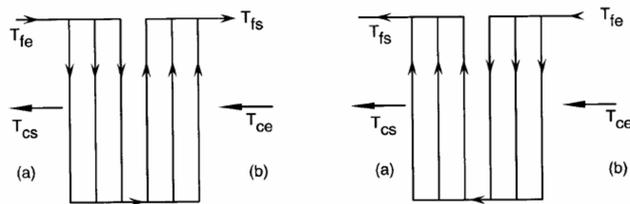


Solution 6 :



Échangeur tubulaire à courants croisés.
 Fluide chaud : fumées ; fluide froid : air
 A gauche : entrées opposées. A droite : entrées du même côté

1.

La température inconnue T_{cs} sera obtenue à partir du bilan enthalpique de l'échangeur :

$$q_{tc}(T_{ce} - T_{cs}) = q_{tf}(T_{fs} - T_{fe})$$

Il faut d'abord calculer les débits thermiques unitaires.

- Pour le fluide froid (air), le débit-masse est :

$$q_{mf} = \frac{1500 \times 17,95}{3600} = 7,5 \text{ kg/s}$$

La chaleur massique de l'air dépend très peu de la température. On l'arrondit à $C_{pf} \cong 1010 \text{ J/kg K}$, soit :

$$q_{tf} = q_{mf} C_{pf} = 7,5 \times 1010 = 7,57 \cdot 10^3 \text{ W/K}$$

- Pour le fluide chaud (fumées) :

$$q_{mc} = \frac{1500 \times 18,95}{3600} = 7,9 \text{ kg/s}$$

$$q_{tc} = 7,9 \times 1212 = 9,57 \cdot 10^3 \text{ W/K}$$

On observe au passage que :

$$q_{t \min} = q_{tf} = 7,57 \cdot 10^3 \text{ W/K}$$

Du bilan enthalpique on tire :

$$T_{ce} - T_{cs} = \frac{q_{tf}}{q_{tc}} (T_{fs} - T_{fe}) = \frac{7,57}{9,57} \times (120 - 20) = 79^\circ\text{C}$$

$$\boxed{T_{cs} = 281^\circ\text{C}}$$

2.

Air et fumées ont des propriétés voisines, et les coefficients d'échange à l'extérieur et à l'intérieur des tubes doivent être du même ordre de grandeur. Comme température locale de paroi, on admettra donc en première approximation :

$$T_p \approx (T_{air} + T_{fumées}) / 2$$

Avec entrées opposées, on a :

* côté (a) : air à 20°C ; fumées à 281°C , soit :

$$T_{pa} \cong \frac{20 + 281}{2} = 150,5^\circ\text{C} < 160^\circ\text{C} \quad \text{d'où risque de condensation}$$

* côté (b) : air à 120°C ; fumées à 360°C , soit :

$$T_{pb} \cong \frac{360 + 120}{2} = 240^\circ\text{C} \quad \text{pas de problème}$$

Cette solution est à proscrire : il y a un fort risque de condensation vers la sortie des fumées.

Avec entrées du même côté :

* côté (a) : air à 120°C ; fumées à 281°C . Donc :

$$T_{pa} \cong \frac{120 + 281}{2} \cong 200^\circ\text{C} > 160^\circ\text{C} \quad \text{c'est bon}$$

* côté (b) : air à 20°C ; fumées à 360°C :

$$T_{pb} \cong \frac{20 + 360}{2} = 190^\circ\text{C} > 160^\circ\text{C} \quad \text{c'est encore bon}$$

Conclusion : il vaut mieux placer les entrées du même côté

3.

