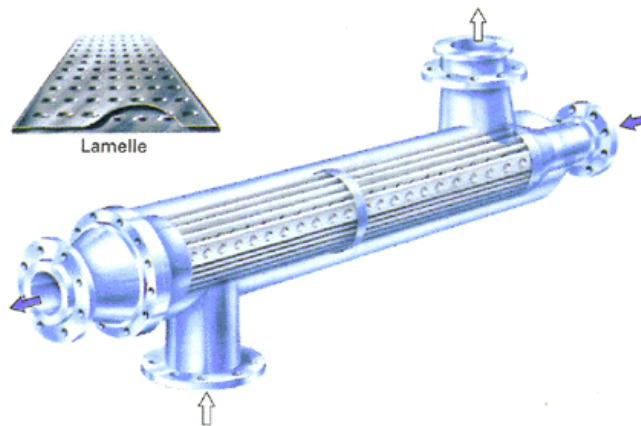


Les Échangeurs Thermiques



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

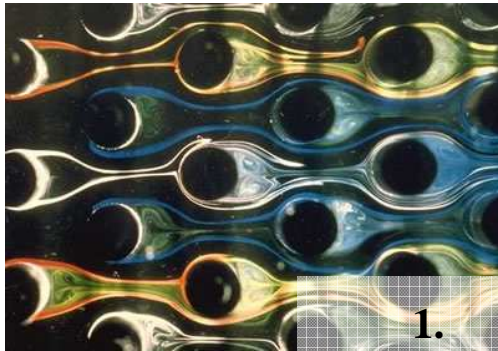
III. Efficacité d'un échangeur

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

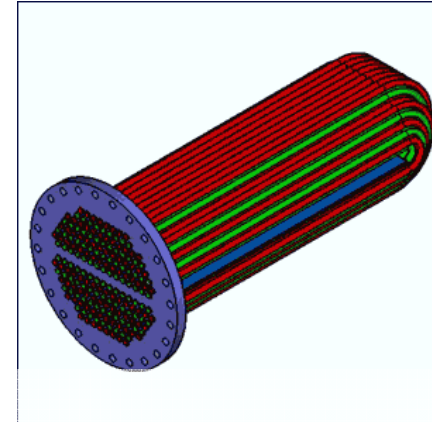
IV. Les échangeurs à faisceaux complexes

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

I. Généralités

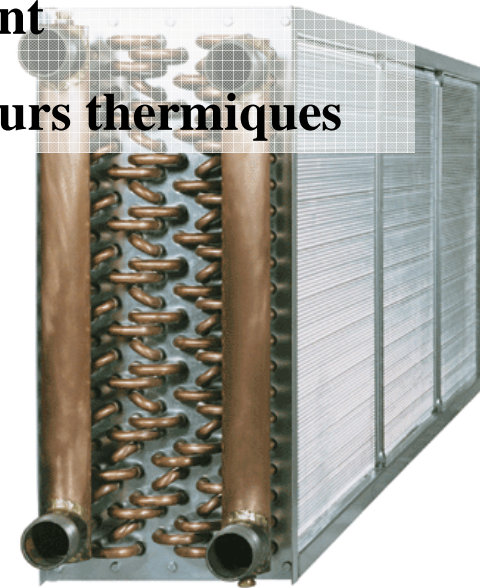
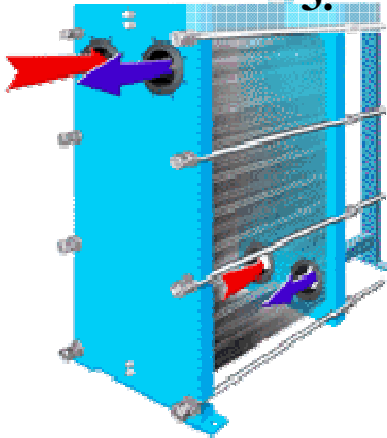


