

ÉTUDE D'UN ÉCHANGEUR TUBULAIRE COAXIAL

Reçu le 13/02/2008 – Accepté le 24/06/2009

Résumé

Notre travail a porté sur l'étude des échangeurs tubulaires coaxiale, une approche théorique a été établie en utilisant les différentes méthodes de calcul existantes (DTLM, NUT).

Le bilan thermique montre l'influence des paramètres physiques comme l'encrassement, la corrosion et l'entartrage sur l'évolution de la température de sortie du fluide dans l'échangeur et de la puissance d'échange en utilisant deux fluides différents l'eau et l'air.

Le système d'équation est résolu par une approche numérique basée sur les deux méthodes comparative (la méthode classique et la méthode de NUT). Pour la validité de notre programme nous proposons une étude comparative des résultats théoriques et expérimentaux.

Mots clés: Flux de chaleur/ échangeur de chaleur/température/ fluide/débit/ DTLM/NUT/ encrassement/ corrosion.

Abstract

Our scope is the study of coaxial tubular exchangers, a theoretical approach has been established using different methods of calculation existing (DTLM, NUT). The heat balance shows the influence of physical parameters such as fouling, corrosion and tartrage on the evolution of the outlet temperature of fluid in the exchanger and power exchange using two different fluids and water air.

The equation system is solved by a numerical approach based on two comparative methods (the traditional method and the method NUT). For the validity of our program we offer a comparative study of theoretical and experimental results.

Keywords: heat flux/ heat exchanger/ temperature/fluid flow/DTLM/NUT/fouling/corrosion.

Nada BENAYAD

Nadir BELLEL

Laboratoire de Physique Énergétique
Université Mentouri Constantine,
Algérie

ملخص

وقد ركزت دراستنا على المبدلات بشكل انبوبي محوري ، فقد تم إنشاء النهج النظري باستخدام طرق حسابية مختلفة موجودة (DTLM ، NUT). ميزان الحرارة وبيبين تأثير العوامل الفيزيائية ، مثل الصدا والتآكل على تطور درجة حرارة مخرج السائل في المبدلات الحرارية وتبادل الطاقة عن طريق استخدام اثنين من سوائل مختلفة الماء والهواء.

يتم حل نظام معادلة بنهج العددية القائمة على طريقتين المقارن (على الطريقة الكلاسيكية وطريقة NUT). لصحة برنامجنا نقدم دراسة مقارنة النتائج النظرية والتجريبية.

الكلمات المفتاحية: تدفق الحرارة ، مبدل حراري ، ودرجة الحرارة ، وتدفق السوائل ، DTLM ، وNUT ، الصدا والتآكل.

ÉTUDE D'UN ÉCHANGEUR TUBULAIRE COAXIAL

INTRODUCTION

Les échangeurs à courants parallèles sont des appareils géométriquement simple où le champ de température peut être considéré comme unidimensionnel, nous exposerons leurs propriétés en détail car, au prise de calculs importants, ils fournissent des renseignements physiques intéressants et constituent en quelque sorte des modèles de référence pour les autres échangeurs.

Notre travail comporte les étapes suivantes :

-La détermination des profils de températures pour les deux dispositions d'écoulement co-courant et contre courant dans un échangeur coaxial (eau-eau), aussi l'allure de la puissance d'échange des deux fluides chaud et froid.

-La même étude mais cette fois pour un échangeur coaxial (air-air).

Formulation du phénomène :

Dans notre étude nous allons traiter le type le plus simple des échangeurs tubulaires c'est l'échangeur à tube coaxial [2].

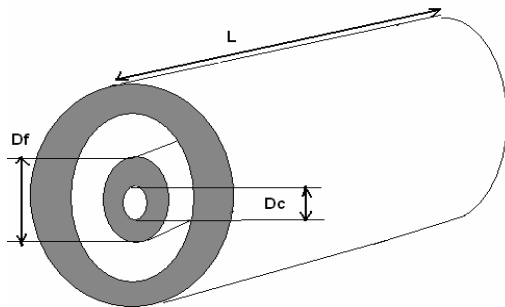


Figure 1. Échangeur à tube coaxial (concentrique).

