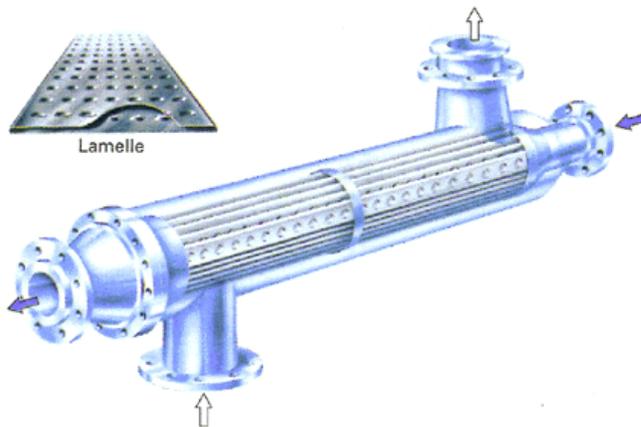


# Les Échangeurs Thermiques



## Références

- A. LEONTIEV, Théorie des échanges de chaleur et de masse – Édition Mir-Moscou
- J.F. SACADURA Initiation aux transferts thermiques - Technique et Documentation – Paris
- H.W. MAC ADDAMS La transmission de la chaleur - Dunod - Paris
- F. P. INCROPERA, D. P. DEWITT - Fundamentals of Heat and Mass Transfer - Wiley, N.Y. - 2002
- A. BONTEMPS, A. GARRIGUE, C. GOUBIER, J. HUETZ, C. MARVILLET, P. MERCIER et R. VIDIL – Échangeur de chaleur – Technique de l'Ingénieur, Traité Génie Énergétique
- YVES JANNOT, professeur au LEPT-ENSAM de Bordeaux, transfert thermique

# Sommaire

## I. Généralité

1. Quadripôle thermique
2. Hypothèse de fonctionnement
3. Principaux types d'échangeurs thermiques

## II. Évaluation des performances thermiques d'un échangeur

1. Distribution de température dans un échangeur « double tube »
2. Étude d'un échangeur
3. Méthode de la différence logarithmique des températures
4. Évaluation du coefficient d'échange global

## III. Efficacité d'un échangeur

1. Définition
2. Calcul de l'efficacité
3. Méthode du nombre d'unités de transfert NUT

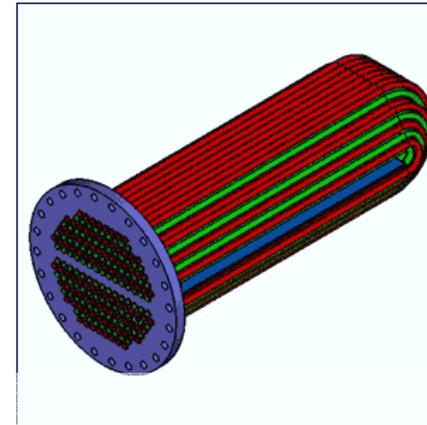
## IV. Les échangeurs à faisceaux complexes

1. Généralités
2. Échangeurs 1-2
3. Échangeurs 2-4
4. Échangeurs à courant croisé
5. Échangeurs à plaques
6. Échangeurs frigorifiques

# I. Généralités

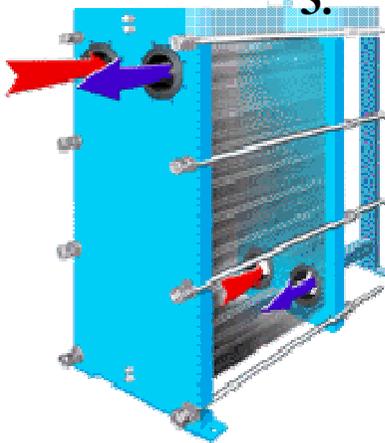


1. **Quadripôle thermique**



2. **Hypothèse de fonctionnement**

3. **Principaux types d'échangeurs thermiques**



## I.1 Quadripôle thermique

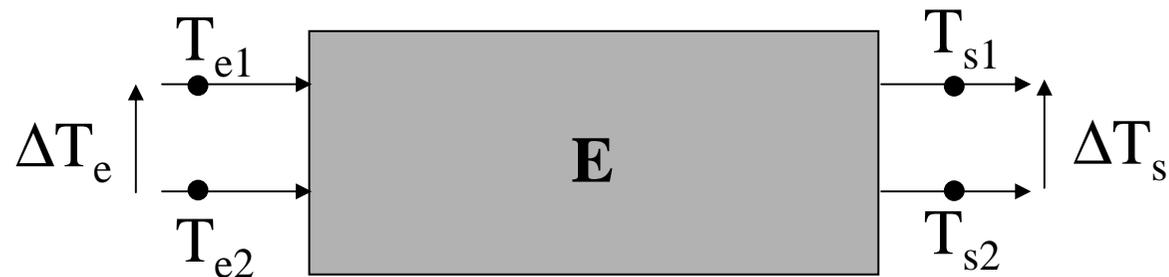
### Aspect externe : échangeur comme quadripôle

Def. Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre.

- aspect thermique pure ( $T_{e1}$ ,  $T_{e2}$ ,  $T_{s1}$ ,  $T_{s2}$ )
- aspects mécaniques ( $\rho_{e1}$ ,  $\rho_{e2}$ , ...  $Q_{m1}$ ,  $Q_{m2}$ )

Un échangeur = quadripôle thermique  $\Leftrightarrow$  2 entrées et deux sorties

$$\begin{pmatrix} T_{s1} \\ T_{s2} \end{pmatrix} = \mathbf{M} \begin{pmatrix} T_{e1} \\ T_{e2} \end{pmatrix}$$



## I.1 Quadripôle thermique

### Aspect externe : échangeur comme quadripôle

Mesurer les caractéristiques essentielles du fonctionnement de l'échangeur à l'un de ces quatre pôles, plutôt que de faire des mesures forcément plus délicates à l'intérieur.

→ Paramètres mesurables et mesurés à l'entrée et à la sortie de chacun des deux :

- > **l'état** : liquide, gazeux ;
- > **le débit-masse**, constant de l'entrée à la sortie ;
- > **la température**, variable dans l'échangeur ;
- > **la pression**, peu variable.

Remarque : On connaît par ailleurs les caractéristiques thermophysiques de chacun des deux fluides et notamment :

- \* la capacité thermique massique (chaleur massique)  $c_p$  ;
  - \* la masse volumique  $\rho$  ;
  - \* la conductivité thermique  $\lambda$  ;
  - \* la viscosité  $\mu$  ;
- } f(P,T)

## I.1 Quadripôle thermique

### Étude d'un échangeur

- > Analyse thermique
  - surface d'échange thermique
  - flux échangé
  - distribution des températures des deux fluides (entrée et sortie)
  
- > Analyse hydraulique
  - pertes de charges dans l'appareil
  
- > Étude mécanique
  - efforts et contraintes ( $f(T,P,\dots)$ )
  
- > Optimisation économique pour une puissance à transférer
  - surface d'échange faible - vitesse des fluides élevée (pompe)
  - surface d'échange grande - vitesse des fluides faible (encombrement)

## I.2 Hypothèses de fonctionnement

- Régime permanent  
(régime transitoire  $\Leftrightarrow$  contraintes mécaniques d'origine thermique + néfastes (choc thermique))
- Caractéristiques des fluides ( $\rho, \mu, \lambda, C$ ) = constantes  
Référence T et P moyennes entre l'entrée et la sortie de l'échangeur
- Le transfert s'effectue au travers d'une paroi  
Changement de phase : Évaporateurs et condenseurs = transfert de masse
- Le transfert thermique ne s'effectue que par convection et conduction  
Transfert par rayonnement négligeable
- Le flux de chaleur reçu par le fluide 1 est intégralement absorbé par le fluide 2  
Échangeur adiabatique

## I.3 Principaux types d'échangeurs thermiques

- Les échangeurs par mélange ou à contact direct

Fluide intimement mélangé

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

- Les régénérateurs ou les échangeurs discontinus

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

- réchauffeurs d'air rotatifs

- **Les échangeurs continus**

Les deux fluides circulent de manière continue de part et d'autre de la surface d'échange

- échangeurs tubulaires
- échangeurs à plaques
- échangeurs à ailettes

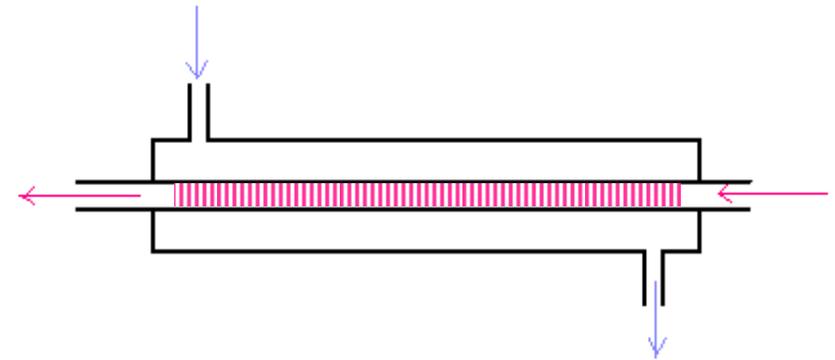
## I.3 Principaux types d'échangeurs thermiques

- Les échangeurs tubulaires

### Échangeur « double tubes »



Parallèle à co-courant



Parallèle à contre-courant

**liquide - liquide**

+ le plus simple

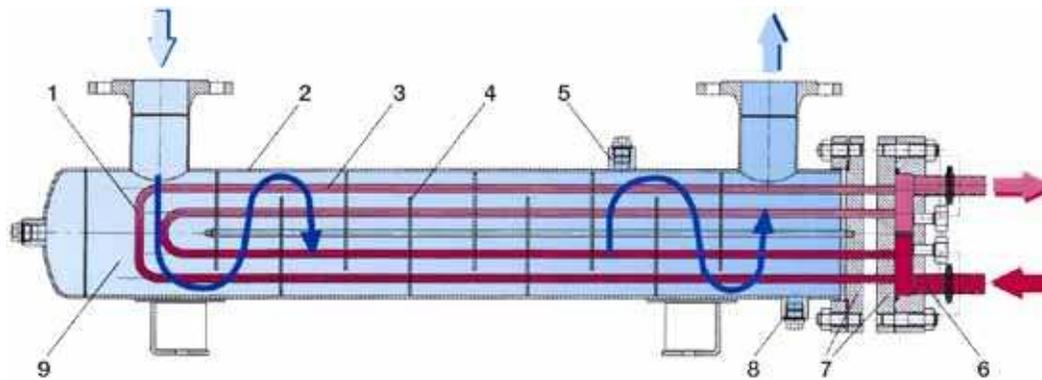
- surface d'échange importante



## I.3 Principaux types d'échangeurs thermiques

- Les échangeurs tubulaires

### Échangeur à faisceaux tubulaires



1. Faisceau tubulaire
2. Enveloppe (calandre)
3. Intérieur tube
4. Chicane
5. Raccord évent
6. Intérieur boîte à eau
7. Plaque tubulaire
8. Raccord vidange
9. Intérieur enveloppe

### liquide - liquide

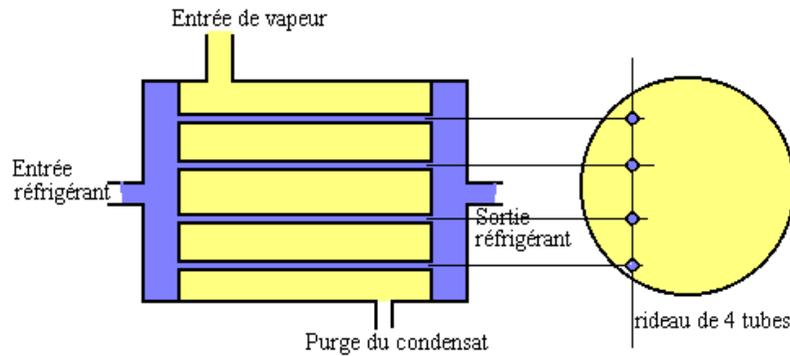
- + compacité maximum ( $500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ )
- + turbulence
- pertes de charge importantes



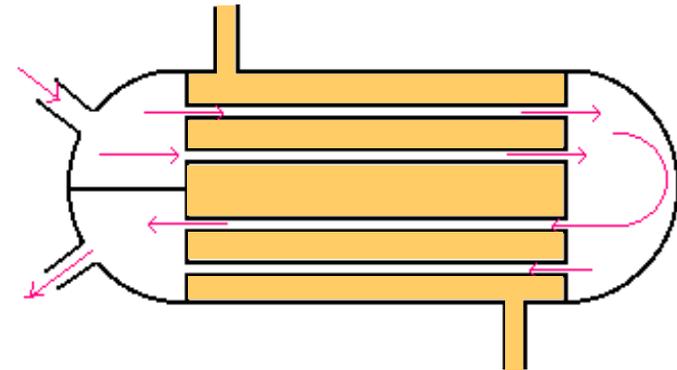
## I.3 Principaux types d'échangeurs thermiques

- Les échangeurs tubulaires

### Échangeur à faisceaux tubulaires



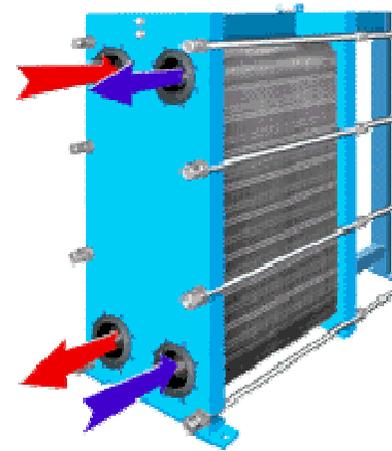
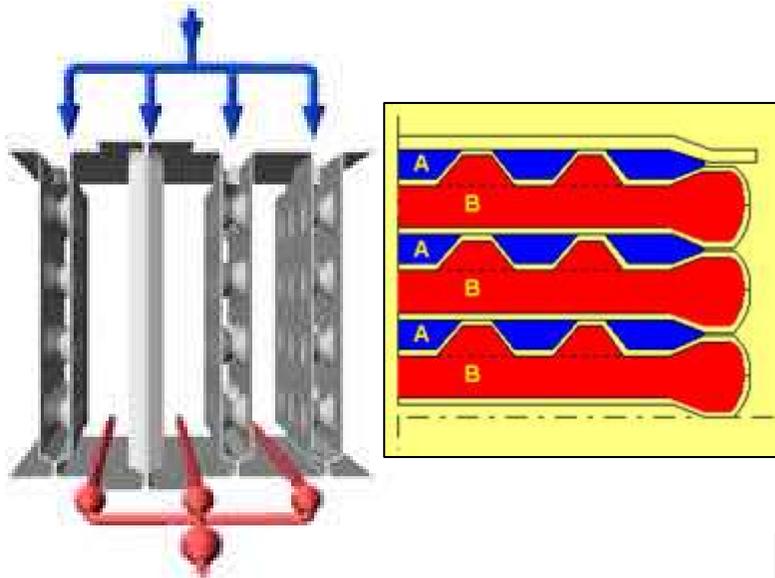
Échangeur à faisceau tubulaire  
à simple passe



Échangeur à faisceau tubulaire  
À deux passages

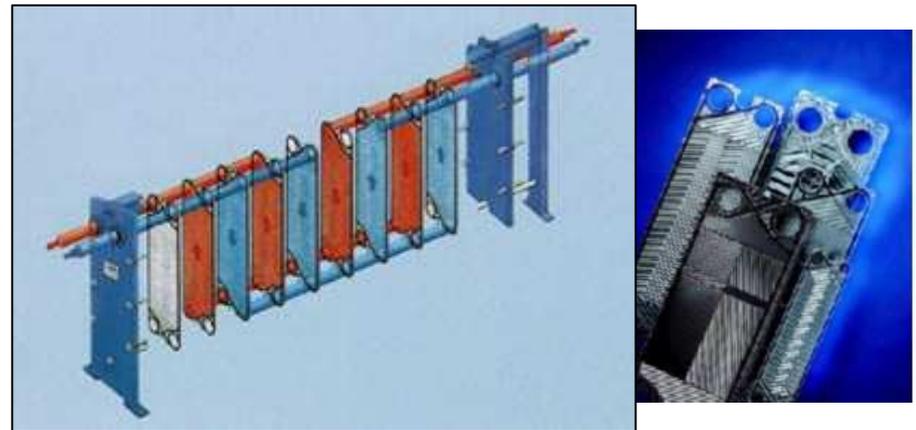
## I.3 Principaux types d'échangeurs thermiques

