (19)$$

Фізичні властивості для води вибираються з таблиці 6 додатка А.

У зв'язку з тим, що коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки (сталі) λ_C достатньо великий – $40 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, а товщина стінки труби δ відносно мала – 3 мм , то зміною температури у стінці можна знехтувати. Отже, можна вважати, що температури внутрішньої та зовнішньої поверхонь труб однакові.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінок труб до води, що нагрівається,

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_1}. \quad (20)$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінок труб

$$\alpha'_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_2}. \quad (21)$$

У промислових умовах внаслідок забруднення поверхні нагріву інтенсивність теплообміну знижується. Враховуючи це, приймаємо

$$\alpha_1 = 0.8 \cdot \alpha'_1. \quad (22)$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від потоку газів до стінок труб.

Для цього треба знайти:

- середню довжину шляху променя

$$l = 1.08 \cdot d_2 \cdot \left(\frac{S_1 \cdot S_2}{d_2^2} - 0.785 \right); \quad (23)$$

- добуток парціальних тисків двоокису вуглецю та водяної пари на середню довжину шляху променя

$$P_{CO_2} \cdot l; \quad P_{H_2O} \cdot l.$$

Парціальні тиски двоокису вуглецю P_{CO_2} та водяної пари P_{H_2O} у продуктах згоряння при атмосферному тиску $B = 760 \text{ мм рт. ст}$ дорівнюють $P_{CO_2} = 0.13 \text{ бар}$, $P_{H_2O} = 0.11 \text{ бар}$ (таблиця 7 додатка А).

Ступінь чорноти димових газів при середній температурі газів t_1 знаходиться з формули

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O}, \quad (24)$$

де ε_{CO_2} , ε_{H_2O} - відповідно ступені чорноти двоокису вуглецю та водяної пари, знаходяться з графіків залежностей $\varepsilon = f(t_1, P \cdot l)$, які наведено на рисунках 2, 3;

β - поправковий коефіцієнт на парціальний тиск водяної пари, знаходиться з графіка залежності $\beta = f(P_{H_2O}, l \cdot P_{H_2O})$, який наведено на рисунку 4.