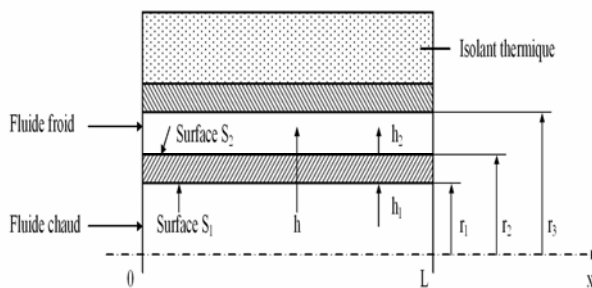


Figure 2. Description d'un dispositif d'échangeur.

Le fluide chaud entre dans l'échangeur à la température T_{ce} et en sort à T_{cs} , Le fluide froid entre à T_{fe} et sort à T_{fs} .

Le fluide chaud à T_c subit une première diminution de température due à la convection avec la paroi par le biais d'un coefficient h_c . Vient ensuite une inévitable zone d'encrassement due, soit à l'accumulation de particules apportées par le fluide en circulation,

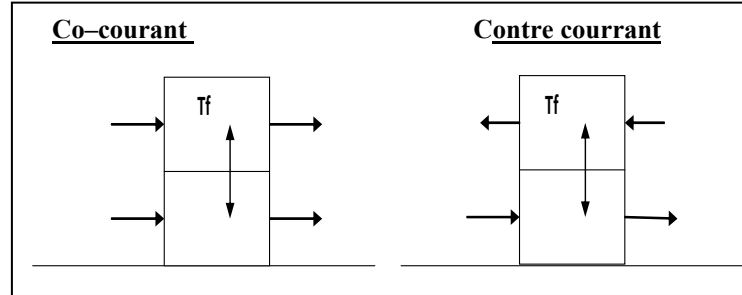


Figure 3. Les deux modes de fonctionnement couramment utilisés.

soit par dépôt de tartre ou bien de micro-organismes d'origine biologique, soit encore par apparition de corrosion sur la surface d'échange. Ce phénomène se caractérise alors par **une résistance thermique supplémentaire** (par unité de surface) due à cet encrassement et que l'on notera ici r_{ec} . la température diminue ensuite par conduction (**conductivité λ**) au travers de la paroi d'échange e .

Au-delà et en direction du fluide froid à T_f , on retrouve à nouveau une résistance thermique d'encrassement notée r_{ef} et un transfert convectif caractérisé par h_f [3].

Expression du flux échangé :

Le flux de chaleur Φ transmis d'un fluide à la paroi d'un tube cylindrique s'écrit :

$$\left\{ \begin{aligned} \Phi &= US(T_c - T_f) \\ \Phi &= \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{r_{ec}}{s} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{r_{ef}}{s} + \frac{1}{h_f S}} \Rightarrow \frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + r_{ec} + \frac{e}{\lambda} + r_{ef} + \frac{1}{h_f} \end{aligned} \right.$$

Où U est appelé Coefficient d'échange global.

R_{en} est une résistance thermique due à l'encrassement des surfaces d'échange dont il faut tenir compte après quelques mois de fonctionnement (entartrage, dépôts, corrosion) [2].

Calcul des performances d'un échangeur de chaleur:

Pour ce faire on pose quelques hypothèses :

Dans les calculs qui suivent, nous avons retenu les hypothèses suivantes :

-Le régime est permanent : tous les paramètres, toutes les

variables sont constantes dans le temps $\frac{\partial}{\partial t} = 0$,

-L'échangeur est adiabatique : il n'échange pas de chaleur avec l'extérieur (pas de pertes thermiques : la surface de séparation est la seule surface d'échange).

-Les propriétés thermo physique des fluides restent constantes dans les intervalles de températures envisagées (pas de changement de phase au cours du transfert).