- Les échangeurs à plaques



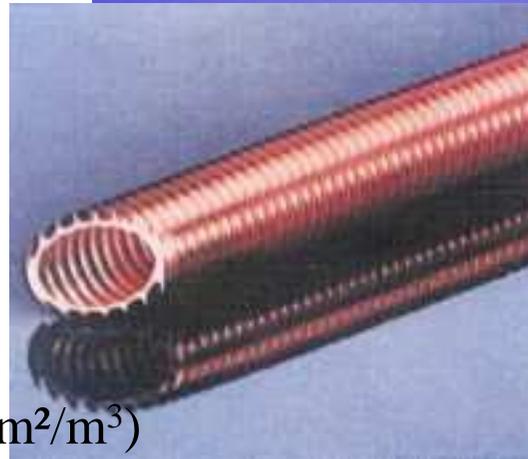
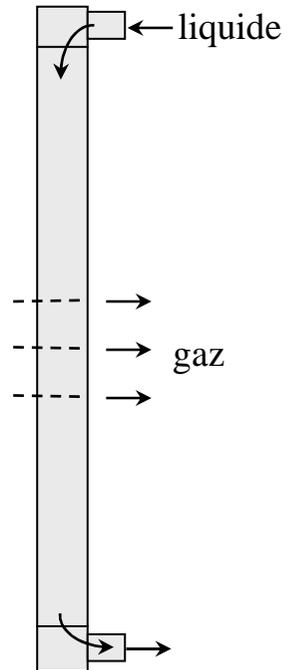
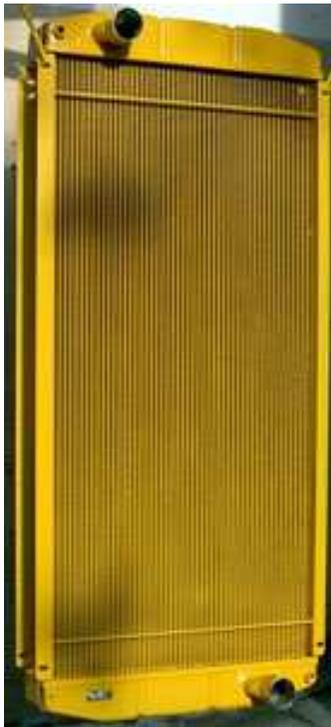
**liquide - liquide**

- + compacité maximum ( $500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ )
- + turbulence
- pertes de charge importantes



## I.3 Principaux types d'échangeurs thermiques

- Les échangeurs compacts à ailettes

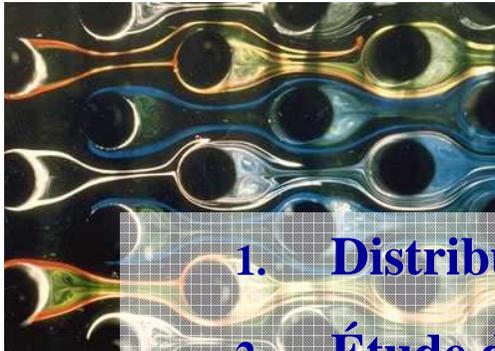


**liquide - gaz**

+ compacité maximum ( $1000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ )

- Dimensionnement complexe

## II.Évaluation des performances thermiques d'un échangeur

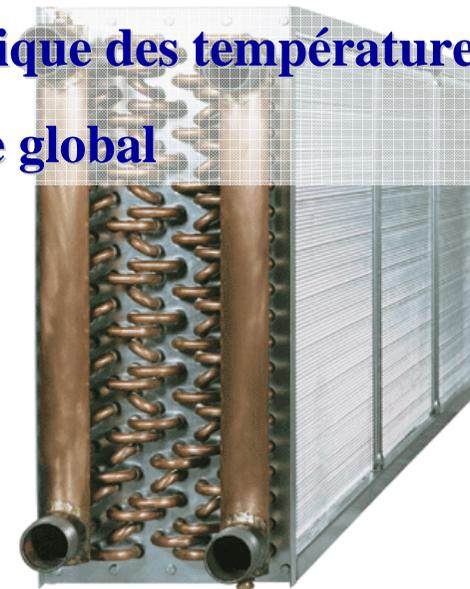
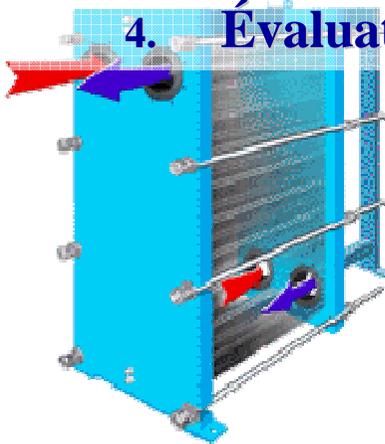
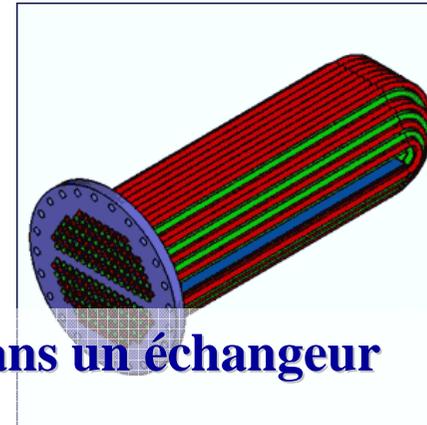


1. **Distribution de température dans un échangeur**

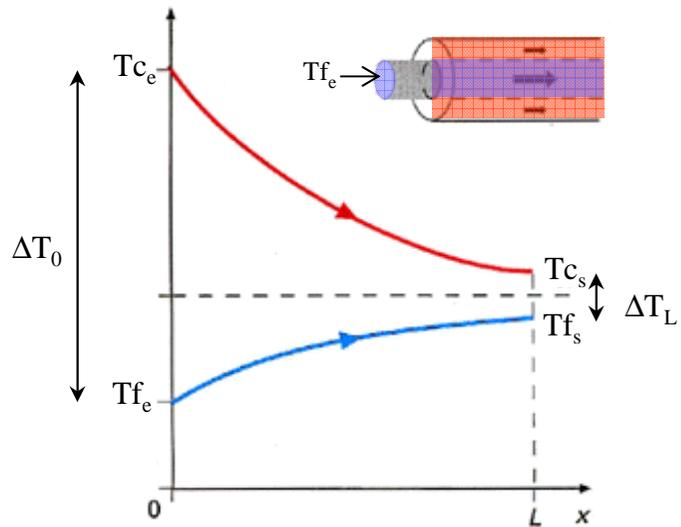
2. **Étude d'un échangeur**

3. **Méthode de la différence logarithmique des températures**

4. **Évaluation du coefficient d'échange global**



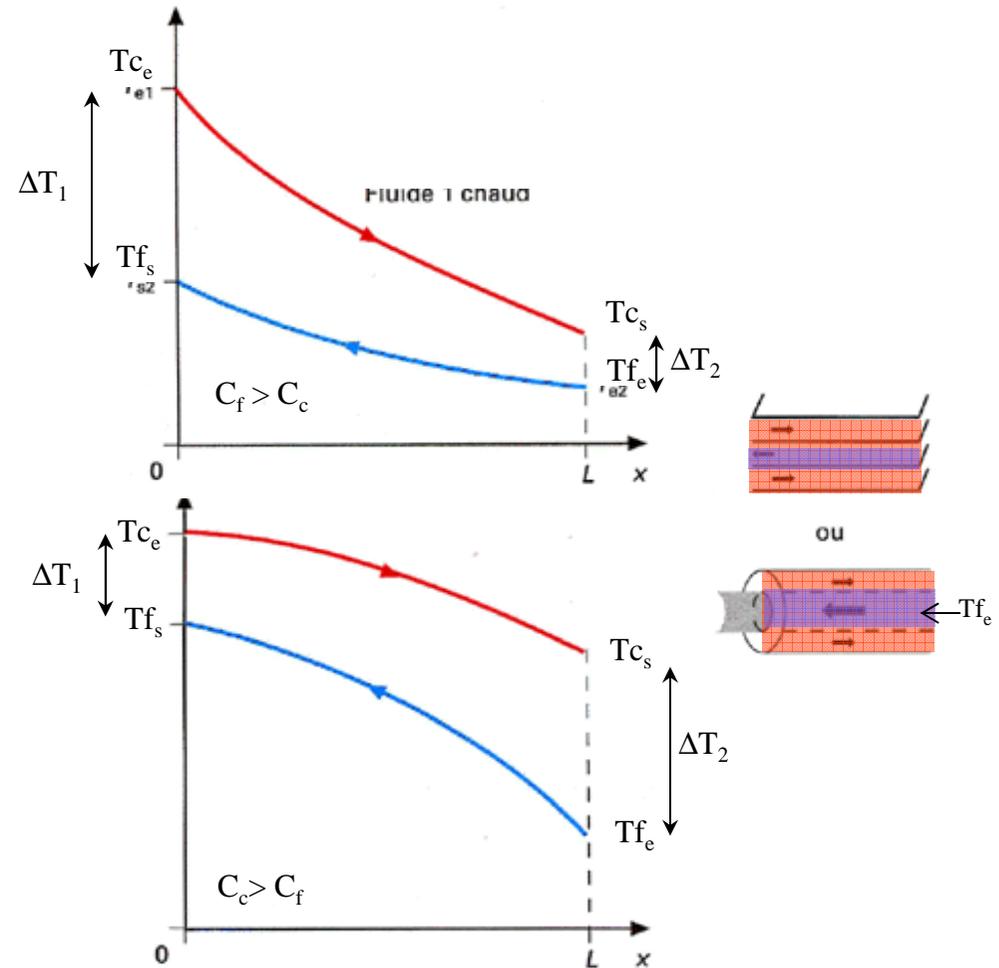
## II.1 Distribution de température dans un échangeur



Distribution des températures dans un échangeur à courants parallèles co-courant

Echangeur contre -courant

→ favorable pour l'échange thermique



Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant

## II.2 Étude d'un échangeur

objectif: fournir une puissance donnée avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charge possible

**Étude de l'échangeur = différentes disciplines**

- thermique
- mécanique des fluides
- technologie des matériaux
- architecture

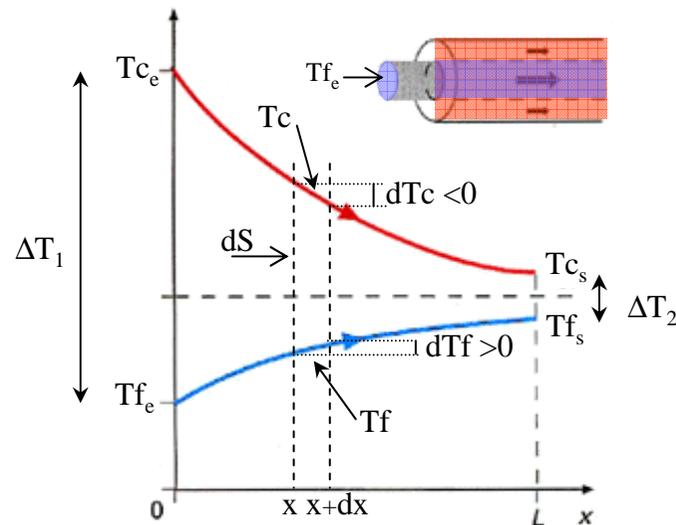
**Thermique (régime permanent) : deux méthodes de calculs :**

1. Moyenne Logarithmique de la Différence de Température (DTLM)
2. Nombre d'Unités de Transfert (NUT)

## II.3 Méthode de la différence logarithmique des températures

### • Les échangeurs à co-courant

Si  $T_c$  et  $T_f$  sont les températures des deux fluides au droit de l'élément  $dS$  de la surface d'échange, le flux thermique  $d\Phi$  échangé entre les deux fluides à travers  $dS$  peut s'écrire:

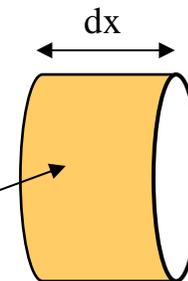


$$d\Phi = k (T_c - T_f) dS \quad (1)$$

Coefficient d'échange global ( $k=k(x)$ )  
( $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ )

- échange fluides-parois
- conduction
- échange fluides-parois

Élément de surface  
d'échange  $dS$



## II.3 Méthode de la différence logarithmique des températures

### • Les échangeurs à co-courant

Hypothèse : échangeur sans pertes, c'est-à-dire un échangeur dans lequel la chaleur cédée par le fluide chaud est intégralement transmise au fluide froid.

Dans ces conditions, le flux de chaleur  $d\Phi$  transmis du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément  $dS$  s'écrira, dans le cas de l'échangeur à courants parallèles :

$$d\Phi = - \dot{m}_c C_{pc} dT_c = \dot{m}_f C_{pf} dT_f \quad (2)$$

Flux perdu	Flux gagné
par le fluide	par le fluide
chaud	froid

$\dot{m}_c$  et  $\dot{m}_f$  sont les débits massiques respectifs des fluides chauds et froids, en kg/s.  
 $C_{pc}$  et  $C_{pf}$  sont leurs chaleurs massiques à pression constante, en J/(kg.°C).

$$(2) \longrightarrow dT_c = - \frac{d\Phi}{\dot{m}_c C_{pc}} \text{ et } dT_f = \frac{d\Phi}{\dot{m}_f C_{pf}} \quad (3)$$

## II.3 Méthode de la différence logarithmique des températures

### • Les échangeurs à co-courant

D'ou la différence :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = - \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) d\Phi \quad (4)$$

$$(1) \longrightarrow d(T_c - T_f) = - \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) k (T_c - T_f) dS \quad (5)$$

$$(5) \longrightarrow \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = - \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) k dS \quad (6)$$

Hypothèse :  $k =$  constante le long de l'échangeur  $\Rightarrow$  intégration de (6) de  $S=0$  à  $S$

$$\left[ \text{Log} (T_c - T_f) \right]_{S=0}^S = - \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) k S \quad (7)$$

## II.3 Méthode de la différence logarithmique des températures

### • Les échangeurs à co-courant

- A l'entrée de l'échangeur ( $x=0$ )  $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$
- À la sortie de l'échangeur ( $x=L$ )  $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$

$$(7) \longrightarrow \text{Log} \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = - \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) k S \quad (8)$$

Mais on peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides; c'est faire le bilan enthalpique global de chaque fluide, ce qui s'écrit:

$$\Phi = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (9)$$

$$(8) \text{ et } (9) \longrightarrow \text{Log} \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = - \left( \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{\Phi} + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{\Phi} \right) k S = \left[ (T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe}) \right] \frac{k S}{\Phi}$$

## II.3 Méthode de la différence logarithmique des températures

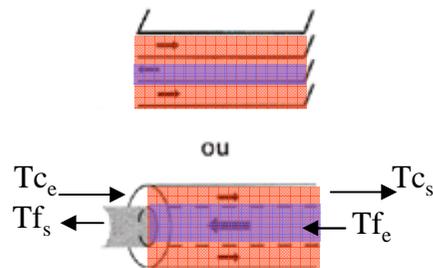
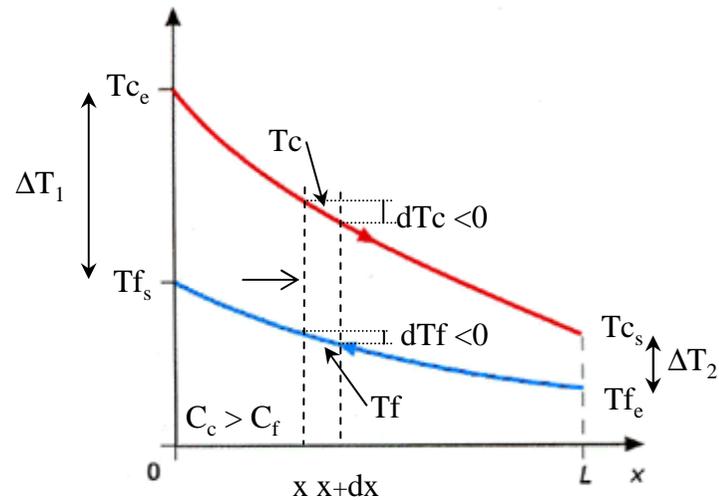
- **Les échangeurs à co-courant**

Expression d'où on tire finalement la puissance thermique totale échangée, dans l'hypothèse d'une circulation à courants parallèles:

$$\Phi = k \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\text{Log} \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} S \quad (11)$$

## II.3 Méthode de la différence logarithmique des températures

### • Les échangeurs à contre-courant



la variation de température  $dT_f$  du fluide froid quand on augmente la surface d'échange de  $dS$ , devient négative. Dans ces conditions, les relations (2) doivent s'écrire:

$$d\Phi = - \dot{m}_c C_{pc} dT_c = - \dot{m}_f C_{pf} dT_f \quad (12)$$

Flux perdu	Flux gagné
par le fluide	par le fluide
chaud	froid

la puissance thermique totale échangée:

$$\Phi = k \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\text{Log} \frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}} S \quad (13)$$

## II.3 Méthode de la différence logarithmique des températures

### • Généralisation

Les expressions (11) et (13) peuvent recevoir la même formulation, si on introduit la grandeur:

$$\boxed{\Delta T = T_c - T_f}$$

$\Delta T$  désignant la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid, dans une section donnée de l'échangeur.

