4. Calcul des échangeurs

Pour le refroidissement ou le chauffage des fluides, certains procédés nécessitent l'utilisation des fluides caloporteurs ou frigoporteurs intermédiaires.

Les paramètres nécessaires au dimensionnement d'un échangeur sont :

- La surface d'échange (surfaces des plaques, surface intérieure des tubes concentriques...) : **A en m²**

- Des caractéristiques de l'appareil (conductivité thermique, épaisseur des plaques) et du fluide (viscosité, régime laminaire ou turbulent,...) qui déterminent le coefficient global d'échange thermique ***U* en W/(m².°C) ou en W/(m².°K)**

- L'écart de température d'une part et de la surface d'échange d'autre part, on utilise la moyenne logarithmique des écarts de température entre les extrémités de l'échangeur, notée **ΔT (°C)**

4.1. Notations

Dans ce qui suit en utilise les hypothèses suivantes :

- Le régime est permanent : tous les paramètres et les variables sont constants dans le temps,
- L'échangeur est adiabatique,
- Les propriétés thermo-physiques des fluides restent constantes dans les intervalles de températures envisagées,
- Les températures sont monodimensionnelles et ne varient que dans une direction de l'écoulement,
- Pas de pertes de pression (charge) au cours de l'écoulement.

La performance d'un échangeur de chaleur est évaluée principalement par sa conductance thermique globale. Cette dernière peut être calculée en se basant sur la géométrie, les propriétés de la paroi et les propriétés des deux fluides chaud et froid, les conditions de son fonctionnement (débits massiques et températures d'entrées des deux fluides).

La démarche de calcul est simple, mais elle est nécessaire. Elle permet aux étudiants de se familiariser aux calculs des échangeurs de chaleur.

Elle consiste de calculer les nombres de Reynolds et Prandtl de chaque fluide, l'évaluation des coefficients de convection interne et externe en se basant sur les corrélations disponibles du nombre de Nusselt se rapportant aux écoulements internes et finalement le calcul du coefficient global de l'échange thermique.

4.2 Coefficient global d'échange thermique, *U*

Déterminer un coefficient global de l'échange thermique, U constitue l'un des aspects incertains d'échangeur thermique. Cela provient de la dégradation continue de l'échangeur. Il est défini par la relation suivante :

$$\mathrm{d}\Phi = U\left(T_c - T_f\right)d\mathrm{A} \qquad (1)$$

Dans un échangeur de chaleur, le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid provient essentiellement de ces phénomènes :

- Convection entre le fluide chaud et la face externe de la paroi solide,
- Conduction à travers cette paroi solide,
- Convection entre la face interne de la paroi solide et le fluide froid.

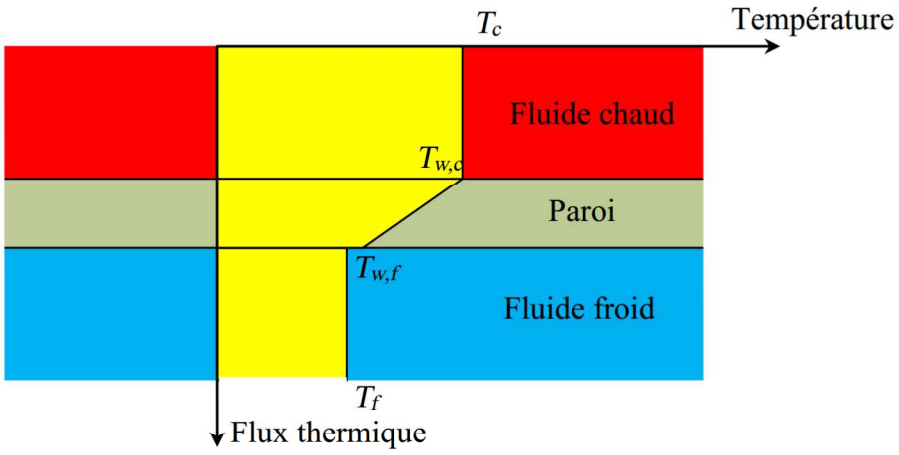


Figure 12 : Profil de Température à travers un élément de surface dA.

