

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Запорізька політехніка»

Методичні вказівки
до виконання курсової роботи
„Розрахунок газоповітряного рекуператора”
з дисципліни
Тепломасообмін
для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика»
усіх форм навчання

2023

Методичні вказівки до виконання курсової роботи
«Розрахунок газоповітряного рекуператора» з дисципліни
«Тепломасообмін» для студентів спеціальності 144
«Теплоенергетика» усіх форм навчання /Уклад І.Г. Яковлєва, І.А.
Назаренко, Петрик О.А. – Запоріжжя, 2023, 69с.

Укладач: д.т.н., проф. І.Г. Яковлєва
доц І.А. Назаренко
доц О.А. Петрик

Рецензент Назаренко О.М., доц. канд. техн. наук.

Відповідальний
за випуск Лапкіна С.О., асист

Затверджено
на засіданні кафедри
«Електричні машини»
Протокол № 6
від 26.01.2023 р.

Рекомендовано до видання
НМК Електротехнічного
факультету
Протокол №6
від 23.02.2023р

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Організація виконання курсової роботи.....	6
2 Проведення розрахунків.....	7
2.1 Тепловий розрахунок рекуперативного теплообмінника.....	7
2.2 Конструктивний розрахунок рекуперативного теплообмінника	18
2.3 Аеродинамічний розрахунок рекуперативного теплообмінника.....	22
3 Приклад розрахунку.....	27
3.1 Вихідні дані.....	27
3.2 Тепловий розрахунок.....	27
3.3 Конструктивний розрахунок.....	40
3.4 Аеродинамічний розрахунок рекуператора.....	42
4 Оформлення і здача курсової роботи.....	46
Перелік посилань.....	47
Додаток А.....	48
Додаток Б.....	50
Додаток В.....	51
Додаток Г.....	53
Додаток Д.....	55
Додаток Е.....	56
Додаток Ж.....	59
Додаток К.....	58
Додаток Л.....	59
Додаток М.....	60
Додаток Н.....	62
Додаток П.....	64
Додаток Р.....	67
Додаток С.....	68
Додаток Т.....	69

ВСТУП

Студенти, виконуючи курсову роботу, повинні засвоїти і закріпити основні розділи дисципліни «Тепломасообмін», що є базовою для теплотехнічних спеціальностей, а також набутти практичних навиків щодо розрахунку теплових процесів у теплообмінних апаратах.

З метою якісного виконання курсової роботи в межах дисципліни «Тепломасообмін» студенти зобов'язані вивчити наступні її основні розділи: теплопровідність, конвекція, випромінювання, теплообмінні апарати.

Тема курсової роботи і її об'єм об'єднують вказані розділи в єдине ціле.

Мета роботи – провести тепловий, конструктивний та аеродинамічний розрахунки газоповітряного рекуператора.

Курсова робота передбачає:

Визначення кінцевої температури гарячого теплоносія.

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією при русі теплоносіїв усередині труб і в міжтрубному просторі.

Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі випромінюванням від гарячого теплоносія до стінки труби.

Визначення температури стінок рекуператора.

Визначення коефіцієнта теплопередачі і розрахунок середнього температурного напору між теплоносіями і поверхнею теплообмінника.

Визначення геометричних характеристик рекуператора.

Визначення загальних втрат тиску в рекуператорі у повітряному і газовому трактах.

Кінцева мета виконання розрахунків – вибір стандартного теплообмінного апарату. Метою проведення теплового розрахунку є визначення поверхні теплообміну F .

Одна з величин, що впливають на F є коефіцієнт теплопередачі, який залежить від температури теплоносіїв, що задаються технологічними умовами.

На підставі розрахункових даних можна побудувати залежності коефіцієнта теплопередачі і поверхні рекуператора від

температури гарячого теплоносія t'_1 на вході в рекуператор, а також проаналізувати вплив величини t'_1 на вказані параметри.

У зв'язку із збільшенням кількості годин, відведеного для самостійної роботи студентів, як індивідуальне завдання, можна запропонувати скласти алгоритм і програму розрахунку для кожного варіанту теплообмінника.

1 ОРГАНІЗАЦІЯ ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Курсову роботу студенти виконують під керівництвом викладача кафедри теплоенергетики, який проводить консультації по роботі в певний час в спеціально відведеній аудиторії.

Кожен студент, отримавши завдання за спеціальною формою (дод.1) і визначивши свій шифр, який відповідає останнім двом цифрам номера залікової книжки, виконує курсову роботу відповідно до графіка (дод.2). Для її виконання передбачена кількість значень початкових даних, дозволяючи скласти 100 варіантів завдань з дод.3,4. Наприклад, шифр завдання складається з двох цифр. Перша вказує номер колонки в дод.3, з якої вибирають значення початкових дев'яти параметрів, друга цифра – номер колонки в дод.4, з якої вибирають значення решти параметрів.

У всіх варіантах гарячим теплоносієм є продукти горіння газоподібних палив, а холодним теплоносієм – сухе повітря.

При виконанні курсової роботи студенти можуть користуватися як методичними вказівками, так і додатковою літературою [1-9].

Робота має загальну для всіх варіантів назву: «Розрахунок газоповітряного рекуператора».

2 ПРОВЕДЕННЯ РОЗРАХУНКІВ

Розрахунки повинні виконуватися в певній послідовності з використанням відповідних формул і рівнянь.

2.1 Тепловий розрахунок рекуперативного теплообмінника

Тепловий розрахунок теплообмінника виконується за етапами в наступній послідовності:

- складається рівняння теплового балансу апарата і визначаються невідомі температури;
- визначається розрахунковий температурний напір між теплоносіями;
- визначається дійсна швидкість руху теплоносіїв;
- визначаються коефіцієнти тепловіддачі та теплопередачі;
- визначається необхідна площа поверхні нагріву теплообмінника;
- вибирається на цьому етапі розрахунку попередньо стандартний теплообмінник і уточнюються значення швидкостей та інших параметрів після розрахунку схеми компоновки теплообмінника.

Тепловий розрахунок теплообмінника ґрунтується на сумісному вирішенні рівнянь теплового балансу і теплопередачі.

Рівняння теплового балансу служить для визначення кількості теплоти, що передається від гарячого теплоносія до холодного теплоносія.

З рівняння теплопередачі визначається площа поверхні теплообмінного апарату.

2.1.1. Визначення кінцевої температури гарячого теплоносія

2.1.1.1. Кількість теплоти, що сприймається холодним теплоносієм

$$Q_2 = V_2 \cdot C'_{pm2} \cdot (t''_2 - t'_2), \quad (2.1)$$

де C'_{pm2} - питома об'ємна ізобарна теплоємність холодного теплоносія, середня в інтервалі температур $t'_2 - t''_2$, $\frac{Дж}{м^3 \cdot К}$.

Значення питомої об'ємної ізобарної теплоємності будь-якого газу, середньої в заданому інтервалі температур від t' до t''

$$C'_{pm} = \frac{[C'_{pm}]_0^{t'} \cdot t' - [C'_{pm}]_0^{t''} \cdot t''}{t' - t''}, \quad (2.2)$$

де $[C'_{pm}]_0^{t'}$, $[C'_{pm}]_0^{t''}$ - значення питомої об'ємної теплоємності газу, середньої в інтервалі температур $0 - t'$ і $0 - t''$.

Значення об'ємної ізобарної теплоємності для різних газів, середньої в інтервалі температур $0 - t$, наведені в дод. 5.

2.1.1.2. Температура гарячого теплоносія в кінці апарату t''_1 , °C, визначається з рівняння теплового балансу

$$Q_1 = V_1 \cdot C'_{pm_1} \cdot (t'_1 - t''_1) \cdot \varphi.$$

Отже

$$t''_1 = t'_1 - \frac{Q_1}{V_1 \cdot C'_{pm_1} \cdot (1 - \varepsilon)}, \quad (2.3)$$

де C'_{pm_1} , - питома об'ємна ізобарна теплоємність гарячого теплоносія, середня в інтервалі температур $t'_1 - t''_1$.

Для визначення C'_{pm_1} приймається, що продуктами горіння палива є суміш газів N_2 , CO_2 та H_2O . Теплоємність газової суміші визначається за формулою

$$C_{pm_1} = \sum_{i=1}^{i=n} C_{pm_i} \cdot r_i, \quad (2.4)$$

де r_i - об'ємні частки компонентів газової суміші гарячого теплоносія,

C'_{pm_i} - питомі об'ємні теплоємності кожного компонента суміші, які визначаються з дод. 5.

Для визначення C'_{pm_1} кожного компоненту продуктів горіння палива за формулою (2.2) слід заздалегідь задатися значенням t_1'' . При виборі керуються наступним. Наприклад, об'ємна витрата гарячого теплоносія $V_1 = 1,2 \text{ м}^3/\text{с}$, а об'ємна витрата холодного теплоносія $V_2 = 1,0 \text{ м}^3/\text{с}$, тобто об'ємна витрата гарячого теплоносія на 20% більше, ніж холодного. Отже, можна припустити, що зміна температури гарячого теплоносія повинна бути приблизно на 20% менше, ніж холодного. Якщо температури холодного теплоносія на вході до рекуператора і виході з рекуператора дорівнюють відповідно $t_2' = 20^\circ\text{C}$ і $t_2'' = 350^\circ\text{C}$, можна визначити, на скільки нагрівся холодний теплоносіє: $\Delta t_2 = 330^\circ\text{C}$.

Якщо Δt_1 приблизно на 20% менше ніж Δt_2 , то гарячий теплоносіє охолідиться приблизно на 260°C , тоді за попередніми розрахунками температура гарячого теплоносія на виході з рекуператора буде приблизно $t_1'' = t_1' - \Delta t_1$.

2.1.2. Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією при русі теплоносіїв усередині труб і в міжтрубному просторі

2.1.2.1. Середня температура гарячого теплоносія t_1 , $^\circ\text{C}$, та T_1 , K

$$t_1 = \frac{1}{2} \cdot (t_1' + t_1''), \quad T_1 = t_1 + 273. \quad (2.5)$$

2.1.2.2. Середня температура холодного теплоносія t_2 , $^\circ\text{C}$, та T_2 , K

$$t_2 = \frac{1}{2} \cdot (t_2' + t_2''), \quad T_2 = t_2 + 273. \quad (2.6)$$

2.1.2.3. Середня дійсна швидкість гарячого теплоносія W_1 , м/с

$$W_1 = w_1 \cdot \frac{T_1}{273}. \quad (2.7)$$

2.1.2.4. Середня дійсна швидкість холодного теплоносія W_2 , м/с

$$W_2 = w_2 \cdot \frac{T_2}{273}. \quad (2.8)$$

Значення фізичних параметрів гарячого теплоносія при його температурі t_1 , ($\nu_{ж1}$, м²/с; $\lambda_{ж1}, \frac{Bm}{м \cdot K}$; $Pr_{ж1}$) вибирають з таблиці фізичних параметрів, що відносяться до продуктів горіння палива (дод.6).

Значення фізичних параметрів холодного теплоносія при його середній температурі t_2 , ($\nu_{ж2}$, м²/с; $\lambda_{ж2}, \frac{Bm}{м \cdot K}$; $Pr_{ж2}$) вибирають з таблиці фізичних параметрів, що відносяться до сухого повітря (дод.7).

2.1.2.5. Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від гарячого теплоносія до стінки труби визначається за наступною методикою.

Число Рейнольдса для потоку гарячого теплоносія

$$Re_{ж1} = \frac{W_1 \cdot d}{\nu_{ж1}}. \quad (2.9)$$

Визначальною температурою є середня температура гарячого теплоносія. Визначальний розмір вибирають згідно з такими умовами:

- якщо теплоносій рухається усередині труб, то $d = d_в$;
- якщо теплоносій обминає трубний пучок зовні, рухаючись в поперечному напрямі (перехресна течія, двохходова перехресна прототечія, двохходова перехресна протитечія), то $d = d_з$;
- при зовнішньому поздовжньому обмиванні труб в пучку (прямотечія, протитечія) можна вважати, що $d = d_{екв}$, де $d_{екв}$ - еквівалентний діаметр у поперечному перерізі пучка труб. Його визначають за формулою

$$d_{екв} = \frac{4 \cdot f}{P},$$

де f – площа поперечного перерізу елементарного каналу, утвореного суміжними трубами, м²;

P – периметр за цим перерізом, м.

Після підстановки значень f і P через задані геометричні параметри одержимо:

$$d_{екв} = \frac{4 \cdot \left(S_1 \cdot S_2 - \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \right)}{2 \cdot (S_1 + S_2) - 0,86 \cdot d_3}. \quad (2.10)$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від гарячого теплоносія до стінки труби α_{1k} , $\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$, визначається так.