- A l'entrée de l'échangeur à co-courant ( $x=0$ ) :  $\Delta T_1 = T_{c0} - T_{f0} = T_{ce} - T_{fe}$
- À la sortie de l'échangeur à co-courant ( $x=L$ ) :  $\Delta T_2 = T_{cL} - T_{fL} = T_{cs} - T_{fs}$

$$(11) \longrightarrow \boxed{\Phi = k \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\text{Log} \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} S = k \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\text{Log} \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} S} \quad (14)$$

## II.3 Méthode de la différence logarithmique des températures

### • Généralisation

- A l'entrée de l'échangeur à contre-courant ( $x=0$ ) :  $\Delta T_1 = T_{c0} - T_{f0} = T_{ce} - T_{fs}$
- À la sortie de l'échangeur à contre-courant ( $x=L$ ) :  $\Delta T_2 = T_{cL} - T_{fL} = T_{cs} - T_{fe}$

$$(13) \longrightarrow \Phi = k \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\text{Log} \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} S \quad (15)$$

La formulation est la même, que l'échangeur soit à courants parallèles ou à contre-courants.  
La puissance thermique d'un échangeur tubulaire continu est donnée par la relation générale suivante:

$$\Phi = k S \Delta T_{LM} \quad \text{avec: } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\text{Log} \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (16)$$

$\Delta T_{LM}$  est appelée la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides (DTLM)

## II.3 Méthode de la différence logarithmique des températures

### • Généralisation

L'expression (16) signifie que la puissance thermique échangée est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température logarithmique moyenne.

Le coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global  $k$  introduit en (1).

#### Remarques:

1. L'analyse précédente a été faite sous les hypothèses suivantes:
  - ✓ la chaleur massique des fluides reste sensiblement constante pendant leur traversée de l'échangeur (pratique = calcul des chaleurs massiques pour des conditions moyennes des fluides dans l'échangeur)
  - ✓ Le coefficient  $k$  reste sensiblement constant tout le long de la surface d'échange donc ce qui suppose que les coefficients de convection fluides-paroi le soient.
2. Si  $\Delta T_2$  ne diffère pas plus de 50% de  $\Delta T_1$  on peut remplacer la *moyenne logarithmique* de la température globale par la *moyenne arithmétique*, en ne commettant qu'une erreur de 1%
3. Dans les bureaux d'étude on utilise généralement des abaques fournissant directement  $\Delta T_{LM}$  en fonction de  $\Delta T_1$  et  $\Delta T_2$

## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

Pour pouvoir calculer la puissance thermique d'un échangeur à l'aide de la relation précédente:

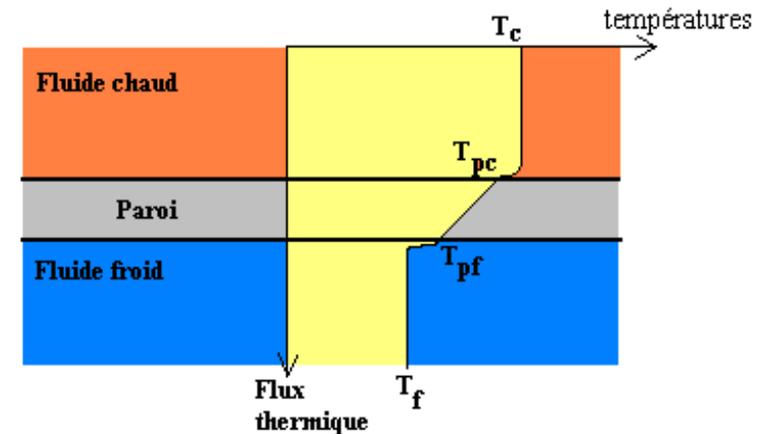
$$\Phi = k S \Delta T_{LM} \quad \text{avec: } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\text{Log} \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (16)$$

il est encore nécessaire de connaître le coefficient global d'échange défini par la relation:

$$d\Phi = k(T_c - T_f) dS \quad (1)$$

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid est la résultante de trois phénomènes successifs:

- 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.



profil de température lors de l'échange à travers un élément de surface  $dS$

## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

la convection dans le fluide chaud est régie par un coefficient de convection  $h_c$  permettant de définir une résistance thermique convective  $1/h_c S$

la convection dans le fluide froid est régie par un coefficient de convection  $h_f$  permettant de définir une résistance thermique convective  $1/h_f S$

la conduction à travers la paroi solide d'épaisseur  $e$  et de conductivité thermique  $\lambda$ , il en est rendu compte par une résistance thermique de conduction  $e/\lambda S$

De sorte que le flux thermique transféré du fluide chaud au fluide froid est donné par l'expression:

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_f S}} \quad \text{soit encore} \quad \Phi = k S (T_c - T_f)$$

$$\Rightarrow \quad k = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \quad (17)$$

## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

Cette modélisation doit encore être complétée sur deux points pour rendre compte correctement des phénomènes dans un échangeur réel:

1) Dans la relation (17), nous avons supposé la même surface d'échange  $S$  côté chaud et côté froid. Dans la pratique, la surface d'échange n'a pas toujours la même étendue au contact des deux fluides. Il faut donc introduire des surfaces d'échange  $S_c$  et  $S_f$ , et rapporter le coefficient d'échange global, soit à l'unité de surface d'échange côté chaud - et on le notera  $k_c$  - soit à l'unité de surface d'échange côté froid - et on le notera  $k_f$

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  $R_{ec}$  et  $R_{ef}$  s'opposant à l'échange.

## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

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

$$k_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{e}{\lambda} \frac{S_c}{S_m} + \left( R_{ef} + \frac{1}{h_f} \right) \frac{S_c}{S_f}} \quad (18)$$

$$k_f = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + R_{ef} + \frac{e}{\lambda} \frac{S_f}{S_m} + \left( R_{ec} + \frac{1}{h_c} \right) \frac{S_f}{S_c}} \quad (19)$$

$S_f$  est l'aire de la surface d'échange côté froid, en  $m^2$

$S_c$  est l'aire de la surface d'échange côté chaud, en  $m^2$

$S_m$  est l'aire de la surface d'échange moyenne, en  $m^2$

$R_{ec}$  et  $R_{ef}$  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  $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$

$k_c$  et  $k_f$  s'expriment en  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

### *Ordre de grandeur des résistances d'encrassement $R_e$*

Des mesures comparatives entre les conditions de mise en service, puis le fonctionnement au cours du temps, ont permis de déduire les valeurs des résistances d'encrassement.

Variation :  $1 \cdot 10^{-4}$  et  $70 \cdot 10^{-4}$  ( $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$ )

Eau de mer à $T < 50^\circ\text{C}$	$\text{Re} = 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Eau de mer à $T > 50^\circ\text{C}$	$\text{Re} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Eau de ville à $T < 50^\circ\text{C}$	$\text{Re} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Eau de ville à $T > 50^\circ\text{C}$	$\text{Re} = 3.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Eau de rivière	$\text{Re} = 3.5 \text{ à } 7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Vapeur d'eau non grasse	$\text{Re} = 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Vapeur d'eau grasse	$\text{Re} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Liquides réfrigérants	$\text{Re} = 1.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Fioul	$\text{Re} = 4 \text{ à } 9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Essence, kérosène	$\text{Re} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Huile de lubrification	$\text{Re} = 1.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Air non dépoussiéré	$\text{Re} = 3.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Produits de combustion gazeux	$\text{Re} = 20 \text{ à } 70 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$

## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

### *Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$*

- > On évalue le Nombre de PRANDTL de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré:

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

$\mu$  est la viscosité dynamique, en kg/(m.s)

$C_p$  la chaleur massique à pression constante, en J/(kg.°C)

$\lambda$  la conductivité thermique en W/(m<sup>2</sup>.°C)

## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

### *Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$*

> On calcule ensuite le Nombre de REYNOLDS de chaque écoulement

$$R_e = \frac{\rho U D_h}{\mu}$$

$\rho U$  est la vitesse massique du fluide, en kg/(m<sup>2</sup>.s)

$$\rho U = \frac{\dot{m}}{s} \quad \text{avec: } \dot{m}, \text{ débit massique en kg/s}$$

$s$ , aire de la section droite de la veine fluide, en m<sup>2</sup>

$D_h$  est le diamètre hydraulique en m

$$D_h = \frac{4 s}{p} \quad \text{avec: } s, \text{ aire de la section droite de la veine fluide, en m}^2.$$

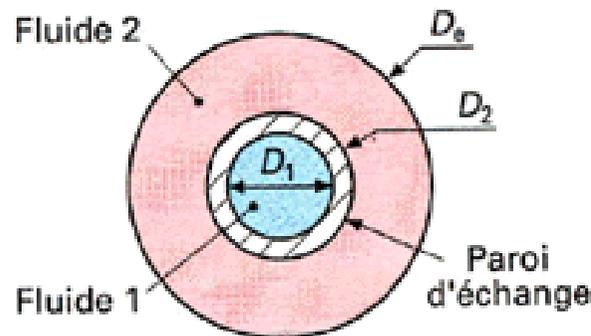
$p$ , périmètre mouillé par la veine fluide, en m

rem: tube,  $D_h$  est égal au diamètre  $D$  du tube.

## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

### *Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$*

Soit un échangeur coaxial constitué de deux tubes concentriques et 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  $D_e$  ; la paroi d'échange est alors constituée par le tube intérieur.



Le périmètre mouillé concernant le fluide 1 (limitant la section de passage  $A_1$ ) est donné par  $P_{m1} = \pi D_1$  et le périmètre thermique, situé sur la paroi d'échange, est égal au périmètre mouillé, soit  $P_{t1} = P_{m1}$ .

Le périmètre mouillé concernant le fluide 2 (limitant la section de passage  $A_2$ ) est donné par  $P_{m2} = \pi (D_2 + D_e)$  et le périmètre thermique est la partie située sur la paroi d'échange, donc  $P_{t2} = \pi D_2$ .

## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

### *Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$*

> La connaissance des Nombres de PRANDTL et de REYNOLDS permet alors de calculer, pour un écoulement donné, le Nombre de NUSSELT:

$$\text{Nu} = \frac{h D_h}{\lambda}$$

à partir des corrélations expérimentales :  $N_u = f(R_e, P_r)$

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.

## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

### *Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$*

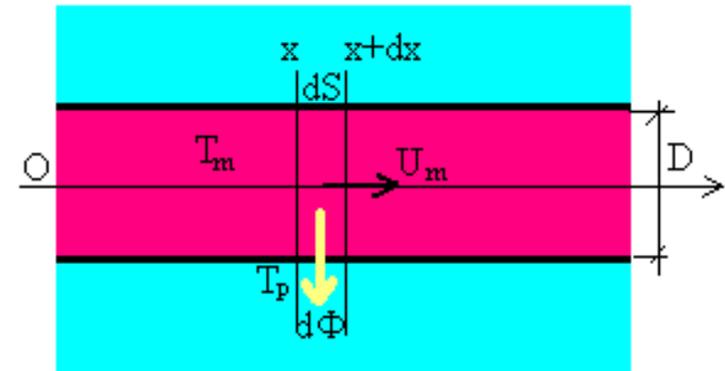
corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée

#### *Écoulement dans un tube*

Un fluide s'écoule en régime permanent dans une conduite cylindrique circulaire de diamètre intérieur  $D$ . Dans une section droite, à l'abscisse  $x$  par rapport à l'entrée de la conduite, la vitesse moyenne du fluide est  $U_m$ , sa température moyenne  $T_m$ , et la température de la paroi  $T_p$ .

La corrélation expérimentale indiquée permet de calculer le flux de chaleur  $d\Phi$  échangé à travers l'aire latérale de paroi  $dS$  comprise entre les abscisses  $x$  et  $x + dx$ :

$$d\Phi = h (T_m - T_p) \pi D dx$$



## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

### *Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$*

corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée

#### *Écoulement dans un tube*

**Régime turbulent:** dans le domaine de Nombres de Reynolds défini par:  $10^4 < Re < 1,2 \cdot 10^5$  on applique la formule de Colburn:

$$N_u = 0,023 P_r^{1/3} R_e^{0,8}$$

Il existe deux restrictions au domaine de validité de cette corrélation:

- Le régime d'écoulement dans le tube doit être parfaitement établi, ce qui n'est garanti que si:  $x/D > 60$
- Le fluide doit être tel que son Nombre de Prandtl soit compris entre 0,7 et 100.

## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

### *Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$*

corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée

#### *Écoulement dans un tube*

**Régime d'entrée des tubes:** dans le cas où:  $x/D < 60$ , la corrélation de Colburn doit être corrigée de la manière suivante pour tenir compte de ce que le profil de vitesses du fluide dans le tube ne peut pas encore être complètement établi:

$$N_u = 0,023 P_r^{1/3} R_e^{0,8} \left[ 1 + \left( \frac{D}{x} \right)^{0,7} \right]$$

## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

### *Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$*

corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée

#### *Écoulement dans un tube*

**Régime laminaire:** dans le domaine  $Re < 2000$ , on peut appliquer les corrélations expérimentales de Lévêque, exprimées en fonction du paramètre:

$$A = \frac{1}{Re Pr} \frac{x}{D}$$

ces corrélations ont pour expressions:

$$Nu = 3,66 \quad \text{pour } A > 0,05$$

$$Nu = 1,06 A^{-0,4} \quad \text{pour } A < 0,05$$

## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

### *Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$*

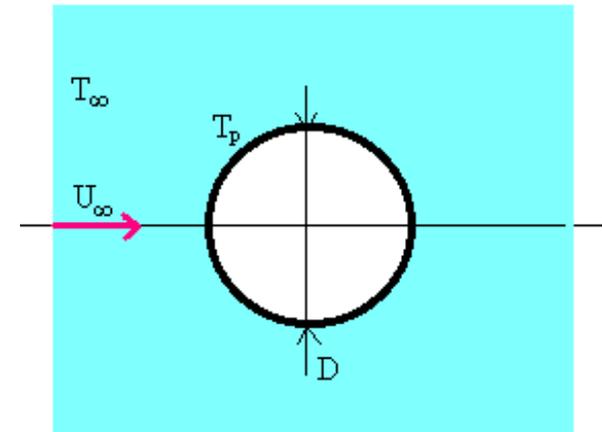
corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée

#### **Écoulement autour d'un tube**

On considère un tube de diamètre *extérieur*  $D$ . Il est baigné dans l'écoulement extérieur d'un fluide circulant perpendiculairement à l'axe du tube. Cet écoulement extérieur est caractérisé à l'infini amont par une vitesse  $U_\infty$  et une température  $T_\infty$ .

Comme il se forme un sillage en aval de l'écoulement, le coefficient de convection  $h$  ne sera pas constant sur toute la périphérie du tube.

On déterminera donc un *coefficient de convection moyen* pour l'ensemble du tube, dont la paroi prend une température d'équilibre  $T_p$ .



## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

### *Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$*

corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée

#### *Écoulement autour d'un tube : Cas d'un gaz*

Une corrélation expérimentale a été proposée pour ce type de problème par Hilpert. Elle s'écrit:

$$N_u = A (R_e)^m$$

Si le Nombre de Prandtl ne figure pas dans cette corrélation uniquement applicable au cas des gaz, c'est que pour tous les gaz usuels, le Nombre de Prandtl a une valeur sensiblement constante et voisine de 0,75.