La résistance thermique convective du fluide chaud est: 1/ h_cA (h_c est le coefficient de convection du fluide chaud)

La résistance thermique convective du fluide froid est: 1/ h_f A (h_f est le coefficient de convection du fluide froid)

La résistance thermique de conduction à travers la paroi solide d'épaisseur e et de conductivité thermique λ est : e/λA

L'expression de flux thermique transféré du fluide chaud au fluide froid est :

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c A} + \frac{e}{\lambda A} + \frac{1}{h_f A}} \qquad (2)$$

Ainsi on a:

$$\Phi = U\,A\left(T_c - T_f\right) \quad \Rightarrow \quad U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \qquad (3)$$

Pour se rapprocher plus aux phénomènes dans un échangeur réel, on prendra compte de:

1- Dans la relation (3), la surface d'échange A côté chaud et côté froid est supposé la même. Mais dans la pratique, l'étendue de la surface d'échange n'est pas toujours le même, au contact des deux fluides. Il faut donc introduire des surfaces d'échange A_c et A_f, et rapporter le coefficient d'échange global, soit à l'unité de surface d'échange côté chaud - et on le notera U_c - soit à l'unité de surface d'échange côté froid - et on le notera U_f.

2- De plus, au bout d'un certain temps de fonctionnement, les parois d'échange se recouvrent d'un film d'encrassement. Ces dépôts de tartre et de salissures ont une conductivité thermique faible par rapport à celle du métal, et constituent donc des résistances thermiques supplémentaires $\ddot{R}_c$ et $\ddot{R}_f$ s'opposant à l'échange.

Donc, la performance de l'échangeur sera déduite par le calcul d'un des coefficients d'échange global suivants:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \ddot{R}_c + \frac{e}{\lambda}\frac{A_c}{A_m} + \left(\ddot{R}_f + \frac{1}{h_f}\right)\frac{A_c}{A_f}} \qquad (4)$$

$$U_f = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \ddot{R}_f + \frac{e}{\lambda}\frac{A_f}{A_m} + \left(\ddot{R}_c + \frac{1}{h_c}\right)\frac{A_f}{A_c}} \qquad (5)$$

A_f: l'aire de la surface d'échange côté froid, [m^2]

A_c : l'aire de la surface d'échange côté chaud, [m^2]

A_m : l'aire de la surface d'échange moyenne, [m^2]

$\ddot{R}_c$ et $\ddot{R}_f$ sont les résistances par unité de surface des films d'encrassement déposés du côté chaud et du côté froid de la surface d'échange, en (m^2.°C)/W

U_c et U_f s'expriment en W/(m^2.°C)

U est défini en fonction de la résistance thermique totale à l'échange thermique entre les deux fluides et il peut s'écrire de la manière suivante: [11]

$$\frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{UA}} = \frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{U_f A_f}} = \frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{U_c A_c}} = \frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{h_f A_f}} + \frac{\ddot{\boldsymbol{R}}_{\boldsymbol{f}}}{\boldsymbol{A_f}} + \boldsymbol{R_{paroi}} + \frac{\ddot{\boldsymbol{R}}_{\boldsymbol{c}}}{\boldsymbol{A_c}} + \frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{h_c A_c}} \qquad (6a)$$

En outre, nous savons que des ailerons (ailettes) sont souvent ajoutés a l'un des surfaces exposées ou aux deux fluides, la superficie augmente et la résistance globale au transfert thermique se réduit.

En conséquence, avec l'inclusion de l'effet d'ailettes (surface prolongée), le coefficient global de transfert thermique est modifié comme suit : [11]

$$\frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{UA}} = \frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{(\eta_0 hA)_f}} + \frac{\ddot{\mathbf{R}}_{\mathbf{f}}}{\boldsymbol{(\eta_0 A)_f}} + \boldsymbol{R_{paroi}} + \frac{\ddot{\mathbf{R}}_{\mathbf{c}}}{\boldsymbol{(\eta_0 A)_c}} + \frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{(\eta_0 h A_c)}} \qquad (6b)$$

La quantité $\boldsymbol{\eta_0}$ dans l'équation 6b est l'efficacité globale de la surface ailettée. Le taux de transfert thermique pour la surface chaude ou froide est:

$$\Phi = \eta_0 h \mathrm{A}(T_b - T_\infty) \qquad (7)$$

Où T_b est la température de la surface de base, A est la superficie de la surface totale [11]

$$\eta_0 = 1 - \frac{\mathrm{A}_f}{A}\left(1 - \eta_\xi\right) \qquad (8)$$

Avec: A_ξ est la surface ailettée totale, η_ξ est l'efficacité de la surface d'une ailette.

