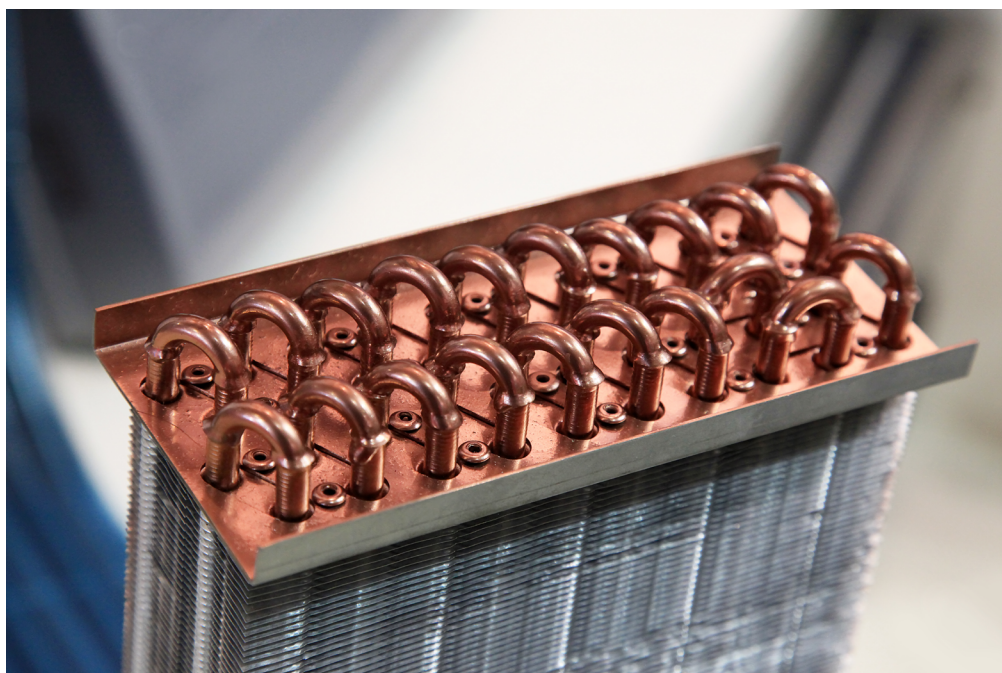




ÉCHANGEURS DE CHALEUR

Souheila Mellari

2020

**Digital course material
Support de cours**

ISBN : 978-2-36215-051-7

DOI : [10.18462/cours.mellari.echangeurs.10.2022](https://doi.org/10.18462/cours.mellari.echangeurs.10.2022)

Recommended by the IIR



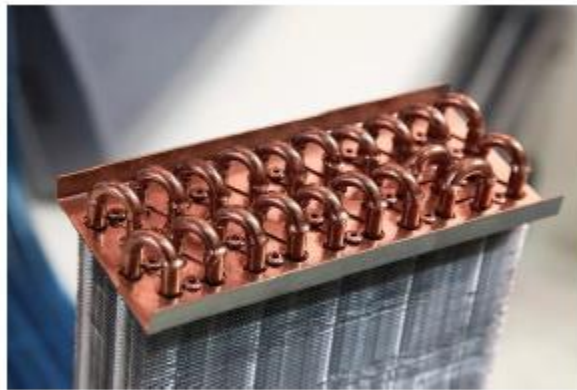
Échangeurs de chaleur

Cours et exercices corrigés

Souheila Mellari

Université Mentouri, Constantine 1, Algérie

Département de Génie Climatique



Année 2020

Sommaire

Introduction	03
I. Classification des échangeurs thermiques	04
I.1. Les échangeurs continus	04
1. Echangeurs tubulaires	04
a) Echangeurs à double tubes	04
b) Echangeurs à faisceaux tubulaires	05
2. Echangeurs tubulaires à courants croisés	07
3. Echangeurs à plaques	08
a) Echangeurs à plaques soudées ou brasées	08
b) Echangeurs à plaques et joints	08
I.2. Echangeurs par mélange ou à contact direct	09
I.3. Régénérateurs ou les échangeurs discontinus	09
I.4. Echangeurs de chaleur avec changement de phase	11
II. Sens de circulation des fluides	11
1. Courants parallèles	11
2. Courants croisés	12
III. Marché et application des échangeurs de chaleur	12
VI. Etude des échangeurs thermiques	13
VI.1. Coefficients locaux et coefficient global de transfert de chaleur	16
VI.1.1. Coefficients d'échange internes	16
VI.1.2. Coefficients d'échange externes	18
1. Echangeurs tubulaires	18
a). Echangeurs tubulaires à courants croisés (liquide-gaz)	18
b). Echangeurs tubulaires à courants croisés (liquide-liquide)	21
c). Echangeurs tubulaires à courants parallèles	22
d). Echangeur avec chicanes	24
e). Echangeurs tubulaires à double tubes	25
6. Echangeurs à ailettes	26
VI.1.3. Coefficient d'échange global	26
VI.1.4. Encrassement dans les échangeurs thermiques	29
II. Ordres de grandeurs de coefficient d'échange et d'encrassement	19
V. Grandeurs caractéristiques des échangeurs thermiques	30
1. Températures et rapports de débits de capacité thermique	31
2. Puissance échangée	32
3. DLMT, efficacité, NUT et facteur de correction	32
a) Différence logarithmique moyenne de température DLMT	32
b) Facteur de correction	34
c) Efficacité	35
d) Taux de circulation	35
e) Nombre d'unité de transfert (NUT)	36
f) Relation entre NUT et efficacité	37
VII. Intensification de l'échange	41
1. Surface ailetée	41
2. Efficacité de l'ailette	43
3. Rendement de l'ailette	44
Exercices corrigés	46
Annexe 1 : Facteur de correction	72
Annexe 2 : Abaques $NUT = f(\epsilon)$ pour les échangeurs thermiques	73
Bibliographie	74

Introduction

Les échangeurs de chaleur sont des appareils où s'effectue l'échange thermique entre deux fluides à températures différentes sans qu'ils soient mélangés.

Au sein d'un échangeur de chaleur, on peut trouver les trois modes d'échange de chaleur, la conduction thermique qui est la propagation de chaleur, de molécule en molécule, dans un corps ou dans plusieurs corps superposés et non réfléchissants ; La convection qui se caractérise par la propagation et le transport de chaleur par des molécules en mouvement qui viennent se réchauffer au contact d'un corps chaud et véhiculent cette énergie calorique pour la céder à un corps froid et le rayonnement où le transfert de chaleur s'effectue par des vibrations électromagnétiques qui se propagent en ligne droite sans aucun milieu, c'est à dire, tout corps même placé dans le vide émet de l'énergie et tout autre corps placé sur son trajet absorbe toute ou une partie de cette énergie. Généralement le rayonnement dans un échangeur de chaleur est négligeable.

Les principaux types des échangeurs de chaleur sont les échangeurs continus, les échangeurs par mélange ou à contact direct, les régénérateurs ou les échangeurs discontinus et les échangeurs de chaleur avec changement de phase.

Ces échangeurs thermiques interviennent dans des très nombreuses réalisations industrielles comme les chaudières, les radiateurs, les réchauffeurs d'eau, les machines frigorifiques, qu'il s'agisse d'un réfrigérateur, d'un climatiseur ou d'une pompe à chaleur ; les radiateurs automobiles, les centrales nucléaires, les récupérateurs sur air vicié dans une installation de ventilation à double flux ...

Ce polycopié est composé d'un cours et des exercices corrigés. Le cours comporte une classification des échangeurs thermiques où on a cité les principaux types des échangeurs thermiques et le marché et l'application de ces échangeurs de chaleur. Comme il porte aussi sur les grandeurs fondamentales des échangeurs thermiques et le dimensionnement de ces derniers. L'échange de chaleur se produit toujours par convection, nous avons sélectionné quelques formules de Nusselt qui conviennent pour la plupart des configurations géométriques des échangeurs qu'on peut rencontrer dans les installations frigorifiques et de climatisation. Seuls les échangeurs tubulaires ou échangeur double tubes, les échangeurs à faisceaux tubulaires ou tubes et calandre qui seront abordés ici. Ce polycopié s'achève par des dix exercices corrigés.

I. Classification des échangeurs thermiques

La classification d'un échangeur de chaleur se fait en fonction de :

- nature des deux fluides (liquide, gaz, condensation, évaporation) ;
- critères technologique (tubes, à plaques, canaux, caloducs,...),
- mode de circulation des fluides (co-courants, contre courants, courants croisé) ;
- mode de transfert de chaleur (convection, rayonnement) ;
- fonctionnement (contact direct ou indirect entre les deux) ;
- avec ou sans stockage temporaire de la chaleur (régénérateurs) ;
- application.

Les échangeurs thermiques peuvent être : des échangeurs avec ou sans changement de phase

-Sans changement de phase : chaleur sensible seule

-Avec changement de phase: chaleur latente et/ou sensible

- Evaporateur : le fluide froid s'évapore ;

- Condenseur : le fluide chaud se condense.

Les principaux types sont :

I.1.Echangeurs continus

Les deux fluides circulent de manière continue de part et d'autre de la surface d'échange, on va détailler :

1. Echangeurs tubulaires

+Plus simple

- Surface d'échange importante

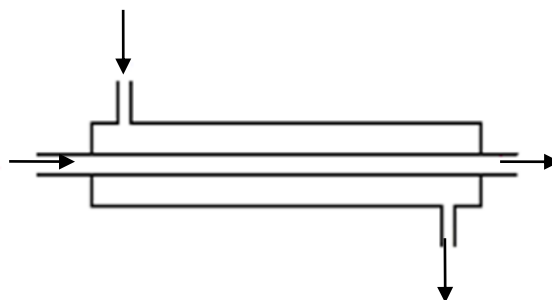
Utilisation

Liquide – liquide (eau/eau, huile/eau, eau surchauffée/eau).

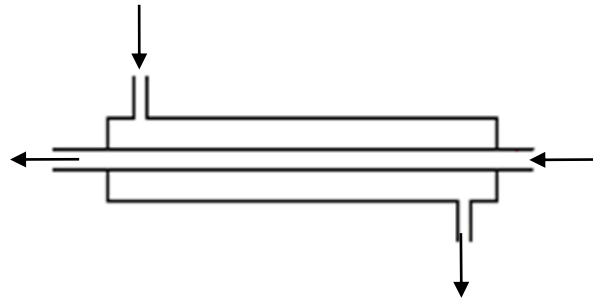
Parmi lesquels on a :

a) Echangeurs à double tubes

Parallèle à co-courant



Parallèle à contre-courant



b) Echangeurs à faisceaux tubulaires (tube et calandre)

+ Compacité maximum ($500 \text{ m}^2/\text{m}^3$)

+ Turbulence

- pertes de charge importantes

Utilisation

Liquide – liquide (eau/eau, huile/eau, eau surchauffée/eau)

Gaz – liquide (vapeur/eau)

Parmi lesquels on a :

Echangeurs 1-1

Une passe dans la calandre

Une passe dans les tubes

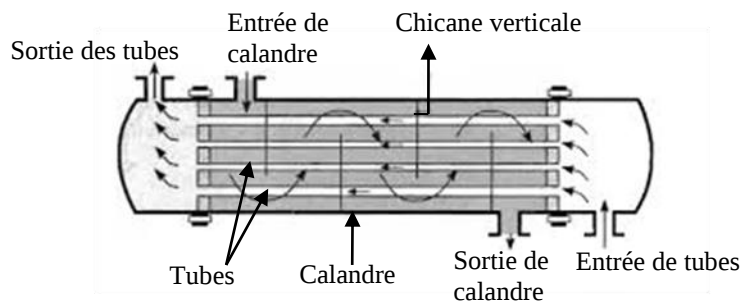


Figure 1 :Echangeurs 1-1

Echangeurs 1-2(tubes en U)

Une passe dans la calandre

Deux passes dans les tubes

1 passage en calandre

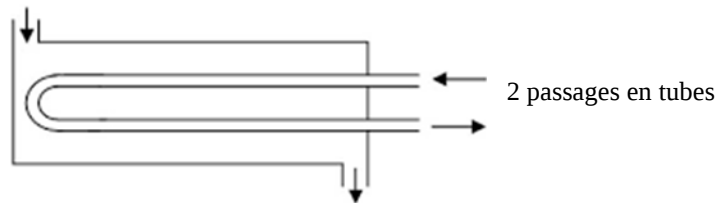


Figure 2 : Echangeurs de chaleur 1-2

Echangeurs 1-4

Une passe dans la calandre

Quatre passes dans les tubes

1 passage en calandre

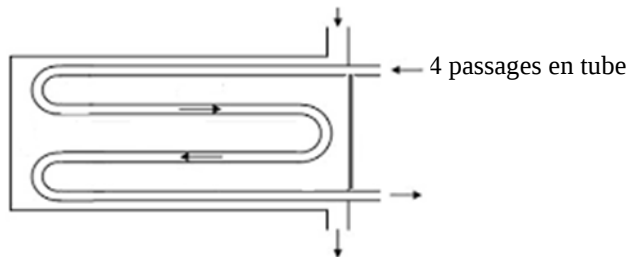


Figure 3 : Echangeurs de chaleur 1-4

Echangeurs 2-4

Deux passes dans la calandre

Quatre passes dans les tubes

Chicane horizontale

2 passages en calandre

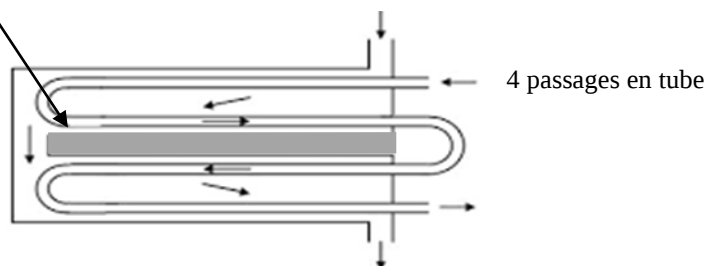


Figure 4 : Echangeurs de chaleur 2-4

2. Echangeurs tubulaires à courants croisés (Liquide-Gaz)

Les échangeurs à courants croisés sont utilisés pour des échanges entre gaz circulant en calandre et liquide circulant dans les tubes. L'écoulement autour des tubes est presque perpendiculaire au faisceau de tubes.

Note :

- non brassé : fluide circule dans des canaux parallèles distincts et de faible section
- brassé: fluide ne circule pas dans des canaux parallèles distincts et de faible section.

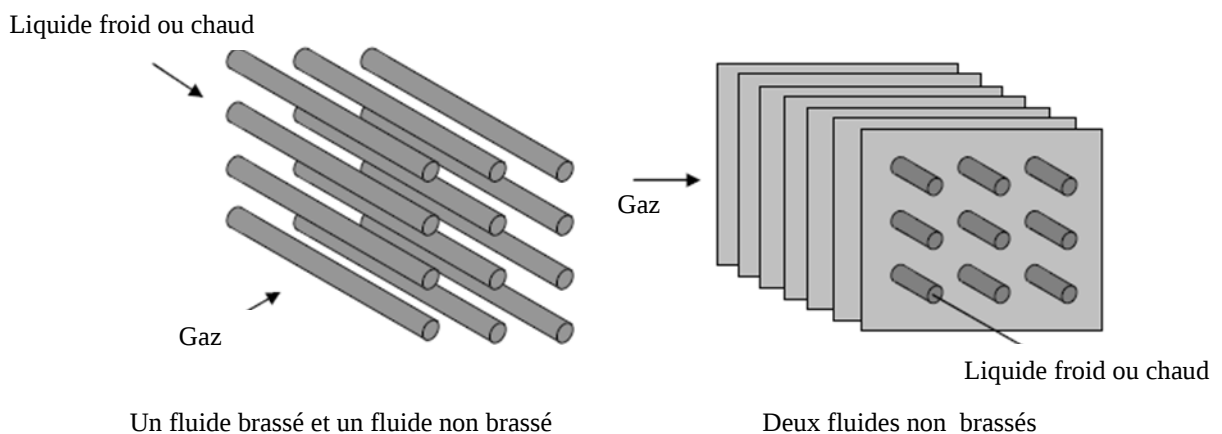


Figure 5 : Echangeurs tubulaires à courants croisés

3. Echangeurs à plaques

- + Compacité maximum ($500 \text{ m}^2/\text{m}^3$)
- + Turbulence
- Pertes de charge importantes

Utilisation

Liquide– liquide (eau-eau)

Gaz – gaz (air-air)

Parmi lesquels, on a :

a) Echangeurs à plaques soudées ou brasées

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agro-alimentaire.

b) Echangeurs à plaques et joints

La surface d'échange est composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile. On trouve dans ce genre d'échangeurs avec circulation des fluides est latérale et avec circulation des fluides est diagonale.

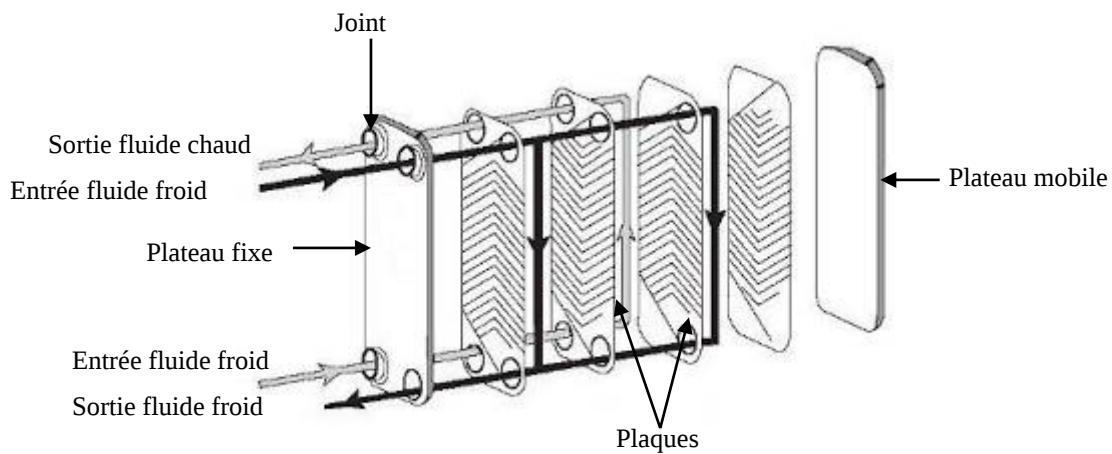


Figure 6 : Echangeurs à plaques et joints

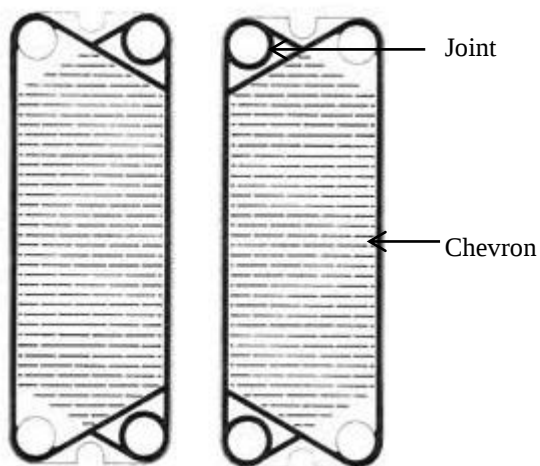


Figure 7 : Échangeurs à plaques et joints avec circulation des fluides est latérale

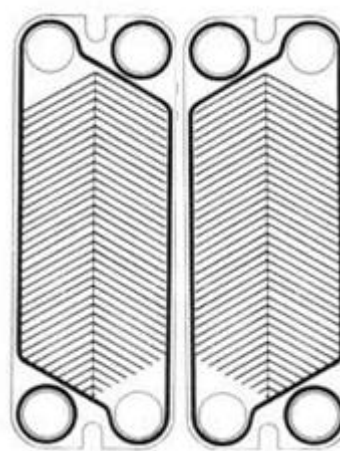


Figure 8: Échangeurs à plaques et joints avec circulation des fluides est diagonale

I.2. Echangeurs par mélange ou à contact direct

Certaines applications impliquent une forme de "mélange" des deux fluides : le contact direct, où les deux fluides sont intimement mélangés.