-Les températures ne varient que dans la seule direction de l'écoulement, le problème est monodimensionnel, Il n'y a pas de pertes de charge (de pression) au cours de l'écoulement [3].

Fonctionnement à co-courant :

Dans ce type d'échangeur, que l'on dénomme aussi à courant parallèles, les deux fluides circulent dans le même sens [3].

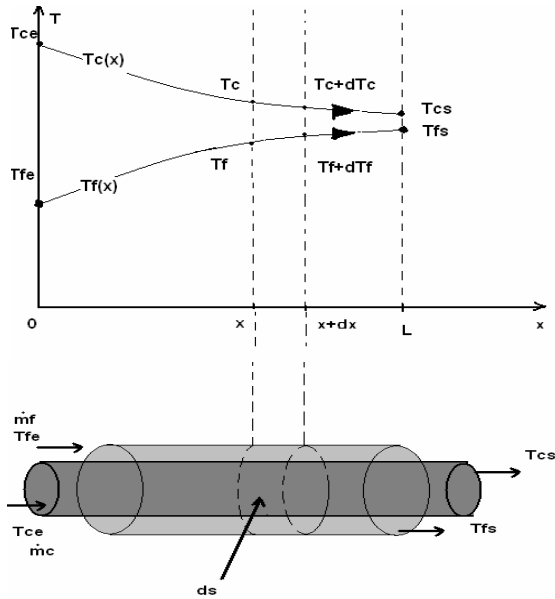


Figure 6. Évolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur co-courant.

L'objectif est de déterminer les performances de l'échangeur en calculant :

- Les températures de sortie des fluides chaud et froid T_{cs} et T_{fs} ,
- Le flux de chaleur échangé Φ ,
- L'éventuelle répartition spatiale des températures de fluide chaud $T_c(x)$, et froid $T_f(x)$ le long de l'échangeur [3].

Pour cela, effectuons un bilan thermique de la partie d'échangeur comprise entre les distances x et $x+dx$ de l'entrée de l'échangeur.

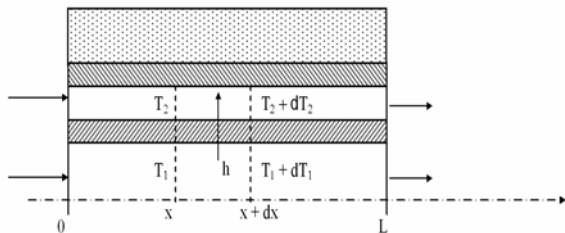


Figure 7. Distribution de température le long de l'échangeur.

Le bilan énergétique est un système à deux équations :

$$\begin{cases} T_{cs} = T_{ce} - (T_{ce} - T_{fe}) \frac{\dot{m}_f c_{p_f}}{\dot{m}_c c_{p_c} + \dot{m}_f c_{p_f}} \left[1 - e^{-u \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p_f}} \right) s(x)} \right] \dots\dots(1) \\ T_{fs} = T_{fe} + (T_{ce} - T_{fe}) \frac{\dot{m}_c c_{p_c}}{\dot{m}_c c_{p_c} + \dot{m}_f c_{p_f}} \left[1 - e^{-u \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p_f}} \right) s(x)} \right] \dots\dots(2) \end{cases}$$

Dans le cas ou cet échange à courant parallèle serait infiniment long ($x \rightarrow \infty$), les températures de sortie se rejoignent pour avoir une seule et unique valeur dont l'expression est :

$$T_{\infty} = \frac{\dot{m}_c c_{p_c} T_{ce} + \dot{m}_f c_{p_f} T_{fe}}{\dot{m}_c c_{p_c} + \dot{m}_f c_{p_f}} \dots\dots\dots(3)$$

Cette valeur limite correspond en fait à la température issue du mélange des deux fluides pris dans les mêmes conditions d'écoulement et aux mêmes températures d'entrée [2].

Fonctionnement à contre-courant :

Dans ce type d'échangeur, les deux fluides circulent dans le sens contraire, l'entrée de l'un des fluides étant à l'opposé de l'autre.