4.2.1 Résistances d'encrassement, $\ddot{R}$

Les valeurs des résistances d'encrassement (Tableau 3) sont déduites par des mesures comparatives entre les conditions de mise en service, puis le fonctionnement au cours du temps. Ces valeurs varient dans la gamme : 1.10^{-4} - 70.10^{-4} (m^2.°C)/W.

Tableau 3 : Quelques valeurs de résistance d'encrassement. [5, 9, 11]

Fluides	Valeurs moyennes de $\ddot{R}$ [m²°C/W]
Eau de mer à T < 50°C	$9\ 10^{-5}$
Eau de mer à T > 50°C	$2\ 10^{-4}$
Eau de ville à T < 50°C	$2\ 10^{-4}$
Eau de ville à T > 50°C	$3.5\ 10^{-4}$
Eau de rivière	3.5 à $7\ 10^{-4}$
Vapeur d'eau non grasse	$9\ 10^{-5}$
Vapeur d'eau grasse	$2\ 10^{-4}$
Liquides réfrigérants	1.8 à $2\ 10^{-4}$
Fioul	4 à $9\ 10^{-4}$
Essence, kérosène, gas-oil	$2\ 10^{-4}$
Huile de lubrification	$1.8\ 10^{-4}$
Air non dépoussiéré	$3.5\ 10^{-4}$
Air industrielle	$4\ 10^{-4}$
Produits de combustion gazeux	20 à $70\ 10^{-4}$
Vapeurs d'Alcool	$9\ 10^{-5}$

Les valeurs moyennes de la résistance d'encrassement recommandées pour le cas d'un échangeur à plaque sont environ 10 fois plus faibles, à celles présentées dans le tableau (3).

4.2.2 Détermination des coefficients d'échange par convection h_c et h_f

- L'évaluation du nombre de Prandtl de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré:

$$Pr = \frac{\mu\, C_p}{\lambda} \qquad (9)$$

μ : la viscosité dynamique, [kg/(m.s)]

C_p : la chaleur massique à pression constante, [J/(kg.°C)]

λ : la conductivité thermique [W/(m^2.°C)]

➢ Le calcul du nombre de Reynolds de chaque écoulement [9]

$$Re = \frac{\rho v d_h}{\mu} \qquad (10)$$

ρv est la vitesse massique du fluide, [kg/(m^2.s)]

$\rho v = \frac{\dot{m}}{A}$ avec : $\dot{m}$, débit massique [kg/s]

A, section passage du fluide [m^2]

d_h est le diamètre hydraulique [m]

$$d_h = \frac{4A}{p} \qquad (11)$$

Avec: A, aire de la section de passage du fluide, [m^2].

p, périmètre mouillé, [m]

Remarque:

1- Pour le cas d'un tube, d_h égal au diamètre du tube *d.*

2- Le calcul du nombre de Reynolds de chaque fluide est nécessaire pour savoir si l'écoulement est laminaire ou turbulent, et le bon choix de la corrélation empirique du problème.

➢ Pour chaque écoulement, on calcule le nombre de Nusselt:

$$Nu = \frac{h d_h}{\lambda} \qquad (12)$$

Après la détermination des nombres de Prandtl et de Reynolds, on peut facilement déterminer *Nu* en utilisant les corrélations expérimentales (relations empiriques); ***Nu*** = *f*(***Re*** , ***Pr***) trouvées dans la littérature (voir le chapitre 1).

➢ Le calcul du nombre de Nusselt, permet de déduire le coefficient d'échange convectif *h* cherché.

On peut améliorer l'échange thermique d'un échangeur par :

- La variation de température le long de l'échangeur;
- La présence de chicanes dans les calandres; (pour les échangeurs tubes/calandre, ces chicanes rendent l'écoulement du fluide côté calandre turbulent)
- L'utilisation de tubes ailettés, ...

4.3 Méthode DTLM (Moyenne logarithmique de la température)

Il existe deux principaux types d'échangeurs tubulaires: l'échangeur à co-courant et l'échangeur à contre courant.

La minimisation de la surface d'échange et la perte de charge pour une puissance d'échange thermique donnée est l'objectif principal.