Vitesse de référence V_f^0 côté fluide froid :

Il s'agit ici de l'écoulement de l'air dans les tubes.

$$Re_f = \frac{V_f^0 d}{\nu_f} = 25000 \quad \text{donné, avec } d = 50 \text{ mm}$$

ν_f doit être évaluée à la température moyenne de mélange de l'air (§ 4.1.5 ♥), soit :

$$T_{mf} = \frac{20 + 120}{2} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\nu_f = 2,02 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$$

On en déduit :

$$V_f^0 = \frac{25000 \times 2,02 \cdot 10^{-5}}{50 \cdot 10^{-3}}$$

$$\boxed{V_f^0 = 10,1 \text{ m/s}}$$

Vitesse de référence V_c^0 côté fluide chaud

Il s'agit maintenant des fumées, sachant que :

$$Re_c = \frac{V_c^0 D}{\nu_c} = 5000 \quad \text{avec } \nu_c = \frac{\mu_c}{\rho_c} = \frac{3 \cdot 10^{-5}}{0,585} = 5,13 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$$

on en tire :

$$V_c^0 = \frac{Re_c \nu_c}{D} = \frac{5000 \times 5,13 \cdot 10^{-5}}{55 \cdot 10^{-3}}$$

$$\boxed{V_c^0 = 4,66 \text{ m/s}}$$

4.

Coefficient d'échange h_c côté chaud (en calandre)

Le nombre de Reynolds est donné : $Re_c = 5000$, avec une vitesse de référence en calandre vide, donc compatible avec les formules du parag. 4.3.1.

Le faisceau est en ligne ; de ce fait il résulte que : $e_T^+ = e_L^+ = e^+ = 1,4$. En admettant que le nombre de nappes est au moins égal à 10 (§ 4.3.1.3 ♥), le nombre de Stanton est donc à prendre dans la formule (4.28) avec $\alpha = -0,7$ pour le fluide chaud :

$$St_c = 0,023 \left(1 + 6,2 \left[\frac{1,4 + 0,90}{1,4 - 0,98} \right]^{0,6} \times 1,4^{-0,2} \right) \times 5000^{-0,32} Pr^{-0,7}$$

Le nombre de Prandtl est calculé à la température T_{mc} , ce qui donne d'après les valeurs de l'énoncé :

$$Pr_c = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{3 \cdot 10^{-5} \times 1212}{0,033} = 1,10$$

et l'on obtient :

$$St_c = 0,024$$

Le coefficient d'échange h_c se déduit de St :

$$h_c = St_c \rho_c C_{pc} V_c^0 = 0,024 \times 0,585 \times 1212 \times 4,66$$

(la vitesse de référence V^0 étant la même que pour Re , cf. § 4.3.1.2).

$$\boxed{h_c = 79,3 \text{ W/m}^2 \text{ K}}$$

Coefficient d'échange h_f côté fluide froid (dans les tubes)

On sait que $Re_f = 25000$; en l'absence d'information sur la rugosité de la paroi, il est raisonnable d'admettre que l'on est en régime « turbulent lisse ». On utilisera donc la formule de Dittus et Boelter (4.21) avec $\alpha = -0,6$ (fluide froid), sous réserve que l'on ait $L/d > 60$, ce qui devra être vérifié en fin de calcul :

$$St_f = 0,023 Re_f^{-0,2} Pr_f^{-0,6}$$

Pour l'air à $T_{mf} = 70^\circ\text{C}$, $Pr_f = 0,7$.

$$St_f = 0,023 \times 25000^{-0,2} \times 0,7^{-0,6}$$

$$St_f = 0,00376$$

De là nous déduisons h_f :

$$h_f = St_f \rho_f C_{pf} V_f^0$$

A la température $T_{mf} = 70^\circ\text{C}$, les tables donnent pour l'air : $\rho_f = 1,02 \text{ kg/m}^3$ et $C_{pf} = 1015 \text{ J/kg K}$. Ainsi :

$$h_f = 0,00376 \times 1,02 \times 1015 \times 10,1$$

$$\boxed{h_f = 39,3 \text{ W/m}^2 \text{ K}}$$

Coefficient global côté fluide chaud

Le coefficient global k_c côté fluide chaud est ensuite calculé avec (6.6) :

$$k_c = \frac{1}{\Sigma_c} \left(\frac{1}{\Sigma_c h_c} + \frac{1}{\Sigma_f h_f} \right)^{-1} = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{\Sigma_c}{\Sigma_f} \frac{1}{h_f}}$$

Le rapport des surfaces d'échange est égal au rapport des diamètres $D/d = 55/50$.

$$k_c = \frac{1}{\frac{1}{79,3} + \frac{55}{50} \frac{1}{39,3}}$$

$$\boxed{k_c = 24,6 \text{ W/m}^2 \text{ K}}$$

5.