- désurchauffeurs de vapeur ;
- dégazeurs ;
- tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée ;
- ballons de détente de purges...

I.3. Régénérateurs ou les échangeurs discontinus

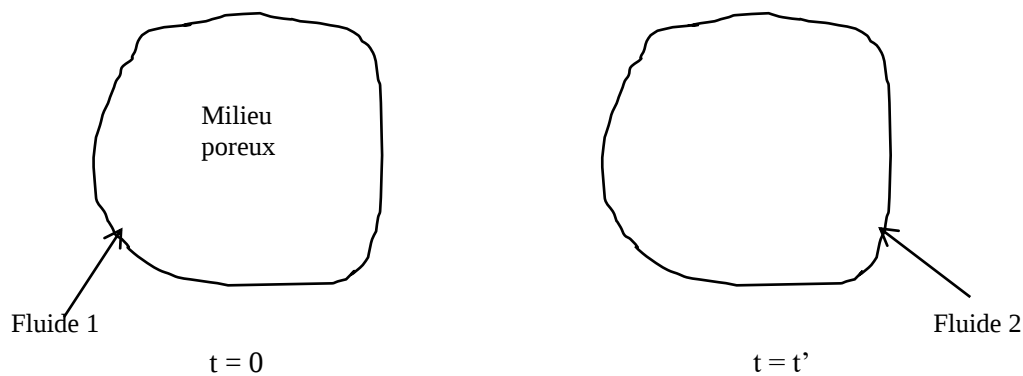


Figure 9: Régénérateurs ou échangeurs discontinus

Ce sont des échangeurs dans lesquels est organisé le stockage temporaire de la chaleur du fluide chauffant avant de la transmettre au fluide chauffé.

La surface d'échange est alternativement mise en contact avec le fluide froid et le fluide chaud.

La chaleur est transférée d'un gaz chaud à un gaz froid à travers un cylindre rotatif de feuilles de métal densément assemblées, appelées des lamelles. Ces lamelles sont assemblées dans des conteneurs et tournent lentement dans un flux gazeux et dans l'autre.

Un gaz chaud fluit sur la surface des lamelles métalliques, élevant leur température. Lorsque le rotor tourne, à environ 1 tr/min., les lamelles chauffées déplacent dans le flux de gaz froid, accroissant sa température. Ce type des échangeurs thermiques est destiné pour des applications à grande échelle

Utilisation

Gaz –gaz (air-air)

- les brûleurs régénératifs
- les réchauffeurs d'air rotatifs ou échangeur à accumulation

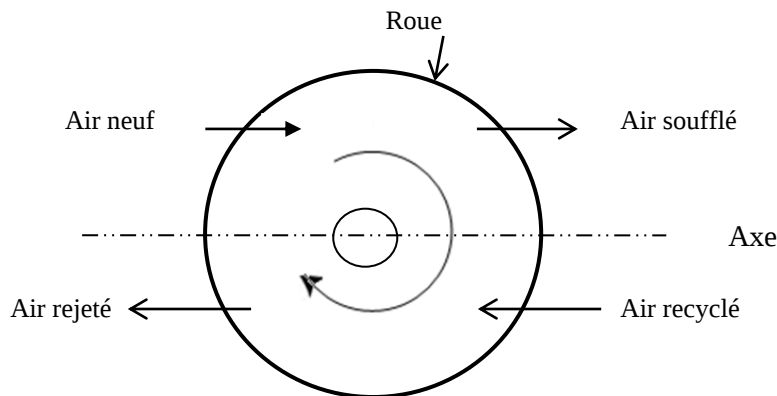


Figure 10: Réchauffeur d'air rotatif

L'échangeur rotatif est un échangeur à accumulation qui est constitué d'une roue comportant de fins canaux et dont une moitié est traversée par le gaz chauffant et l'autre par le gaz chauffé : l'un provenant d'un procédé exothermique et l'autre est généralement de l'air ambiant.

I.4. Echangeurs de chaleur avec changement de phase

- condenseurs ;
- évaporateurs ;
- bouilleurs.

II. Sens de circulation des fluides

1. Courants parallèles

a) Co-courants (anti-méthodiques)

Les deux fluides circulent parallèlement et dans le même sens. Dans un échangeur anti-méthodique la température de sortie du fluide froid est nécessairement moins élevée que la température de sortie du fluide chaud.

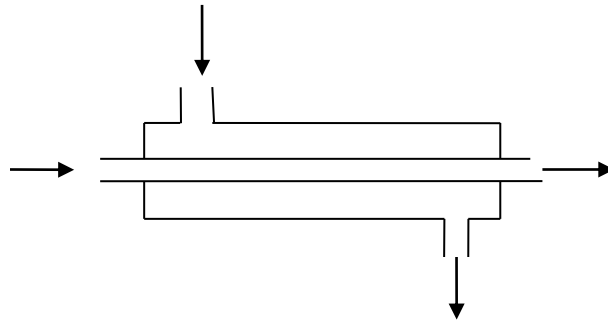


Figure 11: Echangeur de chaleur à Co-courants

b) Contre-courants (méthodiques)

Les deux fluides circulent parallèlement mais dans les sens opposés. Dans un échangeur méthodique, le coefficient d'échange est sensiblement supérieur à celui d'un échangeur anti-méthodique et la température de sortie du fluide froid peut être plus élevée que la température de sortie du fluide chaud.

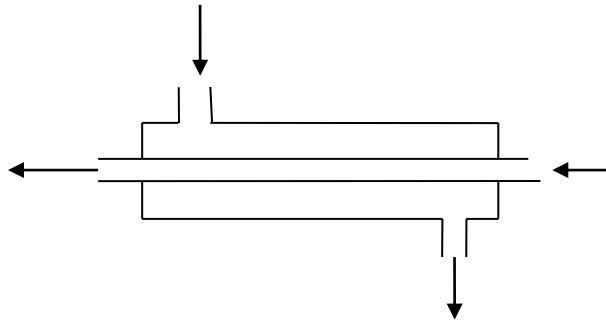


Figure 12: Echangeur de chaleur à Contre-courants

2. Courants croisés (Liquide– gaz)

Deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre.

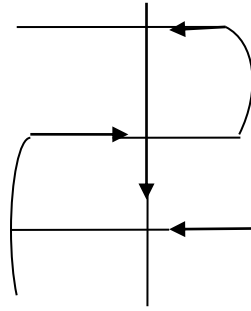
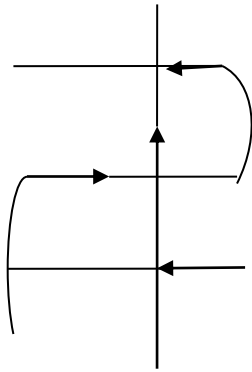


Figure 13 : Echangeur de chaleur à courants croisés Figure 14: Echangeur de chaleur à entrées opposées entrées du même côté

III. Marché et application des échangeurs de chaleur

Ils sont utilisés dans une large variété d'applications, ceux-ci incluent la production d'énergie :

- industries alimentaires, de produit chimique;
- domaine d'électronique ;
- technologie environnementale ;
- rétablissement de chaleur résiduelle ;
- industrie ;
- climatisation, réfrigération ;
- applications de l'espace.

VI. Etude des échangeurs thermiques

Rappel

On estime les coefficients d'échange par convection, en adoptant la méthode suivante :

- On évalue le Nombre de PRANDTL de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré ;
- On calcule ensuite le Nombre de REYNOLDS de chaque écoulement ;
- La connaissance des Nombres de PRANDTL et de REYNOLDS permet alors de calculer, pour un écoulement donné, le Nombre de NUSSELT.

Et à partir des corrélations expérimentales : $Nu = f(Re, Pr)$ on déduit alors le coefficient d'échange convectif, h , cherché.

Convection forcée : $Nu = C(Re)^m (Pr)^n$ (Eq.1)

Convection libre : $Nu = C(Gr.Pr)^n$ (Eq.2)

Note : Chaque corrélation expérimentale n'est applicable que pour une configuration géométrique bien déterminée, pour un fluide donné, et dans un domaine de variation de température, et de vitesses du fluide également précisé.

Rappel sur les nombres sans dimension utilisés :

Nombre de Reynolds : il caractérise le régime d'écoulement, et représente le rapport entre la force d'inertie et la force de viscosité.

$$Re = \frac{V \times d}{\nu} = \frac{\rho \times V \times d}{\mu} \quad (Eq.3)$$

$$\text{avec: } \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Nombre de Prandtl : il caractérise la distribution des vitesses par rapport à la température, il ne dépend que des constantes physiques caractéristiques du fluide.

$$Pr = \frac{\mu \times c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad (Eq.4)$$

$$\text{avec: } a = \frac{\lambda}{\rho \times c_p}$$

Nombre de Grashoff : il caractérise la force de viscosité du fluide.

$$Gr = \frac{\beta \times g \times \Delta T \times \rho^2 \times d^3}{\mu^2} \quad (Eq.5)$$

avec: $\beta = \frac{1}{T}$: coefficient de dilatation volumique à pression constante (1/ K)

Nombre de Stanton : il représente le rapport du transfert total sur le transfert par convection.

$$St = \frac{h}{\nu \times \rho \times c_p} \quad (Eq.6)$$

Nombre de Nusselt : il caractérise le transfert de chaleur par convection. Il est le rapport entre la densité du flux thermique général et la densité du flux thermique par conduction.

$$Nu = \frac{h \times d}{\lambda} \quad (Eq.7)$$

On emploie également : $Nu = St Re Pr$

D'autre part, dans le nombre de Reynolds Re on fait souvent intervenir la grandeur :

$G = \rho \times V$ (en $\text{kg} / \text{m}^2 . \text{s}$ ou $\text{N.s} / \text{m}^3$) : appelée vitesse massique, et qui est en fait une quantité de mouvement par unité de volume, ou mieux encore une densité de flux de masse.

Facteur de correction :

$$\left(\frac{Pr_m}{Pr_s} \right)^r = \left(\frac{\mu_m}{\mu_s} \right)^r \quad (Eq.8)$$

μ_m : viscosité du fluide à la température moyenne ;

μ_s : viscosité du fluide à la température de surface.

Température de mélange

Considérons un écoulement interne ; La température de mélange T_m est définie par la relation :

$$q_e = q_t \times T_m \quad (Eq.9)$$

$$q_e = \text{débit d'énergie transportée (W)} ; q_e = \int \rho \times C_p \times T \times V_r \times dS \quad (Eq.10)$$

$$q_t = \text{débit thermique unitaire} ; q_t = \dot{m} \times C_p \quad (Eq.11)$$

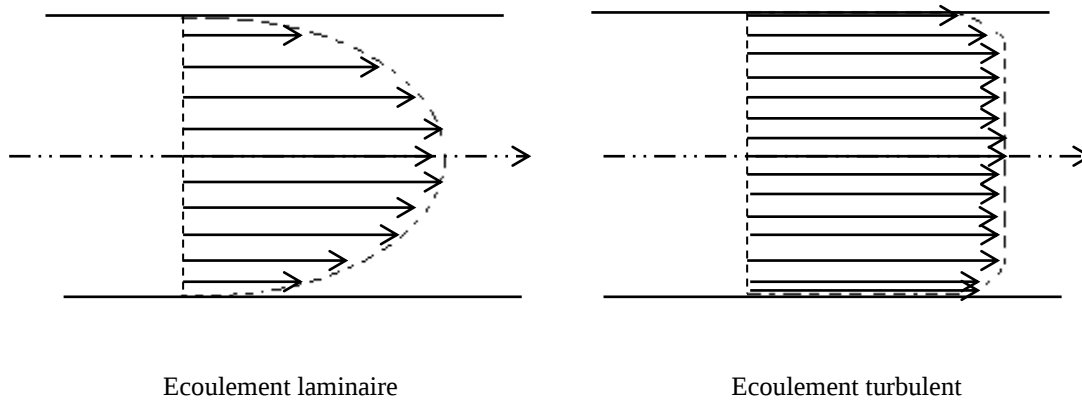


Figure 15 : Profils d'écoulements

Alors :

$$\dot{m} \times c_p \times T_m = \int \rho \times c_p \times T \times V_r \times dS \quad (Eq.12)$$

On sait que :

$$\dot{m} = \rho V_m S$$

$$\rho \times V_m \times S \times c_p \times T_m = \int \rho \times c_p \times T \times V_r \times dS \quad (Eq.13)$$

En simplifiant :

$$V_m \times S \times T_m = \int T \times V_r \times dS \quad (Eq.14)$$

Alors :

$$T_m = \frac{1}{V_m \times S} \int_0^R T \times V_r \times 2\pi r dr \quad (Eq.15)$$

Même chose pour la vitesse moyenne, on utilise la simple équation :

$$\dot{m} = \rho \times V_m \times S = \int \rho \times V_r \times dS \quad (Eq.16)$$

$$V_m = \frac{1}{S} \int V_r \times dS \quad (Eq.17)$$

$$V_m = \frac{1}{S} \int_0^R V_r \times 2\pi r dr \quad (Eq.18)$$

Dans les écoulements externes, la définition de la température de mélange T_m n'est plus opérationnelle, puisque T tend asymptotiquement vers la température T_∞ du fluide lorsqu'on s'éloigne de la paroi. On peut alors utiliser température de film T_F :

$$T_F = \frac{T_p + T_\infty}{2} \quad (Eq.19)$$

où :

T_p : température de paroi ;

T_F correspond sensiblement à la température moyenne de la couche interne.

Dans les écoulements internes turbulents, on peut utiliser :

$$T_F = \frac{T_p + T_\infty}{2} \cong \frac{T_p + T_m}{2} \quad (Eq.20)$$

En pratique, dans les calculs d'ingénierie concernant les échangeurs, on travaille avec des grandeurs globales prises en moyenne sur l'ensemble du volume d'échange. En particulier, pour les températures de référence on prend :

$$T_m \equiv \langle T_m \rangle = (T_{ae} + T_{as}) / 2$$

VI.1.Coefficients locaux et coefficient global de transfert de chaleur

VI.1.1. Coefficients d'échange internes

Cas d'un tube lisse avec écoulement turbulent pleinement développé, on utilise les relations suivantes :

Colburn type *Dittus-Bolter*

$$Nu_D = 0,023 R_e^{0,8} P_r^n \quad (Eq.21)$$

Conditions

- Régime turbulent pleinement développé
- $0,6 \leq P_r \leq 160$
- $R_e \geq 10^4$
- $\frac{L}{D} \geq 10$
- $n = 0,4$ fluide qui s'échauffe
- $n = 0,3$ fluide qui se refroidit

Seider-Tate(1936)

$$Nu_D = 0,027 R_e^{0,8} P_r^{0,33} \left(\frac{\mu_m}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (Eq.22)$$

Conditions

- Régime turbulent pleinement développé
- $0,7 \leq P_r \leq 16700$
- $R_e \geq 10^4$
- $\frac{L}{D} \geq 10$

Gnielinski

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (R_e - 1000) P_r}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} (P_r^{2/3} - 1)} \quad (Eq.23)$$

Corrélation de Peturkov

$$f = (0,79 \ln(R_e) - 1,64)^{-2} \quad (Eq.24)$$

Conditions

- Régime turbulent pleinement développé ;
- $0,5 \leq Pr \leq 2000$
- $3000 \leq Re \leq 5.10^6$
- $\frac{L}{D} \geq 0$

Note : pour un écoulement turbulent pleinement développé dans un tube circulaire rugueux, on utilise Gnielinski et Petukhov.

Cas d'un écoulement laminaire

Dans les conditions courantes rencontrées avec les échangeurs, qui correspondent à $\phi_p \cong \text{cte}$, la corrélation de **Sieder et Tate** (1936) donne des ordres de grandeur corrects :

$$Nu_D = 1,86 \left(Re Pr \frac{L}{d_i} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (Eq.25)$$

Conditions :

$$Re < 2100$$

$$Pr > 0,5$$

$$\frac{\mu_m}{\mu_s} < 10$$

$$\frac{L}{d_i} < 0,08 Re.Pr$$

L : longueur de tube

Les paramètres de référence

$$L^\circ = d_i$$

V° = vitesse débitante V (vitesse de mélange)

Cas écoulement laminaire pleinement développé (tubes longs)

Convection avec surface uniforme (flux uniforme)

$$Nu_D = 4,33$$

Convection avec température uniforme

$$Nu_D = 3,66$$

VI.1.2. Coefficients d'échange externes

1. Echangeurs tubulaires

a) Echangeurs tubulaires à courants croisés (Liquide - Gaz)

Les échangeurs à courants croisés sont utilisés pour des échanges entre gaz circulant en calandre et liquide circulant dans les tubes. L'écoulement autour des tubes est presque perpendiculaire au faisceau de tubes.

On deux cas :

Cas 1 : le faisceau en ligne, les tubes sont disposés suivant un pas rectangulaire qui peut être en particulier un pas carré.

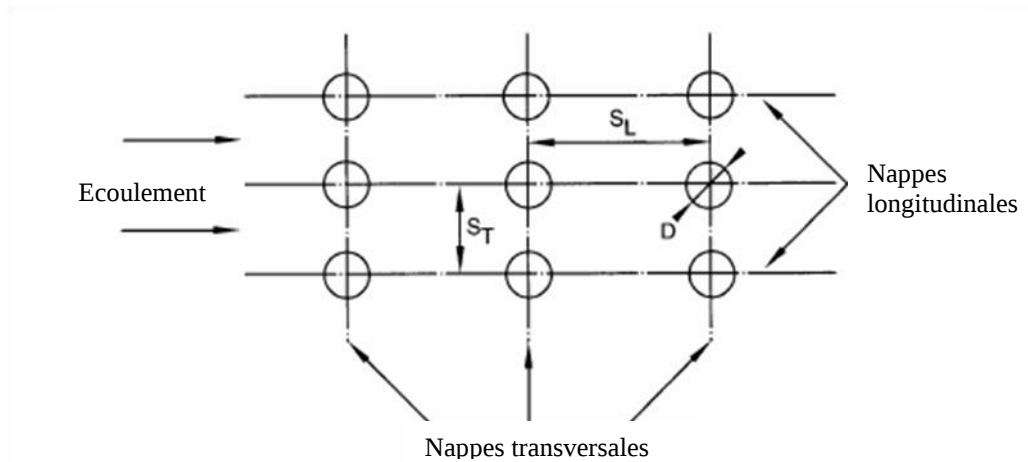


Figure 16 : Faisceau en ligne

Cas 2 : Le faisceau en quinconce si les tubes sont placés aux sommets de triangles isocèles : on dit alors que le pas est triangulaire.