Якщо гарячий теплоносіє рухається усередині труб або обмиває труби зовні, рухаючись уздовж них, то використовується наступне узагальнене критеріальне рівняння [4]:

$$Nu_{ж1} = C \cdot Re_{ж1}^n \cdot Gr_{ж1}^m \cdot Pr_{ж1}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж1}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (2.11)$$

Визначальною температурою є середня температура рідини t_1 , а визначальним розміром – внутрішній діаметр d_e (якщо середовище рухається усередині труб) або $d_{екв}$ (якщо середовище обмиває труби зовні). При цьому $d_{екв}$ знаходять за (2.10).

Числові значення емпіричного коефіцієнта C , та показників ступені m , n вибирають залежно від режиму руху теплоносія:

- для ламинарного режиму ($Re_{ж} < 2320$)
 $C=0,15$; $n=0,33$; $m=0,1$;
- для турбулентного режиму ($Re_{ж} > 10000$)
 $C=0,021$; $n=0,8$; $m=0$;
- для невизначеного режиму ($2320 < Re_{ж} < 10000$)

$$C \cdot Re_{ж1}^n = B; \quad m=0.$$

В останньому випадку показник B вибирають з дод. 8 залежно від значення $Re_{ж1}$ [3].

Значення числа Прандтля при температурі стінки $Pr_{ст}$ для газових середовищ мало відрізняється від $Pr_{ж}$. Тому можна вважати, що

$$\left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right)^{0,25} \approx 1.$$

Температура стінки в цьому випадку

$$t_{см} = \frac{1}{2} \cdot (t_1 + t_2); T_{см} = t_{см} + 273. \quad (2.12)$$

Число Грасгофа

$$Gr_{жс} = \frac{g \cdot d^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t, \quad (2.13)$$

де g – прискорення сили тяжіння, м/с²;

d – визначальний розмір, м;

β – коефіцієнт теплового об'ємного розширення середовища, 1/К;

Δt – різниця середніх температур теплоносія та стінки, °С.

Визначальна температура і визначальний розмір вибираються з урахуванням пояснень до рівняння (2.11).

Коефіцієнт об'ємного теплового розширення для газових середовищ розраховується за формулою:

$$\beta = \frac{1}{T_1}, \quad (2.14)$$

де T_1 – середня температура газового середовища, К.

При поперечному обмиванні трубного пучка використовується критеріальне рівняння, що відноситься до глибинних рядів пучка труб [4] у вигляді

$$Nu_{жс1} = C \cdot Re_{жс1}^n \cdot Pr_{жс1}^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_{жс1}}{Pr_{см}} \right)^{0,25}. \quad (2.15)$$

При $Re_{жс} < 10^3$ для обох типів пучків труб необхідно приймати $C=0,56$; $n=0,5$.

При $Re_{жс} > 10^3$:

- для коридорних пучків труб $C=0,26$; $n=0,65$;

- для шахових пучків труб $C=0,41$; $n=0,60$.

Визначальною температурою є середня температура середовища, а визначальним розміром – зовнішній діаметр труб d_3 .

За числом Нуссельта $Nu_{ж1}$ знаходять коефіцієнт тепловіддачі

конвекцією $\alpha_{1к}$, $\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$:

$$\alpha_{1к} = \frac{Nu_{ж1} \cdot \lambda_{ж1}}{d}. \quad (2.16)$$

В данному випадку $d=d_6$ або $d=d_{екв}$ або $d=d_3$.

Значення $\alpha_{1к}$, середнє для всього пучка, треба визначати з урахуванням значень коефіцієнта тепловіддачі для перших двох рядів труб та числа глибинних рядів. В реальних теплообмінниках кількість глибинних рядів значно більше двох. Тому, нехтуючи деякою

похибкою можна припустити, що $\alpha_{1к} = \alpha_{1к}^{злпб}$. Таке припущення прийнятне ще тому, що число глибинних рядів невизначено.

Аналогічно визначається коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від стінки труби до холодного теплоносія $\alpha_{2к}$, Вт/(м²·К).

Якщо холодний теплоносій рухається усередині труби або, рухаючись в поздовжньому напрямі, оббиває її зовні, то використовується критеріальне рівняння (2.11). Значення C , m , n вибирають залежно від числа Рейнольдса $Re_{ж2}$. Визначальною

температурою при розрахунках $Re_{ж2}$ і $Nu_{ж2}$ є середня температура холодного теплоносія t_2 , а визначальним розміром – внутрішній діаметр d_6 (якщо теплоносій рухається усередині труб), або $d_{екв}$ (якщо теплоносій оббиває труби зовні). При цьому $d_{екв}$ обчислюють за (2.10).

Якщо холодний теплоносій оббиває труби зовні, рухаючись в поперечному напрямі, використовується критеріальне рівняння (2.15), де значення C і n вибираються залежно від $Re_{ж2}$ і типу пучка труб.

Згідно з одержаним значенням $Nu_{ж2}$ відповідно до (2.16) знаходять коефіцієнт тепловіддачі конвекцією $\alpha_{2к}$. При цьому $\lambda = \lambda_{ж2}$;

$d=d_6$ або $d=d_{екв}$ (при поздовжньому обмиванні пучка труб) і $d=d_3$ (при поперечному обмиванні пучка труб).

2.1.3. Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі випромінюванням від гарячого теплоносія до стінки труби

Одно- та двоатомні гази (He, N₂, O₂) практично прозорі (діатермічні) для теплових променів. Трьохатомні гази (CO₂, H₂O) мають велику випромінювальну та поглинальну здатність, тобто є випромінювально-вбирними газами. Випромінювання газів має об'ємний характер, тому їх поглинальна здатність залежить від щільності та товщини газового шару. Інтенсивність випромінювання трьохатомних газів CO₂, H₂O, як основних компонентів продуктів горіння палива є функцією їх температури, парціальних тисків P_{CO_2} і P_{H_2O} , а також ефективної довжини теплових променів l_{ef} в газовому шарі. Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від гарячого теплоносія до стінки труби α_{16} суттєво залежить від величини $\epsilon_{газ}$.

Парціальний тиск випромінюючих газів

$$P_{CO_2} = P \cdot r_{CO_2}, \quad (2.17)$$

$$P_{H_2O} = P \cdot r_{H_2O}, \quad (2.18)$$

де P – тиск суміші газів, МПа.

Ефективна довжина променів в газовому шарі, м

- якщо гарячий теплоносіє рухається усередині труб, то

$$l_{ef} = 0,9 \cdot d_6, \quad (2.19)$$

- якщо він рухається в міжтрубному просторі, то

$$l_{ef} = 1,08 \cdot d_3 \cdot \left(\frac{S_1 \cdot S_2}{d_3^2} - 0,785 \right). \quad (2.20)$$

Добуток парціального тиску випромінюючих газів на ефективну довжину променя в газовому шарі, МПа·м

$$P_{CO_2} \cdot l_{ef}, \quad (2.21)$$

$$P_{H_2O} \cdot l_{ef}. \quad (2.22)$$

Залежно від середньої температури гарячого теплоносія t_1 і добуток парціального тиску P_{CO_2} і P_{H_2O} на ефективну довжину

променя у випромінюючому шарі l_{ef} визначають міри чорноти цих газів $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ і $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$, для чого використовують графічні залежності.

Стосовно CO_2 така залежність наведена в дод.9.

Значення $\varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$ і β визначають за графіками, які зображені в дод.10. Далі маємо

$$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \beta. \quad (2.23)$$

Тоді, міра чорноти гарячого теплоносія

$$\varepsilon_{\text{газ}} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (2.24)$$

Зведена міра чорноти в системі «газ – труби»

$$\varepsilon_{\text{зв}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{газ}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{см}}} - 1}, \quad (2.25)$$

де $\varepsilon_{\text{см}}$ - міра чорноти поверхні труб.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від гарячого теплоносія до труби $\alpha_{1\text{в}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

$$\alpha_{1\text{в}} = \frac{\varepsilon_{\text{зв}} \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{см}}}{100} \right)^4 \right]}{T_1 - T_{\text{см}}}, \quad (2.26)$$

де C_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла,

$$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}^4}.$$

Температура стінки приймається при розрахунку $\alpha_{1\epsilon}$ за (2.12).
Надалі $\alpha_{1\epsilon}$ уточнюють за значенням T_{cm} , визначеному розрахунковим шляхом.

При виконанні розрахунків для визначення $\epsilon_{\text{газ}}$ можна використовувати наближену аналітичну залежність [2]

$$\epsilon_{\text{газ}} = 1 - \exp[-1,02 \cdot K_{\Gamma} \cdot (P_{\text{CO}_2} + P_{\text{H}_2\text{O}}) \cdot l_{\text{ef}}], \quad (2.27)$$

де K_{Γ} – коефіцієнт послаблення теплового променя в суміші CO_2 і H_2O ,

$$K_{\Gamma} = \frac{(0,792 + 1,62 \cdot P_{\text{H}_2\text{O}}) \cdot (1 - 0,38 \cdot 10^{-3} \cdot T_1)}{\sqrt{(P_{\text{H}_2\text{O}} + P_{\text{CO}_2}) \cdot l_{\text{ef}}}}. \quad (2.28)$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки труби, $\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$

$$\alpha_1 = \alpha_{1\kappa} + \alpha_{1\epsilon}. \quad (2.29)$$

2.1.4. Визначення температур стінок рекуператора з боку гарячого і холодного теплоносіїв

$$t_{cm1} = \frac{\left(\frac{\alpha_1 \cdot F_1}{\alpha_2 \cdot F_2} + \frac{\alpha_1 \cdot F_1 \cdot \delta}{\lambda \cdot F_{cp}} \right) \cdot t_1 + t_2}{1 + \frac{\alpha_1 \cdot F_1}{\alpha_2 \cdot F_2} + \frac{\alpha_1 \cdot F_1 \cdot \delta}{\lambda \cdot F_{cp}}}, \quad (2.30)$$

$$T_{cm1} = t_{cm1} + 273,$$

$$t_{cm2} = \frac{\left(\frac{\alpha_2 \cdot F_2}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{\alpha_2 \cdot F_2 \cdot \delta}{\lambda \cdot F_{cp}} \right) \cdot t_2 + t_1}{1 + \frac{\alpha_2 \cdot F_2}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{\alpha_2 \cdot F_2 \cdot \delta}{\lambda \cdot F_{cp}}}, \quad (2.31)$$

$$T_{cm2} = t_{cm2} + 273,$$

де F_1 – поверхня теплообміну з боку гарячого теплоносія, m^2 ;
 F_2 – поверхня теплообміну з боку холодного теплоносія, m^2 ;
 δ – товщина стінки труби, m ;
 F_{cp} – умовно середня поверхня стінки, m^2 .

При розрахунку F_1 , F_2 , F_{cp} приймається, що довжина труб теплообмінника не впливає на розрахункові значення t_{cm1} , t_{cm2} , тому можна прийняти довжину труб рівною 1м. Тоді

$$F_{cp} = \pi \cdot \frac{d_1 + d_2}{2}; \quad F_1 = \pi \cdot d_1; \quad F_2 = \pi \cdot d_2.$$

Якщо розрахункове значення t_{cm1} , яке визначене за (2.30), більш ніж на 10% відрізняється від прийнятого раніше за (2.12) для розрахунку α_{16} , то його треба уточнити, підставивши в (2.26) знайдене значення t_{cm1} . Потім уточнюється значення α_{16} і знову визначаються t_{cm1} і t_{cm2} .

2.1.5. Коефіцієнт теплопередачі K , $\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$, крізь стінки металевих труб можна розраховувати за формулами для плоскої стінки, якщо $\frac{d_3}{d_6} < 2$:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2.32)$$

2.1.6. Середньологарифмічний температурний напір, $^{\circ}C$

- для прямо- та протитечії:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}}, \quad (2.33)$$

де Δt_{δ} та $\Delta t_{\mathcal{M}}$ – різниці між температурами теплоносіїв відповідно на вході в теплообмінник і на виході з нього;

- для перехресній і складних схем відносного руху теплоносіїв:

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}^{prom} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (2.34)$$

де $\overline{\Delta t}^{prom}$ – середньологарифмічний температурний напір для протитечії;

$\varepsilon_{\Delta t}$ - поправочний коефіцієнт, який визначають із дод.11 в залежності від функцій P та R :

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{\max}}, \quad (2.35)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2}. \quad (2.36)$$

2.1.7. Площа поверхні теплообміну, м^2

$$F = \frac{Q}{K \cdot \overline{\Delta t}}. \quad (2.37)$$

2.2 Конструктивний розрахунок рекуперативного теплообмінника

2.2.1. Загальний переріз каналів для проходження димових газів, м^2

$$f_1 = \frac{V_1}{w_1}, \quad (2.38)$$

де w_1 – середня швидкість гарячого теплоносія (за вихідними даними), м/с;

V_1 – об’ємна витрата гарячого теплоносія, м³/с.