<b>Re</b>	<b>A</b>	<b>m</b>
$1 < Re < 4$	0,891	0,330
$4 < Re < 40$	0,821	0,385
$40 < Re < 4.10^3$	0,615	0,466
$4.10^3 < Re < 4.10^4$	0,174	0,618
$4.10^4 < Re < 4.10^5$	0,024	0,805

## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

### *Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$*

corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée

**Écoulement autour d'un tube** : Cas d'un liquide

La corrélation à appliquer s'écrit alors:

$$1,11 AR_e^m (P_t)^{0,31}$$

<b>Re</b>	<b>A</b>	<b>m</b>
$1 < Re < 4$	0,891	0,330
$4 < Re < 40$	0,821	0,385
$40 < Re < 4.10^3$	0,615	0,466
$4.10^3 < Re < 4.10^4$	0,174	0,618
$4.10^4 < Re < 4.10^5$	0,024	0,805

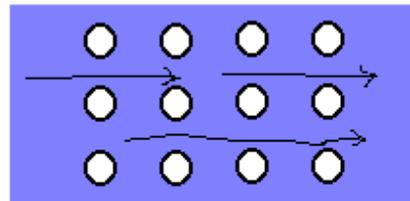
## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

### *Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$*

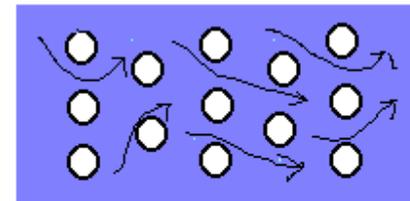
corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée

#### **Écoulement autour d'un faisceau de tubes**

De nombreux appareils industriels tels que les réchauffeurs d'air, les échangeurs thermiques, sont constitués de rangées de tubes parallèles, plongés dans un écoulement de fluide dirigé perpendiculairement à leur axe. Les tubes peuvent être disposés en lig



Faisceau aligné



Faisceau en quinconce

Disposition en quinconce: siège d'une plus grande turbulence, et conduit alors à un coefficient de convection plus élevé que la disposition alignée. On utilisera la corrélation suivante:

$$N_u = B (R_e)^{0,6} (P_r)^{0,33}$$

avec:  $B = 0,26$  pour un faisceau aligné;  $B = 0,33$  pour un faisceau en quinconce

## II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

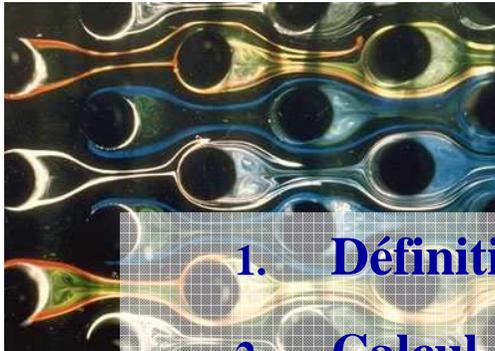
### *Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$*

> Du nombre de NUSSELT, on déduit alors le coefficient d'échange convectif  $h$  cherché

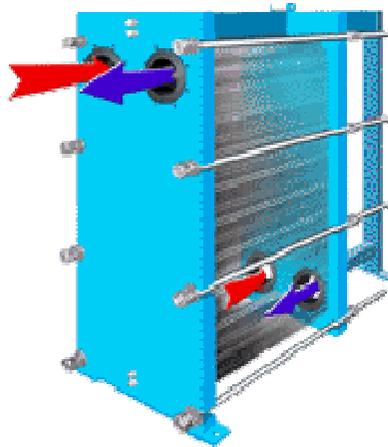
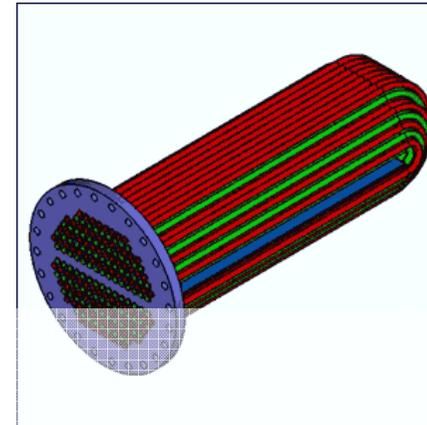
Projet de bureau d'étude :

- ✓ Les effets des variations de température le long de l'échangeur sur la viscosité des fluides, et par conséquent sur la distribution des vitesses dans la veine, et *in fine* sur le coefficient d'échange convectif.
- ✓ La présence de chicanes dans les calandres, compliquant les trajectoires suivies par le fluide.
- ✓ L'utilisation de tubes ailetés, les ailettes ayant pour but d'améliorer l'échange.

# III. Efficacité d'un échangeur



1. Définition
2. Calcul de l'efficacité
3. Méthode du nombre d'unités de transfert NUT



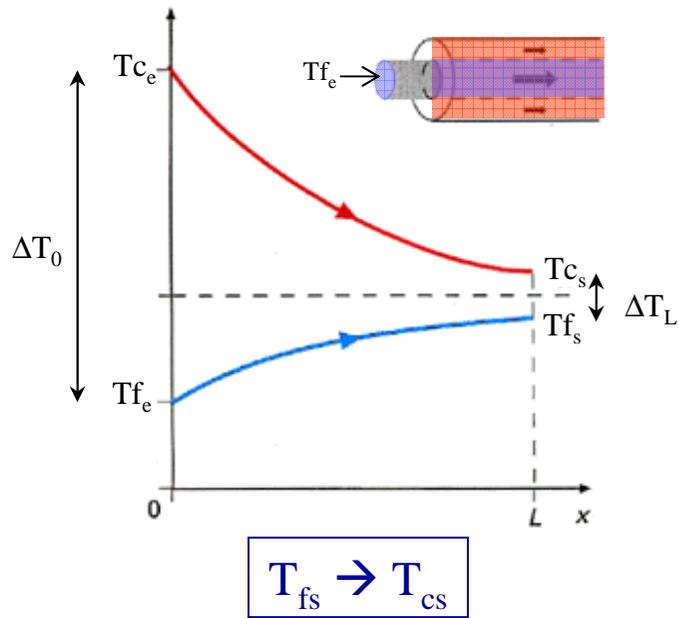
## III.1 Définition

Def. L'efficacité d'un échangeur est le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible, avec les mêmes conditions d'entrées des fluides( nature, débit,..) dans l'échangeur.

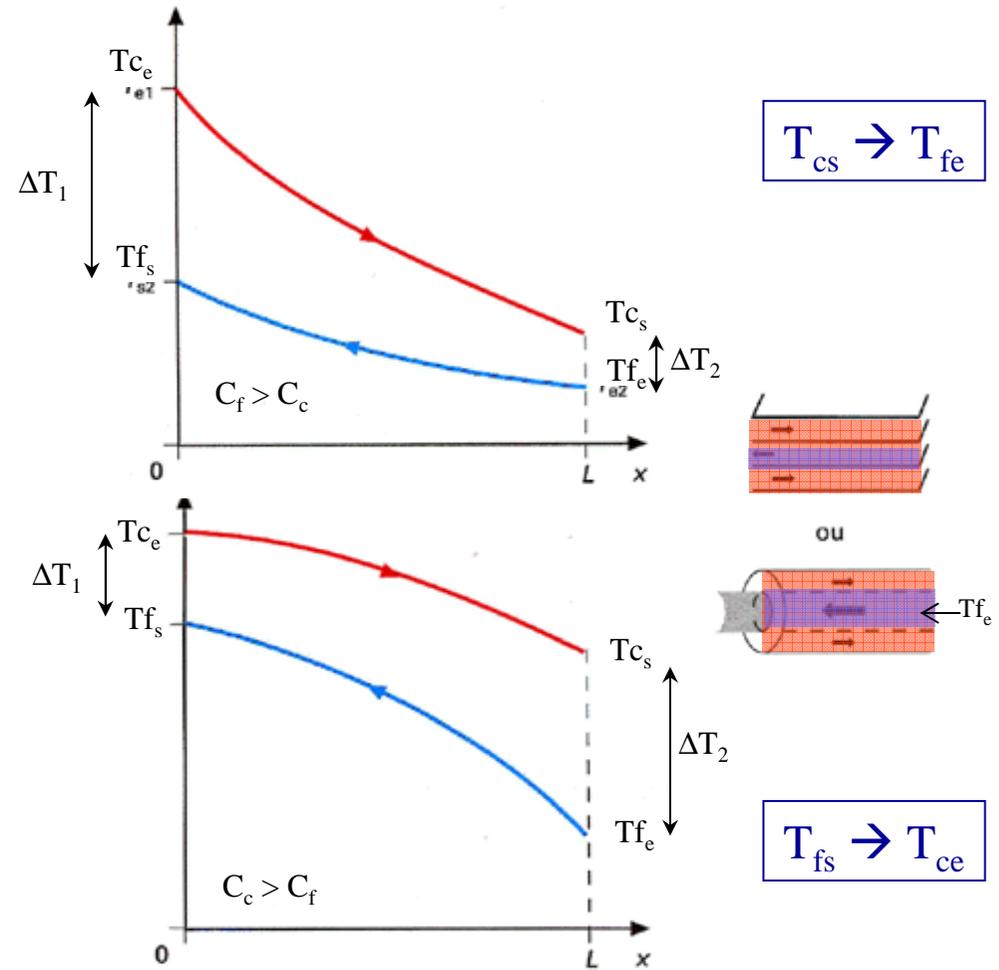
$$\varepsilon = \frac{\Phi_{\text{reel}}}{\Phi_{\text{max}}}$$

$\Phi_{\text{max}}$  : 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 (capacité thermique la plus faible) sort à la température d'entrée de l'autre.

### III.1 Définition



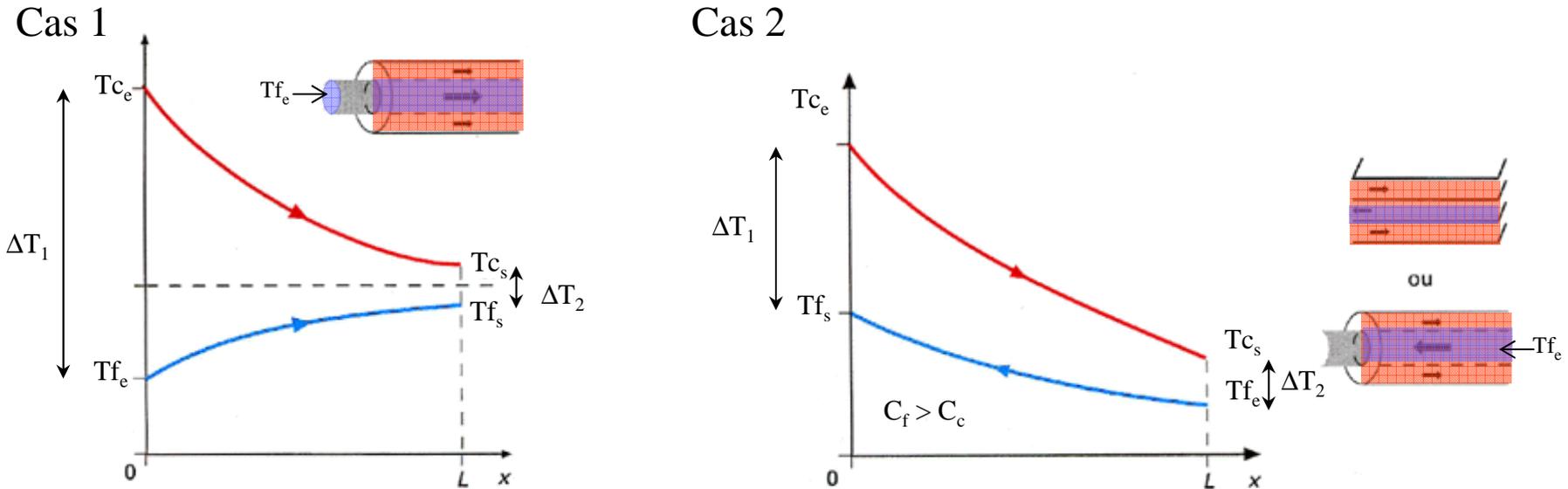
Distribution des températures dans un échangeur à courants parallèles co-courant



Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant

### III.1 Définition

Posons  $C_f > C_c \rightarrow$  Le fluide chaud commande le transfert



$$\Phi_{reel} = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe})$$

Pour le flux max, le cas 1 n'est pas le bon dispositif : la température de sortie du fluide chaud ne pouvant pas égaler celle d'entrée du fluide froid:

Pour  $S \rightarrow \infty$ , on obtient:  $\Phi_{max} = C_c (T_{ce} - T_{fe})$

$\rightarrow$  Efficacité de refroidissement

$$\varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (20)$$

### III.1 Définition

- > En contre-courant,  $\varepsilon$  peut atteindre 1  $\forall C_c$  et  $C_f$ . Par contre, en courants parallèles, l'efficacité est limitée par la valeur relative  $C_f/C_c$
- > La température en sortie avec  $S \rightarrow \infty$  vaut:

$$T_s = \frac{(C_c T_{ce} + C_f T_{fe})}{(C_c + C_f)}$$

$$\varepsilon = \frac{(C_f)}{(C_c + C_f)}$$

$$\rightarrow \text{Si } C_c/C_f = 1 \Rightarrow T_s = \frac{T_{ce} + T_{fe}}{2} \quad \varepsilon = \frac{1}{2}$$

$$\rightarrow \text{Si } C_c/C_f \rightarrow 0 \Rightarrow T_s \approx T_{fs} \quad \varepsilon = 1$$

**Remarque :** Si  $C_f < C_c$  le fluide froid commande le transfert

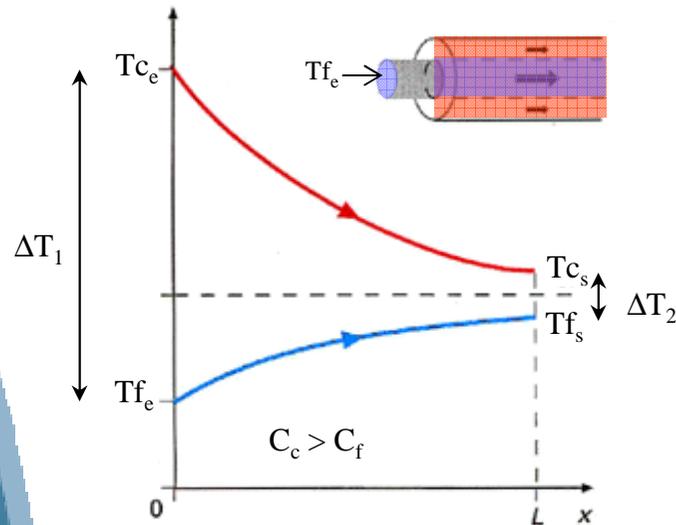
$$\Phi_{reel} = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad \Phi_{max} = C_f (T_{ce} - T_{fe})$$

→ Efficacité de chauffage

$$\varepsilon = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})}$$

### III.2 Calcul de l'efficacité

*Échangeur à courants parallèles (co-courants)  $C_f > C_c$*



$$\Phi = k S \Delta T_{LM} \quad \text{avec: } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\text{Log} \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

$$(11) \rightarrow \Phi = k \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\text{Log} \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} S$$

$$\rightarrow \text{Log} \left( \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = k \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\Phi} S$$

$$(9) \rightarrow \Phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe})$$

$$\rightarrow \text{Log} \left( \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = k \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{C_c (T_{ce} - T_{cs})} S$$

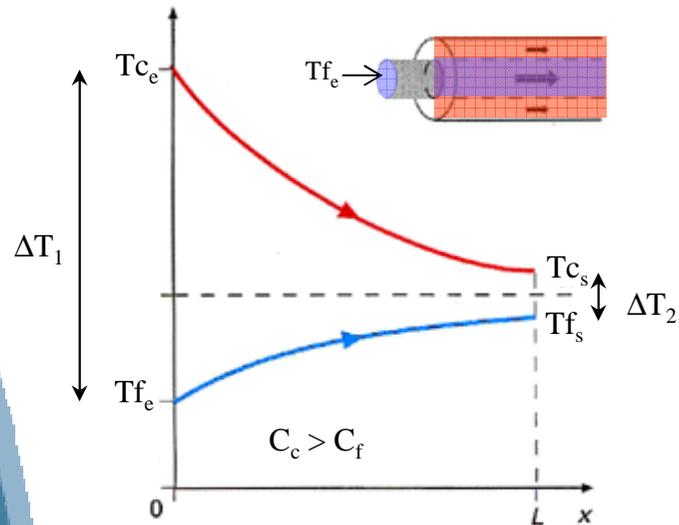
$$\rightarrow \text{Log} \left( \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = k \frac{(T_{cs} - T_{ce}) + (T_{fe} - T_{fs})}{C_c (T_{ce} - T_{cs})} S$$

$$\rightarrow \text{Log} \left( \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = - \left( \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) k S \quad (21)$$

$$\text{Log} \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = - \left( \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) k S$$

## III.2 Calcul de l'efficacité

*Échangeur à courants parallèles (co-courants)  $C_f > C_c$*



$$(21) \rightarrow \text{Log} \left( \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = - \left( \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) kS$$

$$\left( \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = \exp \left( - \left( \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) kS \right)$$

$$(20) \rightarrow \varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$$

$$1 - \exp \left( - \left( \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) kS \right) = 1 - \left( \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right)$$

$$1 - \exp \left( - \left( \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) kS \right) = \frac{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})}{T_{ce} - T_{fe}}$$

$$1 - \exp \left( - \left( \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) kS \right) = \left( \frac{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})}{T_{ce} - T_{cs}} \right) \varepsilon$$

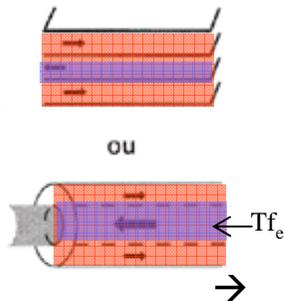
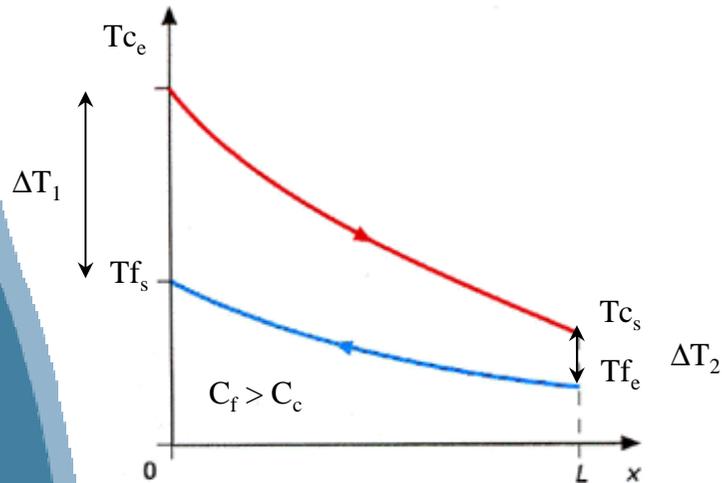
$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left( - \left( \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) kS \right)}{\left( 1 + \frac{C_c}{C_f} \right)}$$