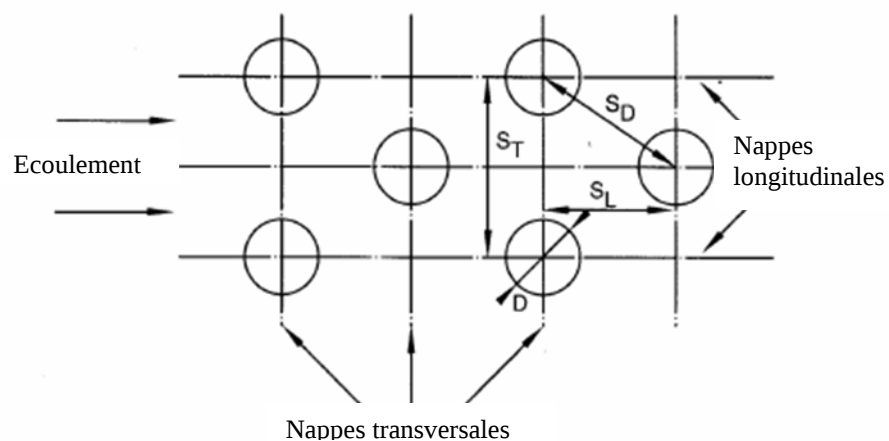


Figure 17 : Faisceau en quinconce

Les grandeurs représentatives de la géométrie d'un faisceau sont :

D : diamètre extérieur des tubes ;

S_L : pas longitudinal (entre-axes dans le sens de l'écoulement) ;

S_T : pas transversal (entre-axes perpendiculairement à l'écoulement) ;

S_D : pas diagonal (pour un faisceau en quinconce) ;

L : longueur du faisceau ;

N_L : nombre de nappes longitudinales (rangées de tubes parallèles à l'écoulement) ;

N_T : nombre de nappes transversales (rangées de tubes perpendiculaires à l'écoulement).

Note :

-Le nombre de tubes d'une nappe transversale est égal au nombre N_L de nappes longitudinales.

-Dans un faisceau en quinconce, S_T vaut deux fois la distance entre deux nappes longitudinales

-La notation S_L , S_T , S_D est usuelle : ces grandeurs ne sont pas ici des sections mais des longueurs ; ainsi, la section de passage transversale entre deux tubes est :

$$(S_L - D) \times L$$

Grandeurs de références

$$L^0 = D$$

$$V^0 = q/S^0$$

S_0 : section droite de la calandre

$$Nu_D (N_L > 10) = 1,13 C_1 R_e^m P_r^{1/3} \quad (Eq.26)$$

$$Nu_D (N_L < 10) = 1,13 C_1 \cdot C_2 R_e^m P_r^{1/3} \quad (Eq.27)$$

$$2000 < Re < 4.10^4$$

$$Pr > 0,7$$

Tableau 1 : Valeurs de C_1 et m

S_L/D	S_T/D							
	1,25		1,5		2		3	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Tubes alignés								
1,25	0,362	0,592	0,275	0,606	0,101	0,704	0,0633	0,750
1,5	0,367	0,586	0,250	0,620	0,101	0,702	0,0678	0,741
2	0,418	0,570	0,299	0,602	0,291	0,632	0,198	0,640
3	0,290	0,610	0,307	0,684	0,371	0,591	0,286	0,608
Tubes quelconques								
0,6							0,213	0,636
0,9					0,446	0,571	0,401	0,589
1			0,489	0,558				
1,125					0,478	0,565	0,518	0,560

1,25	0,518	0,556	0,525	0,554	0,319	0,556	0,522	0,562
1,5	0,451	0,566	0,460	0,562	0,450	0,568	0,488	0,568
2	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,370
3	0,310	0,392	0,356	0,580	0,440	0,562	0,420	0,574

Tableau 2 : Valeurs du terme correctif C_2 pour $N_T < 10$

	Nombre de tubes								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Tubes alignés	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99
Tubes quelconques	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Tableau3 : Propriétés des vitesses

$R_e = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu}$	
$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V$	Aligné ou quiconque Et $S_D > \frac{S_T + D}{2}$
$V_{\max} = \frac{S_T}{2(S_T - D)} V$	Quiconque et $S_D < \frac{S_T + D}{2}$

b) Echangeurs tubulaires à courants croisés (Liquide -Liquide)

Ce sont des échangeurs thermiques constitués de rangées de tubes parallèles, plongés dans un écoulement de fluide dirigé perpendiculairement à leur axe en circulation forcée(liquide dans la calandre), les tubes peuvent être alignés ou en quiconque.

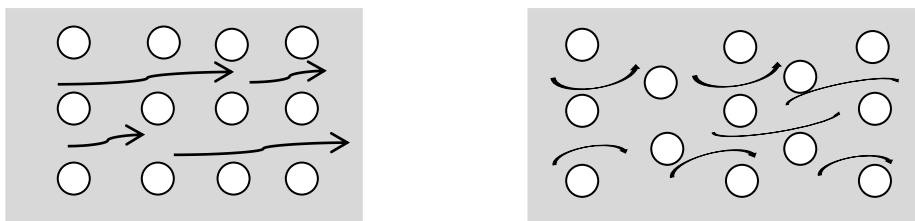


Figure 18 : Echangeurs tubulaires à courants croisés

Disposition en quinconce: siège d'une plus grande turbulence, et conduit alors à un coefficient de convection plus élevé que la disposition alignée (10 %). On utilisera les deux corrélations suivantes:

$$\text{disposition rectiligne} : Nu = 0,26R_e^{0,6} . P_r^{0,33} \quad (Eq.28)$$

$$\text{disposition quinconce} : Nu = 0,33R_e^{0,6} . P_r^{0,33} \quad (Eq.29)$$

c) Echangeurs tubulaires à courants parallèles

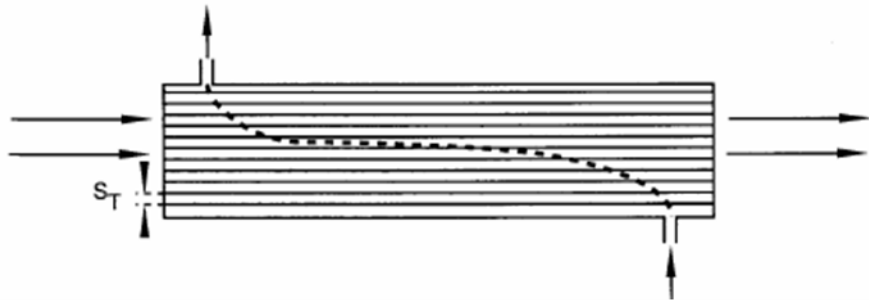


Figure 19 : Echangeurs tubulaires à courants parallèles

$$Nu = 0.026R_e^{0.82} . P_r^n \quad (Eq.30)$$

$n = 0,4$ fluide qui s'échauffe

$n = 0,3$ fluide qui se refroidit

Condition de validité : $5.10^3 < Re < 10^5$

$$R_e = \frac{V_0 \times L_0}{\nu} \quad (Eq.31)$$

Grandeurs de références

V_0 : Vitesse débitante de l'écoulement en calandre

$$V_0 = \frac{q_m}{S}$$

$$S = \text{Section de la calandre } S_0 - \left(\text{nombre de tubes} \times \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \right)$$

L : longueur caractéristique de l'écoulement, ou encore le diamètre hydraulique $D_h = 4 L_c$

L_c : volume de fluide / surface des parois

Dans le calcul de D_h , le volume de fluide associé à un tube est un prisme dont la section est :
Un rectangle (faisceau en ligne) ou un losange (faisceau en quinconce) - la section du tube.

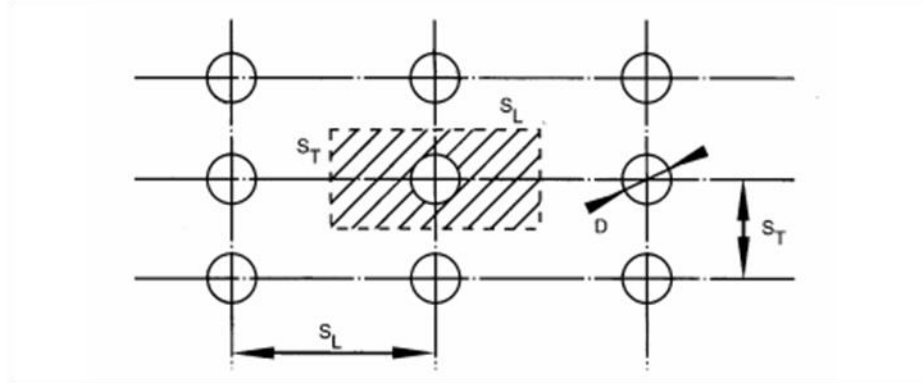


Figure 20 : Faisceau en ligne

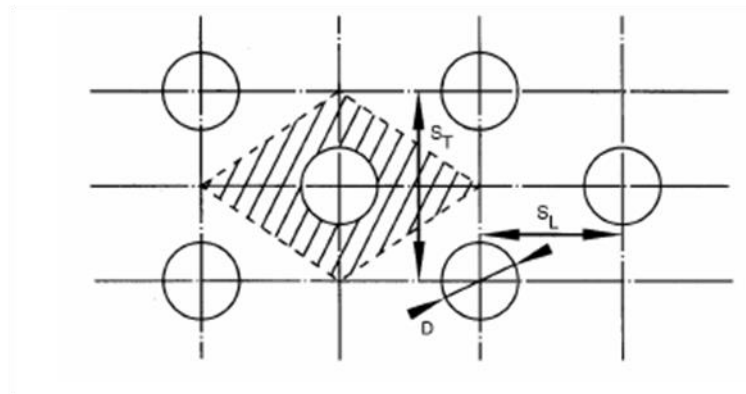


Figure 21 : Faisceau en quinconce

En raisonnant sur une tranche du faisceau de longueur unité, on a donc

$$L_0 = D_h = \frac{4 \times \text{Section hachurée}}{\pi D} \quad (\text{Eq.32})$$

Faisceau en ligne :

$$D_h = \frac{4 \times \left(S_T \times S_L - \frac{\pi D^2}{4} \right)}{\pi D} \quad (\text{Eq.33})$$

Faisceau en quiconque :

$$D_h = \frac{4 \times \left(\frac{1}{2} S_T \times 2S_L - \frac{\pi D^2}{4} \right)}{\pi D} \quad (Eq.34)$$

Ainsi, l'expression de D_h est la même dans les deux cas :

$$D_h = 4 \frac{S_T \times S_L}{\pi D} - D \quad (Eq.35)$$

Note : S_T n'a pas la même définition pour les deux géométries.

d) Echangeur avec chicanes

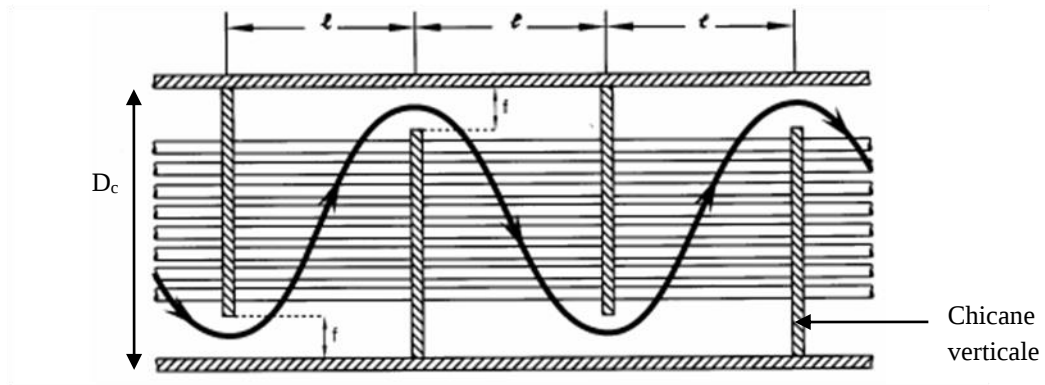


Figure 22: Echangeur avec chicanes

l : espacement des chicanes (baffles, BF) ;

f : hauteur de la fenêtre laissée libre pour le fluide au droit de chaque chicane.

Si D_c est le diamètre de la calandre (ou sa hauteur lorsqu'elle est de section rectangulaire), il est recommandé que :

$$\frac{l}{f} = 1$$

$$\frac{f}{D_c} = \frac{1}{4}$$

e) Echangeurs tubulaires à double tubes

C'est un échangeur coaxial constitué de deux tubes concentriques, le coefficient d'échange dans un conduit annulaire est :

Supposons que le fluide 1 circule dans le tube intérieur de diamètre D_1 et que le fluide 2 circule dans l'espace annulaire de diamètres D_2 et D_e

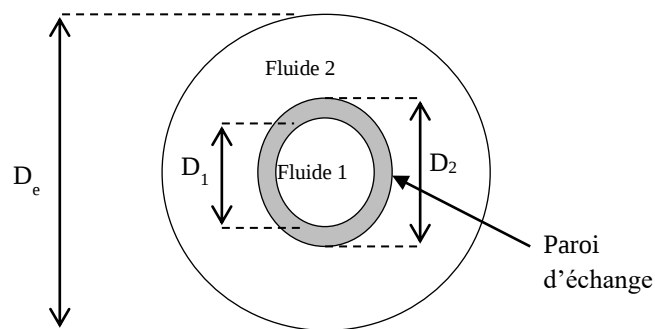


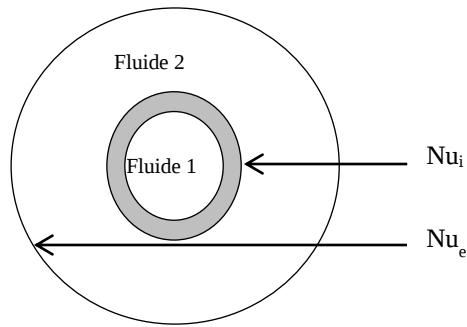
Figure 23 : Echangeurs tubulaires à double tubes

La longueur de référence L_0 de l'écoulement (diamètre hydraulique D_h) est maintenant :

$$L^0 = D_h = 2(R_e - R_2) = (D_e - D_2) \quad (Eq.36)$$

Tableau 4: Nusselt d'un écoulement pleinement développé dans un tube annulaire avec une surface isolée et l'autre à température constante.

D_2/D_e	Nu_i Paroi	Nu_e Paroi
0	-	3,66
0,05	17,46	4,06
0,1	11,56	4,11
0,25	7,37	4,23
0,5	5,74	4,43
≈ 1	4,86	4,86



f) Echangeurs à ailettes

Nusselt est donné par Th.E Schmidt (pour une disposition en quiconque) valable pour un régime turbulent de l'air ($Re > 10^4$ pour tubes droits, longs). Ils sont utilisés aussi dans les évaporateurs et les condenseurs

$$\text{disposition rectiligne} : Nu = 0,3R_e^{0,628} \cdot P_r^{0,33} \left(\frac{S_T}{S_0} \right)^{-0,375} \quad (Eq.37)$$

$$\text{disposition quiconque} : Nu = 0,45R_e^{0,628} \cdot P_r^{0,33} \left(\frac{S_T}{S_0} \right)^{-0,375} \quad (Eq.38)$$

VI.1.3. Coefficient d'échange global

Prenons une paroi plane séparant deux fluides, l'un chaud et l'autre froid.

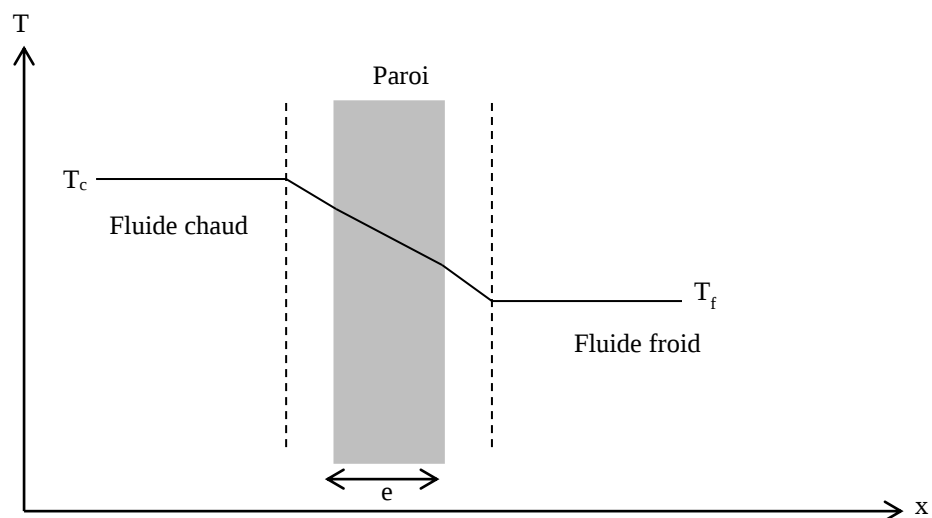


Figure 24: Paroi plane

$$\sum R_i = R_f + R_p + R_c = \frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda_p} + \frac{1}{h_c} = \frac{1}{K} \quad (Eq.39)$$

$$\frac{1}{KS} = \frac{1}{h_f S_f} + \frac{e}{\lambda_p S} + \frac{1}{h_c S_c} \quad (Eq.40)$$

En définitif, la performance réelle d'un échangeur sera déduite du calcul de l'un ou de l'autre des deux coefficients d'échange global suivants :

$$K_c = \frac{1}{\frac{1}{h_f S} + \frac{e}{\lambda_p S} + \frac{1}{h_c S_c}} \quad (Eq.41)$$

$$K_f = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda_p} \frac{S_f}{S} + \frac{1}{h_c} \frac{S_f}{S}} \quad (Eq.42)$$

Si $S_c = S_f = S$ alors $\frac{1}{K} = \frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda_p} + \frac{1}{h_c} \quad (Eq.43)$

Prenons deux tubes concentriques séparant deux fluides, l'un chaud et l'autre froid.

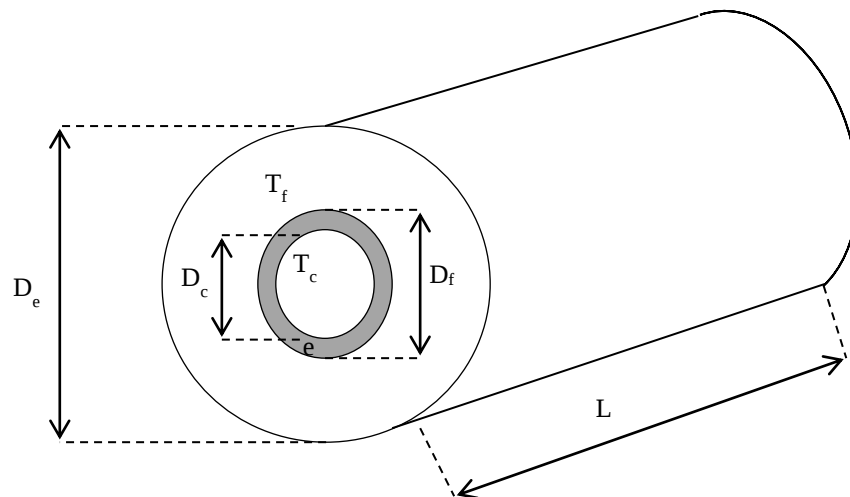


Figure 25: Tubes concentriques

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{D_f}{D_c}\right)}{2\pi\lambda_p L} \quad (Eq.44)$$

$$\frac{1}{KS} = \frac{1}{h_c S_c} + \frac{\ln\left(\frac{D_f}{D_c}\right)}{2\pi\lambda_p L} + \frac{1}{h_f S_f} \quad (Eq.45)$$

avec: $S_c = \pi D_c L$

et $S_f = \pi D_f L$

De même :

$$K_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{D_c \ln\left(\frac{D_f}{D_c}\right)}{2\lambda_p} + \frac{1}{h_f} \frac{S_c}{S_f}} \quad (Eq.46)$$

$$K_f = \frac{1}{\frac{1}{h_c} \frac{S_f}{S_c} + \frac{D_f \ln\left(\frac{D_f}{D_c}\right)}{2\lambda_p} + \frac{1}{h_f}} \quad (Eq.47)$$

Note : $K_c \times S_c = K_f \times S_f$ mais $K_c \neq K_f$ sauf si $S_c = S_f$

$S_c = S_f$ si et seulement si :

- $R_p \rightarrow 0$ ($e \ll \ll$)
- $K \gg \gg \rightarrow R_p \approx 0$

Dans ce cas : $\frac{1}{K} = \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_c}$

Note: Pour le calcul du flux, on choisit de le rapporter généralement à la surface extérieure.