2.2.2. Загальна площа поперечного перерізу каналів для проходження повітря, м²

$$f_2 = \frac{V_2}{w_2}, \quad (2.39)$$

де w_2 – середня швидкість холодного теплоносія (за вихідними даними), м/с;

V_2 – об’ємна витрата холодного теплоносія, м³/с.

2.2.3 Площа поперечного перерізу однієї труби, м²

$$\omega = 0,785 \cdot d_{\epsilon}^2. \quad (2.40)$$

2.2.4 Кількість труб (каналів) на шляху теплоносія, що рухається усередині труб

$$n_{\partial} = \frac{f}{\omega}, \quad (2.41)$$

де f – загальна площа поперечного перерізу каналів для теплоносія, що рухається усередині труб, м²; $f=f_1$ або $f=f_2$.

2.2.5. Уточнена загальна кількість труб

$$n_{\partial} = n_1 \cdot n_2, \quad (2.42)$$

де приймається довільно n_1 - кількість труб у поперечному напрямку;

n_2 - кількість труб у поздовжньому напрямку.

2.2.6. Дійсна площа поперечного перерізу для проходження теплоносія усередині труб, м²

$$f_{\partial} = n_{\partial} \cdot \omega. \quad (2.43)$$

2.2.7. Дійсна швидкість теплоносія усередині труб, м/с

$$w_{\partial} = \frac{V}{f_{\partial}}, \quad (2.44)$$

де V – об’ємні витрати теплоносія усередині труб, м³/с; $V = V_1$ або $V = V_2$.

2.2.8. Крок труб у пучку труб у напрямку руху середовища та в поперечному напрямку (приймається за вихідними даними та рисунком 2.1).

2.2.9. Ширина каналів у міжтрубному просторі a , м

$$a = S_1 - d_3, \quad (2.45)$$

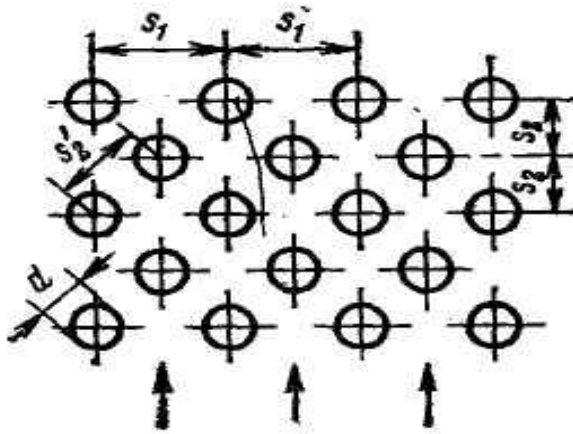
2.2.10. Висота каналів одного ходу теплоносія у міжтрубному просторі, м

$$b = \frac{f}{a \cdot n}. \quad (2.46)$$

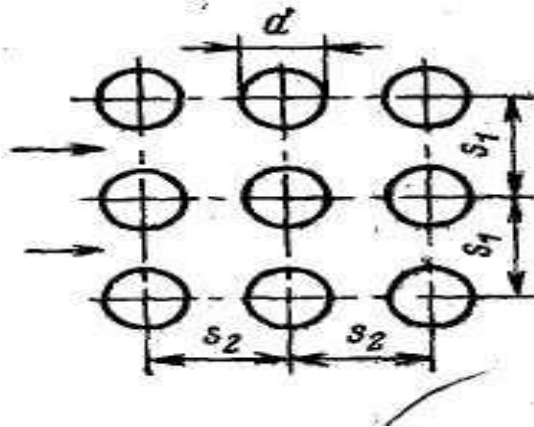
де f – загальна площа поперечного перерізу каналів для проходження теплоносія у міжтрубному просторі, м²; $f = f_1$ або $f = f_2$; $n = n_1$ або $n = n_2$.

2.2.11. Середній діаметр труб, м

$$d_{cep} = \frac{d_3 + d_6}{2}. \quad (2.47)$$



a)



б)

a – шахове розміщення труб у пучку труб; $б$ - коридорне розміщення труб у пучку труб; s_1 і s_2 – відстані між трубами; d – зовнішній діаметр труби.

Рисунок 2.1 – Схеми розміщення труб у пучках труб

2.2.12. Довжина труб, м

$$L_m = \frac{F}{\pi \cdot d_{cep} \cdot n_{\partial}} . \quad (2.48)$$

2.2.13. Загальна довжина труб, м

$$L_m^{3a2} = k \cdot b + m \cdot c , \quad (2.49)$$

де k – кількість ходів по ходу теплоносія у міжтрубному просторі (для прямотечії та протитечії $k=1$; для двоходових рекуператорів $k=2$);

m – кількість захисних ходів. Приймається два захисні ходи у верхній та нижній частинах рекуператора;

c – висота каналів одного захисного ходу, $c=0,2$ м.

Враховуючи компенсатор і нижні трубні дошки

$$L_m^{3a2} = L_m^{3a2} + 0,2 . \quad (2.50)$$

2.2.14. Габарити рекуператора, м

Ширина

$$A = S_1 \cdot n_1 , \quad (2.51)$$

Довжина

$$B = S_2 \cdot n_2 . \quad (2.52)$$

2.2.15. Вибирається стандартний теплообмінник.

2.3 Аеродинамічний розрахунок рекуперативного теплообмінника

Аеродинамічний розрахунок газоповітряного рекуперативного теплообмінника виконується з метою визначення сумарних втрат тиску $\sum \Delta P$ в каналах руху гарячого і холодного теплоносіїв.

За величиною $\sum \Delta P$ та відомою об'ємною витратою теплоносія розраховується потужність вентилятора або насоса, необхідна для переміщення теплоносіїв крізь теплообмінний апарат.

2.3.1. Загальна втрата тиску в рекуперативній установці, Па

$$\sum \Delta P = \sum \Delta P_1 + \sum \Delta P_2, \quad (2.53)$$

$$\sum \Delta P_1 = \Delta P_1^{тер} + \Delta P_1^M, \quad (2.54)$$

$$\sum \Delta P_2 = \Delta P_2^{тер} + \Delta P_2^M, \quad (2.55)$$

де $\Delta P_1^{тер}$ - втрати тиску по довжині від тертя при русі димових газів на прямих ділянках труб або каналів, Па ;

ΔP_1^M - втрати тиску на місцевих опірах при русі димових газів на коротких ділянках труб або каналів, Па;

$\Delta P_2^{тер}$ - втрати тиску по довжині від тертя при русі повітря на прямих ділянках труб або каналів, Па ;

ΔP_2^M - втрати тиску на місцевих опірах при русі повітря на коротких ділянках труб або каналів, Па.

2.3.2. Втрати тиску по довжині від тертя при русі повітря або газу в трубах або каналах, Па,

$$\Delta P^{тер} = \mu \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \rho \cdot (1 + \alpha t) \cdot \frac{L_m^{заг}}{d}, \quad (2.56)$$

де μ – коефіцієнт тертя:

- для $Re < 2300$

$$\mu = \frac{64}{\text{Re}},$$

- для $\text{Re} > 2300$

$$\mu = \frac{A}{\text{Re}^n},$$

де $A=0,175$, $n=0,12$ для цегляної стінки;

$A=0,32$, $n=0,25$ для гладкої металевої стінки;

$A=0,129$, $n=0,12$ для шорсткої металевої стінки;

w – дійсна швидкість потоку середовища, м/с;

g – прискорення сили тяжіння, м/с²;

ρ – густина теплоносія, (вибирається із дод. 6,7), кг/м³;

$1+\alpha t$ – біном розширення середовища;

$$\text{- для повітря: } 1 + \alpha t = 1 + \frac{t_2}{273};$$

$$\text{- для димових газів: } 1 + \alpha t = 1 + \frac{t_1}{273};$$

$L_m^{\text{заг}}$ – довжина каналу, м;

d – діаметр каналу з боку руху теплоносія, м.

2.3.3. Втрати тиску на місцеві опори

Місцеві опори обумовлені різкою зміною перерізу, тобто різкими змінами швидкості на шляху руху газу, плавними і різкими поворотами, розгалуженнями трубопроводу і т.і.

Втрати тиску на опір пучків труб при русі теплоносія усередині труб, Па

$$\Delta P^{\text{м}} = \xi \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \rho \cdot (1 + \alpha t), \quad (2.57)$$

де ξ – сумарний коефіцієнт місцевого опору.

Значення коефіцієнтів місцевих опорів для випадків, що найчастіше зустрічаються при розрахунках рекуператорів наведено в дод. 12.

Втрати тиску на опір пучків труб при їх зовнішньому обмиванні:
 - при шаховому розташуванні труб

$$\Delta P^M = 9,81 \cdot C_s \cdot C_d \cdot \Delta h \cdot (n_1 + 1), \quad (2.58)$$

де n_1 – приймається в залежності від схеми руху теплоносія:

- якщо теплоносій рухається уперек трубного пучка - n_1 ;
- якщо теплоносій рухається уздовж трубного пучка приймається максимальне число рядів (n_1 або n_2);
- для багатоходових схем руху число рядів труб n_1 помножується на кількість ходів;

Δh , C_s , C_d – знаходять за номограмами, наведеними в дод. 13, при цьому швидкість потоку приймають у вузькому перерізі пучка при середній температурі потоку;

- при коридорному розташуванні труб

$$\Delta P^M = \xi \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \rho \cdot (1 + \alpha t), \quad (2.59)$$

де $\xi = C_s \cdot C_{Re} \cdot \xi_{ep} \cdot n_i$ при $\frac{S_1}{d} > \frac{S_2}{d}$,

$\xi = C_s \cdot \xi_{ep} \cdot n_i$ при $\frac{S_1}{d} \leq \frac{S_2}{d}$,

C_s , C_{Re} , ξ_{ep} – знаходять за номограмами, наведеними в дод. 14, 15.

2.3.4. Потужність електричного приводу дуттьового вентилятора, Вт:

- для переміщення гарячого теплоносія

$$N_1 = \frac{V_1 \cdot \rho_1 \cdot \sum \Delta P_1}{\eta}, \quad (2.60)$$

- для переміщення холодного теплоносія

$$N_2 = \frac{V_2 \cdot \rho_2 \cdot \sum \Delta P_2}{\eta}, \quad (2.61)$$

де η – коефіцієнт корисної дії тягодуттєвої установки, $\eta=0,6...0,75$;
 $\sum \Delta P$ - втрата тиску в рекуператорі по повітряному і газовому тракту,
 Н/м²;

3 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

3.1 Вихідні дані

Об'ємна витрата гарячого теплоносія, $\text{м}^3/\text{с}$ - 3,5

Об'ємна витрата холодного теплоносія, $\text{м}^3/\text{с}$ - 3,0

Початкова температура гарячого теплоносія, $^{\circ}\text{C}$ - 1000

Початкова температура холодного теплоносія, $^{\circ}\text{C}$ - 15

Кінцева температура холодного теплоносія, $^{\circ}\text{C}$ - 350

Середня швидкість гарячого теплоносія, $\text{м}/\text{с}$ - 2,5

Середня швидкість холодного теплоносія, $\text{м}/\text{с}$ - 5,0

Об'ємний вміст випромінюючих газів у гарячому теплоносії, %

γ_{CO_2} - 10,0

$\gamma_{\text{H}_2\text{O}}$ - 14,0

Тиск гарячого теплоносія, Па - $1,0 \cdot 10^5$

Внутрішній діаметр труб, м - 0,03

Зовнішній діаметр труб, м - 0,035

Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$ - 55

Теплові втрати крізь стінки рекуператора - 0,04

Крок труб у поперечному напрямку по ходу руху теплоносія, м - 0,06

Крок труб у повздовжньому напрямку, м - 0,07

Тип пучка труб - коридорний

Схема руху теплоносія - прямотечія

Місце руху гарячого теплоносія - зовні

Міра чорноти поверхні труб - 0,78

3.2 Тепловий розрахунок

3.2.1. Визначення кінцевої температури гарячого теплоносія

3.2.1.1. Тепловий потік, сприйнятий холодним теплоносієм, може бути визначений:

$$Q_2 = V_2 \cdot C'_{pm_2} \cdot (t_2'' - t_2')$$

Оскільки $t_2' = 15^{\circ}\text{C}$, $t_2'' = 350^{\circ}\text{C}$, то значення об'ємної вибраної теплоємності холодного носія, середньої в інтервалі температур від t_2' до t_2'' визначаємо за формулою (2.2)

$$C'_{pm} = \frac{[C'_{pm}]_0^{t'} \cdot t' - [C'_{pm}]_0^{t''} \cdot t''}{t' - t''}.$$

Для $t'_2 = 15^\circ\text{C}$, знаходимо $C'_{p\ m2}^{15}$ з дод. 7, інтерполюючи за формулою

$$C_{px} = C_{p1} + \frac{C_{p2} - C_{p1}}{t_2 - t_1}(t_x - t_1).$$

$$C'_{p\ m2}^{15} = 1,299 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}.$$

$$C'_{p\ m2}^{350} = 1,369 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}.$$

$$C'_{pm} = \frac{1,299 \cdot 15 - 1,369 \cdot 350}{15 - 350} = 1,294 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}.$$

$$Q_2 = 3 \cdot 1,294 \cdot (350 - 15) = 1300,5 \text{ кВт}.$$

3.2.1.2. Для визначення об'ємної ізобарної теплоємності гарячого теплоносія необхідно скористатися такою умовою:

- витрата гарячого теплоносія $V_1 = 3,5 \text{ м}^3/\text{с}$,
- витрата холодного теплоносія $V_2 = 3,0 \text{ м}^3/\text{с}$,
- складаючи співвідношення, одержимо:

$$3,0 \text{ м}^3/\text{с} = 100\%$$

$$3,5 \text{ м}^3/\text{с} = x \%,$$

$$\text{де } x = \frac{3,5 \cdot 100\%}{3,0} = 116\%,$$

тобто об'ємна витрата гарячого теплоносія на 16% більше, ніж холодного. Отже можна припустити, що зміна температури гарячого

теплоносія приблизно на 16% менше, ніж холодного. Якщо температура холодного теплоносія на вході і виході з рекуператора відповідно рівна $t_2' = 15^\circ\text{C}$, $t_2'' = 350^\circ\text{C}$, то можна підрахувати на скільки нагрівся холодний теплоносіє $\Delta t_2 = t_2'' - t_2' = 350 - 15 = 335^\circ\text{C}$.