1. **Quadripôle thermique**



2. **Hypothèse de fonctionnement**

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



I.1 Quadripôle thermique

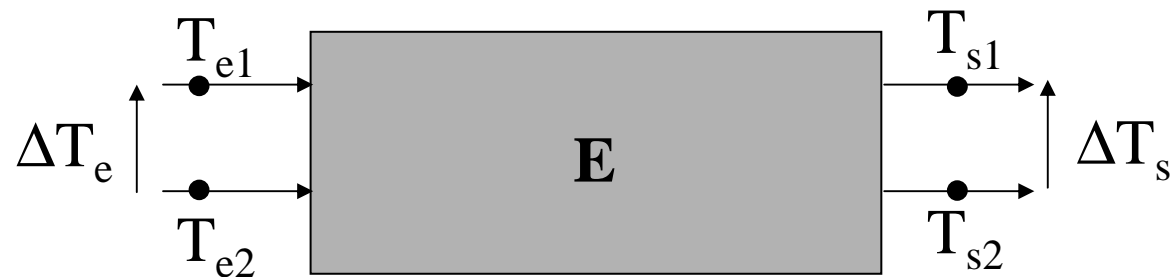
Aspect externe : échangeur comme quadripôle

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 (p_{e1} , p_{e2} , ... Q_{m1} , Q_{m2})

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

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



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 ρ ;
 - * la conductivité thermique λ ;
 - * la viscosité μ ;
- } $f(P,T)$

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 ($f(T,P,...)$)

> 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 (ρ, μ, λ, 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

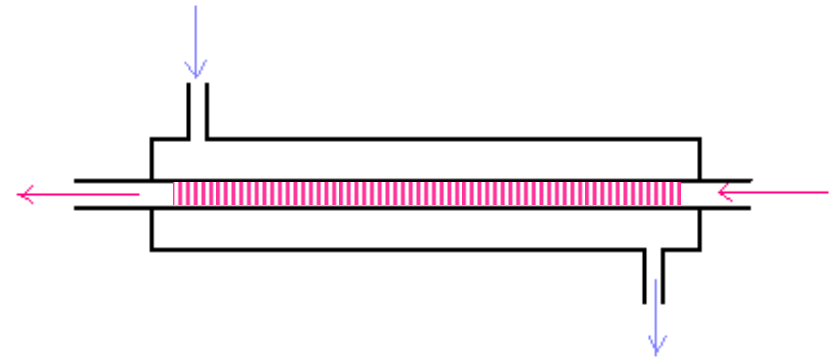
I.3 Principaux types d'échangeurs thermiques

- Les échangeurs tubulaires

Échangeur « double tubes »



Parallèle à co-courant



Parallèle à contre-courant

liquide - liquide

+ le plus simple

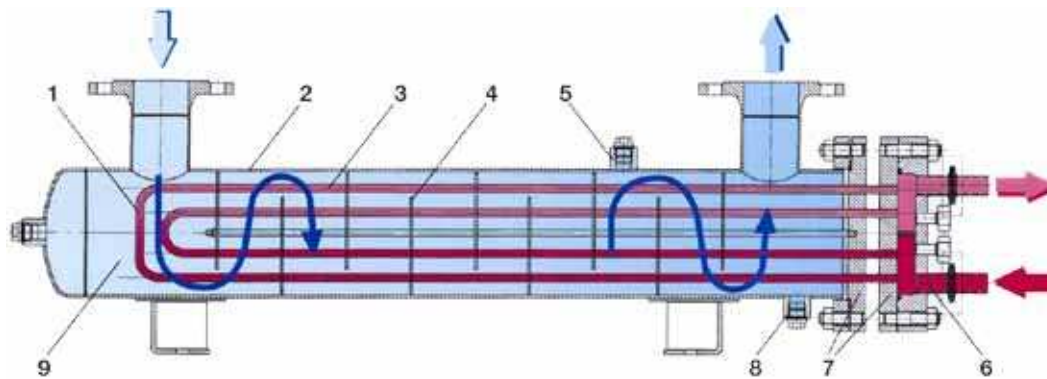
- surface d'échange importante



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

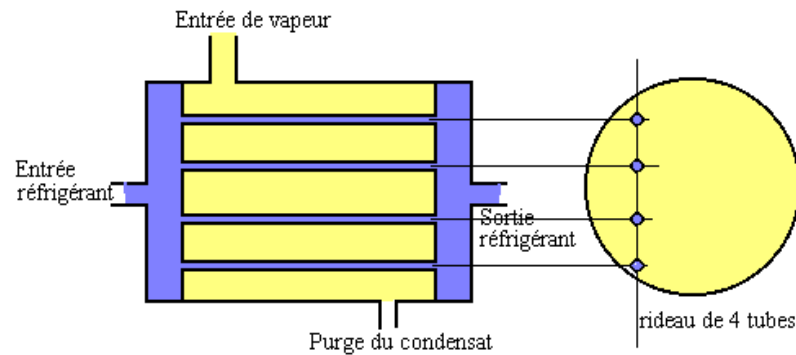
- + compacité maximum ($500 \text{ m}^2/\text{m}^3$)
- + turbulence
- pertes de charge importantes