Tableau 5: Ordre de grandeur du coefficient d'échange global de quelques échangeurs thermiques

Type d'échangeur	K (W/m².K)
Réchauffeur d'eau	1100-5600
Echangeur eau-eau	850-1800
Batteries à ailettes (tube: eau, ailette: air)	25-70
Echangeur eau/huile	110-350
Echangeur gaz/gaz	10-40

VI.1.4. Encrassement dans les échangeurs thermiques

Les fluides utilisés dans les échangeurs renferment des impuretés ou des sels minéraux qui dès la mise en marche de l'échangeur de chaleur encrassent les parois internes des tubes, provoquant une résistance complémentaire à la transmission de la chaleur dont il faut tenir compte après quelques mois, généralement une année.

Pour deux tubes concentriques :

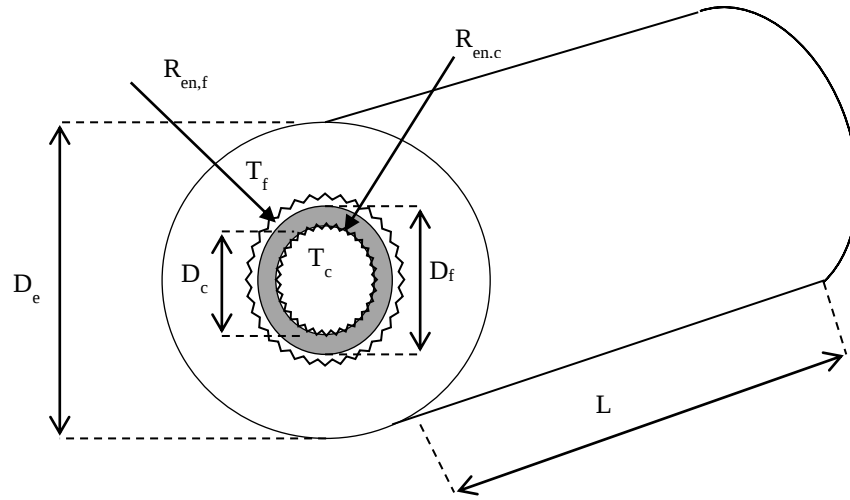


Figure 26 : Tubes concentriques avec encrassement

Le coefficient de chaleur global est :

$$\frac{1}{K.S} = \frac{1}{h_c S_c} + \frac{R_{en,c}}{S_c} + \frac{Ln\left(\frac{R_f}{R_c}\right)}{2\pi\lambda_p L} + \frac{1}{h_f S_f} + \frac{R_{en,f}}{S_f} \quad (Eq.48)$$

$$\frac{1}{K_c} = \left(\frac{1}{h_c} + R_{en,c}\right) + \frac{R_c}{\lambda_p} Ln\left(\frac{R_f}{R_c}\right) + \left(\frac{1}{h_f} + R_{en,f}\right) \frac{S_c}{S_f} \quad (Eq.49)$$

$$\frac{1}{K_f} = \left(\frac{1}{h_c} + R_{en,c}\right) \frac{R_f}{R_c} + \frac{R_f}{\lambda_p} Ln\left(\frac{R_f}{R_c}\right) + \frac{1}{h_f} + R_{en,f} \quad (Eq.50)$$

$$S_c = 2\pi R_c L$$

$$S_f = 2\pi R_f L$$

Tableau 6: Ordre de grandeur de résistances d'encrassement de quelques fluides.

Fluide	$R_{en} (m^2 K/W)$
Eau de mer ($<50^\circ C$)	10^{-4}
Eau de mer ($>50^\circ C$)	2.10^{-4}
Eau de ville ($<50^\circ C$)	2.10^{-4}
Eau de ville ($>50^\circ C$)	$3,5.10^{-4}$
Eau de rivière	$3,5 \text{ à } 7.10^{-4}$
Eau traitée pour chaudière	2.10^{-4}
Eau déminéralisée	9.10^{-5}
Vapeur d'eau	$1 \text{ à } 2.10^{-4}$
Fluides frigorigènes	2.10^{-4}
Air industriel	4.10^{-4}
fioul	9.10^{-4}
Huile lubrifiante	2.10^{-4}

V. Grandeurs caractéristiques des échangeurs thermiques

Soit un échangeur fonctionnant à co-courant ou à contre-courant dont les flux des fluides chaud et froid sont caractérisés par les paramètres suivants :

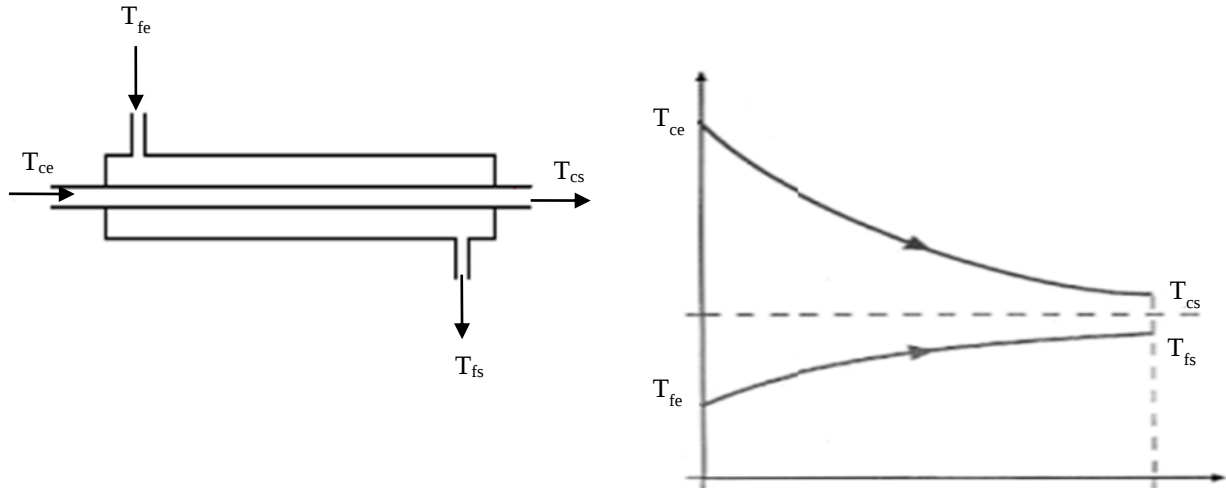


Figure 27 : Echangeur de chaleur co-courants

1. Températures et rapports de débits de capacité thermique

- T_{ce} = température d'entrée du fluide chaud en $^{\circ}\text{C}$;

- T_{cs} = température de sortie du fluide chaud en $^{\circ}\text{C}$;

- ΔT_c = écart de température du fluide chaud entre l'entrée et la sortie= $T_{cs} - T_{ce}$ en K ;

- T_{fe} = température d'entrée du fluide froid en $^{\circ}\text{C}$;

- T_{fs} = température de sortie du fluide froid en $^{\circ}\text{C}$;

- ΔT_f = écart de température du fluide f entre l'entrée et la sortie= $T_{fs} - T_{fe}$ en K ;

- θ_i =différence de température initiale = $T_{ce} - T_{fe}$;

- ΔT_1 = plus grande différence de température en K ;

- ΔT_2 = plus petite différence de température en K ;

- ΔT_m = écart moyen logarithmique de température en K ;

- $w_c = c_c \times \dot{m}_c$ = valeur en du fluide chaud en kJ/s.K ;

- $w_f = c_f \times \dot{m}_f$ = valeur en du fluide froid en kJ/s.K ;

- c_c = capacité thermique massique du fluide chaud en kJ/kg.K ;

- c_f = capacité thermique massique du fluide froid en kJ/kg.K ;

- $\dot{m}_c$ = débit massique du fluide chaud en kg/s ;

- $\dot{m}_f$ = débit massique du fluide froid en kg/s

2. Puissance échangée

La quantité de chaleur transmise par unité de temps est alors donnée par la formule suivante :

$$Q = (\dot{m} \times c_p)_{chaud} (T_{ce} - T_{cs}) = (\dot{m} \times c_p)_{froid} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (Eq.51)$$

$$Q = w_c (T_{ce} - T_{cs}) = w_f (T_{fs} - T_{fe}) \Rightarrow w_c \Delta T_c = w_f \Delta T_f \quad (Eq.52)$$

La quantité de chaleur transmise par la paroi en (W) est:

$$Q = K \times S \times \Delta T_m \quad (Eq.53)$$

3. DLMT, efficacité, NUT et facteur de correction

a) Différence logarithmique moyenne de température DLMT

Cas d'un échangeur co- courants :

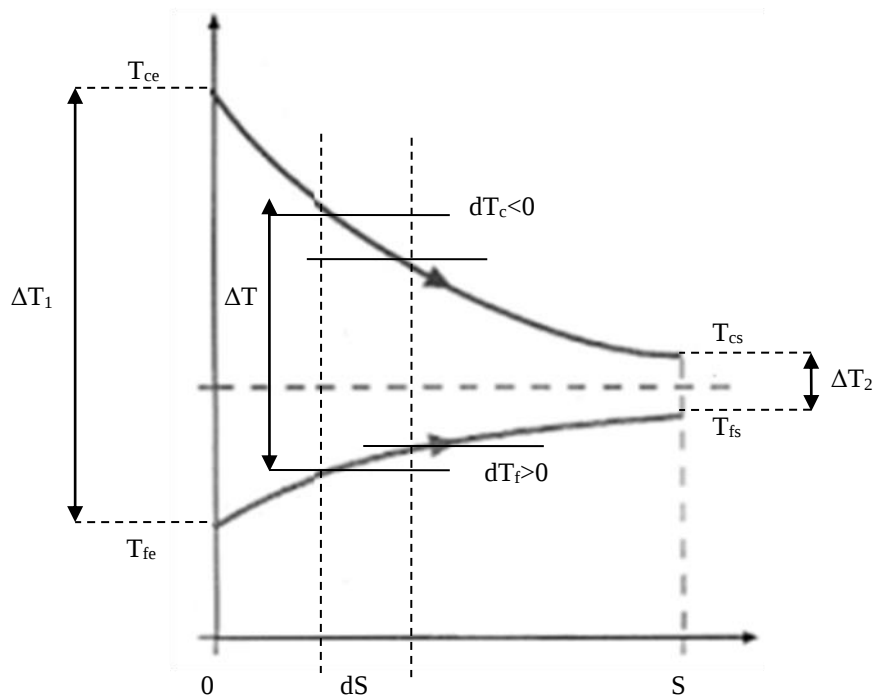


Figure 28 : Echangeur à co-courants

Soit :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) \quad (Eq.54)$$

Le flux de chaleur cédé ou reçu est :

$$dQ = -\dot{m}_c \times c_c . dT_c = \dot{m}_f \times c_f dT_f \quad (Eq.55)$$

Ce qui donne :

$$dT_c = \frac{-dQ}{\dot{m}_c . c_c} \text{ et } dT_f = \frac{dQ}{\dot{m}_f . c_f} \quad (Eq.56)$$

En remplaçant(Eq.56) dans (Eq.55) on aura :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c . c_c} + \frac{1}{\dot{m}_f . c_f}\right) dQ \quad (Eq.57)$$

Le flux de chaleur à travers la paroi est :

$$dQ = K(T_c - T_f) dS \quad (Eq.58)$$

En remplaçant(Eq.58) dans (Eq.57), on aura :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c . c_c} + \frac{1}{\dot{m}_f . c_f}\right) . K . (T_c - T_f) dS \quad (Eq.59)$$

D'après le bilan d'énergie total :

$$Q = \dot{m}_c \times c_c . (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f \times c_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (Eq.60)$$

$$\Rightarrow \dot{m}_c \times c_c . = \frac{Q}{(T_{ce} - T_{cs})} \text{ et } \dot{m}_f \times c_f = \frac{Q}{(T_{fs} - T_{fe})} \quad (Eqs.61)$$

En remplaçant (Eqs. 61 dans(Eq.59) on aura :

$$dT_c - dT_f = -\left(\frac{(T_{ce} - T_{cs})}{Q} + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{Q}\right) . K . (T_c - T_f) dS \quad (Eq.62)$$

$$\frac{dT_c - dT_f}{(T_c - T_f)} = -\left(\frac{(T_{ce} - T_{cs})}{Q} + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{Q}\right) . K . dS \quad (Eq.63)$$

$$\int_e^s \frac{dT_c - dT_f}{(T_c - T_f)} = \int_e^s - \left(\frac{(T_{ce} - T_{cs})}{Q} + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{Q} \right) \cdot K \cdot dS \quad (Eq.64)$$

$$Ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = -(T_{ce} - T_{cs} + T_{fs} - T_{fe}) \frac{K \cdot S}{Q} \quad (Eq.65)$$

$$Ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = (T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe}) \frac{K \cdot S}{Q} \quad (Eq.66)$$

$$Q = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{Ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right)} K \cdot S \quad (Eq.67)$$

Par analogie à :

$$Q = K \cdot S \cdot \Delta T_m \quad (Eq.68)$$

Alors :

$$\Delta T_m = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{Ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right)} \quad (Eq.67)$$

Avec :

$$\Delta T_1 = (T_{ce} - T_{fe})$$

$$et \Delta T_2 = (T_{cs} - T_{fs})$$

Cas d'un échangeur à contre-courant :

$$\Delta T_1 = (T_{ce} - T_{fs})$$

$$et \Delta T_2 = (T_{cs} - T_{fe})$$

b) Facteur de correction de DLMT

Dans le cas d'un échangeur plus complexe (cas d'un échangeur de chaleur à courants croisés avec un fluide brassé, échangeurs tubulaires tube et calandre), on modifie le résultat de DLMT en introduisant un facteur F, et on aura :

$$Q = F \times K \times S \times \Delta T_m \quad (Eq.68)$$

Où F est donné par des abaques en fonction de P et R :

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad \text{et} \quad R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (\text{Eqs.69})$$

b) Efficacité

L'efficacité d'un échangeur est le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance échangée maximum théoriquement possible. Avec les mêmes conditions d'entrée des fluides dans l'échangeur.

$$\varepsilon = \frac{Q_{reel}}{Q_{max}} \quad (\text{Eq.70})$$

Q_{max} : un des deux fluides subit un changement de température égal au gradient de température maximum existant dans l'appareil. Ce flux de chaleur maximum de transfert est obtenu lorsqu'un des fluides avec capacité thermique la plus faible, sort à la température d'entrée de l'autre. En général on a :

$$\varepsilon = \frac{\Delta T : \text{ecart de température du fluide qui commande le transfert}}{\theta_i : \text{différence de température des entrées des deux fluides}}$$

Car :

$$Q_{max} = w_{min} (T_{ce} - T_{fe}) = w_{min} \theta_i \quad (\text{Eq.71})$$

Et $Q_{réelle} = w_{min} \times \Delta T_{(\text{fluide qui commande le transfert})}$

d) Taux de circulation

C'est le rapport :

$$\tau = \frac{w_{min}}{w_{max}} < 1 \quad (\text{Eq.72})$$

Ce rapport constitue la seconde grandeur fondamentale d'un échangeur thermique.

e) Nombre d'unité de transfert (NUT)

Ajoutons que la troisième grandeur fondamentale d'un échangeur est son nombre d'unité de transfert (NUT) qui est le rapport adimensionnel :

$$NUT = \frac{K \times S}{w_{\min}} \quad (Eq.73)$$

Si $w_f > w_c$: fluide chaud commande le transfert (il a le plus grand écart de température)

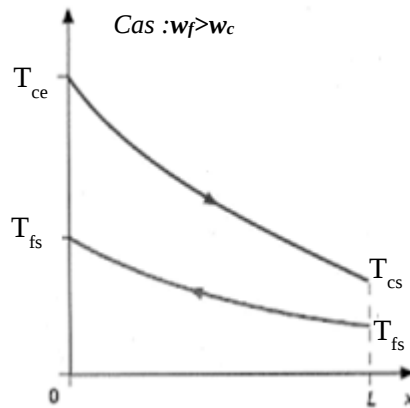


Figure 29: Echangeur de chaleur contre-courants.

$$Q_{réel} = w_c (T_{ce} - T_{cs}) = w_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (Eq.74)$$

Pour $S \rightarrow \infty$, on obtient : $Q_{\max} = w_c (T_{ce} - T_{fe}) \quad (Eq.75)$

→ efficacité de refroidissement $\varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (Eq.76)$

→ Le rapport $\tau = \frac{w_c}{w_f} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_c} \quad (Eq.77)$

→ $NUT = \frac{K \times S}{w_c} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_m} \quad (Eq.78)$

On voit donc que :

→ $K \times S \times \Delta T_m = w_c \times \Delta T_c \quad (Eq.79)$

Et l'équation donnant la quantité d'énergie thermique transmise par unité de temps devient :

$$Q = w_c \times \Delta T_c = w_c \times \varepsilon \times \theta_i \quad (Eq.80)$$

Si $w_f < w_c$: fluide froid commande le transfert (il a le plus grand écart de température).