Puissance

On peut calculer la puissance par exemple côté froid :

$$\Phi = q_{tf} (T_{fs} - T_{fe}) = 7,57 \cdot 10^3 (120 - 20)$$

$$\boxed{\Phi = 757 \text{ kW}}$$

Efficacité

D'après (3.12) :

$$E = \frac{\Phi}{q_{t \min} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{757 \cdot 10^3}{7,57 \cdot 10^3 (360 - 20)}$$

$$E = 0,295$$

NUT

L'échangeur est à courants croisés, à un fluide brassé (§ 1.2), avec une seule passe sur le fluide brassé. Le débit thermique maximum est celui des fumées, c'est-à-dire du fluide brassé. Le tableau 3.1 donne dans ce cas :

$$NUT = -\text{Ln} \left(1 + \frac{1}{R} \text{Ln}(1 - ER) \right)$$

$$R = \frac{q_{t \min}}{q_{t \max}} = \frac{7,57}{9,57} \quad \text{soit} \quad \underline{R = 0,79}$$

et finalement :

$$\underline{NUT \cong 0,41}$$

Surface d'échange

De NUT on déduit la valeur de la surface d'échange Σ_c côté fluide chaud :

$$NUT = \frac{k_c \Sigma_c}{q_{t \min}} = \frac{24,6 \Sigma_c}{7,57 \cdot 10^3} = 0,41$$

$$\boxed{\Sigma_c \cong 126 \text{ m}^2}$$

Faisceau de tubes

La surface d'échange Σ_c côté fluide chaud correspond au diamètre extérieur des tubes : $D = 55 \cdot 10^{-3} \text{ m}$. Si L_t est la *longueur totale des tubes*, on a donc :

$$\Sigma_c = \pi D L_t \quad \text{soit} \quad L_t = \frac{126}{\pi \times 55 \cdot 10^{-3}}$$

$$\underline{L_t \cong 729 \text{ m}}$$

Appelons n le nombre de tubes nécessaires dans chaque passe pour assurer le débit demandé, et S_t la section totale des tubes :

$$S_t = n \frac{\pi d^2}{4}$$

Pour avoir n , il faut calculer préalablement S_t à partir de l'expression du débit d'air :

$$q_{mf} = \rho_f S_t V_f$$

Dans un calcul de débit, la masse volumique ρ_f doit être évaluée à la température moyenne de mélange, ici T_{mf} (§ 4.1.4 et 4.1.5 ♥), ce qui donne $\rho_f = 1,02 \text{ kg/m}^3$. En outre, $V_f = V_f^0 = 10,1 \text{ m/s}$, et $q_{mf} = 7,5 \text{ kg/s}$. Alors :

$$S_t = \frac{7,5}{1,02 \times 10,1} = 0,728 \text{ m}^2$$

$$n = \frac{4 S_t}{\pi d^2} \quad \text{avec} \quad d = 50 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\underline{n = 370 \text{ tubes par passe}}$$

soit au total :

$$\boxed{N = 740 \text{ tubes}}$$

La longueur de chaque tube (c'est-à-dire la longueur du faisceau) est donnée par :

$$L = \frac{L_t}{n} = \frac{729}{740} \text{ m}$$

$$\boxed{L \cong 1 \text{ m}}$$

Vérification

Il y a lieu maintenant de s'assurer que la longueur de chaque tube répond bien à la condition $L/d > 60$ (question 4, calcul de h_f). Or ce n'est pas le cas, puisque nous avons ici $L/d \approx 20$: d'après (4.24), St_f doit donc être multiplié par un facteur 1,12. Cela remontera de quelques pour cent le coefficient d'échange global, et il faudrait normalement procéder à une itération avec cette nouvelle valeur. Mais on est excusable si on renonce à recommencer les calculs.

En ce qui concerne h_f , vu le nombre total de tubes, la condition « nombre de nappes supérieur à 10 » est réaliste.