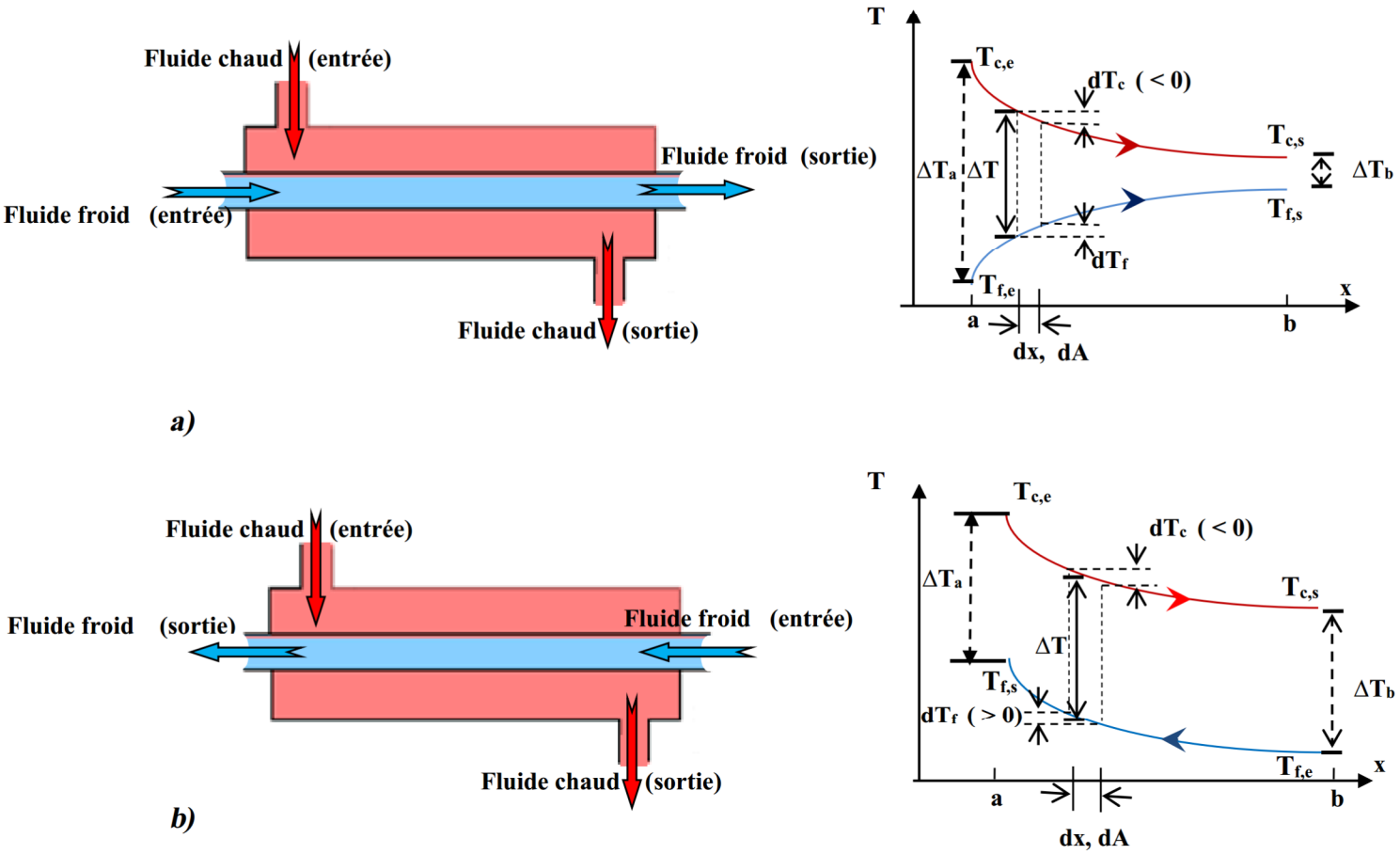


Figure 13: Principe de fonctionnement des échangeurs ***a)*** EACP et ***b)*** EACC.

A partir des deux figures ci-dessus, l'inversion du sens de circulation d'un des fluides, rend le transfert de chaleur de l'échangeur à contre courant plus significatif que celui à co-courant ?