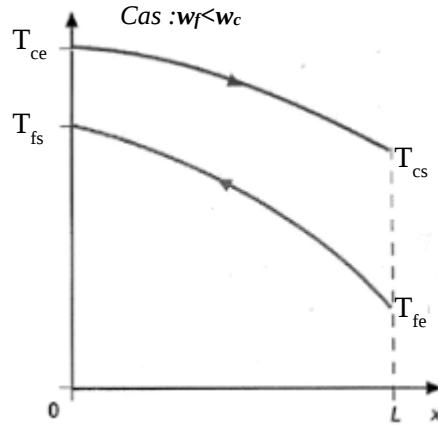


Figure 30 : Echangeur de chaleur contre-courants.

$$Q_{reel} = w_c (T_{ce} - T_{cs}) = w_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (Eq.81)$$

Pour $S \rightarrow \infty$, on obtient: $Q_{max} = w_f (T_{ce} - T_{fe}) \quad (Eq.82)$

$$\rightarrow \varepsilon = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (Eq.83)$$

$$\rightarrow \text{Le rapport } \tau = \frac{w_f}{w_c} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_f} \quad (Eq.84)$$

$$\rightarrow NUT = \frac{K \times S}{w_f} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_m} \quad (Eq.85)$$

$$\rightarrow K \times S \times \Delta T_m = w_f \times \Delta T_f \quad (Eq.86)$$

$$Q = w_f \times \Delta T_f = w_f \times \varepsilon \times \theta_i \quad (Eq.87)$$

f) Relation entre NUT et efficacité

Supposant que le fluide chaud commande le transfert.

$$\ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right) = K \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{Q} S \quad (Eq.88)$$

On a :

$$Q = w_c (T_{ce} - T_{cs}) = w_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (Eq.89)$$

ou bien : $w_c \times \Delta T_c = w_f \times \Delta T_f$

$$\Rightarrow \ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right) = K \frac{(T_{cs} - T_{ce}) + (T_{fe} - T_{fs})}{w_c (T_{ce} - T_{cs})} S \quad (Eq.90)$$

$$\Rightarrow \ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right) = \left(\frac{(T_{cs} - T_{ce})}{w_c (T_{ce} - T_{cs})} + \frac{(T_{fe} - T_{fs})}{w_c (T_{ce} - T_{cs})} \right) KS \quad (Eq.91)$$

$$\Rightarrow \ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right) = \left(\frac{-(T_{ce} - T_{cs})}{w_c (T_{ce} - T_{cs})} + \frac{-(T_{fs} - T_{fe})}{w_c (T_{ce} - T_{cs})} \right) KS \quad (Eq.92)$$

$$\Rightarrow \ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right) = \left(\frac{-(T_{ce} - T_{cs})}{w_c (T_{ce} - T_{cs})} + \frac{-(T_{fs} - T_{fe})}{w_c (T_{ce} - T_{cs})} \right) KS \quad (Eq.93)$$

$$\Rightarrow \ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right) = \left(\frac{-1}{w_c} + \frac{-1}{w_c} \frac{\Delta T_f}{\Delta T_c} \right) KS \quad (Eq.94)$$

$$\Rightarrow \ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right) = \left(\frac{-1}{w_c} + \frac{-1}{w_c} \frac{w_c}{w_f} \right) KS \quad (Eq.95)$$

$$\Rightarrow \ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right) = \left(\frac{-1}{w_c} - \frac{1}{w_f} \right) KS \quad (Eq.96)$$

$$\Rightarrow \ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right) = - \left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f} \right) KS \quad (Eq.97)$$

$$\Rightarrow \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = e^{- \left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f} \right) KS} \quad (Eq.98)$$

$$1 - \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = 1 - e^{- \left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f} \right) KS} \quad (Eq.99)$$

$$\Rightarrow \frac{(T_{ce} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} - \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = 1 - e^{- \left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f} \right) KS} \quad (Eq.100)$$

$$\Rightarrow \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = 1 - e^{- \left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f} \right) KS} \quad (Eq.101)$$

$$\Rightarrow \frac{T_{ce} - T_{fe} - T_{cs} + T_{fs}}{(T_{ce} - T_{fe})} = 1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS} \quad (Eq.102)$$

$$\Rightarrow \frac{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} = 1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS} \quad (Eq.103)$$

Or : $\Rightarrow \varepsilon = \frac{\text{fluide qui commande le transfert}}{\theta_i} = \frac{\Delta T_c}{\theta_i}$

On fait : $\Rightarrow \frac{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} \times \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{cs})} = 1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS} \quad (Eq.104)$

(Eq.104) devient :

$$\Rightarrow \frac{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{cs})} \times \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = 1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS} \quad (Eq.105)$$

$$\Rightarrow \frac{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{cs})} \times \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = 1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS} \quad (Eq.106)$$

$$\Rightarrow \left(\frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{cs})} + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{cs})} \right) \times \varepsilon = 1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS} \quad (Eq.107)$$

$$\Rightarrow \left(\frac{(\cancel{T_{ce}} - \cancel{T_{cs}})}{(\cancel{T_{ce}} - \cancel{T_{cs}})} + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{cs})} \right) \times \varepsilon = 1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS} \quad (Eq.108)$$

$$\Rightarrow \left(1 + \frac{\Delta T_f}{\Delta T_c} \right) \times \varepsilon = 1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS} \quad (Eq.109)$$

$$\Rightarrow \left(1 + \frac{w_c}{w_f} \right) \times \varepsilon = 1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS} \quad (Eq.110)$$

$$\Rightarrow \varepsilon = \frac{1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS}}{\left(1 + \frac{w_c}{w_f} \right)} \quad (Eq.111)$$

On fait :

$$\Rightarrow \varepsilon = \frac{1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS \times \frac{w_c}{w_c}}}{\left(1 + \frac{w_c}{w_f}\right)} \quad (Eq.112)$$

$$\Rightarrow \varepsilon = \frac{1 - e^{-\left(\frac{w_c}{w_c} + \frac{w_c}{w_f}\right)KS}}{\left(1 + \frac{w_c}{w_f}\right)} \quad (Eq.113)$$

On sait que : $\tau = \frac{w_{\min}}{w_{\max}} = \frac{w_c}{w_f}$ et $NUT = \frac{K \times S}{w_c}$

Alors :

$$\Rightarrow \varepsilon = \frac{1 - e^{-(1+\tau)NUT}}{(1+\tau)} \quad \text{ou} \quad \varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1+\tau)}}{(1+\tau)} \quad (Eqs.114)$$

Dans le cas d'un échangeur à contre-courants:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-\tau)}}{1 - \tau e^{-NUT(1-\tau)}} \quad (Eq.115)$$

Dans le cas d'un échangeur à courants croisés:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT}}{1 + \tau(1 - e^{-NUT})/2} \quad (Eq.116)$$

Cas particuliers

Tous types d'échangeurs, si $\tau = 0$

Soit $w_{\max}$ tend vers l'infini, cela veut dire que la variation de température est nulle : les échangeurs concernés sont les échangeurs à température constante qui sont les évaporateurs et les condenseurs.

Soit $w_{\min}$ tend vers 0 : veut dire que le débit ou c_p est trop petit.

Donc : la valeur de ε est identique dans les trois cas.

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad (Eq.117)$$

Note : La méthode de l'écart logarithmique, si elle est commode pour évaluer une surface d'échange (les quatre températures des fluides étant connues a priori) présente une limite d'utilisation lorsqu'il s'agit d'évaluer la puissance thermique échangée pour un échangeur de

surface connue. Une méthode -celle de l'efficacité et du Nombre d'Unités de Transfert (NUT) est proposée pour éviter cette difficulté. L'objet de cette dernière méthode de dimensionnement est d'évaluer la puissance thermique transférée dans un échangeur dont la géométrie est connue.

Tableau7 : ε – NUT de quelques échangeurs

Echangeur à co-courant (EACP)	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1+\tau)}}{(1+\tau)}$
Echangeur à contre-courant (EACC)	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-\tau)}}{1 - \tau e^{-NUT(1-\tau)}}$
Echangeur à courants croisés : fluides non brassés	$\varepsilon = 1 - e^{\frac{1}{\omega\tau} \left[e^{\left[\frac{-NUT(\omega\tau-1)}{\omega\tau} \right]} - 1 \right]}$ avec $\omega = NUT^{-0,22}$
Echangeur à courants croisés : fluides brassés	$\varepsilon = \left(\frac{1}{1 - e^{-NUT}} + \frac{\tau}{1 - e^{-\tau NUT}} + \frac{1}{NUT} \right)^{-1}$
Echangeur à courants croisés : fluide w_{min} non brassé, w_{max} brassé	$\varepsilon = \frac{1}{\tau} \left(1 - e^{-\tau [1 - e^{-NUT}]} \right)$
Échangeur à courants croisés : fluide w_{min} brassé, w_{max} non brassé	$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{1}{\tau} [1 - e^{-\tau NUT}]}$
Echangeur tubulaire (calandre/tubes) : 1 passe côté calandre et 2 passes côté tubes	$\varepsilon_{1-2} = 2 \left[1 + \tau + \frac{1 + e^{-\tau NUT(1+\tau^2)^{1/2}}}{1 - e^{-\tau NUT(1+\tau^2)^{1/2}}} (1 + \tau^2)^{1/2} \right]^{-1}$
Echangeur tubulaire (calandre/tubes) : 2 passe côté calandre et 4 passes côté tubes	$\varepsilon = \frac{\left[(1 - \varepsilon_{1-2} \tau)(1 - \varepsilon_{1-2})^2 \right] - 1}{\left[(1 - \varepsilon_{1-2} \tau)(1 - \varepsilon_{1-2})^2 \right] - \tau}$
Echangeur tubulaire (calandre/tubes): n passes au calandre et 2n, 4n,... passes aux tubes	$\varepsilon = \frac{\left(\frac{1 - \varepsilon_{1-2} \tau}{1 - \varepsilon_{1-2}} \right)^n - 1}{\left(\frac{1 - \varepsilon_{1-2} \tau}{1 - \varepsilon_{1-2}} \right)^n - \tau}$
Cas spécial pour $\tau = 1$	$\varepsilon = \frac{n\varepsilon_{1-2}}{1 + (n-1)\varepsilon_{1-2}}$
Tous échangeurs ($\tau = 0$)	$\varepsilon = 1 - e^{-NUT}$

VII. Intensification de l'échange

1. Surface ailetée

Une ailette est analogue à un échangeur thermique disposée à la périphérie des tubes (ou sur des plaques) visant à augmenter la surface d'échange ou de contact avec un fluide extérieur pour augmenter les échanges convectifs, et par conséquent le transfert de chaleur.

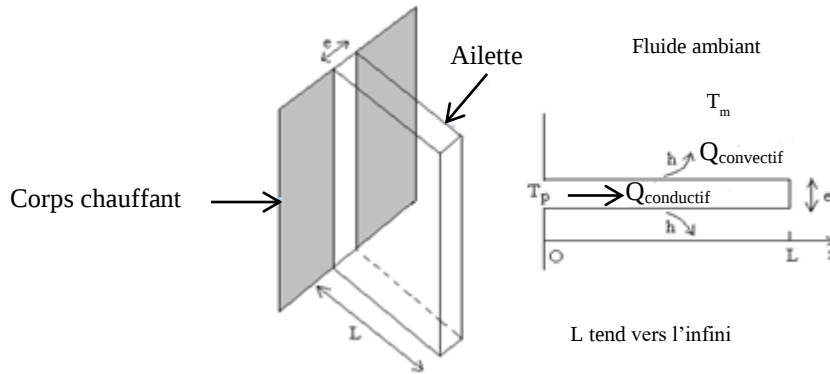


Figure 31 : Surface ailetée

On définit l'efficacité d'une ailette comme le rapport du flux qu'elle échange, sur le flux qu'elle échangerait si sa température était uniforme.

$$\varepsilon = \frac{\text{flux évacué par l'ailette}}{\text{flux qui serait évacué sans l'ailette}}$$

$$\varepsilon = \frac{Q_a}{Q_{\max}} \quad (Eq.118)$$

Le champ de température dans l'ailette étant à l'évidence multidimensionnel (en d'autres termes, la température dans l'ailette dépend de plusieurs variables d'espace), le flux thermique s'obtient par intégration sur la surface d'échange S_a de l'ailette :

$$Q_a = \iint_{S_a} h \times dS (T_p - T_m) \quad (Eq.119)$$

Dans l'absolu, l'évaluation de cette intégrale nécessite de résoudre un problème de conduction thermique multidimensionnel, donc compliqué. Dans la pratique, la littérature donne des abaques ou des formulaires pour des configurations courantes.

$$Q_{\max} = h(T_p - T_m) \quad (Eq.120)$$

h : coefficient moyen de convection à la surface d'une ailette

T_p : température de la paroi (c'est-à-dire une ailette de conductivité infinie)

T_m : température de mélange du fluide au niveau de l'aillette considérée (ou bien l'air qui entoure l'aillette).

$$T_m = \frac{T_{ae} + T_{as}}{2} \quad (Eq.121)$$

Car l'aillette est analogue à un échangeur.

Notons de plus :

S_a = surface totale d'une ailette (incluant les deux faces)

S_L = surface latérale de la paroi entre deux ailettes (température T_p)

Le flux total transféré par la paroi ailetée a donc pour valeur, en considérant le tronçon associé à une ailette :

$$Q_t = Q_{\max} \times S_L + Q_a \times S_a \quad (Eq.122)$$

$$\text{D'où : } Q_t = Q_{\max} (S_L + \varepsilon \times S_a) \quad (Eq.123)$$

$$\text{Ou encore : } Q_t = h(S_L + \varepsilon S_a)(T_p - T_m) \quad (Eq.124)$$

Pour l'ensemble de la paroi ailetée :

$$Q = Q_t \times \text{nombre d'ailettes} \quad (Eq.125)$$

$$\text{Cas particulier d'une ailette infinie : } \varepsilon = \sqrt{\frac{\lambda_a \times p}{h \cdot S}} \quad (Eq.126)$$

λ_a : conductivité thermique de l'aillette ;

S : aire transversale de l'aillette ;

p : périmètre.

Note :

- ailette est dite thermiquement infinie quand la température au bout de l'aillette est considérée comme égale à la température du fluide qui entoure l'aillette.
- en raison du gradient de température qui existe dans l'aillette, un mètre carré d'aillette n'est pas équivalent à un mètre carré de paroi.

2. Efficacité des ailettes circulaires

En pratique, on se sert d'abaques donnant ε en fonction des paramètres géométriques et thermiques. Ainsi, pour les ailettes circulaires (Figure 32), posons :

D_e : diamètre extérieur de l'aillette ;

b : hauteur de l'aillette = $(D_e - D) / 2$;

e : épaisseur de l'aillette ;

l : distance entre deux ailettes.

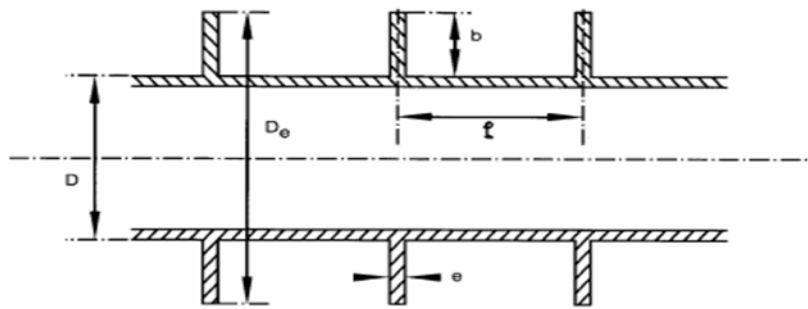
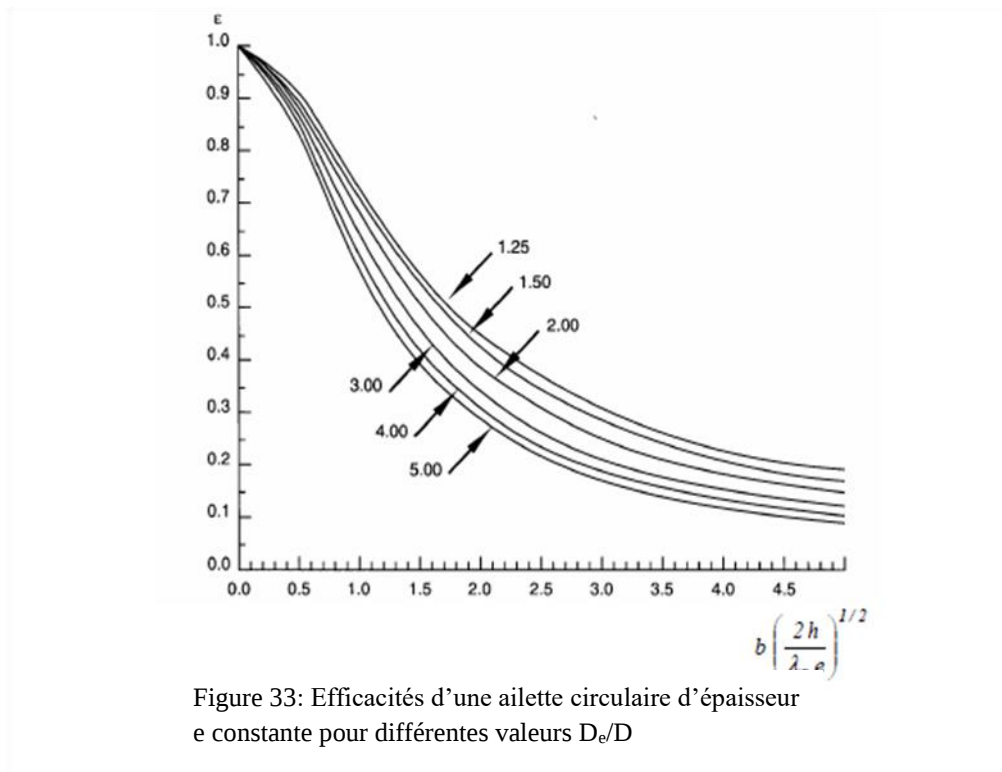


Figure 32 : Coupe d'un tube aileté

Le calcul montre que ε dépend à la fois du rapport D_e / D et du groupement adimensionnel

$b \sqrt{\frac{2h}{\lambda_{ail} \times \delta}}$, comme il apparaît sur l'abaque de la Figure 33.



3. Rendement de l'ailette

Le rendement d'une surface ailetée est défini comme le rapport du flux échangé sur toute la surface, sur le flux qui aurait été échangé si la totalité de la surface était à la température de base de tube.

$$\eta_{ail} = \frac{\text{flux évacué par l'ailette}}{\text{flux qui serait évacué par une ailette parfaite}}$$

$$\eta_{ail} = \frac{\text{quantité de chaleur transmise par l'ailette à la température de l'air à refroidir}}{\text{quantité de chaleur transmise par l'ailette si l'ailette était à la température du tube}}$$

Pour les basses températures, on prend 80 à 200 ailettes/m

Pour la climatisation jusqu'à 500 ailettes /m

En nous plaçant dans les conditions d'une ailette de longueur finie avec extrémité isolée (ou si le flux en bout de l'ailette est négligeable)

$$\eta_{ail} = \frac{th(m \times L)}{m \times L} \quad (Eq.127)$$

On définit m le paramètre de l'ailette :

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{\lambda_{ail} \times \delta}} [m^{-1}] \quad (Eq.128)$$

Cas d'un faisceau de tubes :

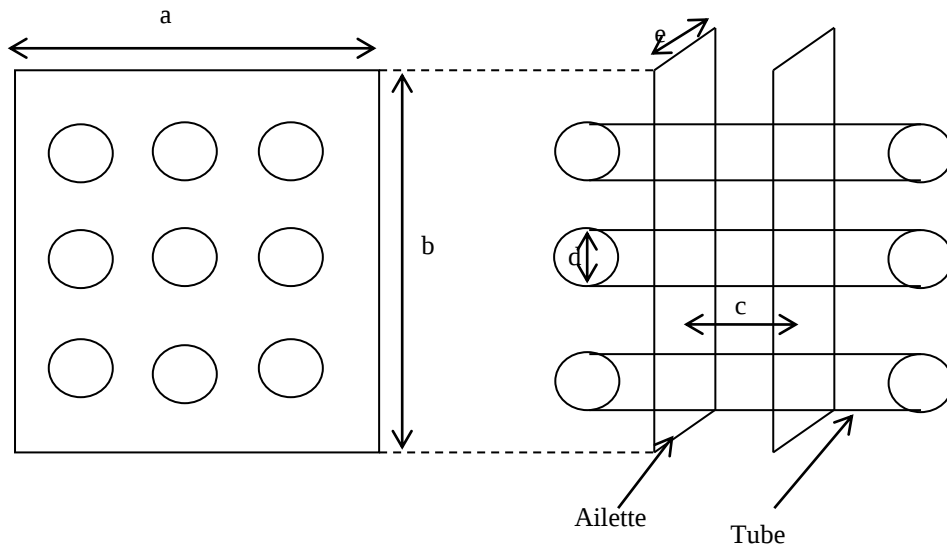


Figure 34: Efficacités d'une ailette circulaire d'épaisseur e constante pour différentes valeurs D_e/D

$$L = \varphi \frac{d_e}{2} \quad (Eq.129)$$

$$\text{où } \varphi = (\rho - 1)(1 + 0,35Ln\rho) \quad (Eq.130)$$

$$\text{avec: } \rho = 1,28 \frac{a}{d_e} \sqrt{\frac{a}{b}} - 0,2 \quad (Eq.131)$$

$$\text{On définit } m \text{ le paramètre de l'ailette : } m^2 = \frac{h \times p}{\lambda_{ail} \times S} \quad (Eq.132)$$

Exercices corrigés

Exercice 1

Deux échangeurs à co-courants et à contre-courant fonctionnent dans les conditions suivantes:

$$T_{ce} = 350^{\circ}\text{C} ; T_{cs} = 200^{\circ}\text{C}$$

$$T_{fe} = 120^{\circ}\text{C} ; T_{fs} = 190^{\circ}\text{C}$$

Calculer la différence logarithmique moyenne des deux échangeurs et commenter les résultats ?

Solution

a) co-courants

$$\Delta T_m = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{Ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right)} = \frac{(200 - 190) - (350 - 120)}{\ln\left(\frac{(200 - 190)}{(350 - 120)}\right)} = 70,16^{\circ}\text{C}$$

b) contre-courant

$$\Delta T_m = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{Ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} = \frac{(350 - 190) - (200 - 120)}{Ln\left(\frac{(350 - 190)}{(200 - 120)}\right)} = 115,41^{\circ}\text{C}$$

On remarque que ΔT_m de l'échangeur à contre-courant est supérieure à celle de l'échangeur à co-courants, donc, il est souhaitable de choisir un échangeur à contre-courant.