За початковими даними температура гарячого теплоносія на вході $t_1' = 1000^\circ\text{C}$. Враховуючи, що зміна температури гарячого теплоносія на 16% менше, ніж холодного, $\Delta t_1 = 335 - 335 \cdot 0,16 = 281^\circ\text{C}$, знайдемо температуру гарячого теплоносія на виході з рекуператора $t_1'' = 1000 - 281 = 719^\circ\text{C}$.

Теплоємність суміші визначається за формулою (2.4).

Суміш димових газів – це з'єднання азоту, вуглекислого газу, водяної пари.

Із співвідношення:

$$\sum_{i=1}^{i=n} r_i = 1; \Rightarrow r_{\text{CO}_2} + r_{\text{N}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} = 1.$$

Оскільки з початкових даних:

$$r_{\text{CO}_2} = 10\% = 0,1; \quad r_{\text{H}_2\text{O}} = 14\% = 0,14,$$

$$\text{то } r_{\text{N}_2} = 1 - (0,1 + 0,14) = 0,76.$$

З дод. 5 визначаємо $c'_{p\text{CO}_2}$, $c'_{p\text{H}_2\text{O}}$, $c'_{p\text{N}_2}$ при $t_1'' = 719^\circ\text{C}$ і

$$t_1' = 1000^\circ\text{C}:$$

а) для CO_2 , $\text{кДж}/(\text{м}^3\text{К})$

$$t_1'' = 719^\circ\text{C} \Rightarrow C'_{p\text{CO}_2} = 2,096,$$

$$t_1' = 1000^\circ\text{C} \Rightarrow C'_{p\text{CO}_2} = 2,203,$$

$$C'_{p\text{CO}_2} = \frac{C'^{1000}_{p\text{CO}_2} \cdot 100 - C'^{719}_{p\text{CO}_2}}{1000 - 719} = \frac{2,203 \cdot 1000 - 2,096 \cdot 719}{281} = 2,476$$

б) для H_2O , $\text{кДж}/(\text{м}^3\text{К})$

$$t_1'' = 719^\circ\text{C} \Rightarrow C'_{p_{H_2O}} = 1,646,$$

$$t_1' = 1000^\circ\text{C} \Rightarrow C'_{p_{H_2O}} = 1,723,$$

$$C'_{p_{H_2O}} = \frac{C'^{1000}_{p_{H_2O}} \cdot 1000 - C'^{719}_{p_{H_2O}} \cdot 719}{1000 - 719} = \frac{1,723 \cdot 1000 - 1,646 \cdot 719}{281} = 1,932,$$

в) для N_2 , кДж/(м³К)

$$t_1'' = 719^\circ\text{C} \Rightarrow C'_{p_{N_2}} = 1,361,$$

$$t_1' = 1000^\circ\text{C} \Rightarrow C'_{p_{N_2}} = 1,397,$$

$$C'_{p_{N_2}} = \frac{C'^{1000}_{p_{N_2}} \cdot 1000 - C'^{719}_{p_{N_2}} \cdot 719}{1000 - 719} = \frac{1,397 \cdot 1000 - 1,361 \cdot 719}{1000 - 719} = 1,489.$$

Теплоємність суміші

$$C'_{p_1} = \sum_{i=1}^{i=n} C'_{p_i} \cdot r_i = C'_{p_{H_2O}} \cdot r_{H_2O} + C'_{p_{CO_2}} \cdot r_{CO_2} + C'_{p_{N_2}} \cdot r_{N_2} =$$

$$= 1,932 \cdot 0,14 + 2,476 \cdot 0,1 + 1,489 \cdot 0,76 = 0,268 + 0,346 + 1,130 = 1,649 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}.$$

3.2.1.3. Знайдемо температуру гарячого теплоносія вкінці апарату t_1'' , °С.

З теплового балансу виходить, що :

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q_2}{V_1 \cdot C'_{p_1} \cdot (1 - \varepsilon)} = 1000 - \frac{1300,5}{3,5 \cdot 1,649 \cdot (1 - 0,04)} = 765$$

Отже $t_1'' = 765^\circ\text{C}$.

3.2.2 Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією при русі теплоносіїв усередині труб і міжтрубному просторі

3.2.2.1. Середня температура гарячого теплоносія $t_1, ^\circ\text{C}$ і T_1 ,

К

$$t_1 = \frac{1}{2} \cdot (t'_1 + t''_1) = \frac{1}{2} \cdot (1000 + 765) = 882,5$$

$$T_1 = t_1 + 273 = 882,5 + 273 = 1155,5.$$

3.2.2.2. Середня температура холодного теплоносія $t_2, ^\circ\text{C}$ і T_2, K

$$t_2 = \frac{1}{2} (t'_2 + t''_2) = \frac{1}{2} \cdot (15 + 350) = 182,5,$$

$$T_2 = t_2 + 273 = 182,5 + 273 = 455,5.$$

3.2.2.3. Середня дійсна швидкість гарячого теплоносія, м/с

$$W_1 = w_1 \cdot \frac{T_1}{273} = 2,5 \cdot \frac{1155,5}{273} = 10,58.$$

3.2.2.4. Середня дійсна швидкість холодного теплоносія, м/с

$$W_2 = w_2 \cdot \frac{T_2}{273} = 5 \cdot \frac{455,5}{273} = 8,34.$$

При $t_1 = 882,5^\circ\text{C}$ визначимо значення решти фізичних параметрів гарячого теплоносія, використовуючи дод. 6:

а) коефіцієнт кінематичної в'язкості, $\text{м}^2/\text{с}$

$$t = 800^\circ\text{C} \Rightarrow \nu_{\text{жс}} = 131,8 \cdot 10^{-6}$$

$$t = 900^\circ\text{C} \Rightarrow \nu_{\text{жс}} = 152,5 \cdot 10^{-6}$$

$$\nu_{\text{жс}_1} = 131,8 + \frac{152,5 - 131,8}{900 - 800} \cdot (882,5 - 800) = 148,8 \cdot 10^{-6}$$

б) коефіцієнт теплопровідності, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$

$$t = 800^0 C \Rightarrow \lambda_{ж1} = 9,15 \cdot 10^{-2}$$

$$t = 900^0 C \Rightarrow \lambda_{ж1} = 10 \cdot 10^{-2}$$

$$\lambda_{ж1} = 9,15 + \frac{10 - 9,15}{900 - 800} \cdot (882,5 - 800) = 9,85 \cdot 10^{-2},$$

в) число Прандтля

$$t = 800^0 C \Rightarrow Pr_{ж} = 0,60$$

$$t = 900^0 C \Rightarrow Pr_{ж} = 0,59$$

$$Pr_{ж1} = 0,60 + \frac{0,60 - 0,59}{900 - 800} \cdot (882,5 - 800) = 0,608.$$

Для холодного теплоносія при $t_2 = 182,5^0 C$,
використовуючи дод.7:

а) коефіцієнт кінематичної в'язкості, m^2/c

$$t = 180^0 C \Rightarrow \nu_{ж} = 32,49 \cdot 10^{-6}$$

$$t = 200^0 C \Rightarrow \nu_{ж} = 34,85 \cdot 10^{-6}$$

$$\nu_{ж2} = 32,49 + \frac{34,85 - 32,49}{200 - 180} (182,5 - 180) = 32,785 \cdot 10^{-6}$$

б) коефіцієнт теплопровідності, $Вт/(м \cdot К)$

$$t = 180^0 C \Rightarrow \lambda_{ж} = 3,78 \cdot 10^{-2}$$

$$t = 200^0 C \Rightarrow \lambda_{ж} = 3,93 \cdot 10^{-2}$$

$$\lambda_{ж2} = 3,78 + \frac{3,93 - 3,78}{200 - 180} \cdot (182,5 - 180) = 3,798 \cdot 10^{-2},$$

в) число Прандтля

$$t = 180^0 C \Rightarrow \text{Pr}_{ж} = 0,681$$

$$t = 200^0 C \Rightarrow \text{Pr}_{ж} = 0,68$$

$$\text{Pr}_{ж_2} = 0,681 + \frac{0,68 - 0,681}{200 - 180} \cdot (182,8 - 180) = 0,6808.$$

3.2.2.5. Число Рейнольдса для потоку гарячого теплоносія
Формула прийме вигляд

$$Re_{ж_1} = \frac{W_1 \cdot d_{екв}}{\nu_{ж_1}} = \frac{10,58 \cdot 0,056}{148,8 \cdot 10^{-6}} = 3981.$$

Оскільки гарячий теплоносіє рухається зовні удовж труб, то

$$d_{екв} = \frac{4 \left(S_1 S_2 - \frac{\pi d_3^2}{4} \right)}{2 \cdot (S_1 + S_2) - 0,86 \cdot d_3} = \frac{4 \left(0,06 \cdot 0,07 - 3,14 \cdot \frac{0,035^2}{4} \right)}{2 \cdot (0,06 + 0,07) - 0,86 \cdot 0,035} = 0,056 \text{ м.}$$

3.2.2.6 Число Грасгофа для гарячого теплоносія

$$Gr_{ж_1} = \frac{g \cdot d_{екв}^3}{(\nu_{ж_1})^2} \cdot \beta \cdot \Delta t,$$

де $\Delta t = t_1 - t_{cm},$

$$t_{cm} = \frac{1}{2}(t_1 + t_2) = \frac{1}{2}(882,5 + 182,5) = 532,5^0 C,$$

$$T_{cm} = t_{cm} + 273 = 532,5 + 273 = 805,5 K.$$

$$\Delta t = T_1 - T_{cm} = 1155,5 - 805,5 = 350 K.$$

$$Gr_{ж_1} = \frac{9,81 \cdot (0,056)^3}{(148,8)^2 \cdot 10^{-12}} \cdot 0,00086 \cdot 350 = 23547.$$

Коефіцієнт об'ємного розширення для газових середовищ, $1/K$ розраховується

$$\beta = \frac{1}{T_1} = \frac{1}{1155,5} = 0,00086.$$

3.2.2.7. Розраховуємо $Nu_{ж1}$.

За початковими даними димові гази рухаються в між трубному просторі уздовж труб, тому використовується рівняння (2.11). Оскільки $Re_{ж1} = 3981$, знаходиться в межах $2320 < Re_{ж1} < 10000$, то це перехідний режим, тому показник B знаходимо з дод. 8 залежно від значення $Re_{ж1}$.

$$c \cdot Re_{ж1}^n = B = 12,2,$$

$$m=0 \Rightarrow Gr_{ж1}^m = Gr_{ж1}^0 = 1.$$

Значення $Pr_{ст}$ для газів мало відрізняється від $Pr_{ж1}$, тому можна

$$\text{вважати, що } \left(\frac{Pr_{ж1}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} = 1.$$

За даних умов гарячий теплоносіє рухається зовні уздовж труб, тому використовується наступне узагальнене рівняння подібності тепловіддачі:

$$Nu_{ж1} = 12,2 \cdot (0,608)^{0,43} = 9,85.$$

3.2.2.8. За числом $Nu_{ж1}$ знаходимо конвективний коефіцієнт тепловіддачі, $Вт/(м^2K)$

$$\alpha_{1к} = \frac{Nu_{ж1} \cdot \lambda_{ж1}}{d_{екв}} = \frac{9,85 \cdot 9,83 \cdot 10^{-2}}{0,056} = 17,3.$$

3.2.2.9. Визначаємо число Рейнольдса $Re_{ж2}$ для холодного теплоносія:

$$Re_{ж2} = \frac{W_2 \cdot d_6}{\nu_{ж2}} = \frac{8,34 \cdot 0,03}{32,785 \cdot 10^{-6}} = 7631,5.$$

3.2.2.10. Визначення $Nu_{ж2}$.