(22)

$$S \rightarrow \infty \quad \varepsilon = \frac{C_f}{C_c + C_f}$$

### III.2 Calcul de l'efficacité

*Échangeur à contre-courants*  $C_f > C_c$



$$\Phi = k S \Delta T_{LM} \quad \text{avec: } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\text{Log} \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

$$(23) \rightarrow \Phi = k \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\text{Log} \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}} S$$

$$\text{Log} \left( \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} \right) = k \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\Phi} S$$

$$(9) \rightarrow \Phi = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

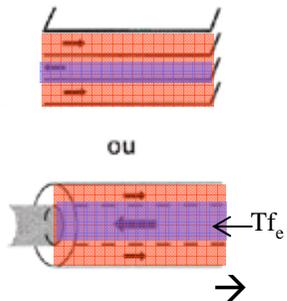
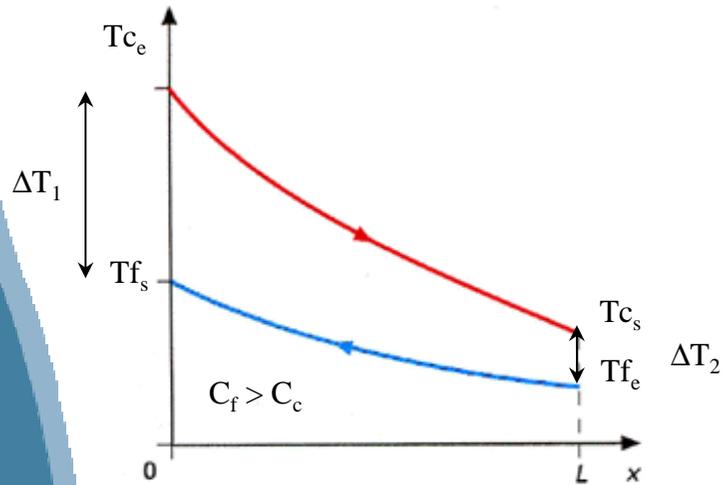
$$\rightarrow \Phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe})$$

$$(9) \text{ et } (23) \rightarrow \text{Log} \left( \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} \right) = \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) k S \quad (24)$$

$$\text{Log} \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) k S$$

### III.2 Calcul de l'efficacité

*Échangeur à contre-courants*  $C_f > C_c$



$$(24) \rightarrow \text{Log} \left( \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} \right) = \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) kS$$

$$\left( \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} \right) = \exp \left( \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) kS \right)$$

$$(20) \rightarrow \varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left( - \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) kS \right)}{\left( 1 - \frac{C_c}{C_f} \exp \left( - \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) kS \right) \right)} \quad (25)$$

$$S \rightarrow \infty \quad \boxed{\varepsilon = 1}$$

### III.3 Nombre d'unités de transfert (NUT)

Def. On appelle nombre d'unité de transfert, noté NUT, le rapport adimensionnel  $NUT = \frac{kS}{C_{\min}}$

Le NUT est représentatif du pouvoir d'échange de l'échangeur

#### *Relation entre NUT et efficacité*

Considérons le cas d'un échangeur tubulaire simple fonctionnant à contre courant et supposons que le fluide chaud commande le transfert  $C_f > C_c$  ( $C_{\min} = C_c$ ) :

$$\varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$$

Posons  $Z = C_c / C_f < 1$  et  $\Delta T_{\max} = T_{ce} - T_{cs}$

$$\Rightarrow NUT = \frac{kS}{C_{\min}} = \frac{kS}{C_c} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Delta T_2 - \Delta T_1}$$

### III.3 Nombre d'unités de transfert (NUT)

#### *Relation entre NUT et efficacité*

Exprimons  $\Delta T_1$  et  $\Delta T_2$  en fonction de  $\Delta T_{\max}$  et  $\varepsilon$ . Nous pouvons écrire :

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe} = (T_{cs} - T_{ce}) + (T_{ce} - T_{fe}) = -\varepsilon \Delta T_{\max} + \Delta T_{\max} = \Delta T_{\max}(1 - \varepsilon)$$

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs} = (T_{ce} - T_{cs}) + (T_{cs} - T_{fs}) = \Delta T_{\max} - Z(T_{ce} - T_{cs}) = \Delta T_{\max}(1 - Z\varepsilon)$$

Nous en déduisons l'expression du NUT en fonction de  $\Delta T_{\max}$  et  $\varepsilon$

$$NUT = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Delta T_2 - \Delta T_1} = \frac{\Delta T_{\max} \varepsilon}{\Delta T_{\max}(1 - \varepsilon) - \Delta T_{\max}(1 - Z\varepsilon)} \log\left(\frac{\Delta T_{\max}(1 - \varepsilon)}{\Delta T_{\max}(1 - Z\varepsilon)}\right)$$

$$NUT = \frac{1}{1 - Z} \log\left(\frac{1 - Z\varepsilon}{1 - \varepsilon}\right)$$

### III.3 Nombre d'unités de transfert (NUT)

#### *Relation entre NUT et efficacité - Généralité*

Co-courant

$$NUT_{\max} = -\frac{\log(1-(1+Z)\varepsilon)}{1+Z}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT_{\max}(1+Z)]}{1+Z}$$

Contre-courant

$$NUT_{\max} = \frac{1}{Z-1} \log\left(\frac{\varepsilon-1}{Z\varepsilon-1}\right)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT_{\max}(1-Z)]}{1 - Z \exp[-NUT_{\max}(1-Z)]}$$

Avec:  $NUT_{\max} = \frac{kS}{C_{\min}}$  et  $Z = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$

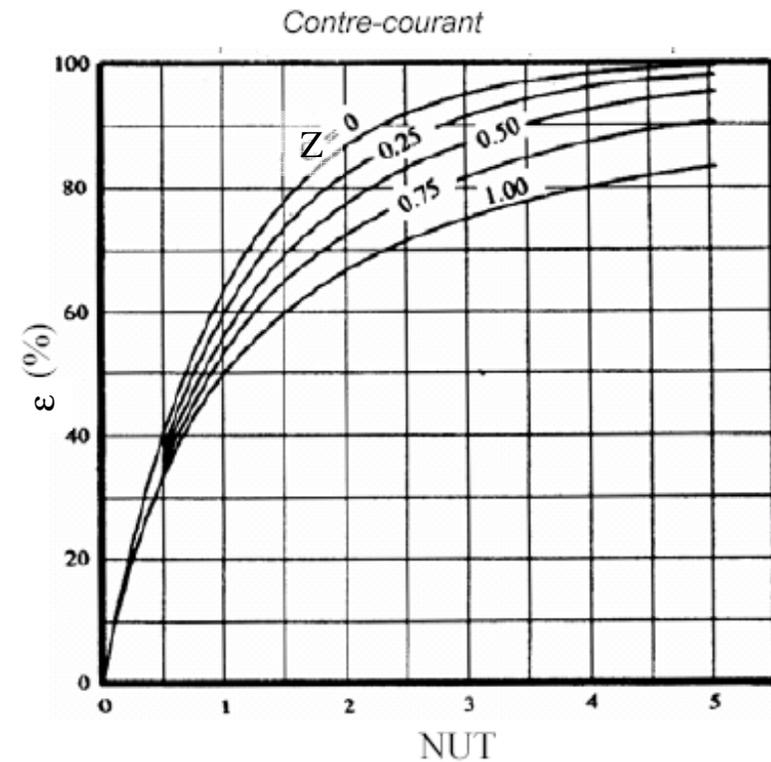
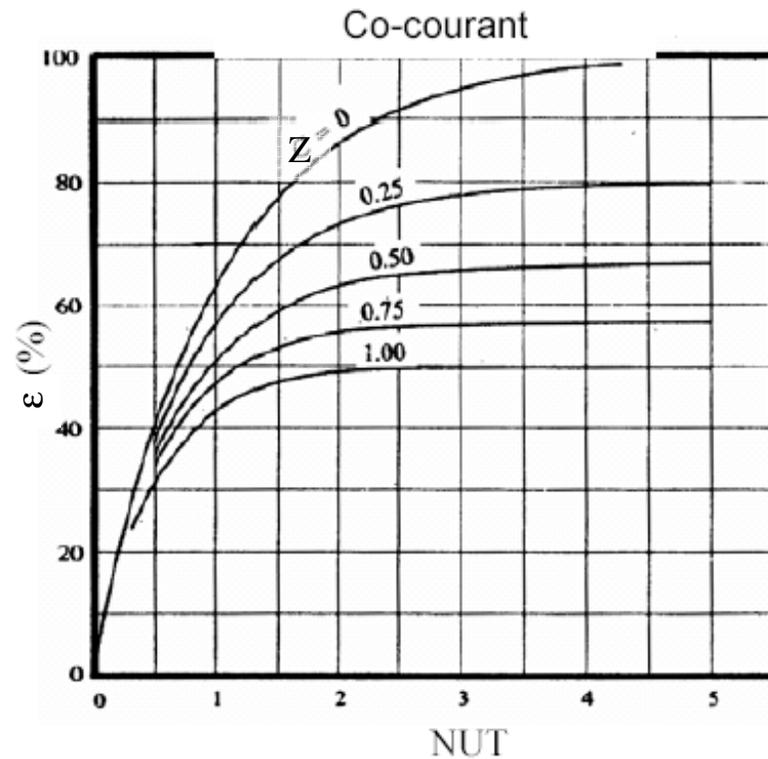
⊗ Cas particuliers :

✓ pour tout les types d'échangeurs: si  $Z=0$   $\varepsilon = 1 - \exp[-NUT_{\max}]$  et  $NUT_{\max} = -\log[1-\varepsilon]$

✓ Pour l'échangeur à contre courant: si  $Z=1$   $\varepsilon = \frac{NUT_{\max}}{NUT_{\max}+1}$  et  $NUT_{\max} = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}$

### III.3 Nombre d'unités de transfert (NUT)

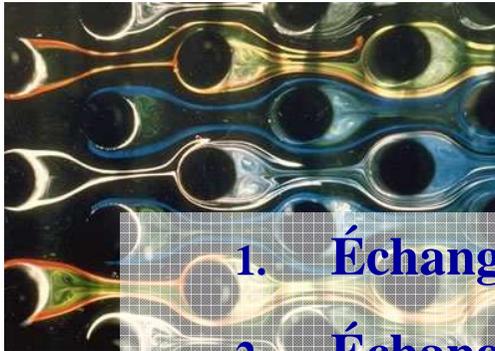
#### *Relation entre NUT et efficacité - Généralité*



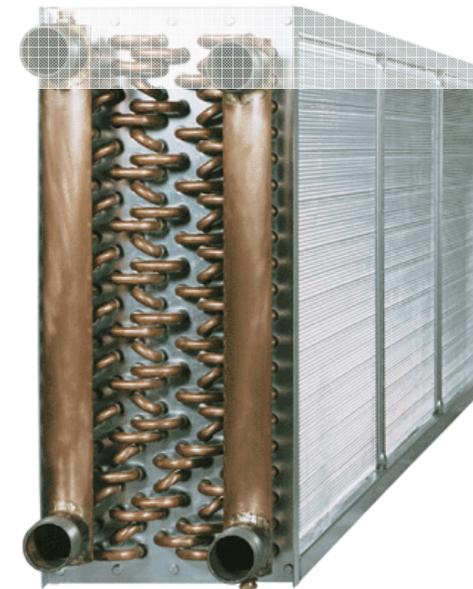
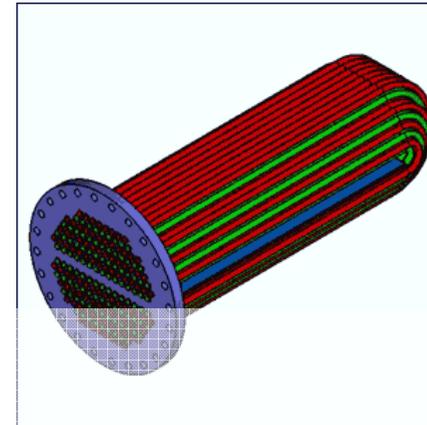
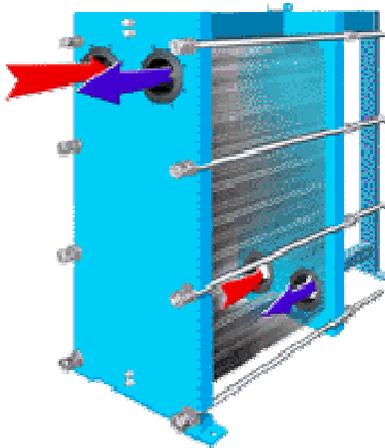
$$\varepsilon = \varepsilon(\text{NUT}, C_{\min}/C_{\max}, \text{configuration de l'écoulement})$$

On connaît :  $T_{ce}$  et  $T_{cs}$  K,  $S$ ,  $C_{\min}$  et  $C_{\max} \Rightarrow \text{NUT} \Rightarrow \varepsilon \Rightarrow \Phi = \varepsilon C_{\min} (T_{ce} - T_{cs})$

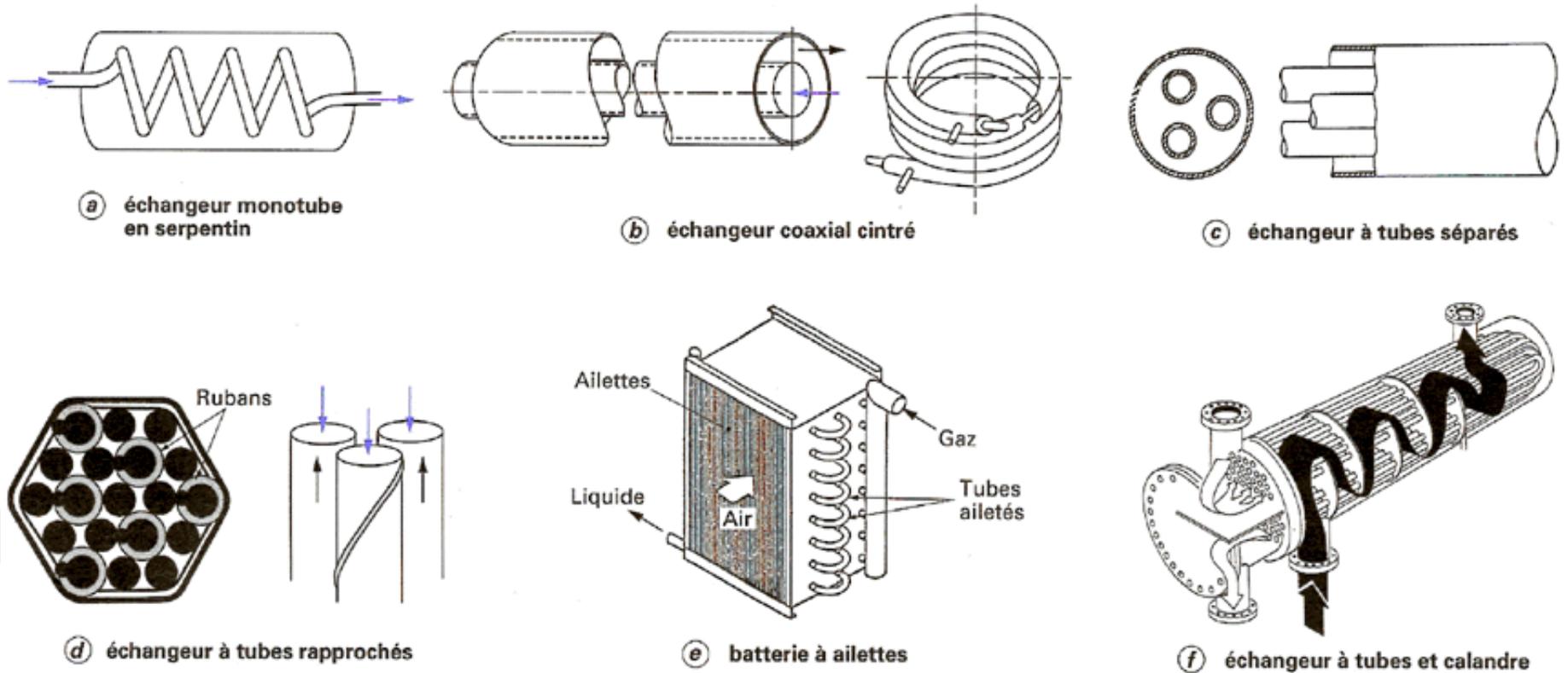
## IV. Les échangeurs à faisceaux complexes



1. **Échangeurs tubulaires**
2. **Échangeurs à plaques**
3. **Échangeurs frigorifiques**