- Le flux thermique échangé :

$$\Phi = \dot{m}(H_2 - H_1) = \dot{m}C_p(T_2 - T_1) \quad (13)$$

$$\Phi = \dot{m}_c(H_{c,e} - H_{c,s}) = \dot{m}_c C_{p,c}(T_{c,e} - T_{c,s}) \quad (14)$$

$$\Phi = \dot{m}_f(H_{f,s} - H_{f,e}) = \dot{m}_f C_{p,f}(T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (15)$$

On suppose que la déperdition thermique est nulle, le bilan énergétique pour EACP à travers un élément de surface dA, de longueur dx s'écrit alors comme suit :

$$d\Phi = U\, dA\,(T_c - T_f) = -\dot{m}_c C_{p,c} dT_c, dT_c < 0 = \dot{m}_f C_{p,f} dT_f, dT_f > 0 \quad (16)$$

Donc,

$$dT_c = -\frac{d\Phi}{\dot{m}_c C_{p,c}} \quad (17)$$

$$dT_f = \frac{d\Phi}{\dot{m}_f C_{p,f}} \quad (18)$$

D'où

$$d(T_c - T_f) = -d\Phi\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p.c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p,f}}\right) \quad (19)$$

4.3.1 Échangeur à co-courant (EACP)

A partir des équations (16) et (19) on élimine dΦ :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -UdA\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p.c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p,f}}\right) \quad (20)$$

Où

$$\frac{d\Delta T}{\Delta T} = -U\left(\frac{1}{C_c}+\frac{1}{C_f}\right)dA \qquad (21)$$

Avec : $C_c = \dot{m}_c C_{p,c}$; $C_f = \dot{m}_f C_{p,f}$; $\Delta T = (T_c - T_f)$; $(\Delta T)_{x=0} = \Delta T_a$; $(\Delta T)_{x=L} = \Delta T_b$

Si le long de l'échangeur U = Cte

$$\int_a^b \frac{d\Delta T}{\Delta T} = -U\left(\frac{1}{C_c}+\frac{1}{C_f}\right)\int_a^b dA \Rightarrow ln\frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} = -UA\left(\frac{1}{C_c}+\frac{1}{C_f}\right) \Rightarrow ln\frac{(T_{c,s}-T_{f,s})}{(T_{c,e}-T_{f,e})} = -UA\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p.c}}+\frac{1}{\dot{m}_f C_{p,f}}\right)$$

(22)

Mais : $\Phi = C_c(T_{c,e}-T_{c,s}) = C_f(T_{f,s}-T_{f,e})$ (23)

Donc l'eq. (22) devient :

$$\Phi = UA\frac{(T_{c,s}-T_{f,s})-(T_{c,e}-T_{f,e})}{ln\left(\frac{T_{c,s}-T_{f,s}}{T_{c,e}-T_{f,e}}\right)} = UA\frac{\Delta T_b - \Delta T_a}{ln\left(\frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}\right)} \qquad (24)$$

4.3.2 Échangeur à contre courants (EACC)

Pour EACC, $dT_f < 0$ dans le sens des x positifs.

Alors, $d\Phi = -\dot{m}_c C_{p,c}\, dT_c = -\dot{m}_f C_{p,f}\, dT_f$ (25)

A partir de l' éq. (19) $d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p.c}}+\frac{1}{\dot{m}_f C_{p,f}}\right)d\Phi$ et de la même manière que pour EACP, on élimine $d\Phi$ de l'éq. (16), $d\Phi = U\, dA\, (T_c - T_f)$, et (19) :

$$\frac{d(T_c-T_f)}{(T_c-T_f)} = -UdA\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p.c}}+\frac{1}{\dot{m}_f C_{p,f}}\right) \qquad (26)$$

En intègrant pour U constant,

$$ln\frac{(T_{c,s}-T_{f,e})}{(T_{c,e}-T_{f,s})} = -UA\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p.c}}-\frac{1}{\dot{m}_f C_{p,f}}\right) \qquad (27)$$

Finalement ;

$$\Phi = UA\frac{(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{ln\left(\frac{T_{c,e} - T_{f,s}}{T_{c,s} - T_{f,e}}\right)} = -U\,A\,\Delta T_{LM} = UA\frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (28)$$

Avec,

ΔT_{LM} = Moyenne Logarithmique de la Différence des Températures, appelée Différence de Température Logarithmique Moyenne, DTLM.