Оскільки холодний теплоносіє рухається усередині труб, то для визначення $Nu_{ж2}$ теж використовується рівняння (2.11).

Визначальною температурою є t_2 , а визначальним розміром d_6 . Оскільки $Re_{ж2}=7631,5$ знаходиться в межах $2320 < Re_{ж2} < 10000$, то це перехідний процес і показник B беремо з дод. 8 .

$$cRe_{ж2}^n = B = 25,8,$$

$$m=0 \Rightarrow Gr_{ж1}^m = Gr_{ж1}^0 = 1.$$

Значення Pr_{cm} для газів мало відрізняється від $Pr_{ж2}$, тому можна

вважати, що $\left(\frac{Pr_{ж2}}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 1.$

Тоді одержуємо

$$Nu_{ж2} = 25,8 \cdot (0,6808)^{0,43} = 21,9.$$

За числом $Nu_{ж2}$ знаходимо конвективний коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²К)

$$\alpha_2 = \frac{Nu_{ж2} \cdot \lambda_{ж2}}{d_6} = \frac{21,9 \cdot 3,798 \cdot 10^{-2}}{0,03} = 27,7.$$

3.2.3 Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі випромінюванням від гарячого теплоносія до стінки труби

3.2.3.1. Визначаємо парціальний тиск випромінюючих газів, Па

$$P_{CO_2} = P \cdot r_{CO_2} = 1,04 \cdot 10^5 \cdot 0,10 = 0,1040 \cdot 10^5,$$

$$P_{H_2O} = P \cdot r_{H_2O} = 1,04 \cdot 10^5 \cdot 0,14 = 0,1456 \cdot 10^5.$$

3.2.3.2. Знаходимо ефективну довжину променів в газовому шарі. Оскільки гарячий теплоносій рухається зовні труб, то

$$l_{ef} = 1,08d_3 \left(\frac{S_1 \cdot S_2}{d_3^2} - 0,785 \right) = 1,08 \cdot 0,035 \cdot \left(\frac{0,06 \cdot 0,07}{0,035^2} - 0,785 \right) = 0,0999.$$

3.2.3.3. Далі обчислюємо добуток парціального тиску випромінюючих газів на ефективну товщину газового шару, Па·м

$$P_{CO_2} \cdot l_{ef} = 0,104 \cdot 10^5 \cdot 0,0999 = 0,010389 \cdot 10^5,$$

$$P_{H_2O} \cdot l_{ef} = 0,1456 \cdot 10^5 \cdot 0,0999 = 0,014545 \cdot 10^5.$$

Залежно від t_1 , $P_{CO_2} \cdot l_{ef}$, $P_{H_2O} \cdot l_{ef}$ визначаємо міру чорноти цих газів з дод.9 і дод.10

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,05$$

$$\varepsilon'_{H_2O} = 0,021;$$

$$\beta = 1,08.$$

Далі маємо:

$$\varepsilon_{H_2O} = \varepsilon'_{H_2O} \cdot \beta = 0,021 \cdot 1,08 = 0,02268.$$

Повну міру чорноти гарячого теплоносія знаходимо з формули

$$\varepsilon_{gaz} = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} = 0,05 + 0,02268 = 0,07449.$$

Зведену міру чорноти системи обчислюємо за формулою

$$\varepsilon_{3\theta} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{газ}} + \frac{1}{\varepsilon_{ст}} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,07449} + \frac{1}{0,78} - 1} = \frac{1}{13,423 + 1,282 - 1} = \frac{1}{13,705} \approx 0,073.$$

3.2.3.4. Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням

$$\alpha_{1\theta} = \frac{0,073 \cdot 5,67 \cdot \left(\left(\frac{1155,5}{100} \right)^4 - \left(\frac{805,5}{100} \right)^4 \right)}{1155,5 - 805,5} = 16,1.$$

3.2.3.5. Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки труби, Вт/(м²К)

$$\alpha_1 = \alpha_{1к} + \alpha_{1\theta} = 17,3 + 16,1 = 33,4.$$

3.2.3.6. Температуру тонких циліндрових стінок

$$\left(\frac{d_3}{d_6} = \frac{0,035}{0,030} = 1,16 < 2 \right) \text{ визначають за наступними формулами}$$

$$t_{cm1} = \frac{\left(\frac{\alpha_1 \cdot F_1}{\alpha_2 \cdot F_2} + \frac{\alpha_1 \cdot F_1 \cdot \delta}{\lambda \cdot F_{cp}} \right) \cdot t_1 + t_2}{1 + \frac{\alpha_1 \cdot F_1}{\alpha_2 \cdot F_2} + \frac{\alpha_1 \cdot F_1 \cdot \delta}{\lambda \cdot F_{cp}}},$$

$$T_{cm1} = t_{cm1} + 273, K$$

$$t_{cm2} = \frac{\left(\frac{\alpha_2 \cdot F_2}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{\alpha_2 \cdot F_{12} \cdot \delta}{\lambda \cdot F_{cp}} \right) \cdot t_2 + t_1}{1 + \frac{\alpha_2 \cdot F_2}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{\alpha_2 \cdot F_2 \cdot \delta}{\lambda \cdot F_{cp}}},$$

$$T_{cm2} = t_{cm2} + 273, K$$

3.2.3.7. Площа поверхні труб

$$F_1 = \pi \cdot d_{ек6} \cdot l = 3,14 \cdot 0,056 \cdot 1 = 0,175 \text{ м}^2,$$

$$F_2 = \pi \cdot d_6 \cdot l = 3,14 \cdot 0,03 \cdot 1 = 0,0942 \text{ м}^2,$$

$$F_{cp} = \pi \cdot \frac{d_{ек6} + d_{6.}}{2} \cdot l = 3,14 \cdot \frac{0,056 + 0,03}{2} \cdot 1 = 0,135 \text{ м}^2,$$

$$\delta = \frac{d_3 - d_6}{2} = \frac{0,035 - 0,030}{2} = 0,0025 \text{ м}.$$

3.2.3.8. Тоді

$$t_{cm1} = \frac{\left(\frac{33,4 \cdot 0,175}{27,7 \cdot 0,0942} + \frac{33,4 \cdot 0,175 \cdot 0,0025}{55 \cdot 0,135} \right) \cdot 882,5 + 182,5}{1 + \frac{33,4 \cdot 0,175}{27,7 \cdot 0,0942} + \frac{33,4 \cdot 0,175 \cdot 0,0025}{55 \cdot 0,175}} = 647^\circ C,$$

$$T_{cm1} = t_{cm1} + 647 = 599 + 273 = 920 K,$$

$$t_{cm2} = \frac{\left(\frac{27,7 \cdot 0,0942}{33,4 \cdot 0,175} + \frac{27,7 \cdot 0,0942 \cdot 0,0025}{55 \cdot 0,135} \right) \cdot 182,5 + 882,5}{1 + \frac{27,7 \cdot 0,0942}{33,4 \cdot 0,175} + \frac{27,7 \cdot 0,0942 \cdot 0,0025}{55 \cdot 0,135}} = 665^\circ C,$$

$$T_{cm2} = t_{cm2} + 273 = 665 + 273 = 938 \text{ K.}$$

Тому, що розрахункова температура $t_{cm1} = 675^\circ\text{C}$ відрізняється від попередньої розрахованої за формулою (2.12) більш ніж на 10%, то виконуємо її уточнення.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням

$$\alpha_{1\epsilon} = \frac{0,073 \cdot 5,67 \cdot \left(\left(\frac{1155,5}{100} \right)^4 - \left(\frac{920}{100} \right)^4 \right)}{1155,5 - 920} = 18,7.$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки труби, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{K})$

$$\alpha_1 = \alpha_{1k} + \alpha_{1\epsilon} = 17,3 + 18,7 = 36.$$

Тоді

$$t_{cm1} = \frac{\left(\frac{36 \cdot 0,175}{27,7 \cdot 0,0942} + \frac{36 \cdot 0,175 \cdot 0,0025}{55 \cdot 0,135} \right) \cdot 882,5 + 182,5}{1 + \frac{36 \cdot 0,175}{27,7 \cdot 0,0942} + \frac{36 \cdot 0,175 \cdot 0,0025}{55 \cdot 0,175}} = 677^\circ\text{C},$$

$$T_{cm1} = t_{cm1} + 677 = 599 + 273 = 950 \text{ K},$$

$$t_{cm2} = \frac{\left(\frac{27,7 \cdot 0,0942}{36 \cdot 0,175} + \frac{27,7 \cdot 0,0942 \cdot 0,0025}{55 \cdot 0,135} \right) \cdot 182,5 + 882,5}{1 + \frac{27,7 \cdot 0,0942}{36 \cdot 0,175} + \frac{27,7 \cdot 0,0942 \cdot 0,0025}{55 \cdot 0,135}} = 679^\circ\text{C},$$

$$T_{cm2} = t_{cm2} + 273 = 679 + 273 = 952 \text{ K.}$$

Тоді, як нова розрахункова температура не відрізняється від попередньої більш ніж на 10%, то уточнення не проводяться.

3.2.3.9. Визначення коефіцієнта теплопередачі, розрахунок середнього температурного натиску між теплоносіями і поверхнею теплообмінника

Коефіцієнт теплопередачі K , Вт/(м²·К) через стінки металевих труб можна розрахувати по формулі плоскої стінки $\left(\frac{d_3}{d_6}\right) < 2$,

$$K = \frac{1}{\frac{1}{36} + \frac{0,0025}{55} + \frac{1}{27,7}} = 15,65.$$

Для проточної середньоарифмічний температурний натиск визначається

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}\right)} = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln\left(\frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}\right)} = \frac{(1000 - 15) - (765 - 350)}{\ln\left(\frac{1000 - 15}{765 - 350}\right)} = 663^{\circ}\text{C}.$$

Площа поверхні теплообміну F , м²

$$F = \frac{Q_2}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1300,5 \cdot 10^3}{15,65 \cdot 663} = 125,3.$$

3.3 Конструктивний розрахунок

$V_1 = 3,5$ м³/с – витрата димових газів;

$V_2 = 3$ м³/с – витрата повітря через рекуператор;

$w_1 = 2,5$ м/с – середня швидкість димових газів;

$w_2 = 5$ м/с – середня швидкість повітря.

3.3.1 Загальний перетин каналів для проходження димових газів, м²:

$$f_1 = \frac{V_1}{w_1} = \frac{3,5}{2,5} = 1,4.$$

3.3.2 Загальний перетин каналів для проходження повітря, м²

$$f_2 = \frac{V_2}{w_2} = \frac{3,0}{5,0} = 0,6.$$

3.3.3 Перетин однієї труби (у світлі), м²

$$\omega = 0,785 \cdot d_g^2 = 0,785 \cdot 0,03^2 = 0,0007.$$

3.3.4 Число труб (каналів) на шляху руху повітря (тому що потік рухається усередині труб)

$$n_\partial = \frac{f_2}{\omega} = \frac{0,6}{0,0007} = 857.$$

Для коридорного пучка труб приймаємо $n_1 = n_2 = 29$.