On attribue par exemple l'abscisse $x = 0$ l'entrée du fluide chaud et $x = L$ à celle du fluide froid.

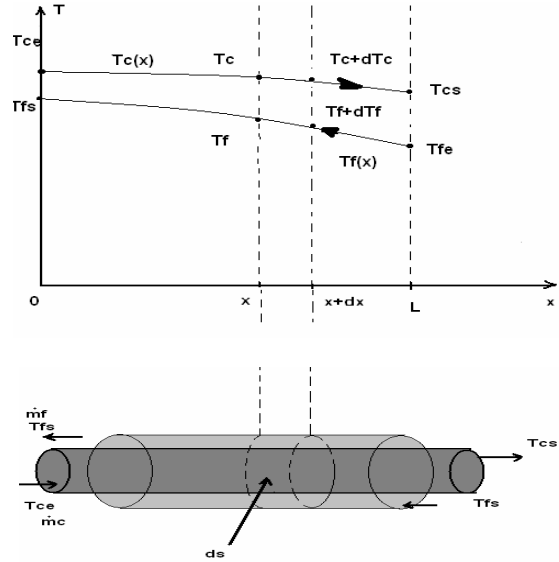


Figure 8. Évolution des températures du fluide chaud et du fluide froid d'un échangeur contre-courant.

Le bilan énergétique est un système à deux équations :

ÉTUDE D'UN ÉCHANGEUR TUBULAIRE COAXIAL

$$T_{cs} = T_{ce} - \frac{(T_{ce} - T_{fe})}{\dot{m}_c c_{p_c}} \left[\frac{1 - e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f c_{p_f}} \right)}}{\frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f c_{p_f}}} e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f c_{p_f}} \right)} \right] \dots (4)$$

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{(T_{ce} - T_{fe})}{\dot{m}_f c_{p_f}} \left[\frac{1 - e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f c_{p_f}} \right)}}{\frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f c_{p_f}}} e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f c_{p_f}} \right)} \right] \dots (5)$$

Nature du fluide	Fluide chaud (air)	Fluide froid (air)
Débit massique (Kg/s)	15	2
Capacité calorifique (J /Kg.K)	1008	1008
Surface d'échange (m ²)	1	2
Coefficient d'échange (W/m ² .K)	200	500
Température d'entrée (K)	80	20
Différence de x (m)	0.01	0.01

Tableau2 : paramètres physiques et géométriques de l'échangeur air-air :

Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur. Les figures ci-dessous donnent l'allure de distribution de température pour un échangeur coaxial dans les deux dispositions des écoulements co-courants et contre-courant.

Ainsi nous avons retenus comme graphes les allures des températures de sortie des deux fluides, en fonction de la position x. le long de l'échangeur [5].

Nous exposons les profils de $T_f(x)$ et $T_c(x)$

(sachant que : $S = 2.\pi.r.x$).

T_{ce} : Température d'entrée du fluide chaud.

T_{fe} : Température d'entrée du fluide froid.

$T_c(x)$ Ou T_{cs} : température de sortie du fluide chaud.

$T_f(x)$ Ou T_{fs} : température de sortie du fluide froid.

Nous présentons :

- Les profile de températures pour un échangeur coaxial (co-courant et contre courant).
- Influence de la nature du fluide sur les profils de températures (échangeur eau-eau ; air-air).
- Influence de la position x sur les puissances chaudes et froides.

L'étude a été effectuée sur un échangeur coaxial dont les paramètres sont regroupés dans les tableaux 1 et 2.

Nature du fluide	Fluide chaud (eau)	Fluide froid (eau)
Débit massique (Kg/s)	2	0.2
Capacité calorifique (J /Kg.K)	4180	4180
Surface d'échange (m ²)	1	2
Coefficient d'échange (W/m ² .K)	200	500
Température d'entrée (K)	80	20
Différence de x (m)	0.01	0.01

Tableau 1 : paramètres physiques et géométriques de l'échangeur eau-eau.