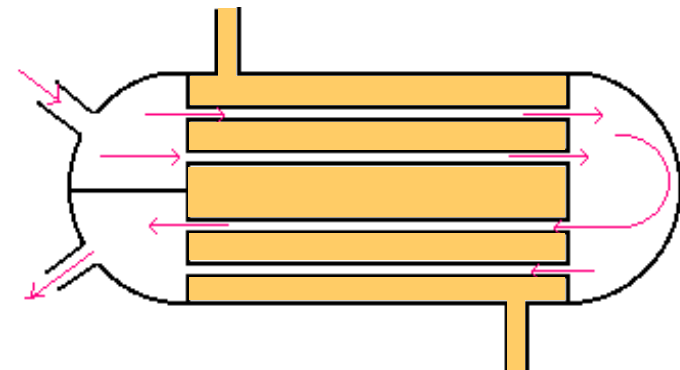
I.3 Principaux types d'échangeurs thermiques

- Les échangeurs tubulaires

Échangeur à faisceaux tubulaires



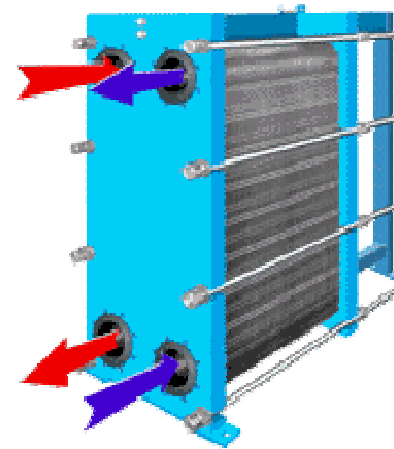
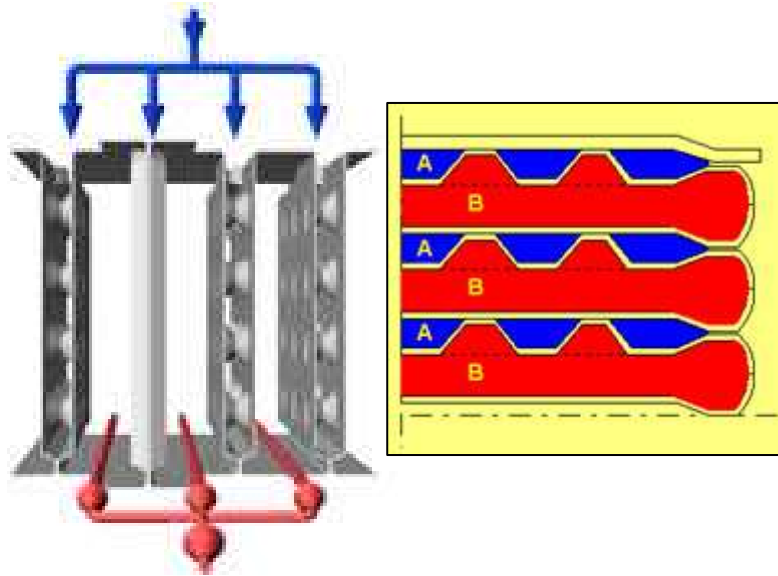
Échangeur à faisceau tubulaire
à simple passe



Échangeur à faisceau tubulaire
À deux passages

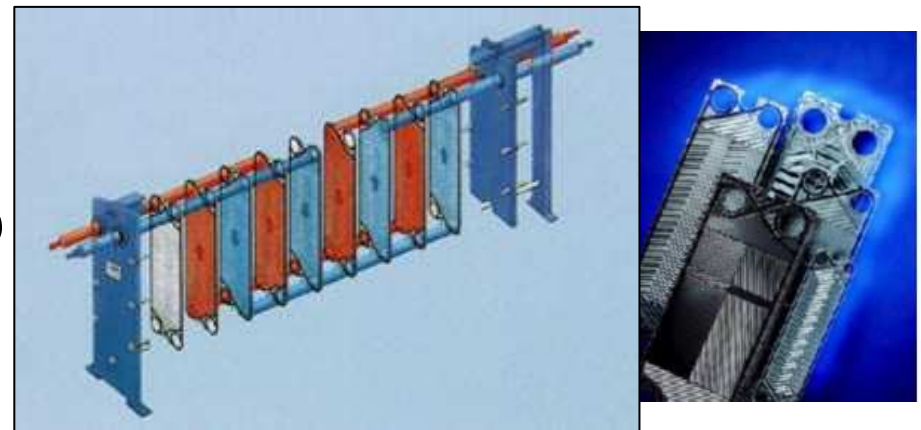
I.3 Principaux types d'échangeurs thermiques