3.3.5 Визначаємо загальне число труб

$$n = n_1 \cdot n_2 = 29 \cdot 29 = 841.$$

3.3.6 Дійсна площа для проходження повітря, м²

$$f_2 = n \cdot \omega = 841 \cdot 0,0007 = 0,6.$$

3.3.7 Дійсна швидкість повітря, м/с

$$w_{\partial 2} = \frac{V_2}{f_2} = \frac{3,0}{0,6} = 5,0.$$

3.3.8 Крок труб у напрямі руху потоку димових газів і упоперек,

м

$$S_1 = 0,060,$$

$$S_2 = 0,070.$$

3.3.9 Ширина каналів для проходження димових газів у вузькому перетині, м

$$a = S_2 - d_3 = 0,070 - 0,035 = 0,035.$$

3.3.10 Висота каналів одного ходу димових газів, м

$$b = \frac{f_1}{a \cdot n_2} = \frac{1,4}{0,035 \cdot 29} = 1,37.$$

3.3.11 Середній діаметр труб, м

$$d_{cep} = \frac{d_2 + d_3}{2} = \frac{0,030 + 0,035}{2} = 0,0325.$$

3.3.12 Довжина труб, м

$$L_m = \frac{F}{\pi \cdot d_{cep} \cdot n} = \frac{125,3}{3,14 \cdot 0,0325 \cdot 841} = 1,46.$$

3.3.13 Висота рекуператора визначається таким чином. Раніше була визначена висота одного ходу b . Залежно від схеми руху визначаємо загальну довжину труб, м

$$L_m^{заг.} = k \cdot b + m \cdot c = 1 \cdot 1,37 + 2 \cdot 0,2 = 1,77.$$

3.3.14 Враховуючи компенсатор і нижні трубні дошки довжина труб, м

$$L_m^{заг.} = 1,77 + 0,2 = 1,97.$$

3.3.15 Визначаємо в плані габарити рекуператора

$$\text{ширина: } A = S_1 \cdot n_1 = 0,06 \cdot 29 = 1,74,$$

$$\text{довжина: } B = S_2 \cdot n_2 = 0,07 \cdot 29 = 2,03.$$

3.4 Аеродинамічний розрахунок рекуператора

3.4.1 Опір від тертя

Опір від тертя при русі повітря або газу по трубах визначають

$$\Delta P^{мер} = \mu \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \rho \cdot (1 + \alpha t) \cdot \frac{L_m^{заг}}{d}, \text{ Па}$$

а) для димових газів

з дод. 6 $\rho_1 = 0,3068 \text{ кг/м}^3$; $d_3 = 0,035 \text{ м}$; $W_1 = 10,58 \text{ м/с}$,

$$1 + \alpha t = 1 + \frac{t_1}{273} = 1 + \frac{882,5}{273} = 4,23,$$

$$\text{визначаємо } \mu = \frac{0,32}{3981^{0,25}} = 0,04,$$

$$\Delta P_1^{мер} = \mu \cdot \frac{W_1^2}{2} \cdot \rho_1 \cdot (1 + \alpha t) \cdot \frac{L_m^{заг}}{d_3} = 0,04 \cdot \frac{10,58^2}{2} \cdot 0,3068 \cdot 4,23 \cdot \frac{1,11}{0,035} = 92,1$$

Па.

б) для сухого повітря при $t_2 = 182,5^\circ \text{C}$

з дод. 7 $\rho_2 = 0,775 \text{ кг/м}^3$; $d_6 = 0,03 \text{ м}$; $W_2 = 8,34 \text{ м/с}$;

$$1 + \alpha t = 1 + \frac{t_1}{273} = 1 + \frac{182,5}{273} = 1,668,$$

$$\text{визначаємо } \mu = \frac{0,32}{7631^{0,25}} = 0,034,$$

$$\Delta P_2^{мер} = \mu \cdot \frac{W_2^2}{2} \cdot \rho_2 \cdot (1 + \alpha t) \cdot \frac{L_m^{заг}}{d_6} = 0,034 \cdot \frac{8,34^2}{2} \cdot 0,775 \cdot 1,668 \cdot \frac{1,11}{0,03} = 1,6$$

Па.

3.4.2 Місцеві опори

До місцевих опорів відносяться різкі зміни перетину, тобто різкі зміни швидкості по шляху руху газу, плавні і різкі повороти, розгалуження трубопроводу та ін.

Оскільки димові гази рухаються зовні труб, то втрату тиску від місцевих опорів, Па визначають при коридорному розташуванні труб

$$\Delta P_1^м = \zeta \cdot \frac{W_1^2}{2} \rho_1 \cdot (1 + \alpha t),$$

де $\zeta = C_s \cdot \zeta_{ep} \cdot n_i$ при $\frac{S_1}{d} \leq \frac{S_2}{d}$.

$$\frac{S_1}{d_3} = \frac{0,060}{0,035} = 1,714 \quad \frac{S_2}{d_3} = \frac{0,070}{0,035} = 2,0,$$

звідси : $\frac{S_1}{d} \leq \frac{S_2}{d}$,

$n_i = n_1 = n_2$ - число труб у напрямі руху потоку $n_2 = 29$;

з дод. 14 та дод.15 $C_s = 0,75$ $\zeta_{ep} = 0,55$,

$$\zeta = 0,75 \cdot 0,55 \cdot 29 = 11,96,$$

$$\Delta P_1^M = 11,96 \cdot \frac{10,58^2}{2} \cdot 0,3068 \cdot \left(1 + \frac{882,5}{273}\right) = 869,2.$$

Оскільки сухе повітря рухається усередині труб, то аеродинамічний опір пучків труб, Па

$$\Delta P_2^M = \zeta \cdot \frac{w_2^2}{2} \rho_2 \cdot (1 + \alpha t),$$

$$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 = 2,5 + 1 = 3,5;$$

де ζ - сумарний коефіцієнт місцевих опорів, який для прямотечії складається з коефіцієнта місцевих опорів для входу в систему каналів та виходу з каналу;

$\zeta_1 = 2,5$ - коефіцієнт місцевого опору для входу в систему каналів, згідно дод. 12;

$\zeta_2 = 1$ - коефіцієнт місцевого опору для виходу з каналу.

$$\Delta P_2^M = 3,5 \cdot \frac{8,34^2}{2} \cdot 0,775 \cdot \left(1 + \frac{182,5}{273}\right) = 157,5.$$

Загальна втрата тиску в рекуперативній установці по повітряному і димовому тракту може бути визначена

$$\sum \Delta P = \sum \Delta P_1 + \sum \Delta P_2 = 961,3 + 214,1 = 1175,4 \text{ Па}$$

$$\sum \Delta P_1 = \Delta P_1^{мер} + \Delta P_1^M = 92,1 + 869,2 = 961,3 \text{ Па}$$

$$\sum \Delta P_2 = \sum \Delta P_2^{мер} + \sum \Delta P_2^M = 56,6 + 157,5 = 214,1 \text{ Па}$$

3.4.3 Потужність електричного приводу дуттьового вентилятора, Вт:

- для переміщення гарячого теплоносія

$$N_1 = \frac{V_1 \cdot \rho_1 \cdot \sum \Delta P_1}{\eta} = \frac{3,5 \cdot 0,3068 \cdot 961,3}{0,7} = 1474,6,$$

- для переміщення холодного теплоносія

$$N_1 = \frac{V_2 \cdot \rho_2 \cdot \sum \Delta P_2}{\eta} = \frac{3,0 \cdot 0,775 \cdot 214,1}{0,7} = 711,1.$$

4 ОФОРМЛЕННЯ І ЗДАЧА КУРСОВОЇ РОБОТИ

Звітний документ з курсової роботи – записка пояснення, яка повинна містити:

- титульний лист;
- шифр завдання і значення початкових даних (дод.1);
- реферат;
- зміст;
- тепловий, конструктивний і аеродинамічний розрахунки рекуператора з необхідними поясненнями і примітками;
- графіки, їх аналіз і відповідні висновки;
- перелік використаної літератури;
- підпис автора і дату.

Записка пояснення представляється на стандартних листах паперу (210х297 мм) з одного боку.

Всі розрахунки приводяться в логічній послідовності, чітко і розбірливо, виконуються в системі СІ.

Роботу спочатку перевіряє викладач, а потім студент захищає її.

По курсовій роботі виставляється диференційована оцінка.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Безверхий П.А. Конструкторский расчет кожухотрубного рекуперативного теплообменника. – Днепропетровск, ДМетИ, 1976. – 30 с.
2. Ульянов А.В., Тандура И.П., Попова Л.Н. Руководство к лабораторным и практическим занятиям по курсу «Основы теплообмена». – Днепропетровск, ДМетИ, 1975. – 115 с.
3. Шаршанов А.Я., Сайчук І.В. Термодинаміка і теплопередача: 111 Методичні вказівки до вивчення курсу і контрольні завдання. – Харків: УЦЗУ, 2007. –165 с.
4. Лабораторний практикум по курсу “Термодинаміка та теплопередача”/ Упорядники: І.Б.Рябова, А.Я.Шаршанов. –Харків: ХНПБ, 1998. –55 с.
5. Маляренко В.А.. Основи теплофізики будівель та енергозбереження: Підручник.- Харків: - САГА, 2006.- 484с.
6. Варламов Г.Б., Любчик Г.М, Маляренко В.А. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії. Підручник. – К.: „Політехніка”, 2003. – 232с.
7. Маляренко В.А Енергетичні установки. Загальний курс. Навчальний посібник. – Харків: ХНАМГ, 2007.- 287с.
8. Буляндра О.Ф. Технічна термодинаміка. – Підруч. для студ. енерг. спец. вищ. навч. закл. – Київ: Техніка, 2006. – 320 с.
9. Драганов Б.Х., Долінський А.А., Міщенко А.В., Письменний Є.М. і ін. Теплотехніка.- Київ: „ІНКОС”, 2005.- 504 с
10. Константинов М.С. Теплообмін: Підручник. – Київ: ВПІ ВПК „Політехніка”: Інрес, 2005. – 304 с.
11. Константинов М.С. Технічна термодинаміка. – Київ: Політехніка: 2001. – 368 с.
12. Чепурний М.М., Ткаченко С.Й., Основи технічної термодинаміки. – Вінниця: „Поділля – 2000”. – 2004. – 352 с.

Додаток А

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Запорізька політехніка»

Кафедра електричних машин

ЗАВДАННЯ № _____
до курсової роботи

Студент _____ група _____ Курс _____

Спеціальність _____ Дисципліна _____

Тема курсової роботи _____

ВИХІДНІ ДАНІ

Витрата гарячого теплоносія, $\text{м}^3/\text{с}$

Витрата холодного теплоносія, $\text{м}^3/\text{с}$

Початкова температура гарячого теплоносія, $^{\circ}\text{C}$

Початкова температура холодного теплоносія, $^{\circ}\text{C}$

Кінцева температура холодного теплоносія, $^{\circ}\text{C}$

Середня швидкість гарячого теплоносія, $\text{м}/\text{с}$

Середня швидкість холодного теплоносія, $\text{м}/\text{с}$

Об'ємний вміст випромінюючих газів у гарячому теплоносії, %

Тиск гарячого теплоносія, Па

Внутрішній діаметр труб, м

Зовнішній діаметр труб, м

Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$

Теплові втрати крізь стінки рекуператора, %

Крок труб у поперечному напрямку по ходу руху теплоносія, м

Крок труб у повздовжньому напрямку, м

Тип пучка

Схема відносного руху

Місце руху гарячого теплоносія

Міра чорноти поверхні труб

Примітка. Цифрові значення вихідних даних прийняти згідно дод. 3, 4 відповідно до варіанту завдання.

Завдання видав:

„___” _____ 20_ р.

Завдання отримав:

Студент

групи

„___” _____ 20_ р.

Додаток Б

Таблиця Б.1 - Графік виконання курсової роботи з дисципліни
«Теплообмінні апарати» (окрім заочного відділення)

№ п/п	Зміст роботи	Тиждень семестру														
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	Організаційне заняття	-----														
2	Тепловий розрахунок рекуператора			-----												
3	Конструктивний розрахунок рекуператора									-----						
4	Аеродинамічний розрахунок рекуператора											-----				
5	Оформлення розрахунково- пояснювальної записки												-----			
6	Захист курсової роботи														-----	

Додаток В

Таблиця В.1 - Початкові дані для розрахунку рекуперативного теплообмінника

№ п/п	Параметри або показник	Позначення	Одиниця	Перша цифра шифру завдання									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Витрата гарячого теплоносія	V_1	м ³ /с	1,2	1,5	2,0	2,3	2,5	2,8	3,0	3,5	4,0	5,0
2	Витрата холодного теплоносія	V_2	м ³ /с	1,0	1,3	1,7	2,0	2,2	2,5	2,7	3,0	3,5	4,0
3	Початкова температура гарячого теплоносія	t'_1	°C	1000	900	800	1050	950	850	750	1000	900	800
4	Початкова температура холодного теплоносія	t'_2	°C	20	15	10	15	20	25	10	15	20	15
5	Кінцева температура холодного теплоносія	t''_2	°C	350	300	250	400	350	300	280	350	320	300

Продовження таблиці В.1

6	Середня швидкість гарячого теплоносія	w_1	м/с	2,0	2,5	3,0	2,5	3,0	3,5	4,0	2,5	3,0	3,5
7	Середня швидкість холодного теплоносія	w_2	м/с	5,0	6,0	7,0	6,0	7,0	8,0	9,0	5,0	6,0	6,0
8	Об'ємний вміст випромінюючих газів в гарячому теплоносії	r_{CO_2}	%	10,0	11,0	12,0	13,0	10,0	11,0	12,0	10,0	11,0	12,0
		r_{H_2O}	%	16,0	14,0	13,0	18,0	16,0	13,0	16,0	14,0	12,0	16,0
9	Тиск гарячого теплоносія	P	Па·10 ⁻⁵	1,0	1,02	1,04	1,06	1,08	1,0	1,02	1,04	1,06	1,08

Додаток Г

Таблиця Г.1 - Початкові дані для розрахунку рекуперативного теплообмінника. Частина 1.