Exercice 2

Deux échangeurs à co-courants et à contre-courant fonctionnent dans les conditions suivantes:

$$T_{ce} = 110^{\circ}\text{C} ; T_{cs} = 30^{\circ}\text{C} ; w_c = 10500 \text{ kJ/h} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$T_{fe} = 12^{\circ}\text{C} ; T_{fs} = ?^{\circ}\text{C} ; w_f = 51600 \text{ kJ/h} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

On donne le coefficient d'échange global $K = 300 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$

- 1) calculer la puissance échangée ?
- 2) calculer la température de sortie du fluide froid ?
- 3) calculer leurs surfaces d'échange, commenter les résultats?

Solution

1) puissance échangée

On sait que :

$$Q = w_c (T_{ce} - T_{cs}) = w_f (T_{fs} - T_{fe})$$

La puissance échangée du fluide chaud est :

$$Q = w_c (T_{ce} - T_{cs}) = 2,3 \text{ W}$$

2) température de sortie du fluide froid

$$Q = w_f (T_{fs} - T_{fe}) = 2,3 \text{ W}$$

Alors :

$$T_{fs} = \frac{Q}{w_f} + T_{fe} = 28,5^\circ\text{C}$$

a) co-courants

$$Q = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right)} K \times S$$

Alors :

$$S = \frac{\ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right)}{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})} \frac{Q}{K} = 33,35 \text{ m}^2$$

b) contre-courant

$$Q = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} K.S$$

Alors :

$$S = \frac{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)}{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})} \frac{Q}{K} = 18,23 \text{ m}^2$$

On remarque que la surface d'échange de l'échangeur à contre-courant est inférieure à celle de l'échangeur à co-courants, donc, cela confirme qu'il est préférable d'utiliser un échangeur à contre-courant.

Exercice 3

Soit un échangeur de chaleur à courants croisés, on donne :

Eau froide : fluide non brassé

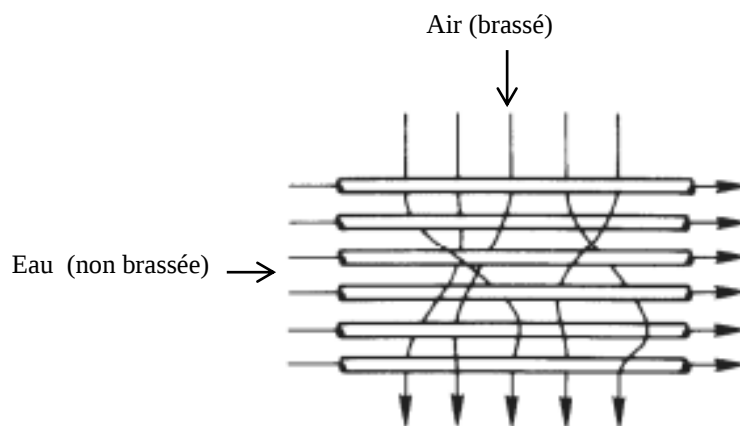
$$T_{fe} = 30^{\circ}\text{C}; \quad T_{fs} = 80^{\circ}\text{C}; \quad c_f = 4184 \text{ J/kg.K};$$

Air chaud : fluide brassé

$$T_{ce} = 225^{\circ}\text{C}; \quad T_{cs} = 100^{\circ}\text{C}; \quad c_c = 1019 \text{ J/kg.K}; \quad \dot{m}_c = 3 \text{ kg/s}$$

$$K = 200 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Calculer la surface d'échange en utilisant la méthode NUT.



Solution

Puissance échangée

$$Q = w_c \times (T_{ce} - T_{cs}) = w_f \times (T_{fs} - T_{fe})$$

$$w_c = c_c \times \dot{m}_c = 1019 \times 3 = 3057 \text{ W/K}$$

$$Q = 3057 \times (225 - 100) = 382125 \text{ W}$$

$$\frac{w_f}{w_c} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_f} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{fs} - T_{fe})}$$

$$w_f = w_c \times \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{fs} - T_{fe})} = \frac{382125}{50} = 7642,5 \text{ W / K}$$

$$Et \dot{m}_f = \frac{w_f}{c_f} = \frac{7642,5}{4184} = 1,82 \text{ kg/s}$$

$$w_{min} = w_c = 3057 \text{ W/K, air : fluide brassé}$$

$$w_{max} = w_f = 7642,5 \text{ W/K, eau : fluide non brassé}$$

Donc : $w_c < w_f$; Le fluide chaud (brassé) qui commande le transfert.

$$\rightarrow \text{Le rapport } \tau = \frac{w_f}{w_c} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_f} = \frac{50}{125} = 0,4$$

$$\rightarrow \text{efficacite } \varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{125}{225 - 30} = 0,641$$

Puisque on a :

w_{min} : brassé

w_{max} : non brassé

La formule utilisée d'après le tableau 7 :

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{1}{\tau}(1 - e^{-NUT \cdot \tau})}$$

$$1 - \varepsilon = e^{-\frac{1}{\tau}(1 - e^{-NUT \cdot \tau})}$$

$$\ln(1 - \varepsilon) = \ln e^{-\frac{1}{\tau}(1 - e^{-NUT \cdot \tau})}$$

$$\ln(1 - \varepsilon) = -\frac{1}{\tau}(1 - e^{-NUT \cdot \tau})$$

$$e^{-NUT \cdot \tau} = \tau \ln(1 - \varepsilon) + 1$$

$$-NUT \cdot \tau = \ln(\tau \ln(1 - \varepsilon) + 1)$$

$$NUT = -\frac{1}{\tau} \ln(\tau \ln(1 - \varepsilon) + 1)$$

$$NUT = 1,318$$

Or :

$$\rightarrow NUT = \frac{K \times S}{w_c}$$

$$S = \frac{NUT \times w_c}{K}$$

$$S = \frac{1,318 \times 3057}{200} = 20,145 \text{ m}^2$$

Exercice 4

Soit un échangeur de chaleur sous forme de deux tubes concentriques, on donne :

$$h_c = 800 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

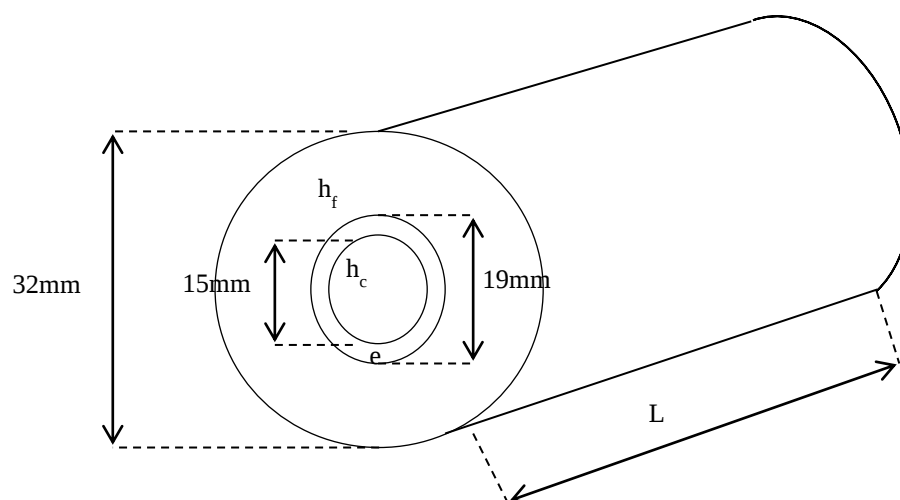
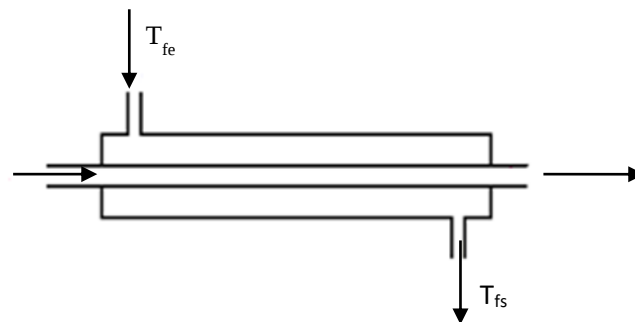
$$h_f = 1200 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R_{\text{en},c} = 0,0004 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$R_{\text{en},f} = 0,0001 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$\lambda_p = 15 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

Calculer R_{tot} , K_c et K_f ?



Solution

$$\frac{1}{K \times S} = \frac{1}{K_c \times S_c} = \frac{1}{K_f \times S_f}$$

$$R_{tot} = \frac{1}{K \times S}$$

$$R_{tot} = \frac{1}{h_c S_c} + \frac{R_{en,c}}{S_c} + \frac{Ln\left(\frac{D_f}{D_c}\right)}{2\pi\lambda_p L} + \frac{R_{en,f}}{S_f} + \frac{1}{h_f S_f}$$

Avec :

$$S_c = \pi D_c L = 3,14(0,015).1 = 0,00471 m^2$$

$$S_f = \pi D_f L = 3,14(0,019).1 = 0,00597 m^2$$

$$R_{tot} = \frac{1}{800(0,0471)} + \frac{0,0004}{0,0471} + \frac{Ln\left(\frac{0,019}{0,015}\right)}{2\pi.15.1} + \frac{0,0001}{0,0597} + \frac{1}{1200(0,0597)}$$

49% 16% 5% 3% 26%

$$R_{tot} = 0,0532 \text{ } ^\circ C / W$$

$$\text{Donc } \frac{1}{K_c \times S_c} = \frac{1}{K_f \times S_f} = 0,0532 \text{ } ^\circ C / W$$

$$K_c = \frac{1}{(0,0532).(0,0471)} = 399 \text{ } W / m^2 .K$$

$$K_f = \frac{1}{(0,0532)(0,0597)} = 314,85 \text{ } W / m^2 .K$$

On voit que :

$$K_c \times S_c = 399 \times (0,0471) = 18,796 \text{ } W / .K$$

$$K_f \times S_f = 314,85 \times (0,0597) = 18,796 \text{ } W / .K$$

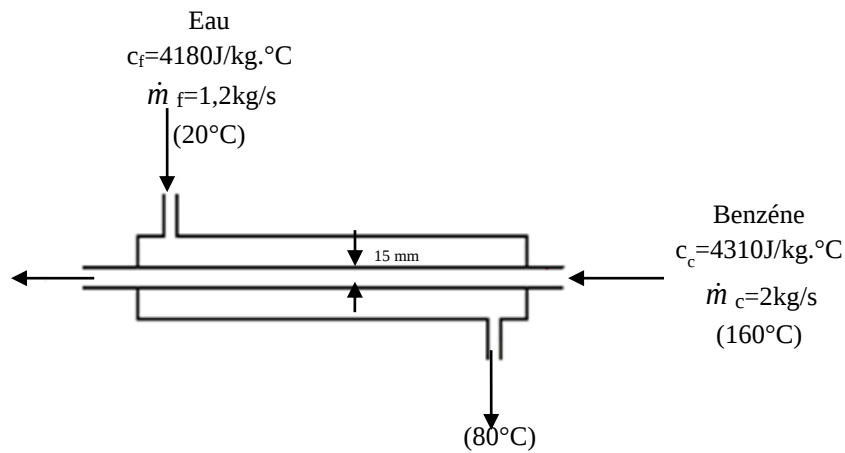
$$K_c \neq K_f \text{ mais } K_c \times S_c = K_f \times S_f$$

Exercice 5

Soit un échangeur à contre courants, le diamètre du tube intérieur est 15 mm

Calculer la longueur de l'échangeur ?

On donne $K=640 \text{ W/m}^2.\text{K}$



Solution

Fluide chaud : benzène

$$w_c = c_c \times \dot{m}_c = 2 \times 4310 = 8620 \text{ W/K}$$

Fluide froid : eau

$$w_f = c_f \times \dot{m}_f = 1,2 \times 4180 = 5016 \text{ W/K}$$

$$w_{\min} = w_f = 5016 \text{ W/K}$$

$$w_{\max} = w_c = 8620 \text{ W/K}$$

Donc : $w_f < w_c$; le fluide froid commande le transfert (car, il a le plus grand écart de température).

Taux de circulation

$$\tau = \frac{w_{\min}}{w_{\max}} = \frac{w_f}{w_c} = \frac{5016}{8620} = 0,582$$

Efficacité

$$\varepsilon = \frac{Q_{reel}}{Q_{\max}}$$

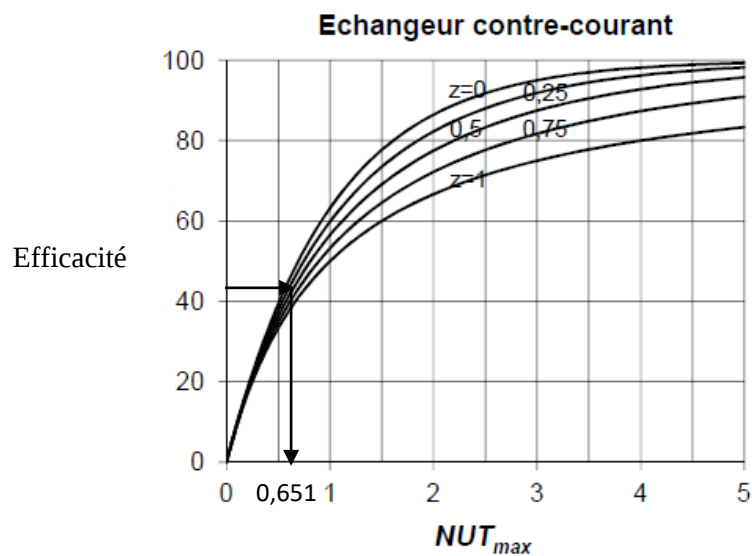
$$Q_{\max} = w_{\min} \times (T_{ce} - T_{fe}) = 5016 \times (160 - 20) = 702,8 \text{ kW}$$

Puissance échangée du fluide qui commande le transfert

$$Q = w_f \times (T_{fs} - T_{fe}) = 5016 \times (80 - 20) = 301,2 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = \frac{301,2}{702,8} = 0,428$$

On tire NUT du graphe suivant relation entre ε et NUT:



$$NUT = 0,651$$

$$NUT = \frac{K \times S}{w_{\min}}$$

$$0,651 = \frac{640 \times \pi \times (0,015) \times L}{5016}$$

$$L = 108 \text{ m}$$

Exercice 6

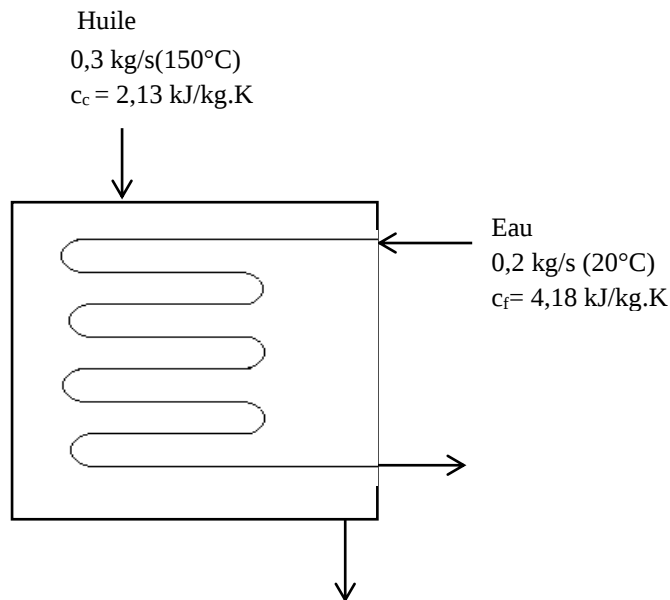
Soit un échangeur de chaleur 1-8

Diamètre du tube = 14 mm

Longueur des tubes = 5000 mm

Coefficient d'échange global = $310 \text{ W/m}^2.\text{K}$

Calculer la puissance échangée et les températures de sorties ?



Solution

Fluide chaud : huile

$$w_c = c_c \times \dot{m}_c = 0,3 \times 2130 = 639 \text{ W/K}$$

Fluide froid : eau

$$w_f = c_f \times \dot{m}_f = 0,2 \times 4180 = 836 \text{ W/K}$$

$$w_{\min} = w_c = 639 \text{ W/K}$$

$$w_{\max} = w_f = 836 \text{ W/K}$$

Donc : $w_c < w_f$; fluide chaud commande le transfert (il a le plus grand écart de température).

Taux de circulation

$$\tau = \frac{w_{\min}}{w_{\max}} = \frac{w_c}{w_f} = \frac{639}{836} = 0,764$$

NUT

$$S = n \times \pi \times D \times L = 8 \times \pi \times 0,014 \times 5 = 1,76 \text{ m}^2$$

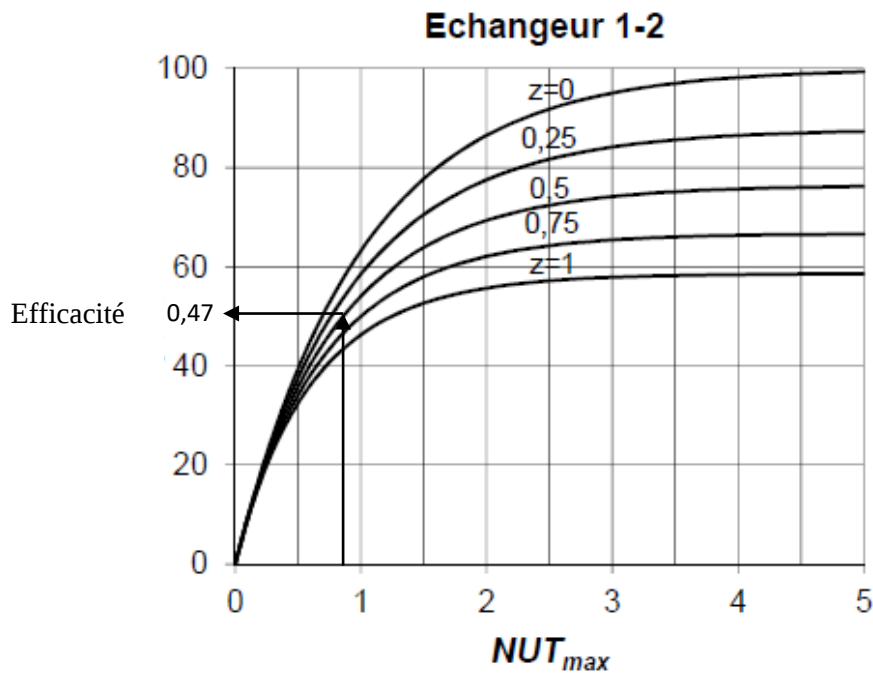
$$NUT = \frac{K \times S}{w_{\min}} = \frac{310 \times 1,76}{639} = 0,854$$

Efficacité

$$\varepsilon = \frac{Q_{reel}}{Q_{max}}$$

On doit utiliser le graphe (1-2) celui d'une passe dans la calandre.