Remarques :

- La méthode DTLM peut être utilisée si T_e et T_s sont connues ou peuvent être déterminées.

- Si seulement les températures d'entrées sont connues, la méthode DTLM requiert une procédure itérative. Dans ce cas il est préférable d'utiliser la méthode d'efficacité - NUT.

- Dans un fonctionnement à contre-courant il est possible d'obtenir $T_{f,s} > T_{c,s}$. Il est par contre impossible d'obtenir $T_{f,s} > T_{c,e}$ ou $T_{c,e} < T_{f,s}$.

4.3.3 Comparaison entre EACP et EACC

Pour un EACC tubulaire, ΔT_{LM} est haute ce qui résulte un grand flux de chaleur transféré.

Exercice 1 :

Des échangeurs de chaleur à contres courants et à courants parallèles soumis aux conditions suivantes :

$$T_{c,e} = 100°C,\ T_{c,s} = 45°C$$
$$T_{f,e} = 15°C,\ T_{f,s} = 30°C$$

1. Calculez leurs ΔT_{LM} .

Solution :

Contre-courant

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{ln\left(\frac{T_{c,e} - T_{f,s}}{T_{c,s} - T_{f,e}}\right)} = \frac{(100 - 30) - (45 - 15)}{ln\left(\frac{100 - 30}{45 - 15}\right)} = 47{,}20\ °C$$

Co-courant

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{c,s} - T_{f,s}) - (T_{c,e} - T_{f,e})}{ln\left(\frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}}\right)} = \frac{(45 - 30) - (100 - 15)}{ln\left(\frac{45 - 30}{100 - 15}\right)} = 40{,}35\ °C$$

Exercice 2 :

Des échangeurs de chaleur à contres courants à et courants parallèles soumis aux conditions suivantes :

$$T_{c,e} = 90°C,\ T_{c,s} = 35°C$$
$$T_{f,e} = 20°C,\ T_{f,s} = 30°C$$

1. Calculez leurs ΔT_{LM} .

Solution :

Contre-courant

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{ln\left(\frac{T_{c,e} - T_{f,s}}{T_{c,s} - T_{f,e}}\right)} = \frac{(90 - 30) - (35 - 20)}{ln\left(\frac{90 - 30}{35 - 20}\right)} = 32{,}46\ °C$$

Co-courant

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{c,s} - T_{f,s}) - (T_{c,e} - T_{f,e})}{ln\left(\frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}}\right)} = \frac{(35 - 30) - (90 - 20)}{ln\left(\frac{35 - 30}{90 - 20}\right)} = 24{,}63\ °C$$

Donc, il est de préférable de choisir un fonctionnement à contre-courant. En générale, un échangeur de chaleur de configuration quelconque aura des performances toujours supérieures à celles de l'échangeur tubulaire simple en co-courant et inférieures à celles d'un échangeur tubulaire simple en contre-courant. Cette conclusion est très bien montrée dans la figure 22.

Exercice 3

Des échangeurs de chaleur à courants parallèles et à contres courants soumis aux conditions suivantes :

$$T_{c,e} = 110°C,\ T_{c,s} = 30°C\ ;\ \dot{m}_c = 5000\ \text{kg/h}\ ;\quad C_{p.c} = 2100\ \text{J}/kgK$$
$$T_{f,e} = 12°C,\ T_{f,s} = ?\,°C\ ;\quad \dot{m}_f = 12000\ \text{kg/h}\ ;\quad C_{p.f} = 4180\ \text{J}/kgK$$

1. Calculez leurs surfaces d'échange.
2. Calculez la puissance de l'échangeur à contre courant.

Solution :

$$\Phi = \dot{m}_c C_{p,c}\left(T_{c,e} - T_{c,s}\right)$$
$$\Phi = \dot{m}_f C_{p,f}\left(T_{f,s} - T_{f,e}\right)$$
$$\Phi = (1{,}38)(2100)(110 - 30) = 2{,}3\ 10^5\ \text{W}$$
$$\dot{m}_f C_{p,f}\left(T_{f,s} - T_{f,e}\right) = \dot{m}_c C_{p,c}\left(T_{c,e} - T_{c,s}\right) = 2{,}3\ 10^5\ \text{W}$$

$$T_{f,s} = \frac{\Phi}{\dot{m}_f C_{p,f}} + T_{f,e} = \frac{2{,}3\ 10^5}{3{,}33.4180} + 12 = 28{,}52\ °C$$