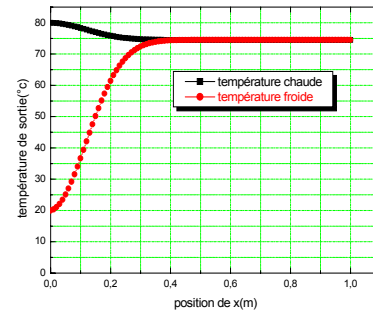


Figure 9. Profile de température Co-courant (eau-eau).

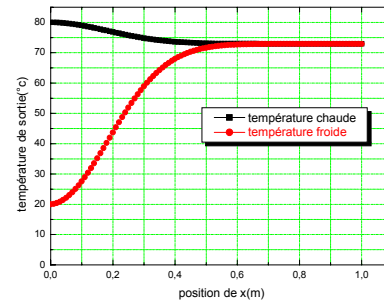


Figure 10. Profile de température Co-courant (air- air).

Nous remarquons la présence d'une limite qu'on peut la

représenter par : $T_{lim} = \frac{c_c T_{ce} + c_f T_{fe}}{c_c + c_f}$

Cette expression représente la température de mélange des deux fluides, c'est celle que l'on obtiendrait en supprimant la paroi et en mêlant les deux courants.

La température du fluide chaud est donc une exponentielle décroissante de S par contre la température du fluide froid est une exponentielle croissante de S .

Profile de températures pour échangeur coaxial contre-courant :

Échangeur eau-eau

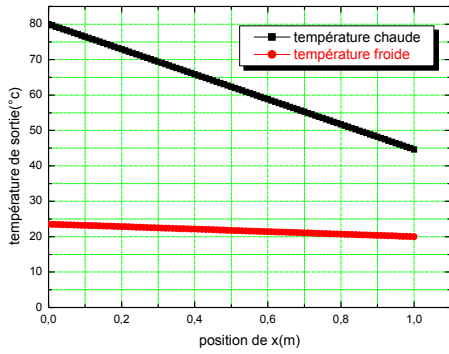


Figure 11. Profile de température contre courant (cas : $c_c < c_f$).

Échangeur air-air

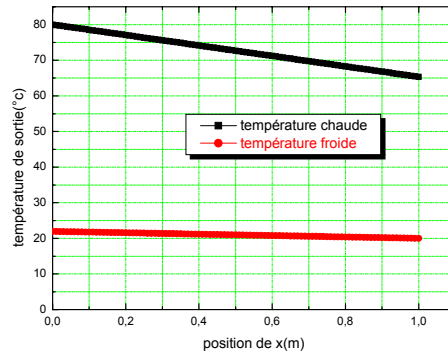


Figure 12. Profile de température contre courant (cas : $c_c < c_f$).

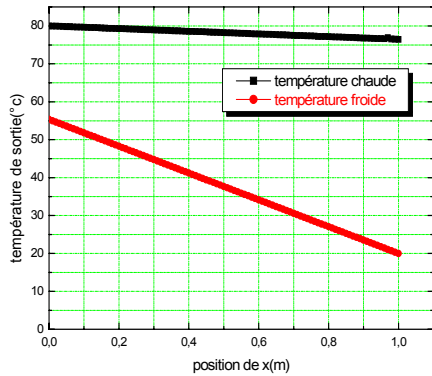


Figure 13. Profile de température contre courant (cas : $c_c > c_f$).

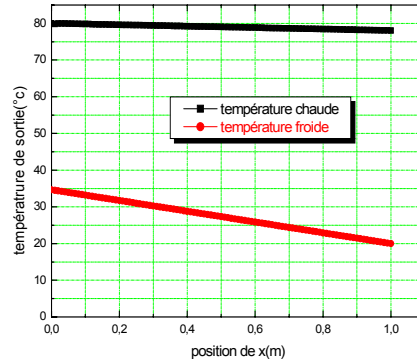


Figure 14. Profile de température contre courant (cas : $c_c > c_f$).