- Les échangeurs à plaques



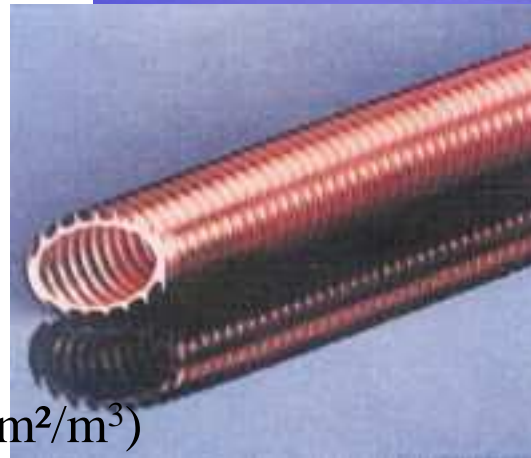
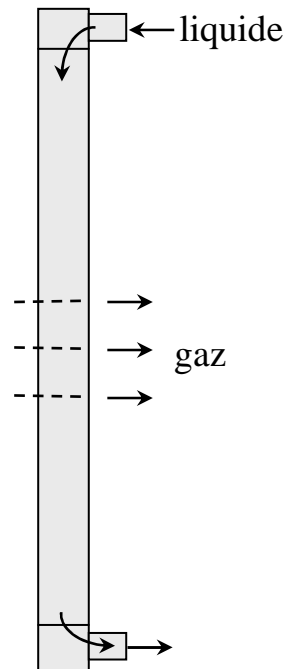
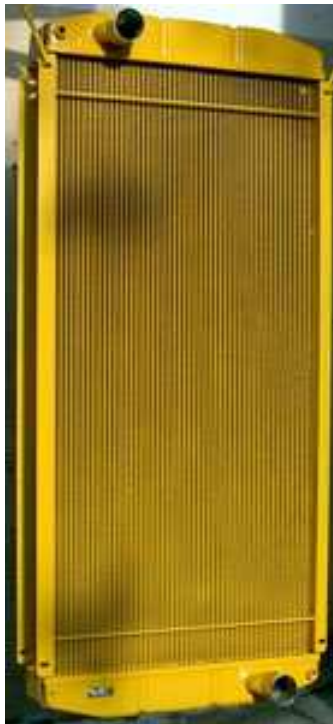
liquide - liquide

- + 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

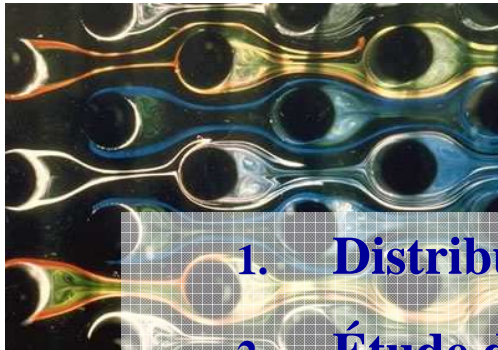


liquide - gaz

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

- Dimensionnement complexe

II.Évaluation des performances thermiques d'un échangeur

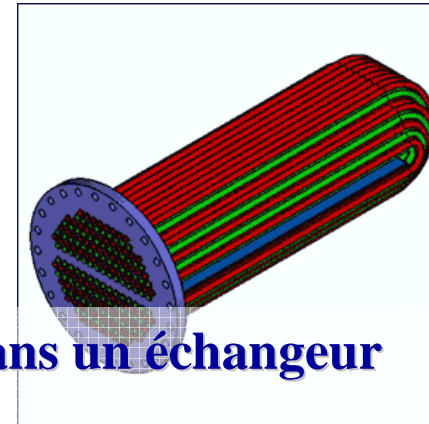
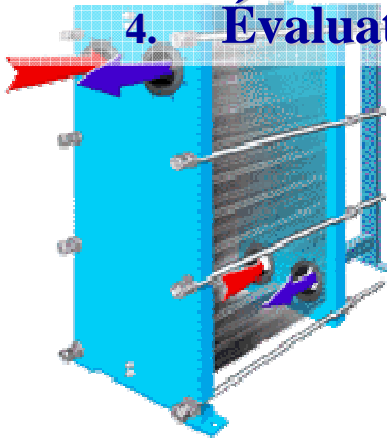