№ п/п	Параметр або показник	Поз начення	Друга цифра шифру завдання				
			0	1	2	3	4
1	Зовнішній діаметр труб, м	d_z	0,03	0,035	0,04	0,032	0,028
2	Внутрішній діаметр труб, м	d_v	0,025	0,03	0,035	0,026	0,022
3	Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб, Вт/(м·К)	λ	55	55	60	60	50
4	Теплові втрати крізь стінки рекуператора	ε	0,05	0,04	0,06	0,05	0,04
5	Крок труб в поперечному напряму по ходу теплоносія, м	S_1	0,055	0,06	0,05	0,06	0,055
6	Крок труб в повздовжньому напрямку, м	S_2	0,06	0,07	0,07	0,06	0,06
7	Тип пучка труб		шаховий	коридорний	шаховий	коридорний	шаховий
8	Схема відносного руху теплоносіїв	-	прямотечія		протитечія		перехресна течія
9	Місце руху гарячого теплоносія	-	всередені	зовні	всередені	зовні	всередені
10	Міра чорноти стінок труб	$\varepsilon_{ст}$	0,78	0,78	0,78	0,8	0,8

Таблиця Г.2 - Початкові дані для розрахунку рекуперативного теплообмінника. Частина 2.

№ п/п	Параметр або показник	Поз начення	Друга цифра шифру завдання				
			5	6	7	8	9
1	Зовнішній діаметр труб, м	d_3	0,04	0,032	0,025	0,024	0,026
2	Внутрішній діаметр труб, м	d_v	0,036	0,026	0,02	0,02	0,02
3	Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб, $Вт/(м \cdot K)$	λ	50	45	45	55	55
4	Теплові втрати крізь стінки рекуператора	ε	0,06	0,05	0,06	0,04	0,05
5	Крок труб в поперечному напрямку по ходу теплоносія, м	S_1	0,08	0,065	0,05	0,05	0,06
6	Крок труб в повздовжньому напрямку, м	S_2	0,08	0,06	0,05	0,06	0,05
7	Тип пучка труб		коридорний	шаховий	коридорний	шаховий	коридорний
8	Схема відносного руху теплоносіїв	-	перехресна течія	2-х ходова перехресна прямотечія		2-х ходова перехресна протитечія	
9	Місце руху гарячого теплоносія	-	зовні	всередині	зовні	всередині	зовні
10	Міра чорноти стінок труб	$\varepsilon_{ст}$	0,8	0,8	0,82	0,82	0,82

Додаток Д

Таблиця Д.1 - Питома об'ємна ізобарна теплоємність деяких газів C'_{pt} , кДж/(м³·К), середня в інтервалі температур 0.....t

Температура, °С	Газ						Продукти горіння палива
	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O	CO	повітря	
0	1,299	1,306	1,600	1,494	1,299	1,297	1,423
100	1,300	1,318	1,700	1,505	1,302	1,301	1,423
200	1,304	1,335	1,787	1,522	1,307	1,307	1,423
300	1,311	1,356	1,863	1,542	1,317	1,317	1,440
400	1,320	1,377	1,930	1,565	1,329	1,329	1,457
500	1,332	1,498	1,989	1,590	1,343	1,343	1,474
600	1,345	1,417	2,041	1,615	1,357	1,356	1,491
700	1,359	1,434	2,088	1,641	1,372	1,371	1,505
800	1,372	1,450	2,131	1,668	1,386	1,384	1,520
900	1,385	1,464	2,169	1,676	1,400	1,398	1,532
1000	1,397	1,477	2,203	1,723	1,413	1,410	1,545
1100	1,409	1,489	2,235	1,750	1,425	1,421	1,556
1200	1,420	1,501	2,264	1,777	1,463	1,433	1,566
1300	1,431	1,511	2,290	1,703	1,446	1,443	1,578
1400	1,441	1,520	2,314	1,828	1,457	1,453	1,591
1500	1,450	1,594	2,335	1,853	1,466	1,469	1,603

Додаток Е

Таблиця Е.1 - Фізичні параметри продуктів горіння палива середнього складу
 ($r_{CO_2} = 0,13$, $r_{H_2O} = 0,11$, $r_{N_2} = 0,76$ при $t=0$ °С и $P=1,013 \cdot 10^5$ Па)

$t, ^\circ\text{C}$	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг·К)	C'_p , кДж/(м ³ ·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\alpha \cdot 10^6$, м ² /с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
0	1,295	1,042	1,349	2,28	16,9	12,20	0,72
100	0,940	1,068	1,383	3,13	30,8	21,54	0,69
200	0,748	1,097	1,421	4,01	48,9	32,80	0,67
300	0,617	1,122	1,357	4,84	69,9	45,81	0,65
400	0,525	1,151	1,490	5,70	94,3	60,38	0,64
500	0,457	1,185	1,534	6,56	121,1	76,3	0,63
600	0,405	1,214	1,572	7,42	150,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	1,604	8,27	183,8	112,1	0,61
800	0,330	1,264	1,637	9,15	219,7	131,8	0,60
900	0,301	1,290	1,670	10,00	258,0	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	1,691	10,90	303,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	1,713	11,75	345,5	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	1,735	12,62	392,4	221,0	0,56

Додаток Ж

Таблиця Ж.1 - Фізичні параметри сухого повітря ($P=1,013 \cdot 10^5$

Па)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	$C'_p, \text{кДж/(м}^3 \cdot \text{K)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м} \cdot \text{K)}$	$\alpha \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	1,293	1,005	1,299	2,44	18,8	13,28	0,707
20	1,205	1,005	1,299	2,59	21,4	15,06	0,703
40	1,128	1,005	1,299	2,76	24,3	16,96	0,699
60	1,060	1,005	1,299	2,90	26,2	18,97	0,696
80	1,000	1,009	1,305	3,05	30,2	21,09	0,692
100	0,946	1,009	1,305	3,21	33,6	23,13	0,688
120	0,898	1,009	1,305	3,34	36,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	1,310	3,49	40,3	27,80	0,684
160	0,815	1,017	1,315	3,64	43,9	30,09	0,682
180	0,779	1,022	1,321	3,78	47,5	32,49	0,681
200	0,746	1,026	1,327	3,93	51,4	34,85	0,680
250	0,674	1,038	1,342	4,27	61,0	40,61	0,677
300	0,615	1,047	1,354	4,60	71,6	48,33	0,674
350	0,566	1,059	1,369	4,91	81,9	55,46	0,676
400	0,524	1,068	1,381	5,21	93,1	63,09	0,678
500	0,456	1,093	1,413	5,74	115,3	79,38	0,687
600	0,404	1,114	1,440	6,22	138,3	96,85	0,699
700	0,362	1,135	1,467	6,71	163,4	115,4	0,706
800	0,329	1,156	1,495	7,18	188,8	134,8	0,713
900	0,301	1,172	1,515	7,63	216,2	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	1,532	8,07	245,9	177,1	0,719

Додаток К

Таблиця К.1 - Значення показника $B = c \cdot \text{Re}_{\text{ж}}^n$

$\text{Re}_{\text{ж}} \cdot 10^{-3}$	2,2	2,3	2,5	3,0	3,5	4	5	6	7	8	9	10
B	2,2	3,6	4,9	7,5	10,0	12,2	16,5	20,0	24,0	27,0	30,0	33,0

Додаток Л

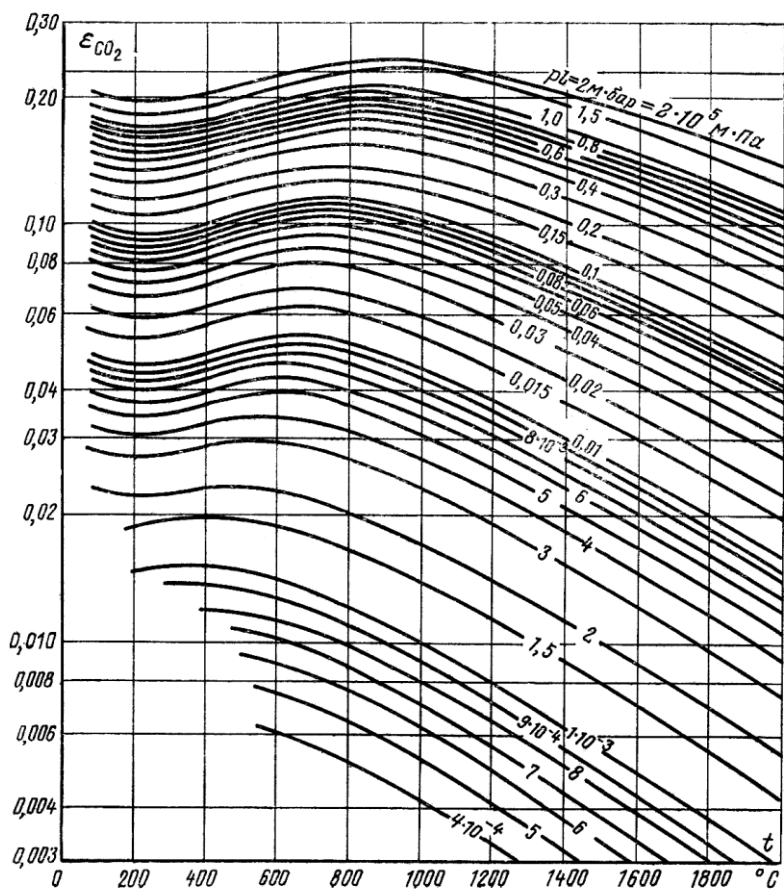


Рисунок Л.1 - Міра чорноти CO_2

Додаток М

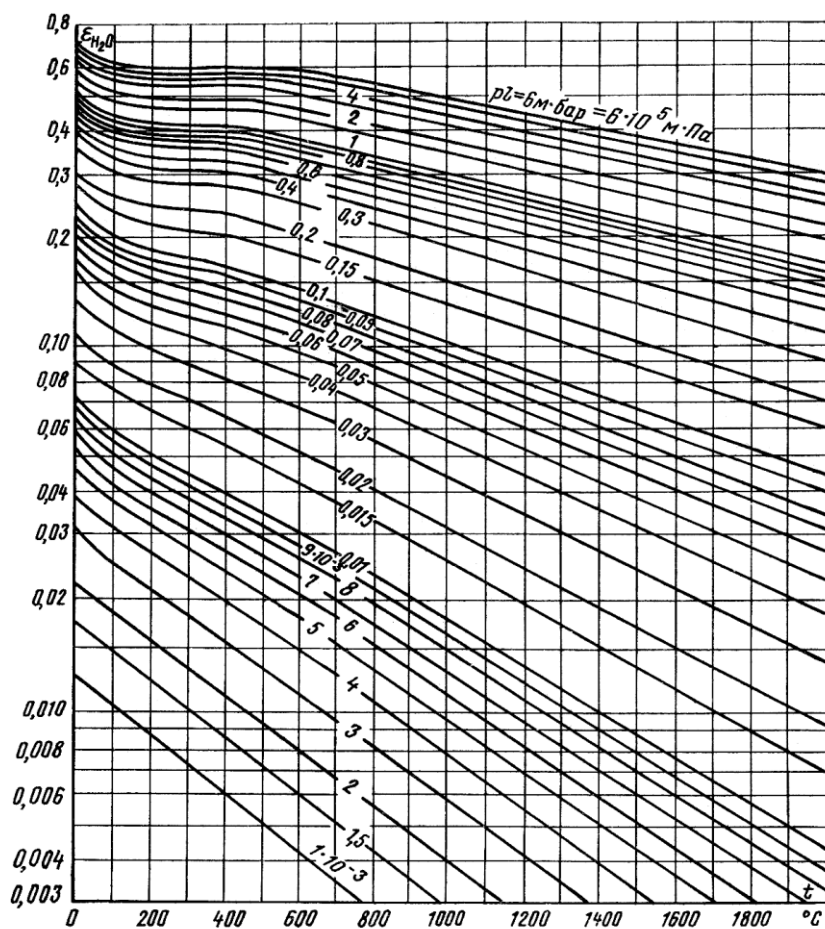


Рисунок М.1 - Міра чорноти водяної пари (H_2O)