- **Co-courant (EACP)**

$$\Phi = UA\frac{(T_{c,s} - T_{f,s}) - (T_{c,e} - T_{f,e})}{ln\left(\frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}}\right)} = UA\frac{\Delta T_b - \Delta T_a}{ln\left(\frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}\right)}$$

$$=>\ A = \Phi\frac{ln\left(\frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}\right)}{(\Delta T_b - \Delta T_a)U} = 2{,}3\ 10^5\ \frac{ln\left(\frac{1{,}48}{98}\right)}{(1{,}48 - 98)300}$$

$$= 33{,}35\ \mathrm{m}^2$$

- **Contre-courant (EACC)**

$$\Phi = UA\frac{(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{ln\left(\frac{T_{c,e} - T_{f,s}}{T_{c,s} - T_{f,e}}\right)} = -U\,A\,\Delta T_{LM} = UA\frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)}$$

$$\Delta T_b = T_{c,s} - T_{f,e} = 30 - 12 = 18\ °C$$

$$\Delta T_a = T_{c,e} - T_{f,s} = 110 - 28{,}52 = 81{,}48\ °C$$

$$=>\ A = \Phi\frac{ln\left(\frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}\right)}{(\Delta T_b - \Delta T_a)U} = 2{,}3\ 10^5\ \frac{ln\left(\frac{81{,}48}{18}\right)}{(81{,}48 - 18)300} = 18{,}23\ \mathrm{m}^2$$

4.3.4. Facteur de correction

Si l'échangeur de chaleur utilisé est de type différent au double tube, le transfert thermique est calculé en ajoutant un facteur de correction au DTLM ***pour un échangeur tubulaire simple EACC avec les mêmes températures chaudes et froides des fluides.*** L'équation du transfert de chaleur prend alors la forme:

$$\Phi = UAF\Delta T_{LM} \qquad (29)$$

Des valeurs du facteur de correction, *F* selon la référence [15] sont tracées sur les figures 14 à 16 pour plusieurs différents types d'échangeurs de chaleur. Quand un changement de phase est impliqué, comme dans la condensation ou l'ébullition (évaporation), le fluide reste normalement, essentiellement à la température constante et les relations sont simplifiées. Pour cette condition, *P* ou *R* devient zéro et nous obtenons :

$F = 1.0$ pour l'ébullition ou la condensation

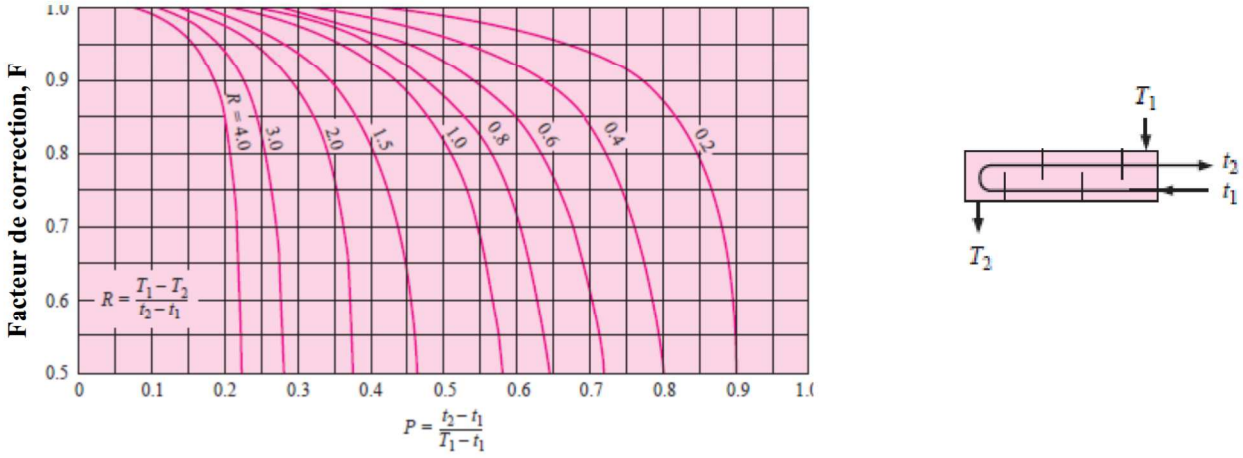


Figure 14: Facteur de correction présenté pour un échangeur 1 passe côté calandre et 2, 4, 2n passes côté tubes. [9, 10]