1. Distribution de température dans un échangeur

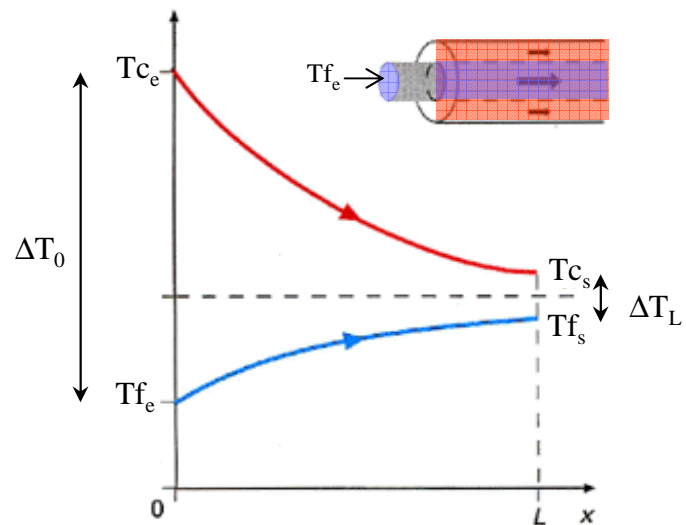
2. Étude d'un échangeur

3. Méthode de la différence logarithmique des températures

4. Évaluation du coefficient d'échange global

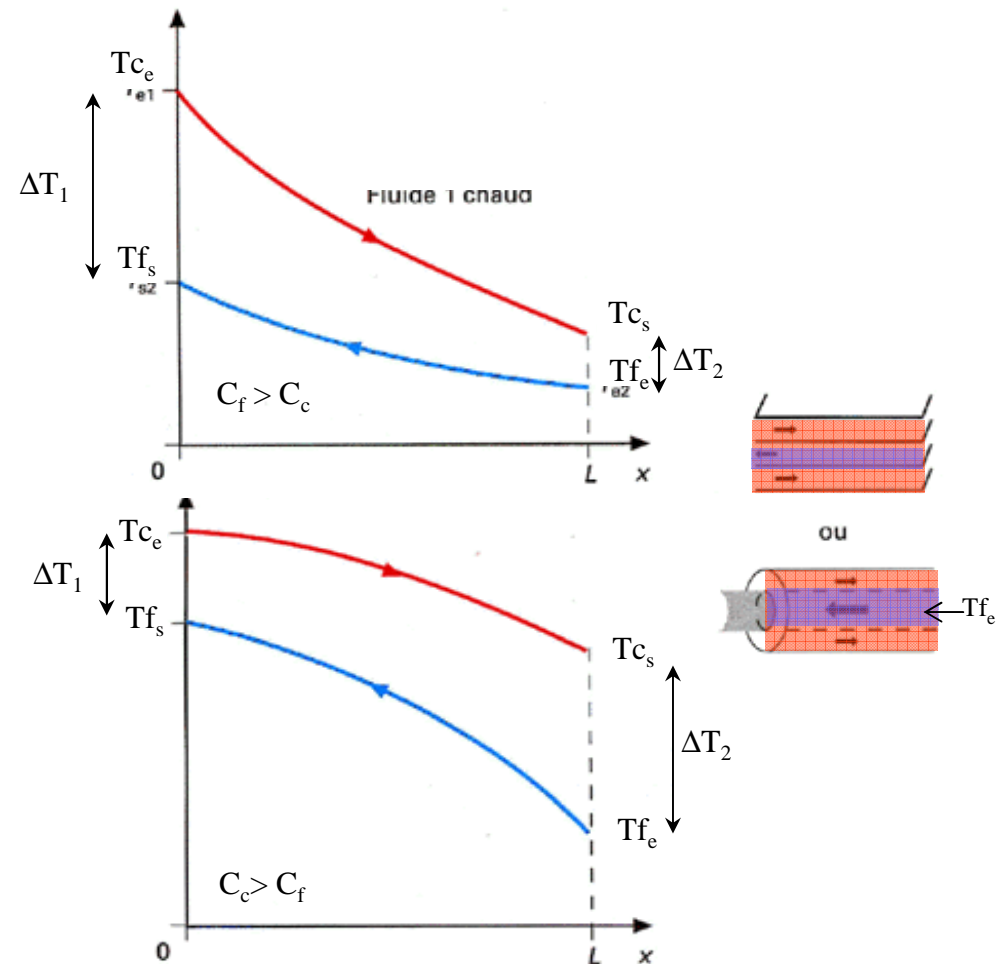


II.1 Distribution de température dans un échangeur



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

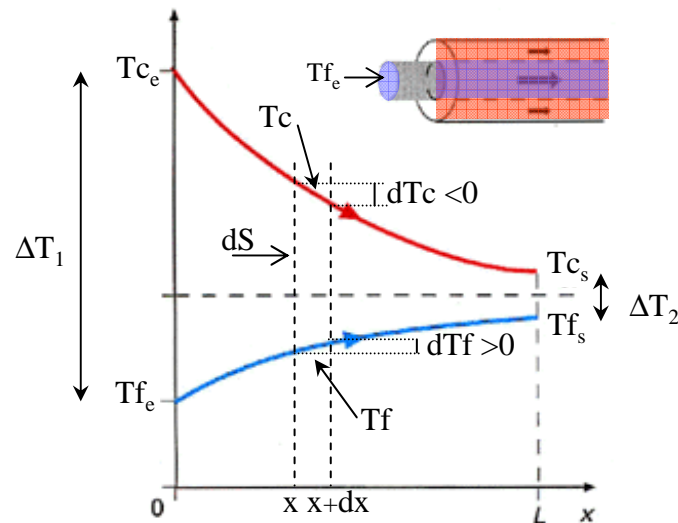
Thermique (régime permanent) : deux méthodes de calculs :

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:

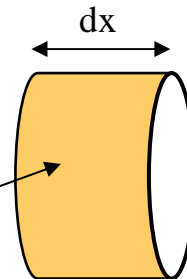


$$d\Phi = k (T_c - T_f) dS \quad (1)$$