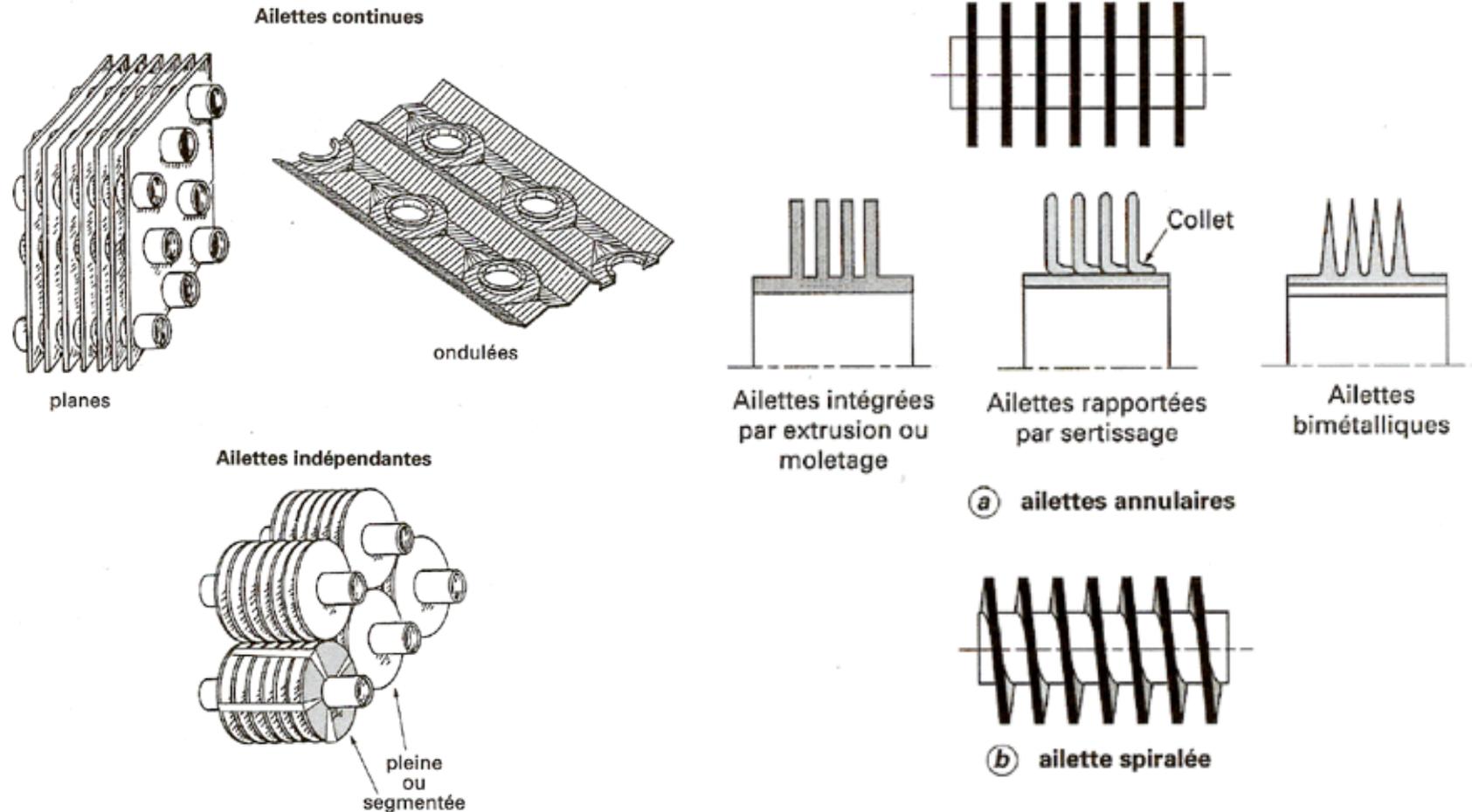


## IV. 1 Échangeurs tubulaires



## IV. 1 Échangeurs tubulaires

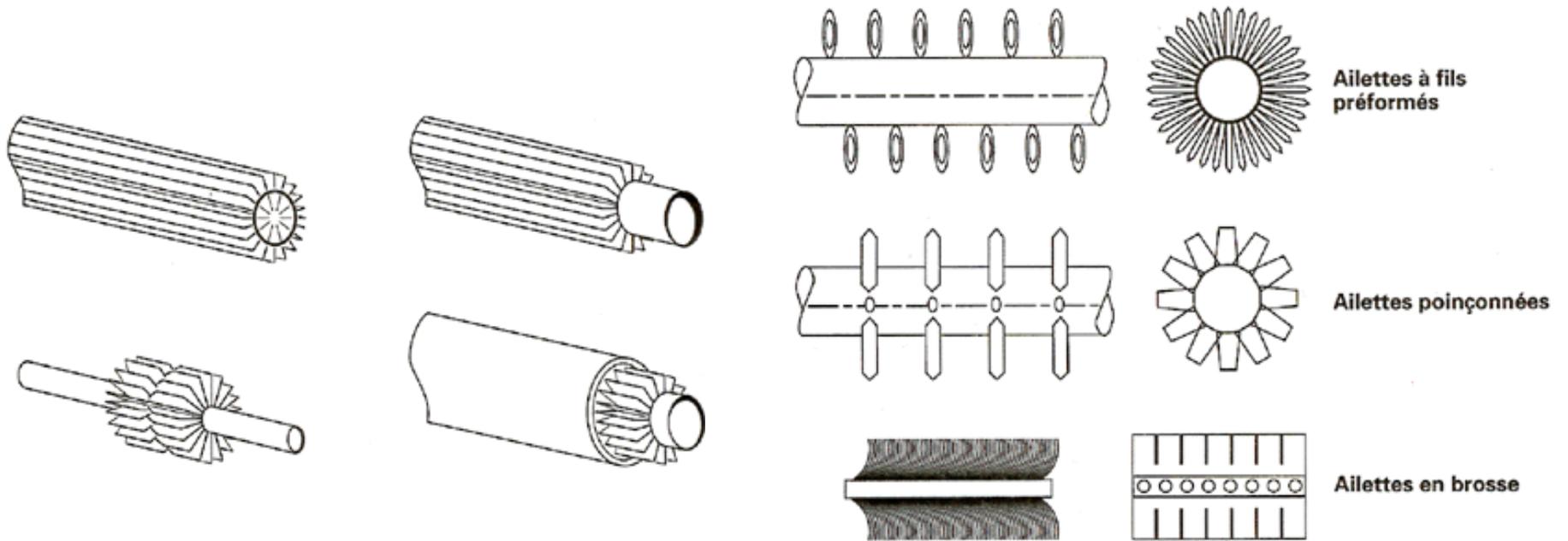
### Échangeurs à tubes ailetés



→ Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique

## IV. 1 Échangeurs tubulaires

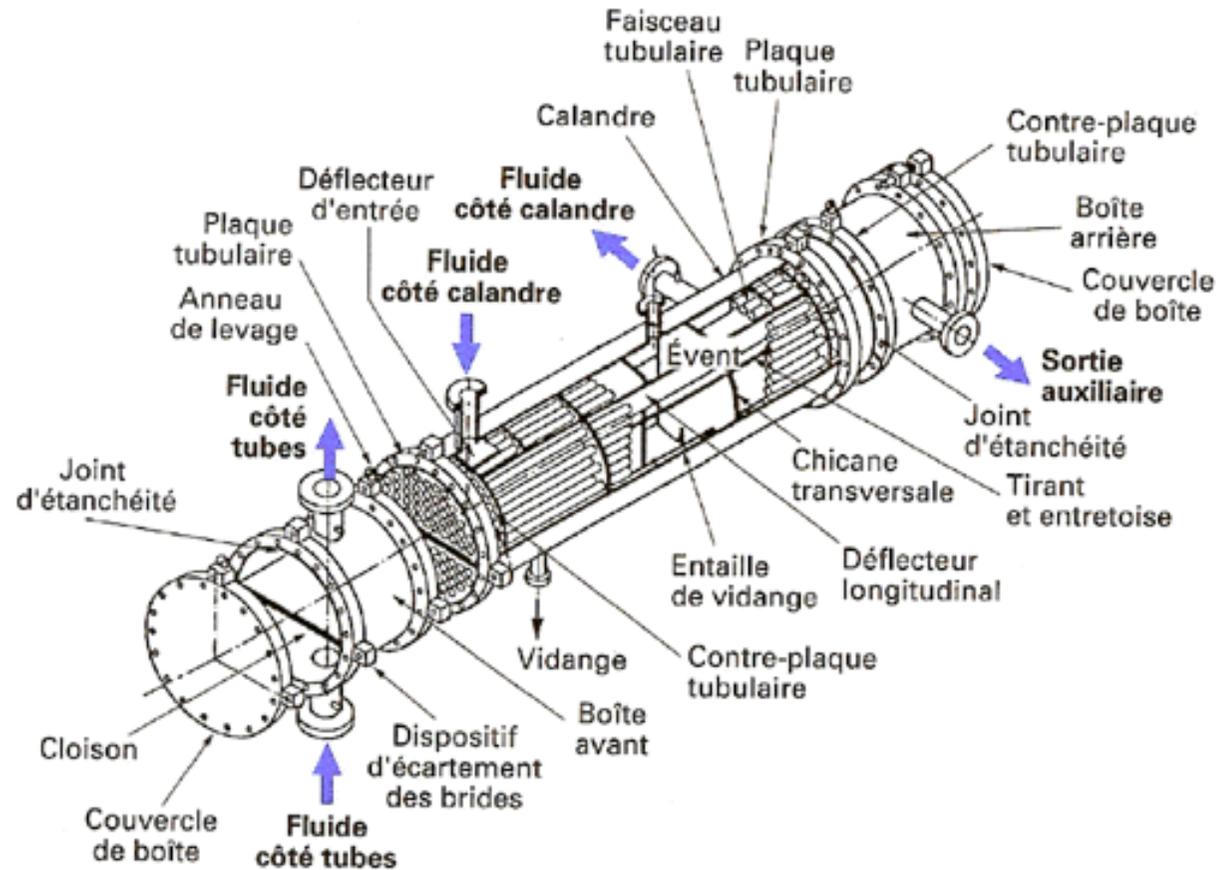
### Échangeurs à tubes ailetés



→ Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique

## IV. 1 Échangeurs tubulaires

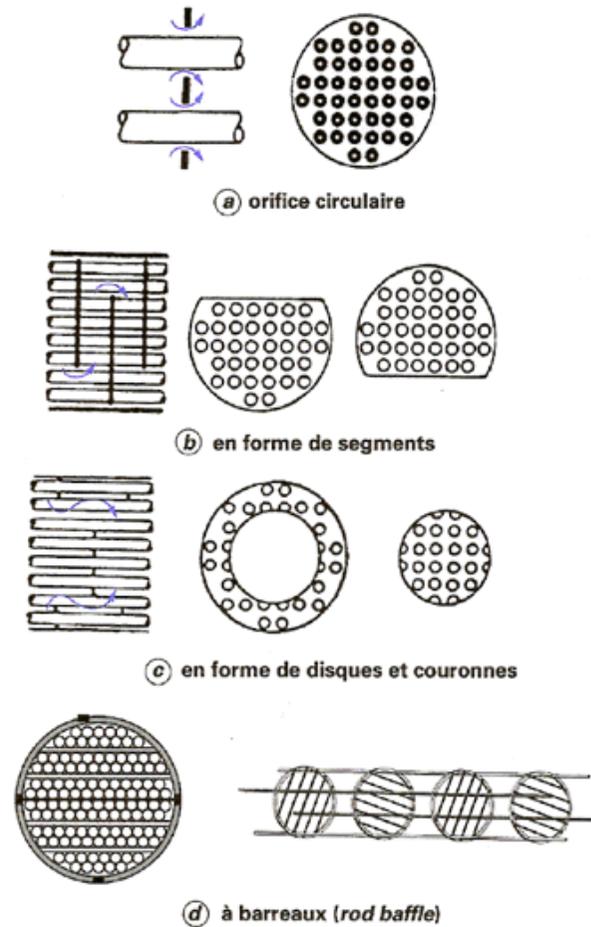
### Échangeurs à tubes et calandre



→ l'échangeur actuellement le plus répandu

## IV. 1 Échangeurs tubulaires

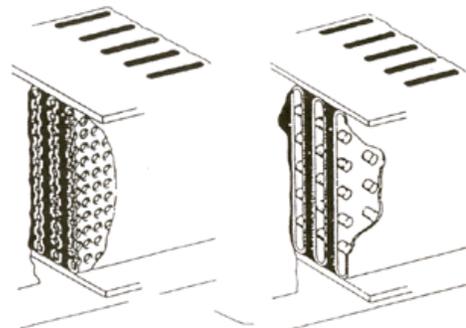
### Échangeurs à tubes et calandre



→ l'échangeur actuellement le plus répandu

## IV.1 Généralités

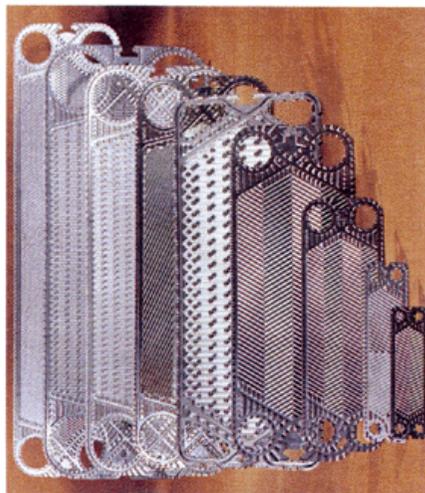
### *Échangeurs à plaques*



Picots obtenus par emboutissage

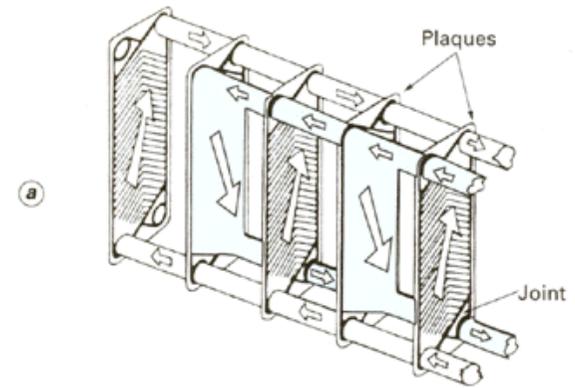
Picots implantés par sertissage

Plaques picotées (doc. Barriquand)



Panel de plaques (doc. Vicarb)