On tire NUT du graphe suivant relation entre ε et NUT:



$$\varepsilon = 0,47$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \Rightarrow Q = \varepsilon \times Q_{max}$$

$$Q_{max} = w_{min} \times (T_{ce} - T_{fe}) = 639 \times (150 - 20) = 83,1 \text{ kW}$$

Puissance échangée du fluide qui commande le transfert :

$$Q = 0,47 \times 83,1 = 39,1 \text{ kW}$$

Calcul des températures de sortie :

$$Q = w_c \times (T_{ce} - T_{cs}) = 39,1 \text{ kW}$$

$$T_{cs} = 88,8 \text{ °C}$$

$$Q = w_f \times (T_{fe} - T_{fs}) = 39,1 \text{ kW}$$

$$T_{fs} = 66 \text{ °C}$$

Puissance échangée à travers la paroi :

$$Q = F \times K \times S \times \Delta T_m \text{ en W}$$

$$\Delta T_1 = 150 - 66 = 84 \text{ } ^\circ\text{C}$$

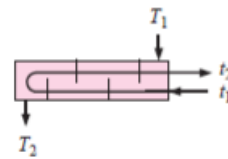
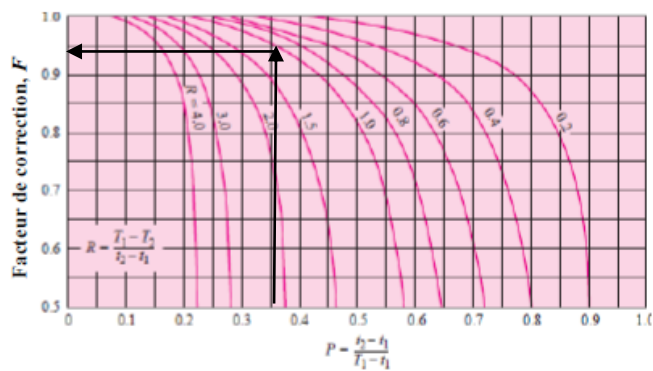
$$\Delta T_2 = 88,8 - 20 = 68,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = 76,15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

F est donné par des abaques en fonction de P et R :

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{66 - 20}{150 - 20} = 0,35$$

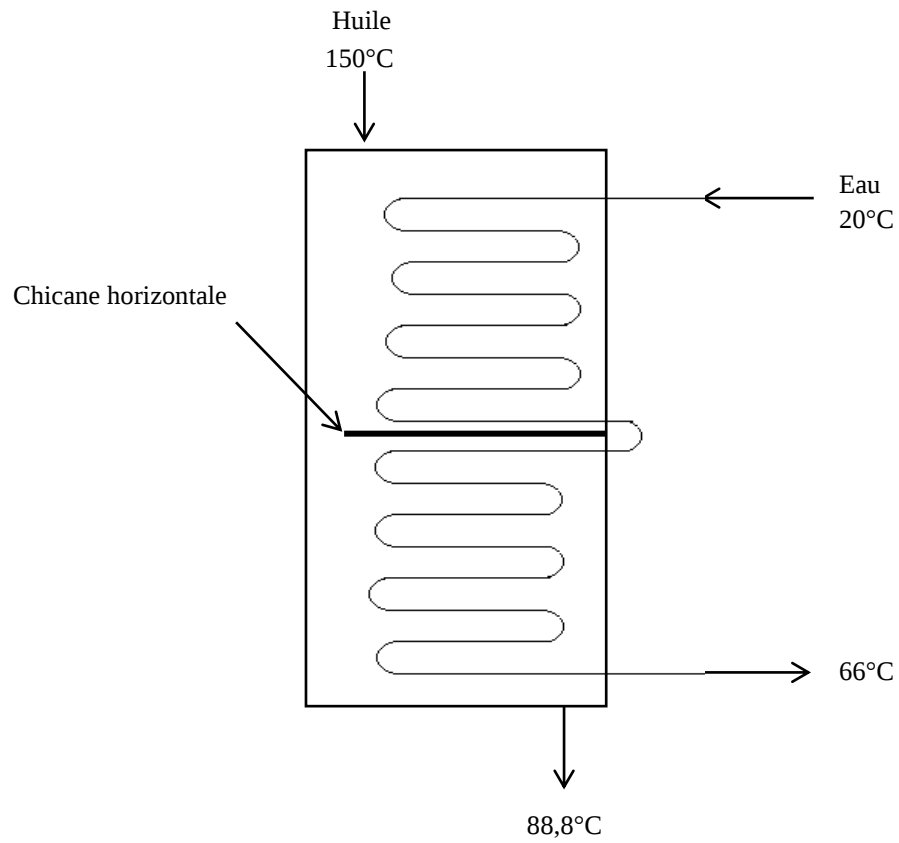
$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} = \frac{150 - 88,8}{66 - 20} = 1,33$$



Alors $F = 0,94$

$$Q = 310 \times 1,76 \times 76,15 \times 0,94 = 39,05 \text{ kW}$$

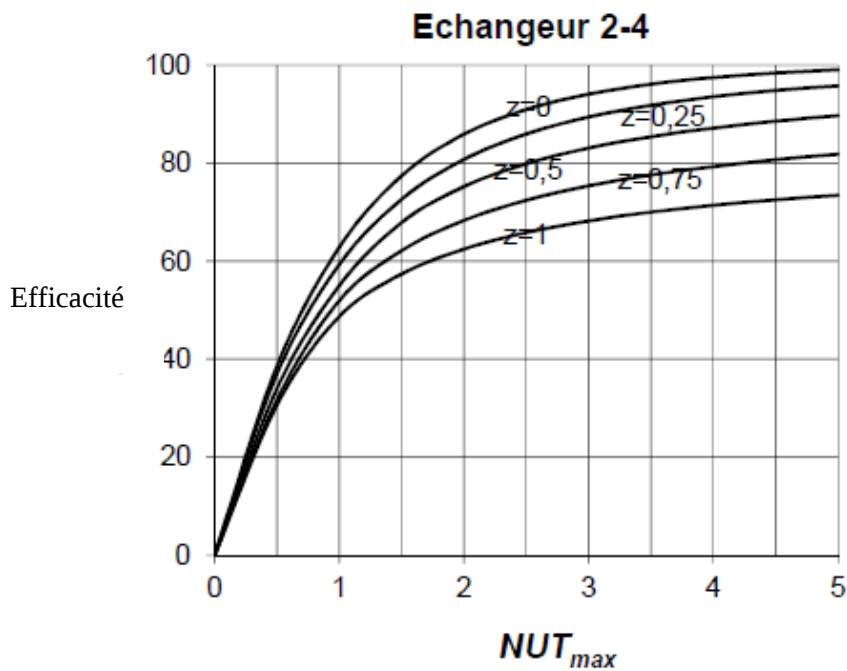
Si on prend un échangeur (2-16) avec les mêmes conditions, quelle serait la puissance échangée ?



$$NUT = 2 \times (0,854) = 1,7$$

$$\tau = 0,65$$

On doit utiliser le graphe (2-4) celui de deux passes dans la calandre.



$$\varepsilon = 0,65$$

$$\text{Alors : } Q_{\max} = 83,1 \text{ kW}$$

$$\text{et } Q = \varepsilon \times Q_{\max} = 0,65 \times 83,1 = 54 \text{ kW}$$

Exercice 7

Soit un échangeur de chaleur sert à refroidir un débit volumique 10,5 m³/h d'huile d'un compresseur à vis à la température 85°C avec un débit volumique 9000 m³/h d'air entrant à l'échangeur à la température 5°C.

Déterminer les températures de sorties de l'huile et de l'air et déterminer les puissances thermiques suivant que l'échangeur est du type à co-courants, à contre courants ou à courants croisés.

$$\text{On donne : } K \times S = 5,6 \text{ kW/}^{\circ}\text{C}$$

Solution

$$T_{ce} = \text{température d'entrée du fluide chaud (huile)} = 85 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$T_{fe} = \text{température d'entrée du fluide froid (air)} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\theta_i = T_{ce} - T_{fe} = 85 - 5 = 80 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

Fluide chaud : huile

$$\text{Capacité thermique massique de l'huile} = 2,18 \text{ kJ/kg.K ;}$$

Masse volumique de l'huile=890 kg/m³

$\dot{m}_c$ = débit massique de l'huile = 10,5m³/h = (10,5/3600)×890=2,6 kg/s ;

$w_c = c_c \times \dot{m}_c = 2,18 \times 2,6 = 5,67$ kJ/s.K ;

Fluide froid : air

Capacité thermique massique de l'air = 1,0 kJ/kg.K ;

Masse volumique de l'air =1,29 kg/m³ ;

$\dot{m}_f$ = débit massique de l'air = 9000 m³/h = (9000/3600)×1,29 = 3,23 kg/s.

$w_f = c_f \times \dot{m}_f = 1,0 \times 3,23 = 3,23$ kJ/s.K ;

$w_{min} = w_f = 3,23$ kJ/s.K

$w_{max} = w_c = 5,67$ kJ/s.K

Donc : $w_f < w_c$; le fluide froid qui commande le transfert.

Taux de circulation

$$\tau = \frac{w_{min}}{w_{max}} = \frac{w_f}{w_c} = \frac{3,23}{5,67} = 0,57$$

$$NUT = \frac{K \times S}{w_{min}} = \frac{5,6}{3,23} = 1,73$$

Efficacité

Cas: co-courants

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1+\tau)}}{(1+\tau)} = 0,6$$

Cas: contre-courant

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-\tau)}}{1 - \tau e^{-NUT(1-\tau)}} = 0,72$$

Cas : courants croisés où fluide w_{min} brassé (air) et fluide w_{max} non brassé (huile)

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{1}{\tau} [1 - e^{-NUT}]} = 0,645$$

D'après les abaques:

$$\tau = 0,57$$

$$NUT = 1,73$$

$$\text{Co-courants: } \varepsilon = 0,6$$

$$\text{Contre courants: } \varepsilon = 0,72$$

$$\text{Courants croisés: } \varepsilon = 0,67$$

On remarque que les valeurs des corrélations et les abaques coïncident bien dans les deux cas des échangeurs co-courants et contre courants, par contre dans le cas de l'échangeur à courants croisés ne coïncide pas, dans ce dernier cas, il est recommandé de prendre la valeur de l'abaque.

Puissances échangées:

$$\text{Co-courants: } Q = w_f \times \varepsilon \times \theta_i = 3,23 \times 0,6 \times 80 = 155 \text{ kW}$$

$$\text{Contre courants: } Q = w_f \times \varepsilon \times \theta_i = 3,23 \times 0,72 \times 80 = 186 \text{ kW}$$

$$\text{Courants croisés: } Q = w_f \times \varepsilon \times \theta_i = 3,23 \times 0,67 \times 80 = 173,13 \text{ kW}$$

Températures de sorties:

-Températures de sortie du fluide froid (air):

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_f}{\theta_i} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{\theta_i}$$

$$T_{fs} = \varepsilon \theta_i + T_{fe}$$

$$\text{Co-courants: } T_{fs} = \varepsilon \theta_i + T_{fe} = 0,6 \times 80 + 5 = 53^\circ\text{C}$$

$$\text{Contre courants: } T_{fs} = \varepsilon \theta_i + T_{fe} = 0,72 \times 80 + 5 = 62,6^\circ\text{C}$$

$$\text{Courants croisés: } T_{fs} = \varepsilon \theta_i + T_{fe} = 0,67 \times 80 + 5 = 58^\circ\text{C}$$

-Températures de sortie du fluide chaud (huile):

$$\tau = \frac{w_f}{w_c} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_f} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{fs} - T_{fe})}$$

$$T_{cs} = -\tau(T_{fs} - T_{fe}) + T_{ce}$$

$$\text{Co-courants: } T_{cs} = -\tau(T_{fs} - T_{fe}) + T_{ce} = -0,57(53 - 5) + 85 = 57,54^\circ\text{C}$$

$$\text{Contre courants: } T_{cs} = -\tau(T_{fs} - T_{fe}) + T_{ce} = -0,57(62,6 - 5) + 85 = 52,16^\circ\text{C}$$

$$\text{Courants croisés: } T_{cs} = -\tau(T_{fs} - T_{fe}) + T_{ce} = -0,57(58 - 5) + 85 = 54,44^\circ\text{C}$$

En conclusion: l'échangeur à contre courants présente le meilleur résultat car l'huile est refroidie de 85 °C à 52,16°C mieux que la température de sortie reste encore élevée que la température recommandée qui se situe entre 35 et 40 °C.

Exercice 8

Soit un échangeur à faisceau tubulaire et calandre, destiné à porter de 40 à 60 °C un débit d'eau de 7000 kg/h. Le fluide qui circule dans les tubes est de l'eau surchauffée arrivant à 180 °C, avec un débit de 400 kg/h. Le diamètre intérieur des tubes est égal à 10mm.

1) Calculer la puissance échangée et la température de sortie du fluide chaud.
2) L'échangeur est à contre-courant, avec une seule passe sur chaque fluide, les tubes étant montés en parallèle (sans les chicanes). Déterminer :

- surface d'échange nécessaire ;
- vitesse dans les tubes ;
- section totale des tubes ;
- nombre de tubes et la longueur du faisceau.

On donne :

$$Re = 10000 ;$$

$$K = 350 \text{ W / m}^2\text{K}$$

$$c_c = 4315 \text{ J / kg K}$$

$$c_f = 4,18 \text{ kJ / kg K}$$

$$\rho = 920 \text{ kg / m}^3$$

$$\mu = 19.10^{-5} \text{ kg / m.s}$$

Solution

$$T_{ce} = \text{température d'entrée du fluide chaud (huile)} = 180 \text{ °C}$$

$$T_{fe} = \text{température d'entrée du fluide froid (air)} = 40 \text{ °C}$$

$$T_{fs} = \text{température d'entrée du fluide froid (air)} = 60 \text{ °C}$$

$$\theta_i = T_{ce} - T_{fe} = 180 - 40 = 140 \text{ °C}$$

1) Puissance échangée et température de sortie du fluide chaud.

Fluide chaud : eau surchauffée

$$w_c = c_c \times \dot{m}_c = (400/3600) \times 4315 = 479,44 \text{ kg/s} ;$$

Fluide froid : eau

$$w_f = c_f \times \dot{m}_f = (700/3600) \times 4180 = 812,77 \text{ kg/s} ;$$

$$w_{min} = w_c = 479,44 \text{ kJ/s.K}$$

$$w_{max} = w_f = 812,77 \text{ kJ/s.K}$$

Donc : $w_c < w_f$; Le fluide chaud commande le transfert.

-Puissance échangée

$$Q = w_f \Delta T_f = w_f (T_{fs} - T_{fe}) = 479,44(60 - 40) = 9588,8 \text{ kW}$$

-Temperature de sortie du fluide chaud (huile):

$$Q = w_c \Delta T_c = w_c (T_{ce} - T_{cs})$$

$$T_{cs} = T_{ce} - \frac{Q}{w_c} = 180 - \frac{9588,8}{812,77} = 168,2^\circ\text{C}$$

2) Détermination de :

- Surface d'échange:

Méthode NUT

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_c}{\theta_i} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\theta_i} = \frac{180 - 168,2}{140} = 0,084$$

$$\tau = \frac{w_{min}}{w_{max}} = \frac{w_c}{w_f} = \frac{479,44}{812,77} = 0,59$$

E.C contre-courant

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-\tau)}}{1 - \tau e^{-NUT(1-\tau)}}$$

Donc :

$$NUT = \frac{1}{\tau - 1} \ln \frac{\varepsilon - 1}{\tau \varepsilon - 1} = 0,09$$

$$NUT = \frac{K.S}{w_{min}} = \frac{K.S}{w_c}$$

$$S = \frac{NUT \times w_c}{K} = \frac{0,09 \times 812,77}{350} = 0,21 \text{ m}^2$$

Méthode DLMT

$$\Delta T_m = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{Ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} = \frac{(180 - 40) - (168,2 - 60)}{Ln\left(\frac{180 - 40}{168,2 - 60}\right)} = 123,4^\circ C$$

$$Q = K.S.\Delta T_m$$

$$S = \frac{Q}{K.\Delta T_m} = \frac{9588,8}{350 \times 123,4} = 0,222 \text{ m}^2$$

- Vitesse dans le tube

$$R_e = \frac{\rho \times d_i \times V}{\mu}$$

$$V = \frac{\mu \times R_e}{\rho \times d_i} = \frac{19.10^{-5} \times 10000}{920 \times 10.10^{-3}} = 0,206 \text{ m/s}$$

- Section totale des tubes:

$$\text{Debit volumique: } Q_v = S_{tubes} \times V$$

$$S_{tubes} = \frac{Q_v}{V} = \frac{m_c}{\rho} \times \frac{1}{V} = \frac{400}{3600 \times 920} \times \frac{1}{0,206} = 5,8.10^{-4} \text{ m}^2$$

- Nombre de tubes:

$$S_{tubes} = N_{tubes} \times \frac{\pi \times d_i^2}{4}$$

$$N_{tubes} = \frac{S_{tubes}}{\pi \times d_i^2 / 4} = \frac{5,8.10^{-4}}{3,14 \times (10.10^{-3})^2 / 4} = 7,39$$

soit : $N_{tubes} = 8$

- Longueur du tube:

$$S_{échange} = N_{tubes} \times \pi \times d_i \times L_{tube}$$

$$L_{tubes} = \frac{S_{tubes}}{N_{tubes} \times \pi \times d_i} = \frac{5,8.10^{-4}}{8 \times 3,14 \times 10.10^{-3}} = 0,0021 \text{ m}$$

Longeur totale des tubes:

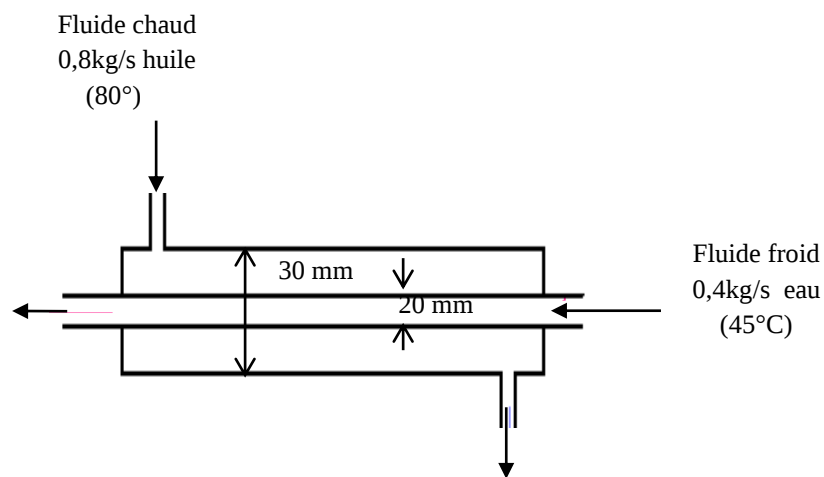
$$L_{tubes, tot} = N_{tubes} \times L_{tubes} = 8 \times 0,0021 = 0,0185 \text{ m}$$

Exercice9

On demande de calculer le coefficient global de l'échangeur de chaleur ci-dessus ?

Caractéristiques physiques de l'eau et de l'huile

Propriétés	Huile 80°C	Eau 45°C
Masse volumique (kg/m ³)	852	996,1
Prandlt	4999,3	3,91
Conductivité thermique (W/m.K)	0,138	0,632
Viscosité cinématique (m ² /s)	3,794.10 ⁻⁵	0,602.10 ⁻⁶



Solution

- Coté eau

$$\dot{m}_{eau} = \rho_{eau} \times V_{eau} \times S = \rho_{eau} \times V_{eau} \times \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$0,4 = 996,1 \cdot V \cdot \frac{\pi (0,020)^2}{4}$$

$$V_{eau} = 1,27 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{V_{eau} \cdot D_i}{\nu_{eau}} = \frac{1,27 \times 0,020}{0,602 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 4,2 \cdot 10^4 > 10^4$$

Régime turbulent, si on considère que le tube est suffisamment long alors on aura un régime turbulent pleinement développé.