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

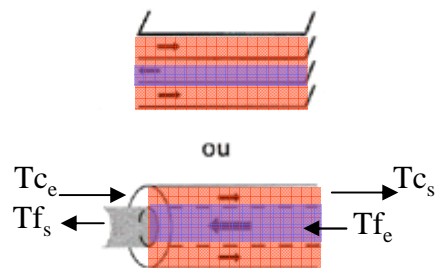
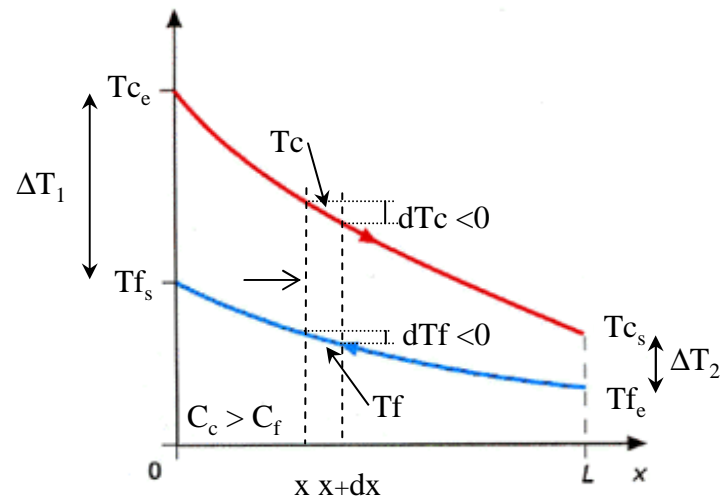
- **Les échangeurs à co-courant**

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:

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

ΔT 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:

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

ΔT_{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 ΔT_2 ne diffère pas plus de 50% de ΔT_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 ΔT_{LM} en fonction de ΔT_1 et ΔT_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:

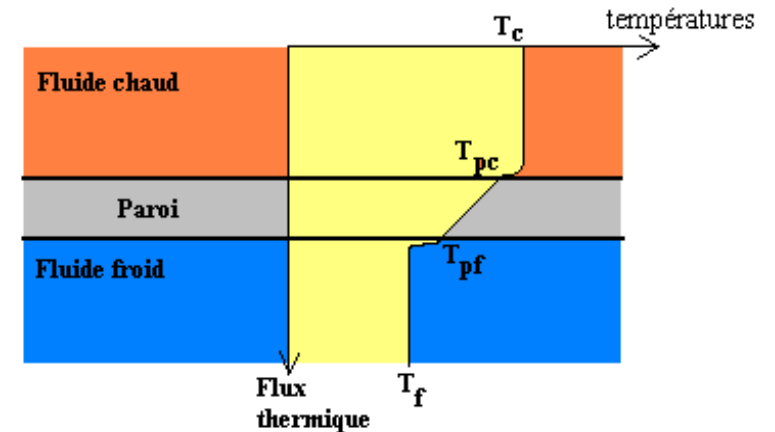
$$\Phi = k S \Delta T_{LM} \quad \text{avec: } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\text{Log} \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (16)$$

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 λ , 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 : 1.10^{-4} et 70.10^{-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:

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

μ est la viscosité dynamique, en kg/(m.s)

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

λ la conductivité thermique en W/(m².°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

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

ρU est la vitesse massique du fluide, en kg/(m².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 m²

D_h est le diamètre hydraulique en m

$$D_h = \frac{4 s}{p}$$

avec: s , aire de la section droite de la veine fluide, en m².

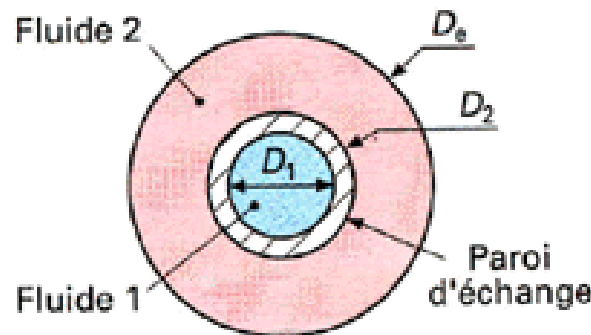
p , périmètre mouillé par la veine fluide, en m

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

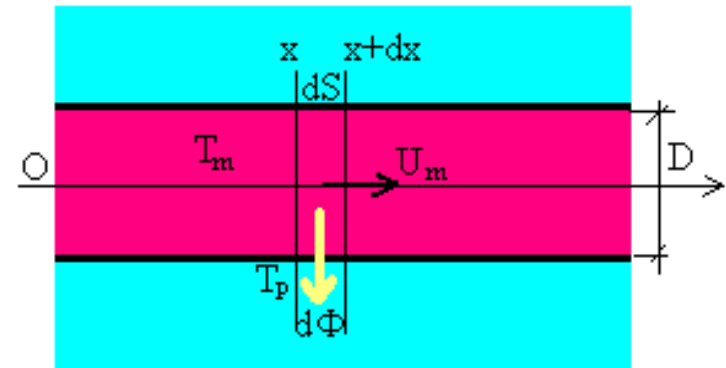
corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée

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

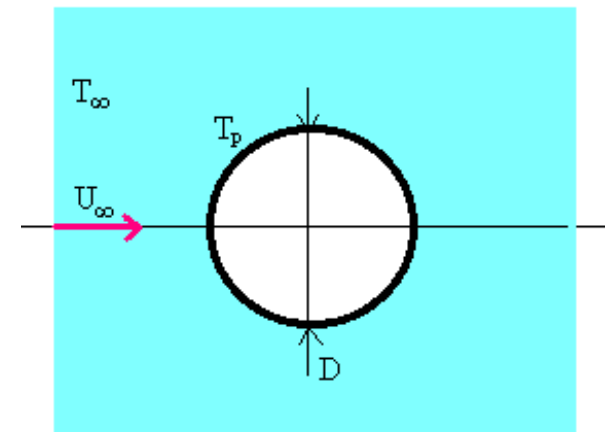
corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée

Ecoulement 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_∞ et une température T_∞ .

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

Ecoulement 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.