### *Échangeurs à surface primaire*

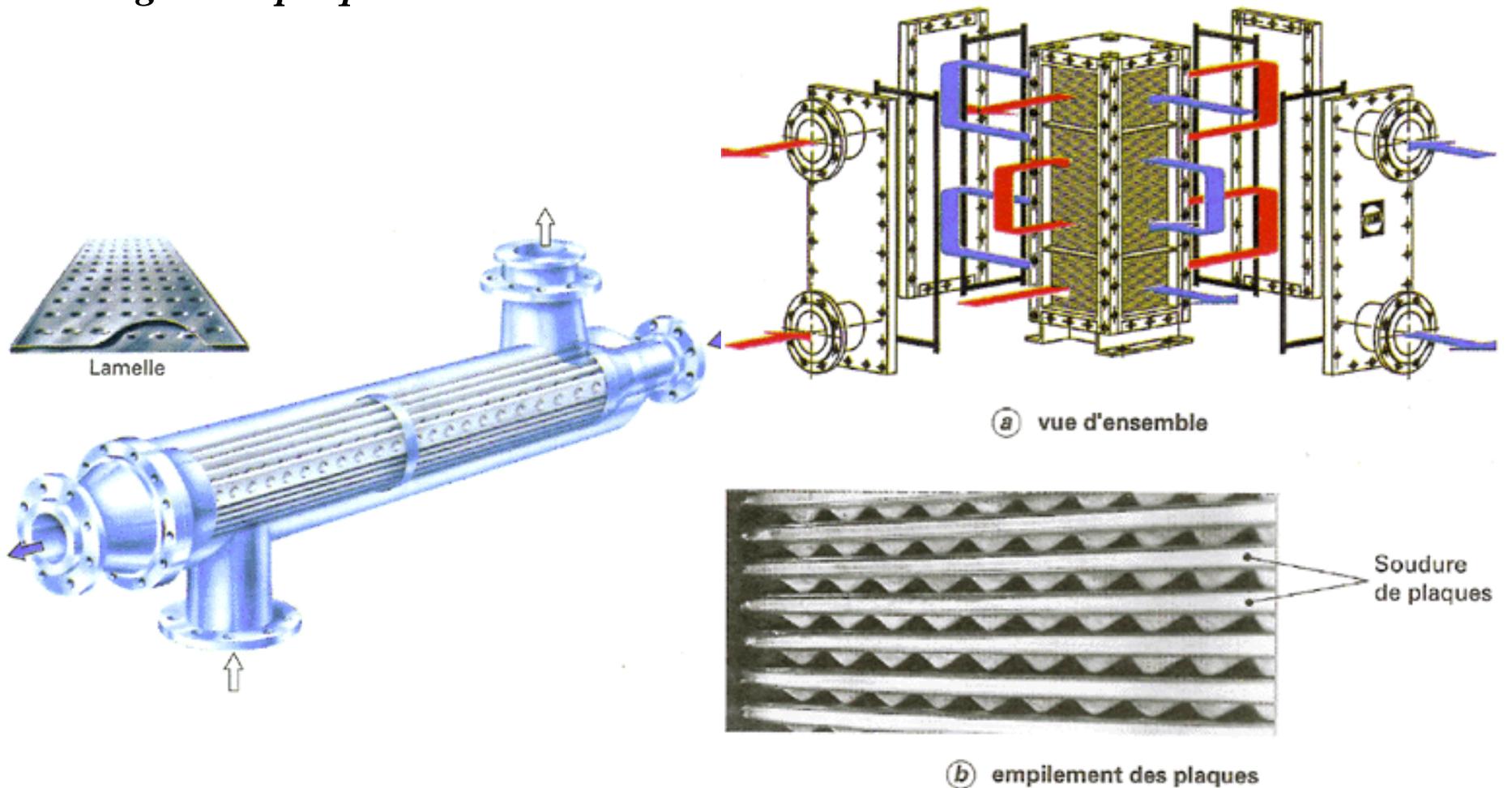


Flasque fixe Flasque mobile

### *Échangeurs à plaques et joints*

## IV.1 Généralités

### *Échangeurs à plaques*

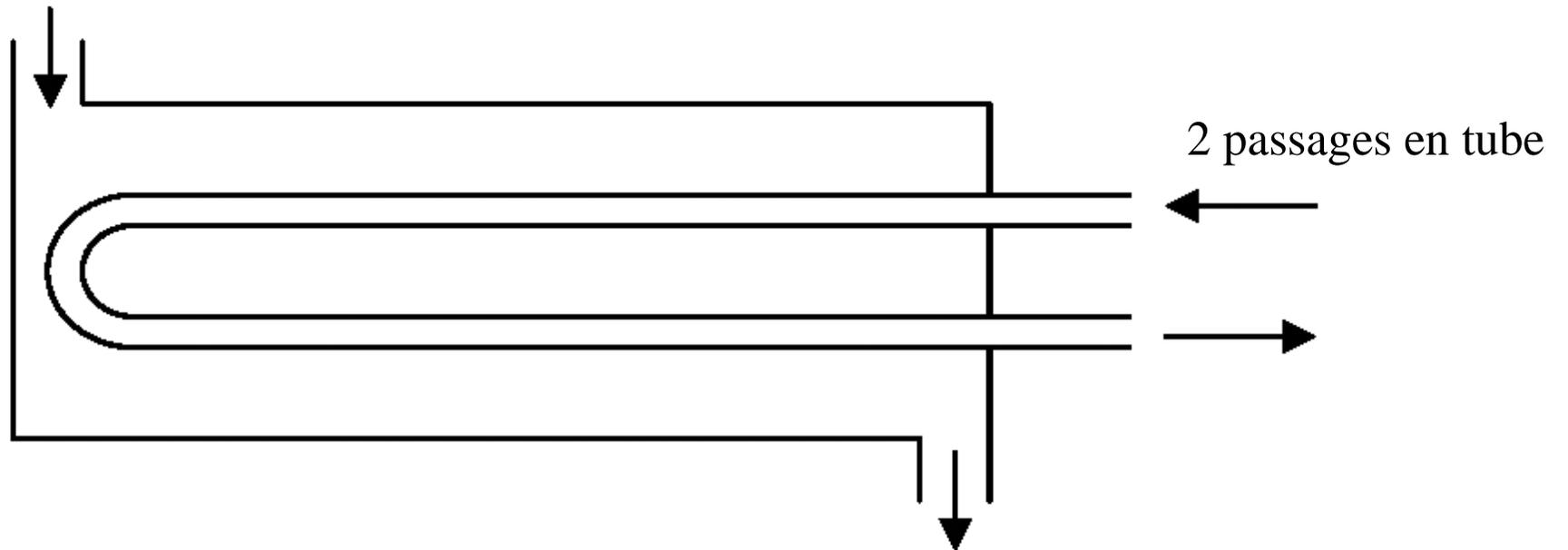


### *Échangeurs à plaques soudées ou brasées*

## IV. 1 Échangeurs tubulaires

### Échangeurs tubulaires 1-2

1 passage en enveloppe



- 1er passage en tube à co-courant
- 2nd passage en tube à contre-courant

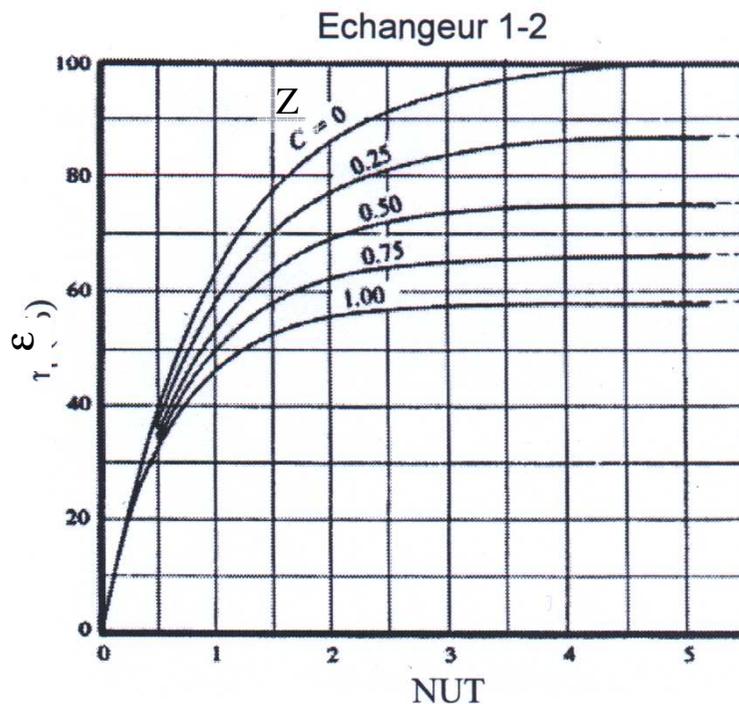
## IV. 1 Échangeurs tubulaires

### Échangeurs tubulaires 1-2

↪ Efficacité comprise entre un échangeur tubulaire à co-courant et un échangeur tubulaire à contre - courant

$$NUT_{\max} = -(1+Z^2)^{-1/2} \log\left(\frac{\frac{2-1-Z-(1+Z^2)^{1/2}}{\varepsilon}}{\frac{2-1-Z+(1+Z^2)^{1/2}}{\varepsilon}}\right)$$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + Z + (1+Z^2)^{1/2} \left( \frac{1 + \exp[-NUT_{\max}(1+Z^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT_{\max}(1+Z^2)^{1/2}]} \right) \right\}^{-1}$$

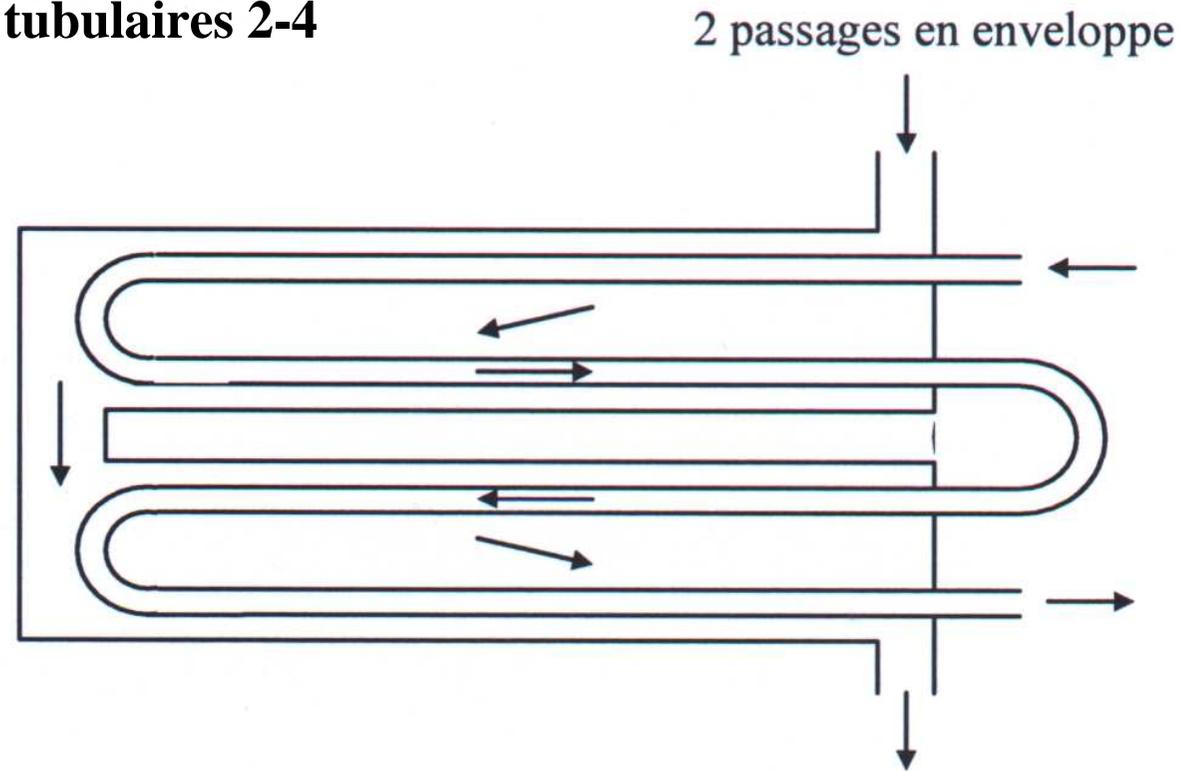


$$NUT_{\max} = \frac{kS}{C_{\min}}$$

$$Z = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

## IV. 1 Échangeurs tubulaires

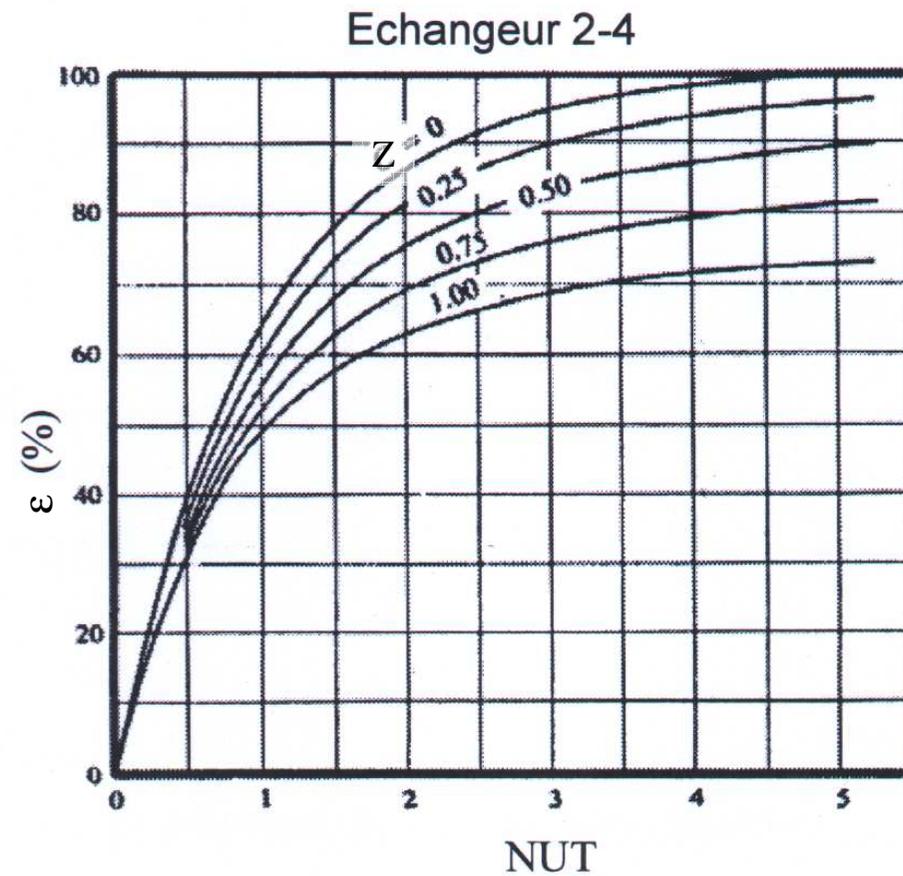
### Échangeurs tubulaires 2-4



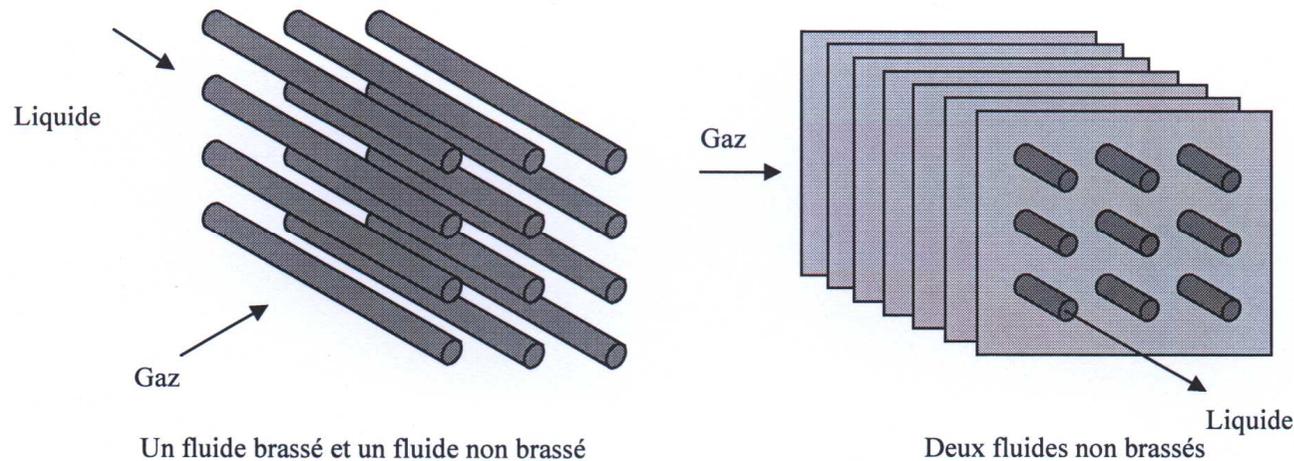
- 2 (ou plus) passages en calandre
- l'échangeur 2-4 comporte une chicane longitudinale = 2 passages
- Le fluide dans le tube effectue 4 passages

## IV.3 Échangeurs 2-4

- ↪ si efficacité de l'échangeur 1-2 < 75%
- ↪ se rapprocher de l'échangeur à contre courant



## IV.4 Échangeurs à courants croisés

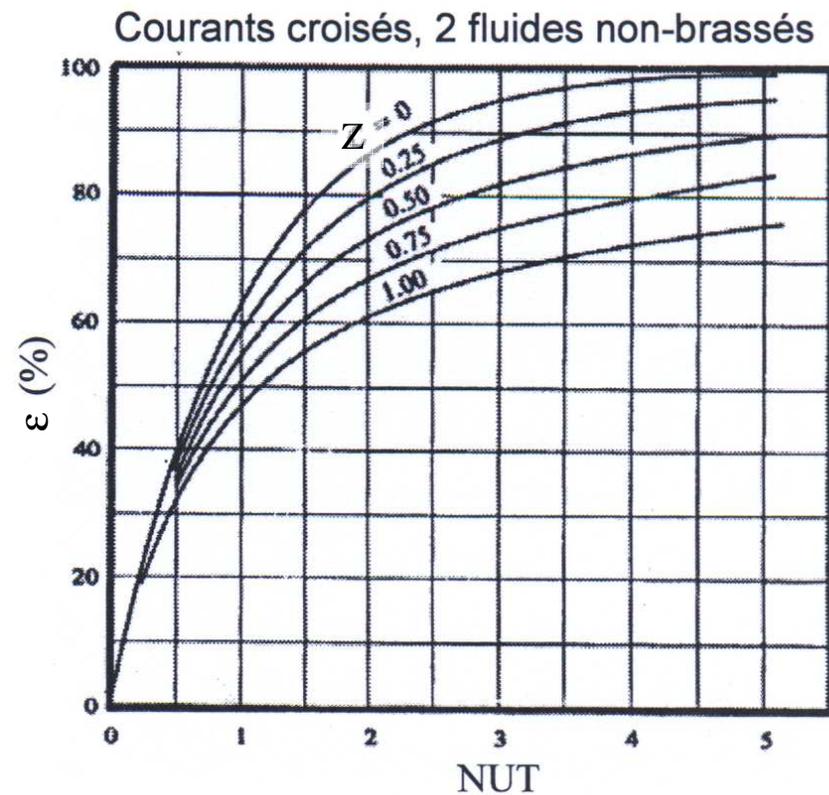


- 2 fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre
  - non brassé : fluide circule dans des canaux parallèles distincts et de faible section
  - brassé : fluide ne circule pas dans des canaux parallèles distincts et de faible section
- Brassage : homogénéiser les températures dans la section droite de l'échangeur
- Échangeur à courants croisés : utilisés pour des échanges entre gaz circulant en calandre et liquide circulant dans les tubes