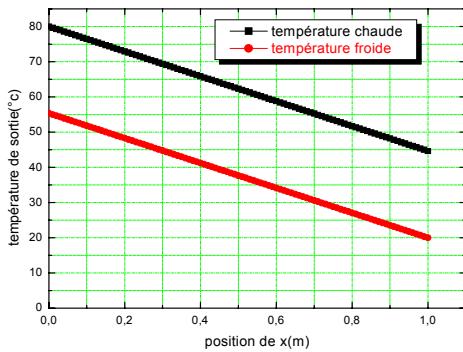


Figure 15. Profile de température contre courant (cas : $c_c = c_f$).

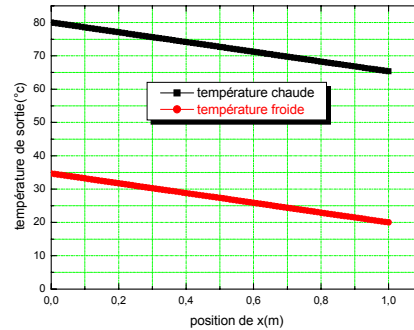


Figure 16. Profile de température contre courant (cas : $c_c = c_f$).

ÉTUDE D'UN ÉCHANGEUR TUBULAIRE COAXIAL

1^{ier} cas : $c_c < c_f$

Ici les concavités des deux courbes de températures sont tournées vers le haut. Le fluide chaud a le plus petit débit thermique unitaire. En outre, lorsque $S \rightarrow \infty$, T_c et T_f

tendent vers une valeur asymptotique commune T_∞ :

$$T_\infty = \frac{c_f T_{fs} - c_c T_e}{c_f - c_c} < T_{fe} \text{ Et } T_{cs}$$

2^{ème} cas : $c_c > c_f$

C'est ici le fluide froid a le plus petit débit thermique unitaire. On a maintenant la concavité des courbes T_c et T_f est tournées vers le bas. Lorsque $S \rightarrow \infty$ les températures T_c et T_f tendent vers une même limite

$$\text{commune } T_\infty = \frac{c_f T_{fs} - c_c T_e}{c_f - c_c} T_{ce} \text{ et } T_{fs} \text{ en outre :}$$

$$T_c - T_f \rightarrow 0$$

Cela signifie que l'écart de température entre les fluides est minimal du côté de l'entrée du fluide chaud, et que cet écart est d'autant plus petit que la surface d'échange $S = \Sigma$ est plus grande.

3^{ème} cas : $c_c = c_f$

Ici on remarque que les deux profils de température chaude et froide sont parallèles

C'est-à-dire que l'écart de température est constant. Les deux fluides ont le même débit thermique unitaire :

$$T_c - T_f = c = T_{ce} - T_{fs}$$

Les températures T_c et T_f sont des fonctions linéaires de s , représentées par deux droites parallèles.

Nous pouvons déduire pour les échangeurs à contre-courant sont:

- Comme pour les échangeurs co-courant, la puissance de l'appareil est proportionnelle à l'aire délimitée par les courbes T_c et T_f
- Dans les trois cas examinés il est possible d'avoir : $T_{fs} > T_{cs}$

Ce qui est une disposition favorable mais irréalisable dans un échangeur co-courant.

On remarque aussi que :

- Dans un échangeur à contre courant, la température de sortie du fluide froid peut être supérieure à celle de sortie du fluide chaud, cette disposition étant l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

- Les températures des deux fluides se rapprochent d'une température limite telle que :

$$T_{\text{lim}} = \frac{C_c T_{ce} + C_f T_{fe}}{C_c + C_f}$$

- En aucun cas on ne peut avoir $T_{fs} > T_{cs}$ car à partir de l'abscisse où les deux fluides seraient à la même température il n'y aurait plus d'échange de chaleur possible.

CONCLUSION

C'est le fluide qui possède la plus faible capacité thermique C , qui subit la contrainte thermique imposée par le fluide disposant la plus forte valeur de C . par conséquent, le calcul des températures limites dans le cas d'échangeurs infiniment longs se réalise pour $S = +\infty$ dans le cas où $C_f > C_c$ et pour $S = -\infty$ dans le cas où $C_f < C_c$.