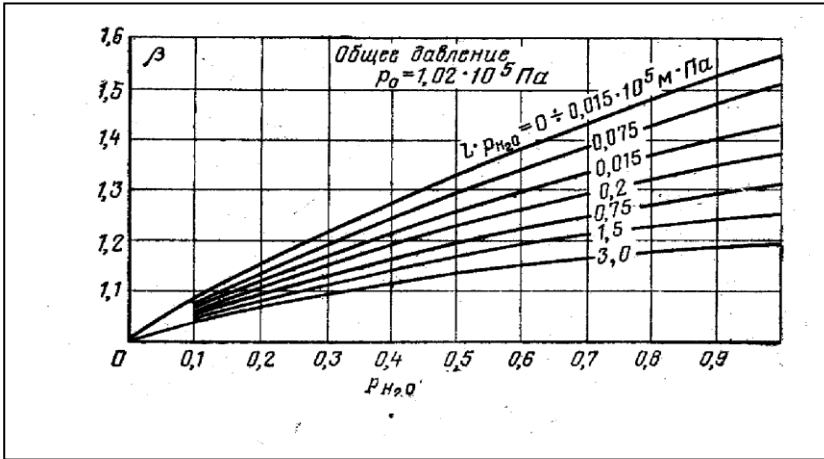

 p_{H_2O}

Рисунок М.2 - Поправний коефіцієнт β на парціальний тиск водяної пари

Додаток Н

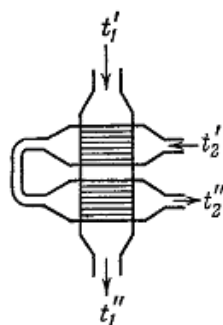
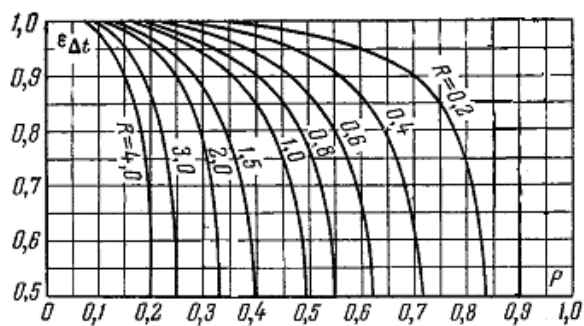


Рисунок Н.1 - Двоходова перехресна прямотечія

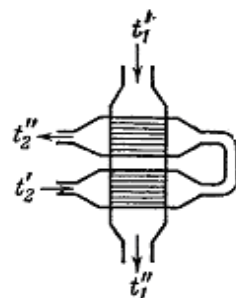
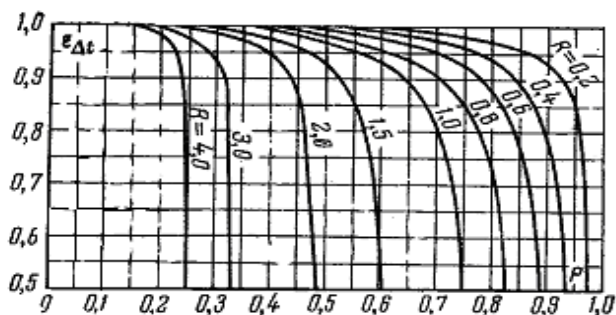


Рисунок Н.2 - Двоходова перехресна протитечія

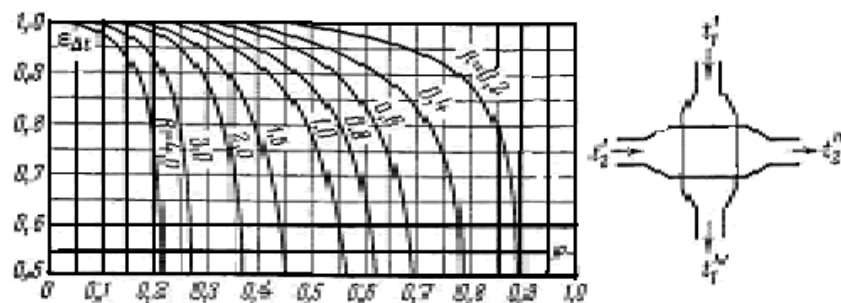
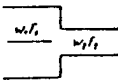
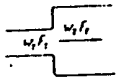


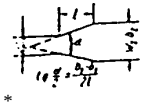
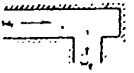
Рисунок Н.3 - Перехресна течія

Додаток П

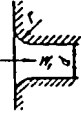
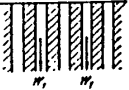
Таблиця П.1 - Коефіцієнти місцевих опорів ξ

№ п / п	Тип місцевого опору		ξ		До якої швидкості
	Найменування	Ескіз			
1	2	3	4		5
1	Раптове звуження каналу		F_2/F_1	ξ	ω_2
			0,1	- 0,47	
			0,2	- 0,42	
			0,3	- 0,38	
			0,4	- 0,34	
			0,5	- 0,29	
2	Раптове розширення каналу		F_2/F_1	ξ	ω_1
			0,1	- 0,81	
			0,2	- 0,64	
			0,3	- 0,50	
			0,4	- 0,36	
			0,5	- 0,25	

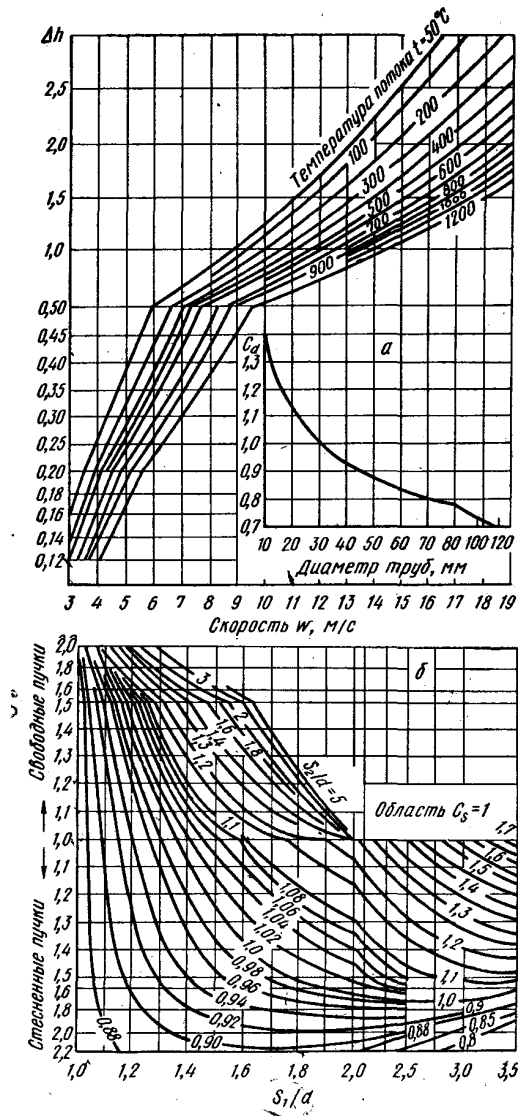
Продовження таблиці П.1

3	Дифузор у прямому каналі		Величина (по п.2 множиться на коефіцієнт К Кут розкриття дифузора				ω_1
			<i>град</i>	<i>K</i>	<i>гра</i>	<i>K</i>	
			5	0,082	д.	0,80	
			10	0,167	30	0,93	
			15	0,275	35	1,0	
			20	0,425	40	1,0	
			25	0,625	45		
4	Конфузор у прямому каналі		При $\alpha \leq 20^\circ$ $\xi = 0$ При $\alpha = 20 \div 40^\circ$ $\xi = 0,1$ При $\alpha > 45^\circ$ величина ξ береться по п. 1				ω_2
6	Пряме коліно під кутом 90° з нішою при $\omega_1 > \omega_2$		$\xi = 2$				ω_1
8	Вихід з каналу		$\xi = 1,0$				ω_1
9	Вхід в отвір з гострими краями		$\xi = 0,5$				ω_1

Продовження таблиці П.1

10	Вхід в отвір із закругленими краями		При $r/d = 0,1$ $\xi = 0,12$ При $r/d \geq 0,2$ $\xi = 0,02$	ω_1
13	Вхід у систему каналів		Квадр. отвори $\xi = 2,0 - 2,5$ Круглі отвори, $\xi = 2,5 - 3,5$ Прямоуг. отвори $\xi = 1,5 - 2,0$	ω_1

Додаток Р



а- поправний коефіцієнт C_d ; б- поправний коефіцієнт C_s

Рисунок Р.1 - Номограма для визначення втрат тиску у шахових пучках

Додаток С

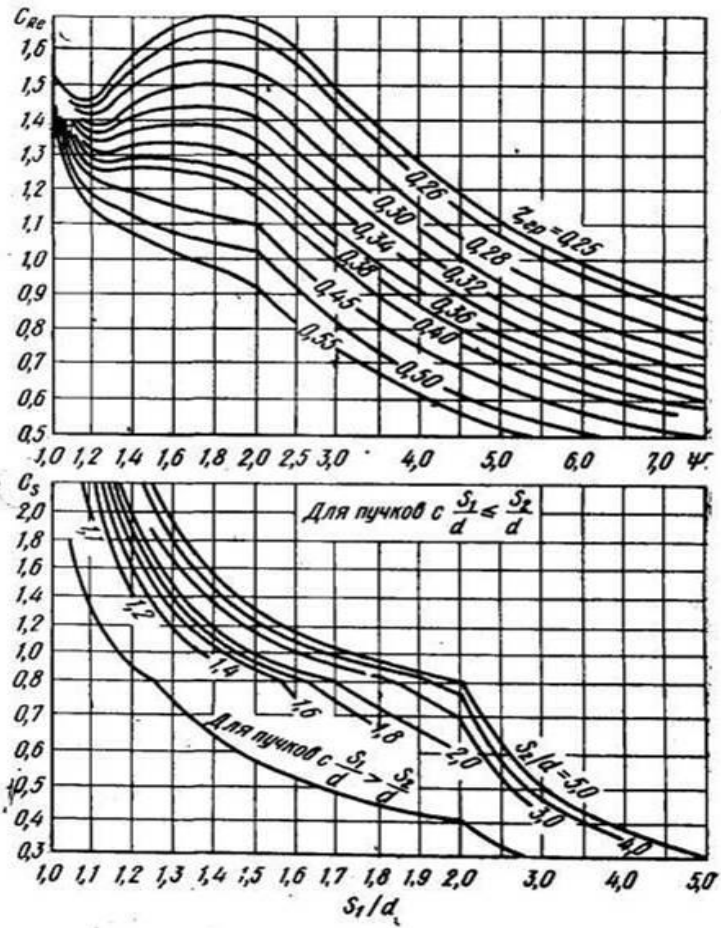
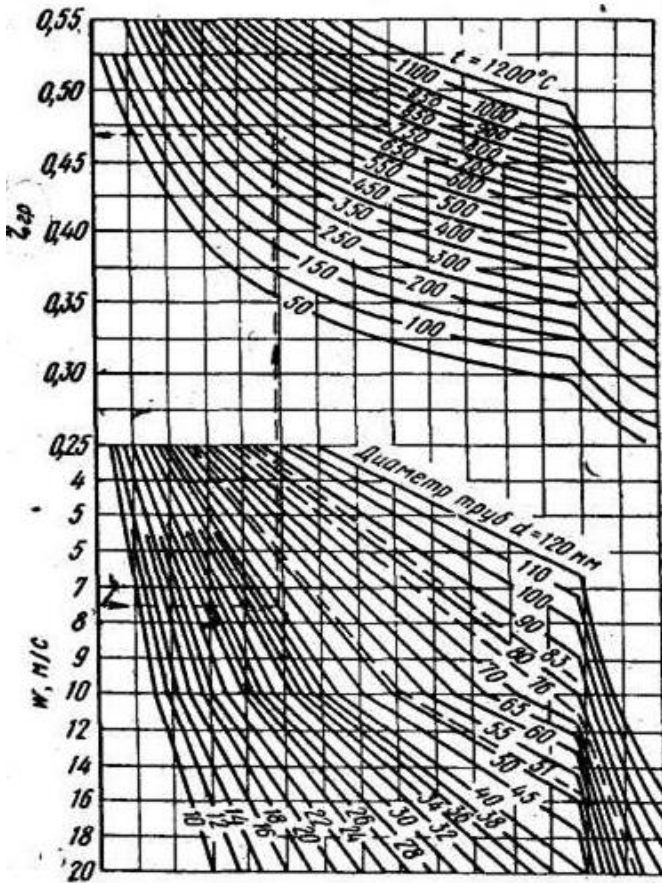


Рисунок С.1 - Номограми для визначення коефіцієнта аеродинамічного опору у коридорних пучках

Додаток Т



$$\left(\psi = \frac{S_1 - d}{S_2 - d}\right)$$

Рисунок Т.1 - Номограма для визначення коефіцієнта опору у коридорних пучках