## IV.4 Échangeurs à courants croisés

➤ deux fluides non brassés

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \frac{\exp(ZNUT_{\max}^{0,78}) - 1}{ZNUT_{\max}^{-0,22}} \right]$$



## IV.4 Échangeurs à courants croisés

- deux fluides brassés

$$\varepsilon = \left[ \frac{1}{1 - \exp(-NUT_{\max})} + \frac{Z}{1 - \exp(-NUT_{\max}Z)} - \frac{1}{NUT_{\max}} \right]^{-1}$$
$$NUT_{\max} = -\log\left(1 + \frac{1}{Z} \log(1 - \varepsilon Z)\right)$$

- un fluide non brassé : fluide commandant le transfert ( $C_{\min}$ ) non brassé

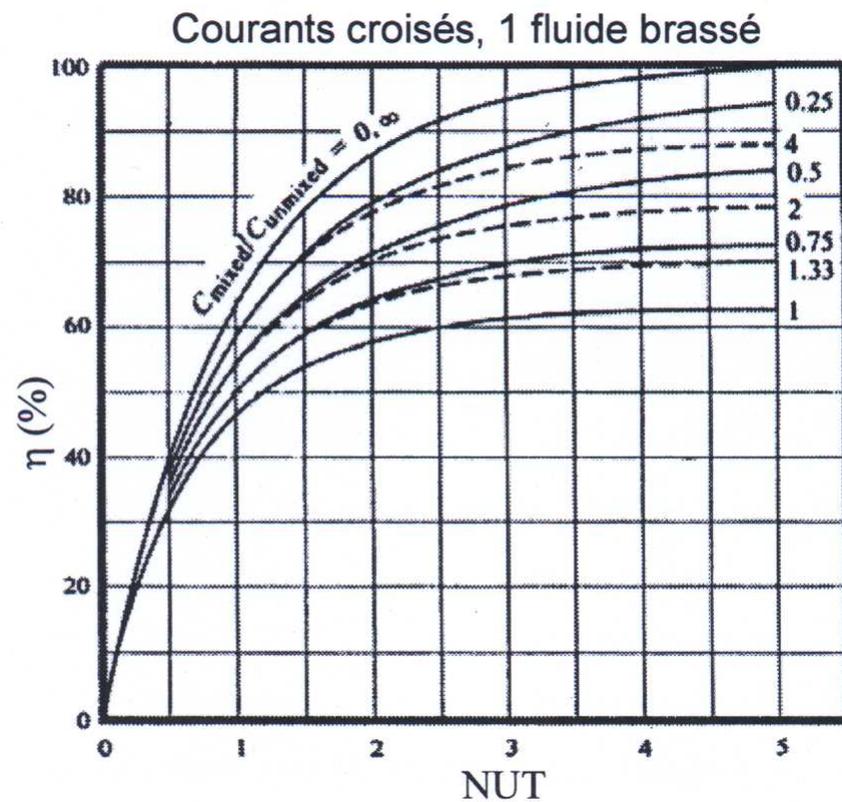
$$\varepsilon = \frac{1}{Z} \left\{ 1 - \exp\left[-Z(1 - e^{-NUT_{\max}})\right] \right\}$$
$$NUT_{\max} = -\log\left(1 + \frac{1}{Z} \log(1 - \varepsilon Z)\right)$$

## IV.4 Échangeurs à courants croisés

- un fluide non brassé : fluide commandant le transfert ( $C_{\min}$ ) brassé

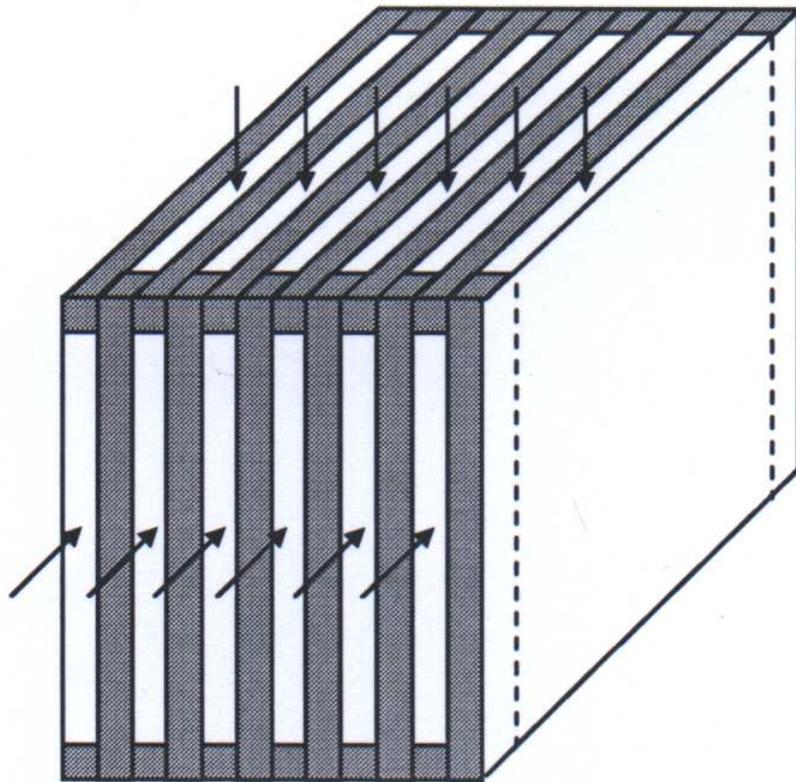
$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\left(\frac{1}{Z}\right)[1 - \exp(-ZNUT_{\max})]\right\}$$

$$NUT_{\max} = -\log\left(1 + \frac{1}{Z} \log(1 - \varepsilon Z)\right)$$



## IV.5 Échangeurs à plaques

Il est constitué par un empilage de plaques écartées les unes des autres par des entretoises pour former un ensemble de conduits plats. Un fluide circule dans les conduits pairs, l'autre dans les conduits impairs selon le schéma ci-dessous:



L'épaisseur des plaques est de 1 à 1,5 mm pour le verre et de l'ordre de 0,5 mm pour les métaux (aluminium, acier inox), l'écartement varie entre 5 et 10 mm. Ces échangeurs permettent d'obtenir un ratio surface d'échange / volume très élevé, ils sont utilisés pour des échanges entre deux fluides de même nature : gaz/gaz ou liquide/liquide.

La longueur caractéristique utilisée pour le calcul de  $Re$  et de  $Pr$  est égale à deux fois l'écartement entre les plaques.

## IV.6 Échangeurs frigorifiques

Une installation frigorifique comporte au moins deux échangeurs de chaleur :

- Un condenseur dont le but est d'assurer le transfert de chaleur du fluide frigorigène au milieu extérieur,
- Un évaporateur dont le rôle est d'assurer le transfert de chaleur du milieu à refroidir au fluide frigorigène

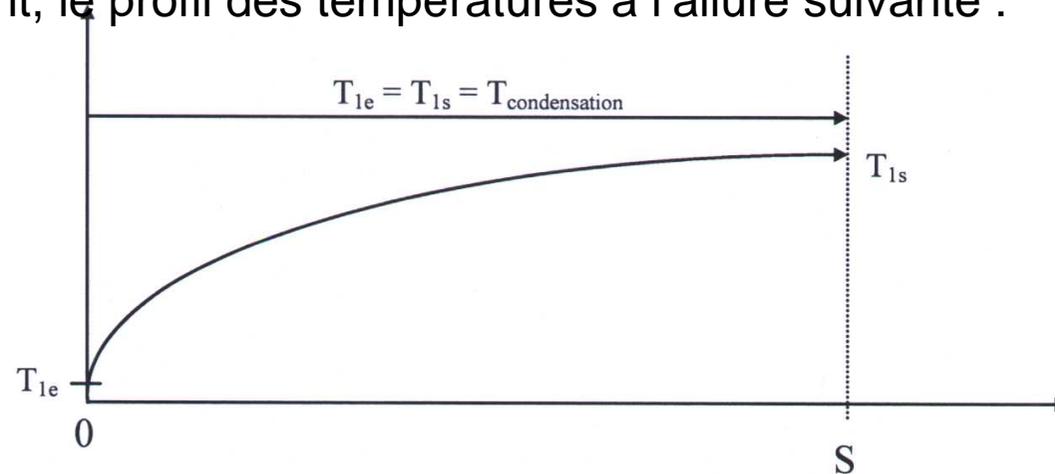
Ces deux échangeurs se caractérisent par un écoulement diphasique du fluide frigorigène.

## IV.6 Échangeurs frigorifiques

### ➤ Condenseurs

Dans un condenseur, la phase liquide du fluide frigorigène apparaît dès que la température de la surface de refroidissement devient inférieure à la température de saturation du fluide frigorigène sous la pression de condensation. Ceci se produit à une distance très faible de l'entrée du condenseur, pratiquement dès le début s'il s'agit d'un condenseur à eau. On peut ainsi observer, quasiment dès l'entrée de l'échangeur, la présence contre la paroi froide d'une mince couche de liquide sur la surface de laquelle un film de vapeur saturée se condense.

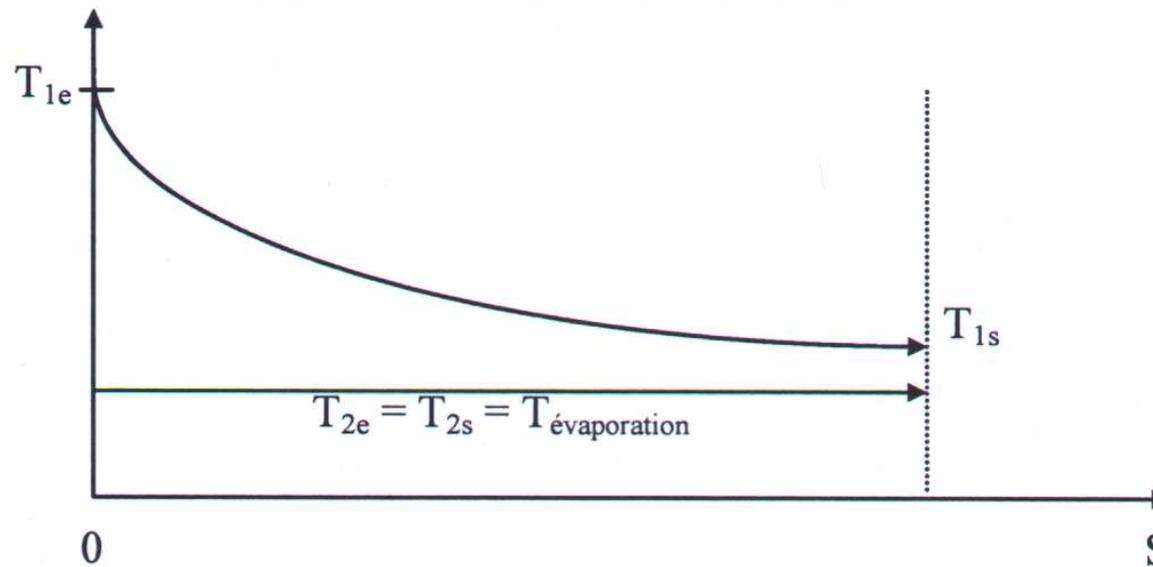
On peut dès lors considérer que la température du fluide frigorigène est constante et égale à la température de condensation. Si l'on admet que le coefficient global de transfert  $h$  est constant, le profil des températures a l'allure suivante :



## IV.6 Échangeurs frigorifiques

### ➤ *Évaporateur - Noyés* :

Si la perte de charge due à la circulation du fluide frigorigène est négligeable, la température de ce fluide est constante tout au long de l'évaporateur et égale à la température d'évaporation :



Comme dans ces échangeurs le titre de vapeur reste en deçà de 75%, le coefficient d'échange est relativement élevé et peut être considéré comme constant. La surface d'échange nécessaire se calcule de la même manière que pour une autre type d'échangeur.

## IV.6 Échangeurs frigorifiques

### ➤ *Évaporateur - A détente sèche :*

Dans ce type d'échangeur, le fluide frigorigène circule à l'intérieur des tubes. Du point de vue des transferts thermiques, deux points différencient ces évaporateurs des précédents :

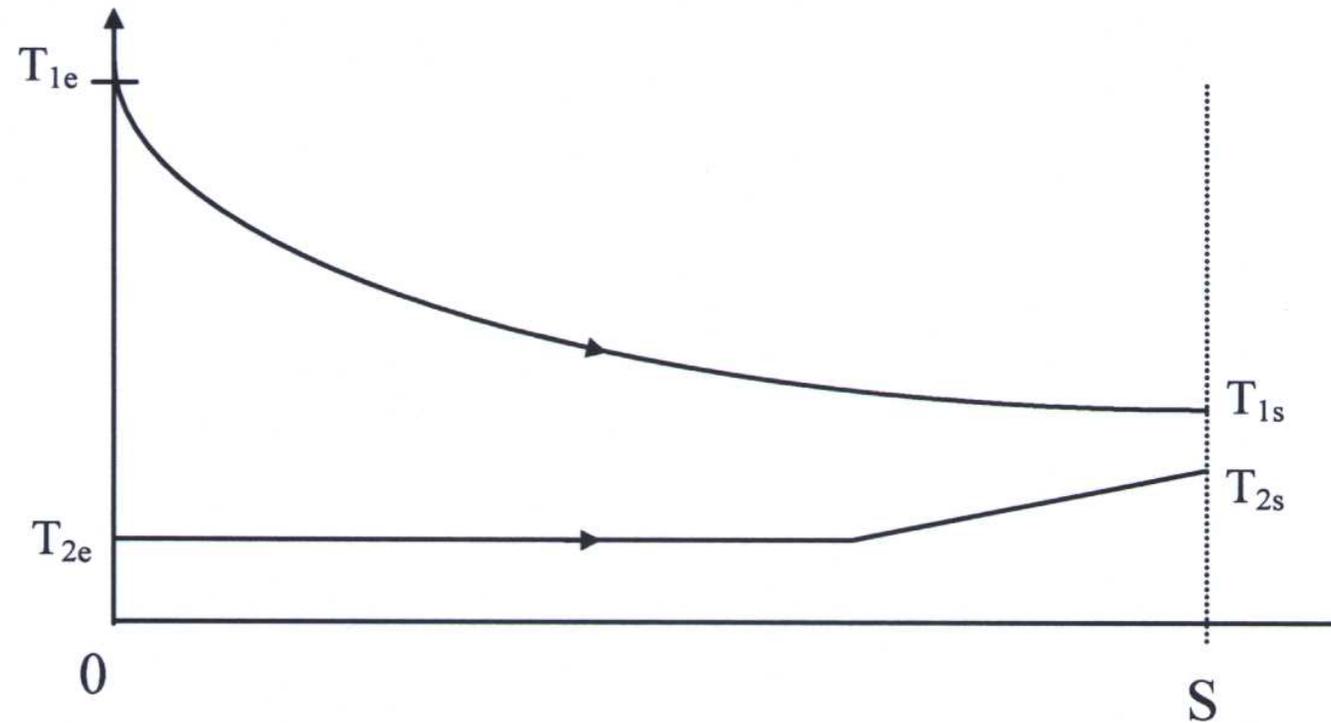
- Pour éviter tout risque que du fluide liquide pénètre dans le compresseur, les vapeurs sont légèrement surchauffées ce qui entraîne une variation de la température du fluide frigorigène dans la partie terminale de l'échangeur.

- Pour les titres de vapeur supérieurs à 75%, le coefficient de transfert côté fluide frigorigène chute brutalement ce qui ne permet plus de considérer le coefficient global de transfert  $h$  comme constant.

Pour dimensionner ces échangeurs, il faut les scinder en plusieurs parties telles que le coefficient global de transfert  $h$  soit constant ou varie linéairement sur chacune d'elles.

## IV.6 Échangeurs frigorifiques

➤ *Évaporateur - A détente sèche :*



## IV.6 Échangeurs frigorifiques

*Valeur du coefficient global d'échange pour divers types d'échangeurs frigorifiques :*

Coefficient global d'échange $h$ pour divers types de condenseurs ( $W m^{-2} °C^{-1}$ )			
Groupe	Médium de condensation	Type	$h$
A chaleur sensible	Air	Circulation naturelle	9 à 12
		Circulation forcée	24 à 30
A chaleur sensible	Eau	Immersion	240 à 300
		Double tube et contre-courant	700 à 950
		Multitubulaires horizontaux	700 à 1000
A chaleur latente	Evaporation forcée	Tubes lisses	240 à 350
		Tubes à ailettes	120 à 180