Lorsque l'on est dans le cas précis où $C_f = C_c$, nous trouvons que $T_c(x) - T_f(x) = T_{ce} - T_{fs} = cte$. Ainsi l'écart de température entre les deux fluides reste constant, quelle que soit la position dans l'échangeur.

Les profils de températures sont donc des fonctions linéaires de $S(x)$ et même de x dans notre cas (tubes cylindriques) puisque $S(x)$ est elle-même une fonction linéaire de x .

La température maximale du fluide froid est toujours inférieure à celle minimale du fluide chaud dans un co-courant et il est fréquent que la température de sortie du fluide froid soit supérieure à la température de sortie du fluide chaud dans un contre courant. Sur le plan énergétique, on privilégiera donc le contre courant. On dit aussi que, pour un même coefficient d'échange global, l'échangeur à contre courant est plus efficace.

En revanche, l'évolution en fonction de x de la température de la paroi commune est plus faible dans l'échangeur à co-courant que dans l'échangeur à contre courant.

Nomenclature :

<i>Symbole</i>	<i>unité</i>
c_p : La capacité calorifique	$J \cdot K^{-1} g^{-1} K^{-1}$
D : Diamètre de tube	m
U : Coefficient d'échange global.	$W \cdot m^{-2} K^{-1}$
F : Facteur correctif	
e : Épaisseur de la paroi d'échange	m
h : Coefficient de convection	$W \cdot m^{-2} K^{-1}$
L : Longueur caractéristique	m
\dot{m} : Débit massique de fluide	$Kg \cdot s^{-1}$

NuT	: Nombre d'unité de transfert.	
P	: Puissance d'échange	KW
ΔP	: Perte de pression	
ΔP_a	: Perte de pression unitaire	
ΔP_{ref}	: Perte de pression relative à la référence	
P_r	: Nombre de Prandtl	
r	: Rayon du tube	m
Re	: Nombre de Reynolds	
S	: Surface d'échange	m^{-2}
T	: Température	K
T_{lim}	: Température du limite	K
V	: Vitesse moyenne du fluide	$m \cdot s^{-1}$
x, y, z	: Variable d'espace	

Lettre grecques

λ	: Conductivité thermique	$W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$
ρ	: Masse volumique	$Kg \cdot m^{-3}$
μ	: La viscosité dynamique	$Kg \cdot m^{-1} s^{-1}$
Φ	: Flux de chaleur	W
ε	: Emissivité thermique du matériau	
ν	: La viscosité cinématique	$m^2 \cdot s^{-1}$
σ	: Constante de Stefan	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$
q	: Densité de flux de chaleur émis par le corps	$W \cdot m^{-2}$

Indice et exposants:

a	: Le fluide a
b	: Le fluide b
c	: Chaud
e	: Entrée
f	: Froid
s	: Sortie

[1]: J.PADET. Échangeurs thermiques. Masson, paris Milan Barcelone 1994.

[2]: Y.JANNOT, P.MEUKARM. Simplified estimation method for determination of thermal Effusivity and thermal conductivity with a low cost hot strip .measurement science and Technologies, vol.15, pp.1932-1938, 2004.

[3]: M. MOUSSA, J. MARIE PERRIERCORNET. Échangeur de Chaleur:échangeur tubulaire et Échangeur à surface raclée, JEAN CASTAING LASVINOTTES 2002.

[4]: A.BEJAN. Heat transfer, Wiley, New York, 1993.

[5]: J.F.SACCADURA. Initiation aux transferts thermiques, paris 4^{ème} tirage 1993.

[6]: S.Khemissi Thèse de Magister univercité de constantine Mai 2003.

[7]: H.JOHN LINHARD IV. H.JOHN LIENHARD V. A heat transfer text book third edition version 1.23 dated January 2005.

[8]: L.SCHAAL T.M.FEID. Optimization of the dynamic behavior of a heat exchanger subject for fouling; comparison of three optimization models, Int.J. Applied thermodynamics, VO1.2, n°2, p.89-96, 1999.