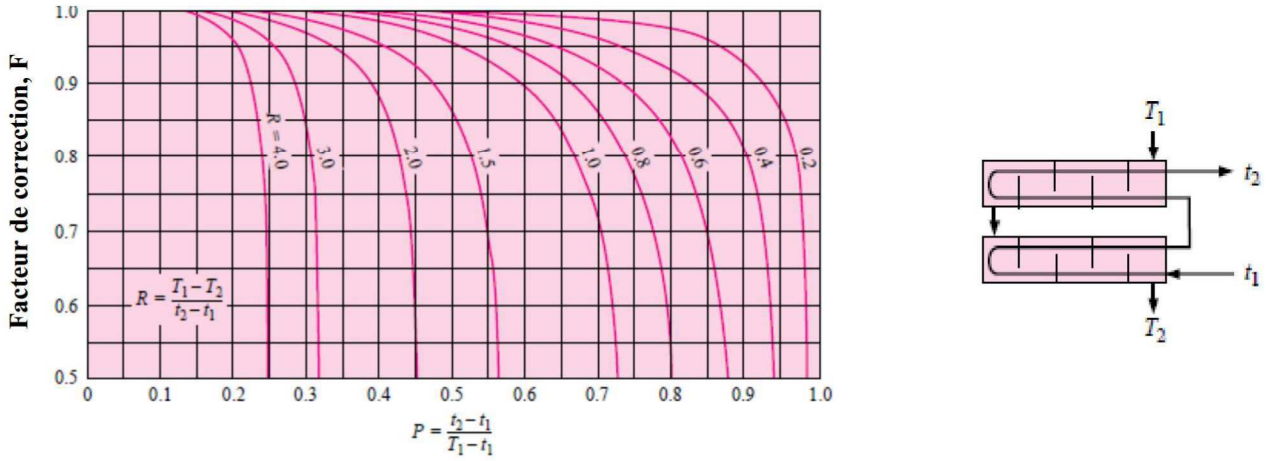


Figure 15: Facteur de correction présenté pour un échangeur 2 passes côté calandre et 4, 8, 4n passes côté tubes. [9, 10]

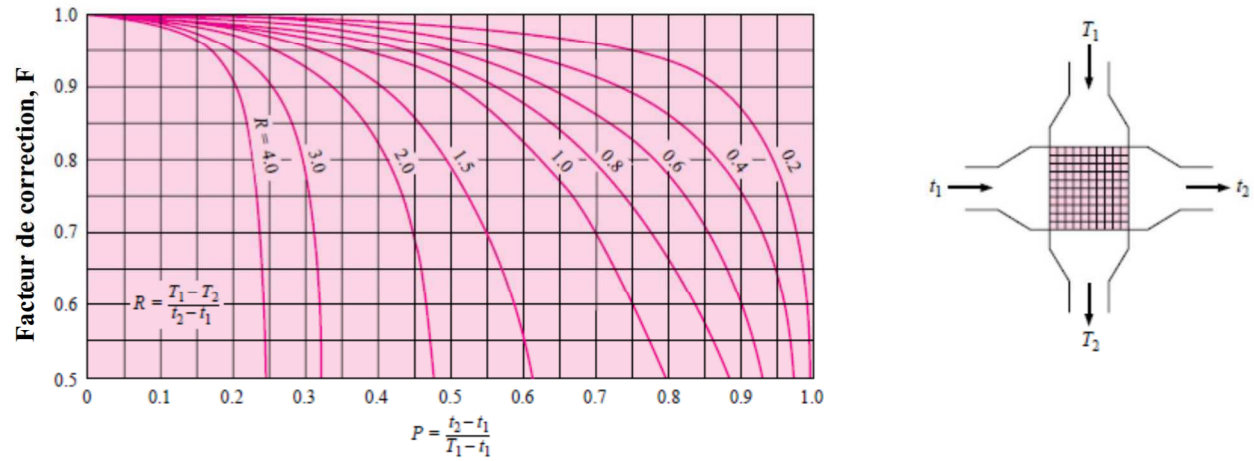


Figure 16: Facteur de correction présenté pour un échangeur à courant croisé, fluides non mixés.[9, 10]