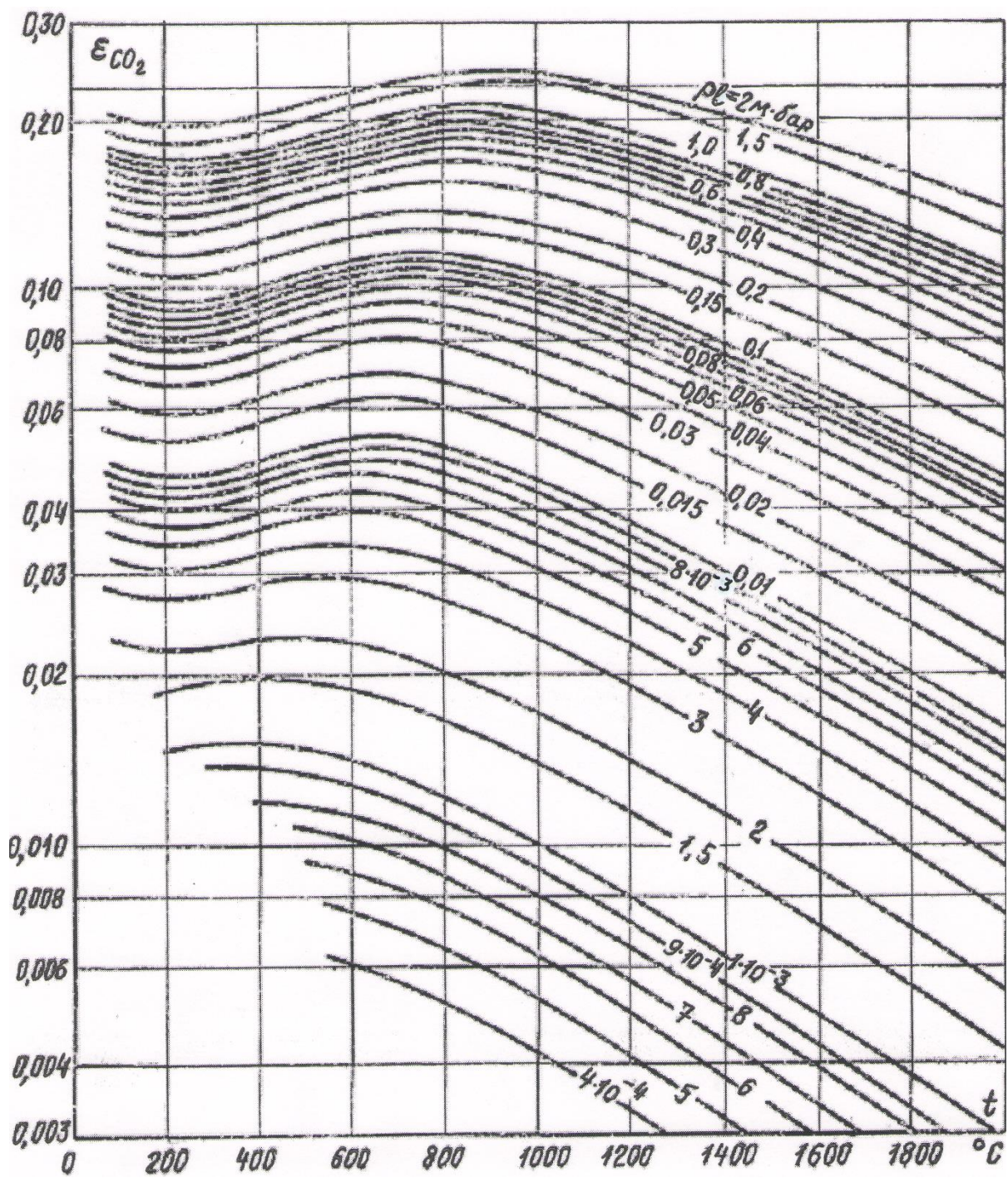


Рисунок 2 – Ступінь чорноти вуглекислоти $\epsilon_{CO_2} = f(t, p \cdot l)$

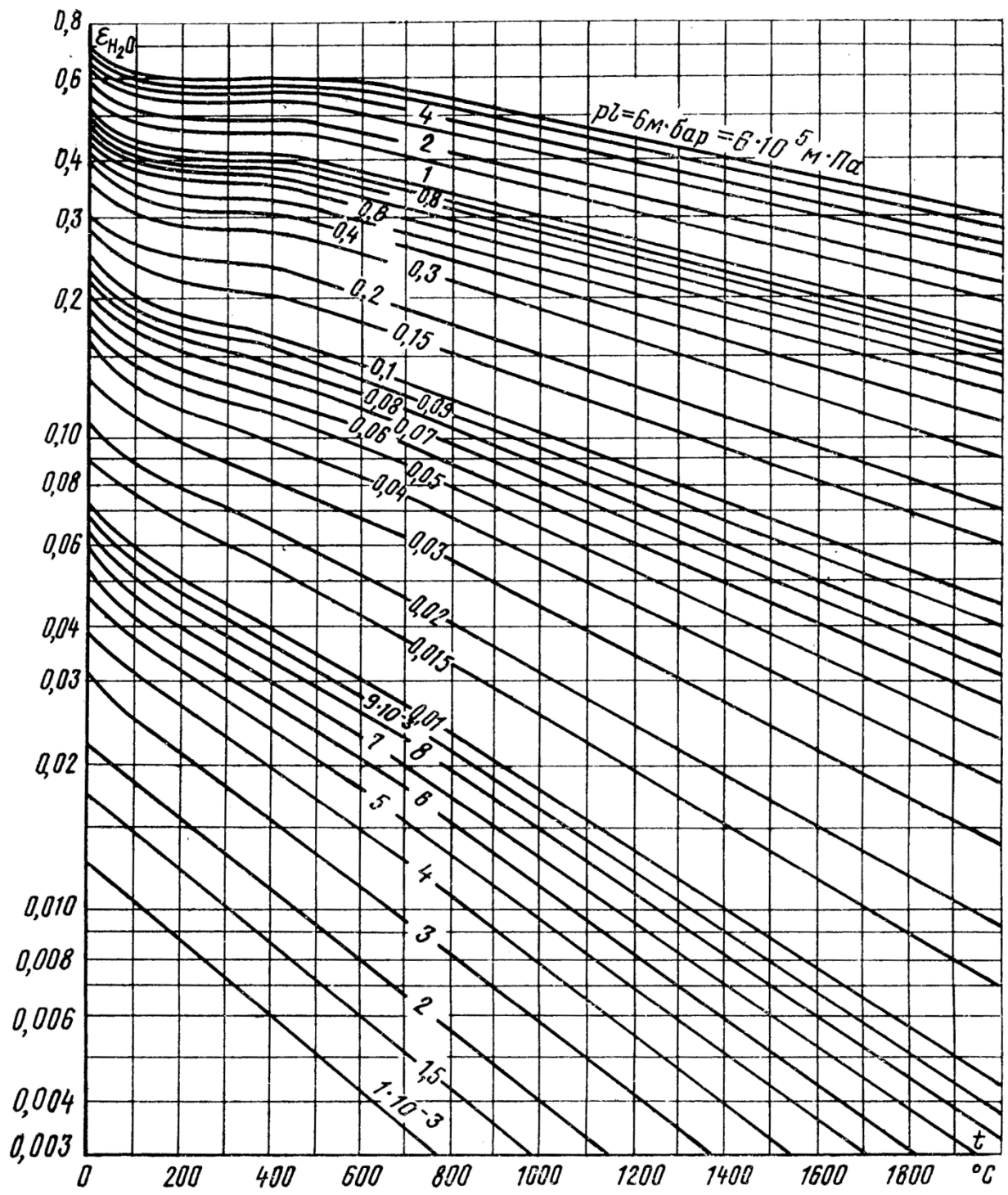


Рисунок 3 – Ступінь чорноти водяної пари $\epsilon_{H_2O} = f(t, p \cdot l)$

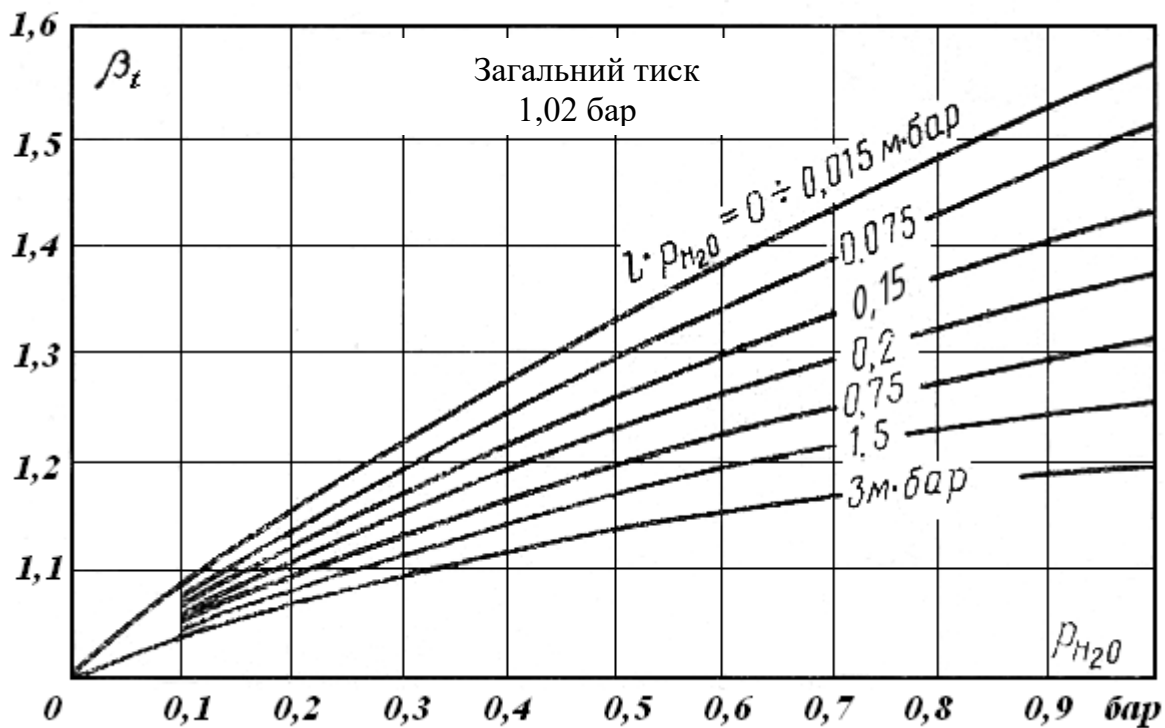


Рисунок 4 – Поправковий коефіцієнт β на парціальний тиск для водяної пари

Поглинальна здатність газів при температурі поверхні труб t_c

$$A_G = \varepsilon_{CO_2} \cdot \left(\frac{T_1}{T_c} \right)^{0.65} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O}, \quad (25)$$

де $T_1 = t_1 + 273$; $T_c = t_c + 273$.