Puisque l'eau s'échauffe, on a :

$$Nu = 0,23.Re^{0,8}.Pr^{0,4}$$

$$Nu = 0,23.(4,2.10^4)^{0,8}.(3,91)^{0,4}$$

$$Nu = 1982,3$$

Et comme :

$$Nu = \frac{h_{eau} \times d_i}{\lambda_{eau}}$$

$$\text{Alors : } h_{eau} = \frac{Nu \times \lambda_{eau}}{D_i}$$

$$h_{eau} = 62643,8 W / m^2 . ^\circ C$$

- Coté huile

$$\dot{m}_{huile} = \rho_{huile} \times V_{huile} \times S = \rho_{eau} \times V_{eau} \frac{\pi(d_e - d_i)^2}{4}$$

$$0,8 = 852 \times V_{huile} \times \frac{\pi(0,030^2 - 0,020^2)}{4}$$

$$V_{huile} = 2,39 m / s$$

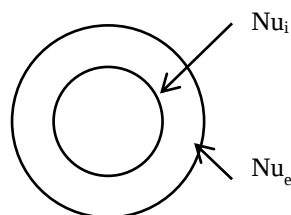
$$Re = \frac{V_{huile} \cdot D_h}{\nu_{huile}} = \frac{2,39(0,030 - 0,020)}{3,794.10^{-5}}$$

$$Re = 360$$

Régime laminaire pleinement développé, d'après le tableau4 :

$$\frac{D_2}{D_e} = \frac{0,020}{0,030} = 0,657$$

Epaisseur négligeable $d_e \approx d_i = 0,020 m$



$$Nu_i = 5,45 \text{ (par interpolation)}$$

$$Nu_i = \frac{h_{huile} \times d_h}{\lambda_{huile}}$$

$$\text{Alors : } h_{huile} = \frac{Nu \times \lambda_{huile}}{D_h}$$

$$h_{huile} = 752 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Lorsque $e \ll \delta$, alors :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_{eau}} + \frac{1}{h_{huile}}$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{62643,8} + \frac{1}{752}$$

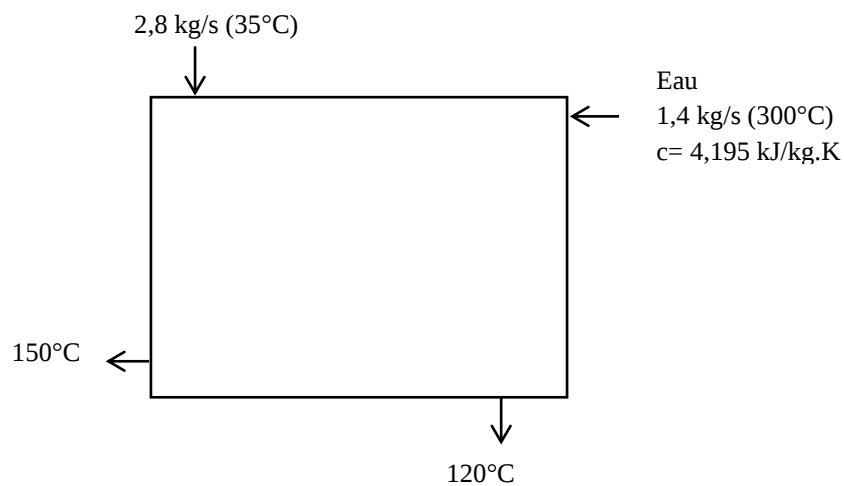
$$K = 743,49 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

On remarque que la résistance extérieure de l'huile est plus grande.

Exercice 10

Soit un écoulement croisé d'un fluide sur un faisceau quelconque.

Calculer la longueur totale des tubes ?



Solution

- Surface d'échange

a) Chaleur échangée

$$Q = (\dot{m} \times c_p)_f \times (T_{fe} - T_{fs})$$

$$Q = 2,8 \times 4195 \times (120 - 35) = 998,41 \text{ kW}$$

DLMT

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs} = 300 - 120 = 180^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe} = 150 - 35 = 115^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = (\Delta T_2 - \Delta T_1) / \ln (\Delta T_2 / \Delta T_1) = 145,1^\circ\text{C}$$

Facteur de correction

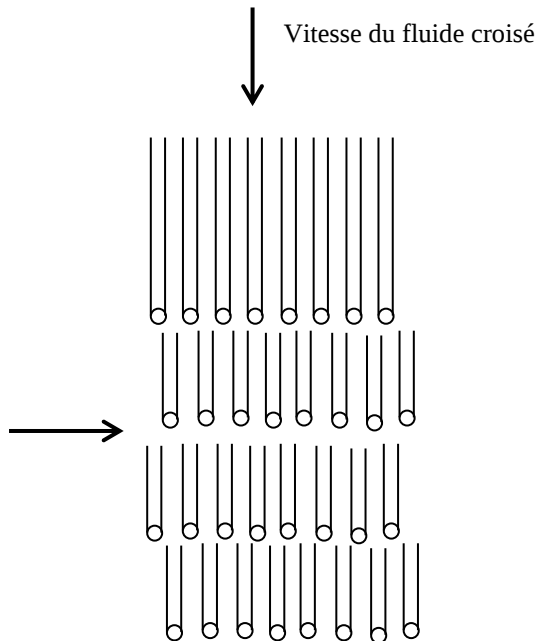
$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{150 - 300}{35 - 300} = 0,566$$

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} = \frac{35 - 120}{150 - 300} = 0,567$$

$$F = 0.93$$

Calcul du coefficient d'échange extérieur :

On 4 rangées et 8 tubes par rangée



Calcul du coefficient d'échange externe (eau dans la calandre) :

Dans notre cas : l'écoulement du fluide est croisé ou perpendiculaire aux rangées de tubes

$N_T = 4$ et $N_L = 8$

$$Nu_D = 1,13 C_1 \cdot C_2 R^m Pr^{1/3}$$

Pour $N_T < 10$, le brassage est moins important, ce qui se traduit par une légère détérioration du coefficient d'échange. Il y a lieu alors de multiplier Nu_D par un terme correctif C_2 .

$$Nu = Nu_D \times C_2$$

Pour les tubes alignés ou non alignés, on a:

$$V_{\max} = \left(\frac{S_T}{S_T - D} \right) V_{\infty}$$

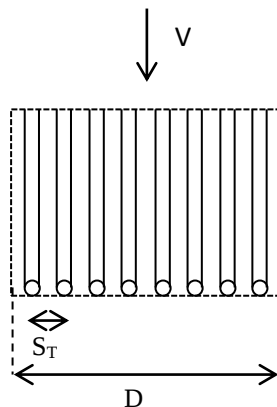
Exemple

$D = 19\text{mm}$

$S_T = 29\text{mm}$

$S_L = 29\text{mm}$

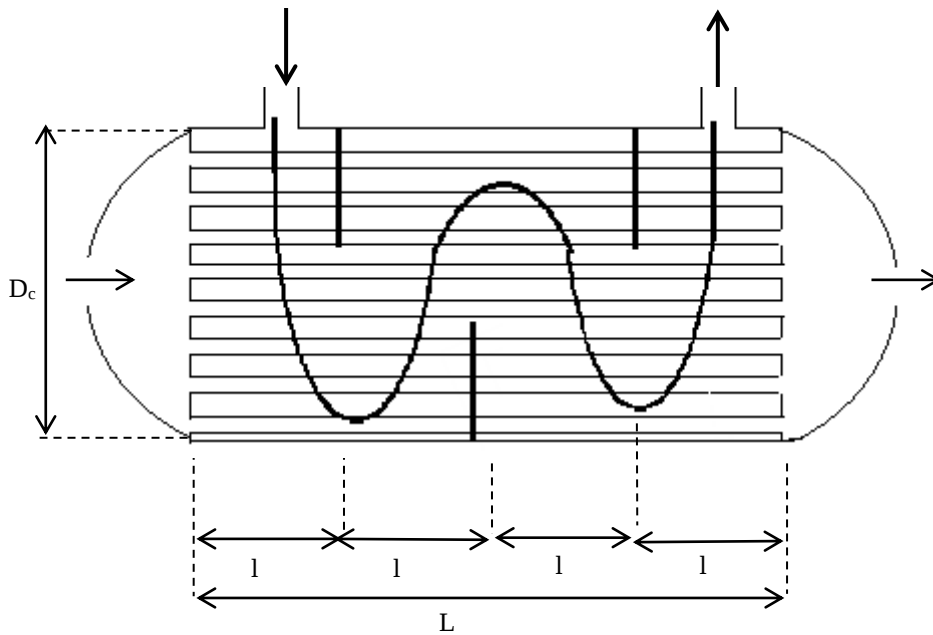
$$S_D = \sqrt{29^2 + \left(\frac{29}{2} \right)^2} = 32,4\text{mm}$$



$$D_c = S_T \times (N + 2) = 29 \times (8 + 2) = 290\text{mm} = 0,29\text{m}$$

On choisit les baffles :

$$BF = l = \frac{2}{3} D_c = 0,19\text{m}$$



Surface de l'écoulement :

$$A = BF \times D_c = 0,19 \times 0,290 = 0,0551 \text{ m}^2$$

$$V_{\infty} = \frac{\dot{m}}{\rho \times A} = \frac{2,8}{10^3 \times 0,551} = 0,051 \text{ m/s}$$

$$V_{\max} = \left(\frac{S_T}{S_T - D} \right) V_{\infty} = \frac{29}{29 - 19} 0,51 = 0,148 \text{ m/s}$$

$$Re_D = \frac{\rho \times V_{\max} \times D}{\mu} = \frac{10^3 \times 0,148 \times 0,019}{365 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re_D = 7704$$

On a besoin de C_1 , C_2 et m

$$S_L / D = 29/19 = 1,55$$

$$S_T / D = 29/19 = 1,55$$

$m = 0,562$ (voir tableau 1) ;

$C_1 = 0,46$ (voir tableau 1) ;

$C_2 = 0,89$ (voir tableau 2).

Les propriétés sont calculées à la température du film :

$\lambda = 668 \text{ W/m.K}$, $\mu = 118 \cdot 10^{-6}$ et $Pr = 2,29$ alors :

$$Nu = (0,89)(1,13)(0,46) Re_D^{0,562} (2,29)^{1/3}$$

$$Nu = 93$$

$$h_e = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} = \frac{93 \times 668}{0,19}$$

$$h_e = 3277 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Calcul du coefficient d'échange intérieur

$$V_{tube} = \frac{\dot{m}}{\rho_{eau} \times A_{tube} \times N}$$

$$N = 8 \times 4 = 32$$

$$A_{tube} = \pi \frac{D^2}{4}$$

$$Re_D = \frac{\rho_{eau} \times \frac{154,3}{\rho_{eau}} \times 0,019}{118.10^{-6}}$$

$$Re_D = 24845 > 2300$$

Dittus-Boelter

$$Nu = 0,23 Re_D^{0,8} Pr^n$$

n= 0,3 fluide qui se refroidit dans les tubes

$$Pr = 0,86$$

$$\lambda = 0,693 \text{ W/m.K}$$

$$Nu = 0,23 (24845)^{0,8} (0,86)^{0,3}$$

$$Nu = 481$$

$$hi = 2438 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Coefficient d'échange global :

On assume que: $D_e \approx D_i$ alors $S \approx S_e \approx S_i$ et $R_{en,c} = 0$

On aura :

$$\frac{1}{KS} = \frac{1}{h_i S} + \frac{1}{h_e S}$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} = \frac{1}{3277} + \frac{1}{2438}$$

$$K = 1398 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Longueur des tubes :

$$Q = K \times S \times F \times \Delta T_m$$

$$Q = K(N\pi DL) \times F \times \Delta T_m$$

$$L = \frac{Q}{K \times (N\pi D) \times F \times \Delta T_m}$$

$$L = \frac{998410}{1398,32 \times \pi \times (0,19) \times (0,93) \times 145,1}$$

$$L = 277 \text{ m}$$

Nombre de chicanes demandé

m: nombre de chicanes

Si m=3 alors L=l×4

Donc , dans notre cas:

$$m = \frac{L}{BF} - 1 = \frac{2,77}{0,19} = 13,6$$

$$BF = 0,19$$

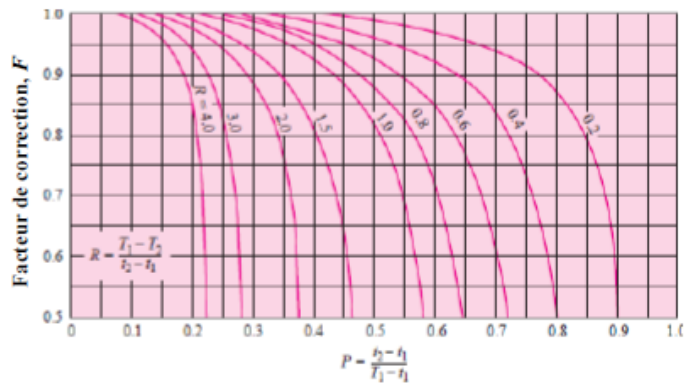
On fait des itérations sur BF jusqu'à avoir un nombre entier de m.

Vérification de la consommation énergétique

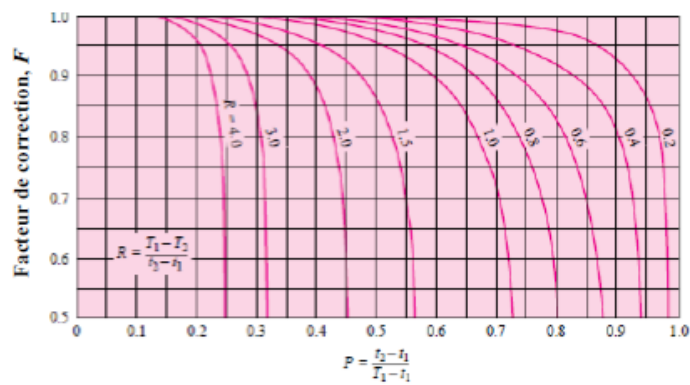
$$P = \dot{V} \Delta p$$

Δp : peut être obtenue par des abaques ou des graphes.

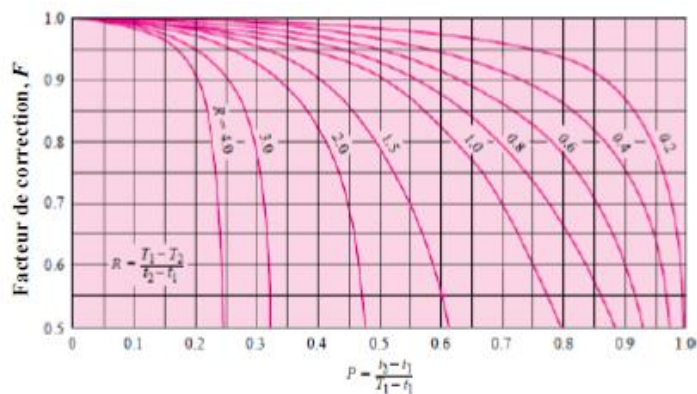
Annexe 1: Facteurs de correction



Facteur de correction pour un échangeur 1 passe côté calandre et 2, 4, 2n passes coté tubes

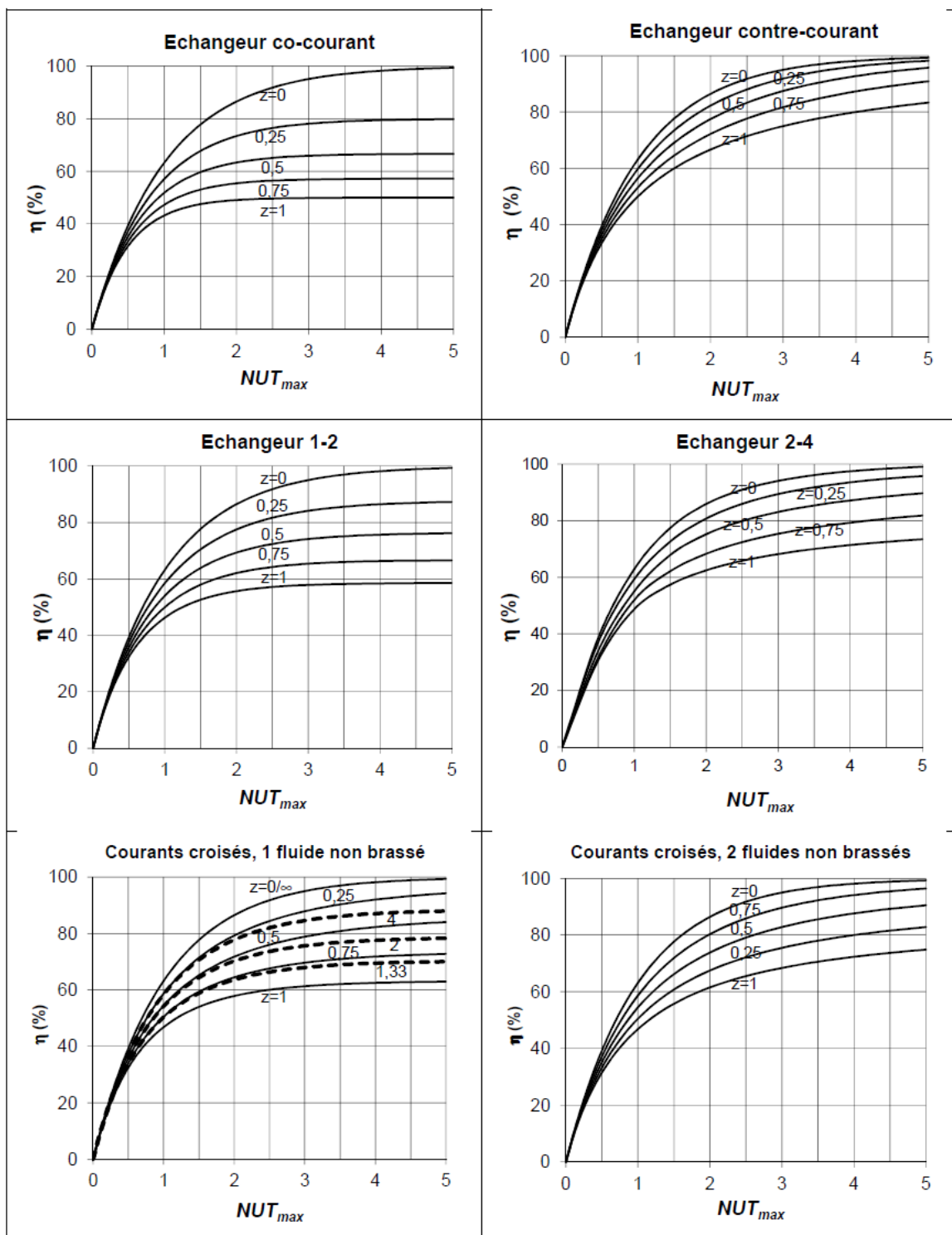


Facteur de correction pour un échangeur 2 passes côté calandre et 4, 8, 4,2n passes coté tubes



Facteur de correction pour un échangeur à courants croisés, fluides non mixés

Annexe 2 : Abaques NUT= f(ϵ) pour les échangeurs thermiques



Bibliographie

H.W.Mac Adams, la transmission de chaleur, Dunod, Paris 6, 1964.

W.M. Kays et H.C. Perkinsin ; W.M. Mohsenow et J.P. Hartnett, Handbook of transferchap 7, Mc. Graw –Hill, New York, 1972.

J.F. Sacadura, Initiation aux transferts thermiques, Techniques et documentation. Paris, 1978.

R A. BONTEMPS, A. GARRIGUE, C. GOUBIER, J. HUETZ, C. MARVILLET, P.MERCIER et R. VIDIL, Échangeur de Chaleur, Editions Techniques de l'Ingénieur, 1988.

J. Padet, Technologie des Échangeur thermiques, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique, 1990.

B.V. Liengme, A Guide to Microsoft Excel for Scientists and Engineers, New York, John Wiley, 1997.

R.K .Shah et D.P. Sekulik, Fundamentals of HeatExchanger Design, Wiley, New York, 2003.

J.P. Holman, Heat Transfer, 10th edition, Mc Graw-Hill, series in machanical engineering, New York, 2010.