Ефективна ступінь чорноти оболонки

$$\varepsilon_{c1} = 0.5 \cdot (\varepsilon_c + 1), \quad (26)$$

де ε_c - ступінь чорноти матеріалу труб.

У розрахунках можна прийняти $\varepsilon_c = 0.8$.

Густина теплового потоку випромінювання

$$q_{\text{л}} = \varepsilon_{C_1} \cdot C_0 \cdot \left[\varepsilon_{\Gamma} \cdot \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - A_{\Gamma} \cdot \left(\frac{T_C}{100} \right)^4 \right], \quad (27)$$

де $C_0 = 5.67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}^4}$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{q_{\text{л}}}{t_1 - t_C}. \quad (28)$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до стінок труб

$$\alpha_0 = \alpha_1 + \alpha_{\text{л}}. \quad (29)$$

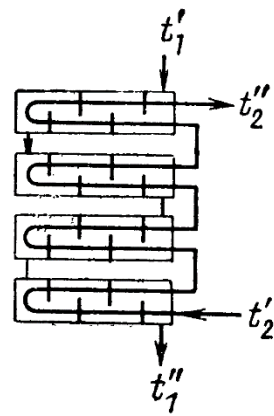
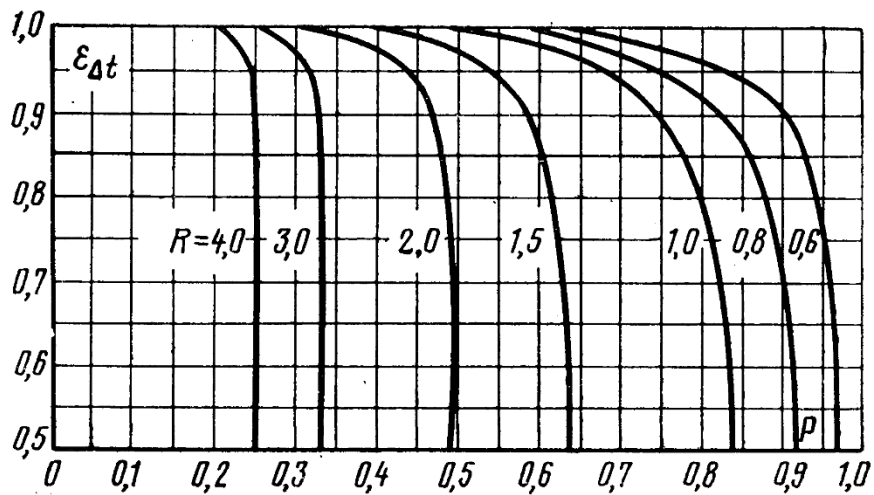
Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до одиниці довжини труби,

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_C} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_0 \cdot d_2}}. \quad (30)$$

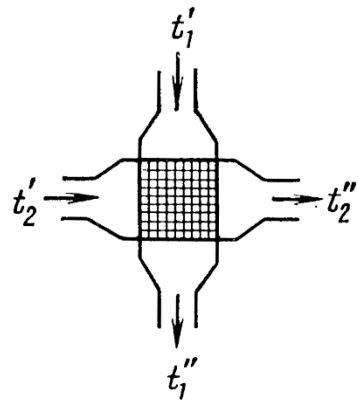
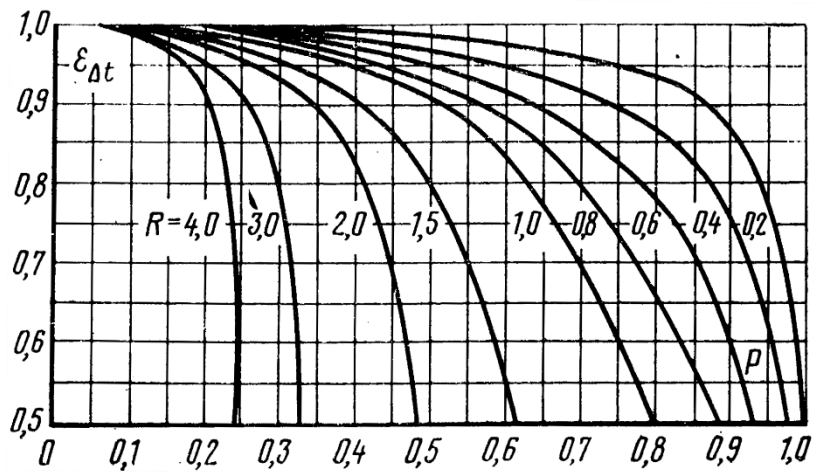
Середній температурний напір для перехресного потоку теплоносіїв

$$\Delta t = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}. \quad (31)$$

де $\varepsilon_{\Delta t}$ - поправка на перехресний потік, яка визначається із графічних залежностей $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ (рисунок 5).



а)



б)

Рисунок 5 – Графіки залежностей $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ для підігрівників води (а); повітря (б)

Допоміжні величини P та R визначаються з формул

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}, \quad (32)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}. \quad (33)$$

Повна довжина труб підігрівника води

$$L = \frac{Q}{K_1 \cdot \Delta t \cdot \pi}. \quad (34)$$

Поверхня нагріву підігрівника

$$F = \pi \cdot d_{СЕР} \cdot L, \quad (35)$$

де $d_{СЕР}$ - середній діаметр труб,

$$d_{СЕР} = 0.5 \cdot (d_1 + d_2). \quad (36)$$

Уточняємо температуру стінки:

$$t_C = t_1 - \frac{Q}{\alpha_1 \cdot F} \quad \text{або} \quad t_C = t_2 + \frac{Q}{\alpha_2 \cdot F}. \quad (37)$$

Якщо здобути значення t_C відрізняється від раніше прийнятого більш ніж на 5 %, то розрахунок слід повторити з новим значенням температури стінки t_C , яку одержали з формули (37).

Число труб (змійовиків), які включені паралельно

$$n = \frac{4 \cdot G_2}{\rho_2 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot W_2}. \quad (38)$$

Довжина окремої секції (змійовика)

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{СЕР}} \cdot n}. \quad (39)$$

Габаритні розміри поверхні теплообміну підігрівника води:

- ширина

$$a = S_1 \cdot (n + 1), \quad (40)$$

- довжина

$$b = \frac{\frac{G_1}{\rho_1 \cdot W_1} - (a - n \cdot d_2) \cdot S_1}{n \cdot d_2}, \quad (41)$$

- висота

$$h = \frac{l \cdot S_2}{b}. \quad (42)$$

ПІДГРІВНИК ПОВІТРЯ

Значення числа Нусельта для гарячого теплоносія (димових газів) визначається з рівняння

$$Nu_1 = 0.021 \cdot Re_1^{0.8} \cdot Pr_1^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{C_1}} \right)^{0.25} \cdot \varepsilon_L, \quad (43)$$

де ε_L - поправка на довжину труби при $\frac{l}{d} \geq 50$, $\varepsilon_L = 1$. У першому наближенні приймаємо $\varepsilon_L = 1$.

Визначальною температурою для знаходження фізичних властивостей димових газів, а також числа Прандтля Pr_1 , як для підігрівника води, так і для підігрівника повітря, є середня температура гріючого теплоносія t_1 . Значення числа Прандтля Pr_{C_1} треба вибирати для газів при температурі стінки. Фізичні властивості газів наведені в таблиці 7 додатка А.

Значення числа Нусельта для холодного теплоносія (повітря)

$$Nu_2 = c \cdot Re_2^n \cdot Pr_2^{0.33} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{C_1}} \right)^{0.25} \cdot \varepsilon_S. \quad (44)$$

Для шахових пучків $c = 0.41$, $n = 0.6$.

Для коридорних пучків $c = 0.26$, $n = 0.65$.

Визначальною температурою для вибору фізичних властивостей повітря, а також значення числа Прандтля Pr_2 є середня температура t_2 . Фізичні властивості повітря наведені в таблиці 5 додатка А.

ε_S - поправковий коефіцієнт, який ураховує вплив відносних кроків труб (дивись формули (15) – (17)).

Оскільки температура стінки труби t_c з початку розрахунку невідома, то в першому наближенні можна прийняти

$$t_c = 0.5 \cdot (t_1 + t_2). \quad (45)$$

У подальшому розрахунку значення t_c треба уточнювати.

У зв'язку з тим, що коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки (сталі) λ_c досить великий, а товщина стінки труби δ відносно мала, то зміною температури у стінці можна знехтувати. Отже, можна вважати, що температури внутрішньої та зовнішньої поверхонь труб однакові.

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до внутрішньої поверхні труб

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_1}. \quad (46)$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від потоку газів до стінок труб.

Для цього треба знайти:

- середню довжину шляху променя

$$l = 0.9 \cdot d_1; \quad (47)$$

- добуток парціальних тисків двоокису вуглецю та водяної пари на середню довжину шляху променя:

$$P_{CO_2} \cdot l; \quad P_{H_2O} \cdot l.$$

Парціальні тиски двоокису вуглецю P_{CO_2} та водяної пари P_{H_2O} у продуктах згоряння при атмосферному тиску $B = 760 \text{ мм рт. ст}$ дорівнюють $P_{CO_2} = 0.13 \text{ бар}$, $P_{H_2O} = 0.11 \text{ бар}$ (таблиця 7 додатка А).

Ступінь чорноти димових газів при температурі t_1 , їх поглинаюча здатність при температурі t_C , ефективний ступінь чорноти оболонки, густина теплового потоку випромінюванням, коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до стінок труб визначаються з формул (24) – (29) за допомогою рисунків 2, 3, 4.

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до одиниці довжини труби

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_c} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}, \quad (48)$$

де α_2 - коефіцієнт тепловіддачі від стінок труб до повітря, що нагрівається,

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_2}. \quad (49)$$

Середній температурний напір для перехресного потоку теплоносіїв визначається з формули (31).

Поправка на перехресний потік визначається з графічних залежностей $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$, які наведені на рисунку 5.

Допоміжні величини P та R визначаються з формул (32), (33).

Повна довжина труб підігрівника повітря і поверхня нагріву обчислюються за формулами (34) і (35).

Температуру стінки уточняємо за формулами

$$t_C = t_2 + \frac{Q}{\alpha_2 \cdot F} \quad \text{або} \quad t_C = t_1 - \frac{Q}{\alpha_1 \cdot F}. \quad (50)$$

Якщо t_C відрізняється від прийнятого більш ніж на 5 %, розрахунок слід повторити з одержаним значенням t_C із формули (50).

Сумарна кількість труб підігрівника повітря

$$n = \frac{4 \cdot G_1}{\rho_1 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot W_1}. \quad (51)$$

Визначаємо кількість труб в одному ряду (у напрямку, перпендикулярному до руху повітря). При цьому робимо припущення, що довжина і ширина підігрівника повітря (у напрямку руху повітря і перпендикулярному напрямку) приблизно однакові, тобто $b \approx a$, тоді

$$Z' = \frac{\sqrt{n \cdot S_1 \cdot S_2}}{S_1} - 1. \quad (52)$$

Значення Z' округляємо до цілого числа Z (у більшу сторону).
Визначаємо кількість рядів труб

$$m' = \frac{(Z + 1) \cdot S_1}{S_2} - 1. \quad (53)$$

Значення m' округляємо до цілого числа m (у більшу сторону).
Габаритні розміри поверхні теплообміну підігрівника повітря:

- ширина

$$a = (Z + 1) \cdot S_1; \quad (54)$$

- довжина

$$b = (m + 1) \cdot S_2; \quad (55)$$

- висота

$$h = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot W_2 \cdot (a - Z \cdot d_2)}. \quad (56)$$

На підставі результатів розрахунку виконується креслення теплообмінника (підігрівника води або повітря).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоатомиздат, 1975. – 488 с.

2 Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.

3 Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. – М.: Энергия, 1975. – 280 с.

4 Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена: учеб. пособие для вузов - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: «Энергия», 1979. - 320 с.