Re	A	m
$1 < Re < 4$	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

Ecoulement autour d'un tube : Cas d'un liquide

La corrélation à appliquer s'écrit alors:

$$1,11 \text{ AR}_e^m (\text{P}_t)^{0,31}$$

Re	A	m
$1 < \text{Re} < 4$	0,891	0,330
$4 < \text{Re} < 40$	0,821	0,385
$40 < \text{Re} < 4.10^3$	0,615	0,466
$4.10^3 < \text{Re} < 4.10^4$	0,174	0,618
$4.10^4 < \text{Re} < 4.10^5$	0,024	0,805

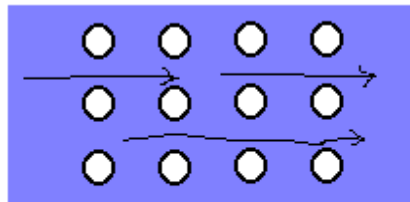
II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

Estimation des coefficients d'échange par convection h_c et h_f

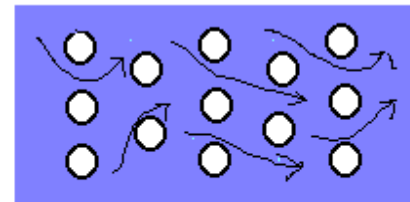
corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée

Ecoulement 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 ligr



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

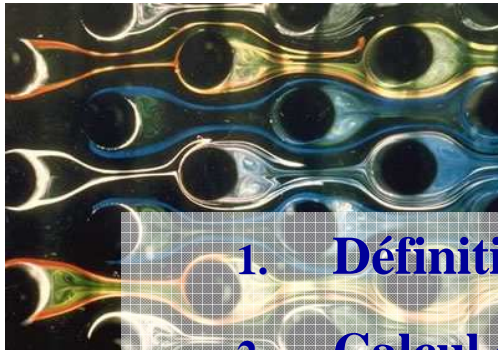
Estimation des coefficients d'échange par convection h_c et h_f

> 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.

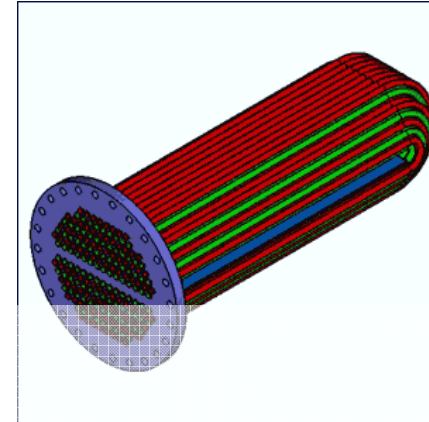
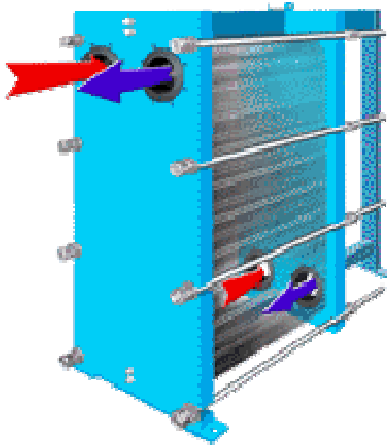
III. Efficacité d'un échangeur



1. Définition

2. Calcul de l'efficacité

3. Méthode du nombre d'unités de transfert NUT



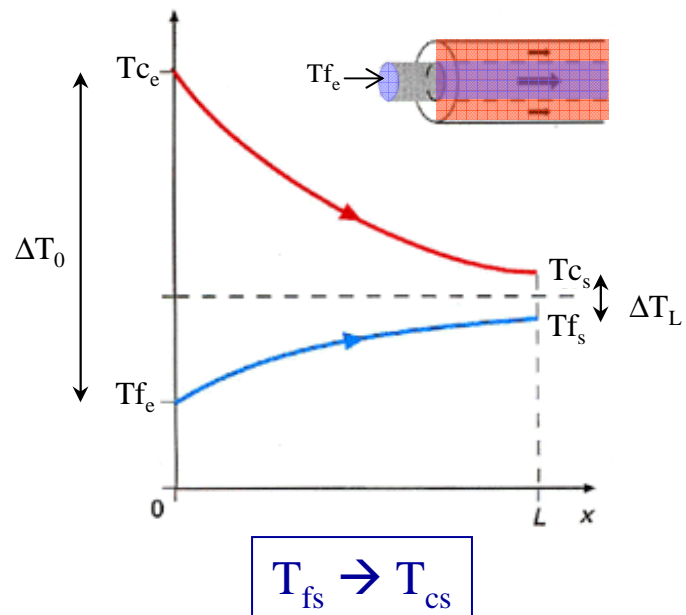
III.1 Définition

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.

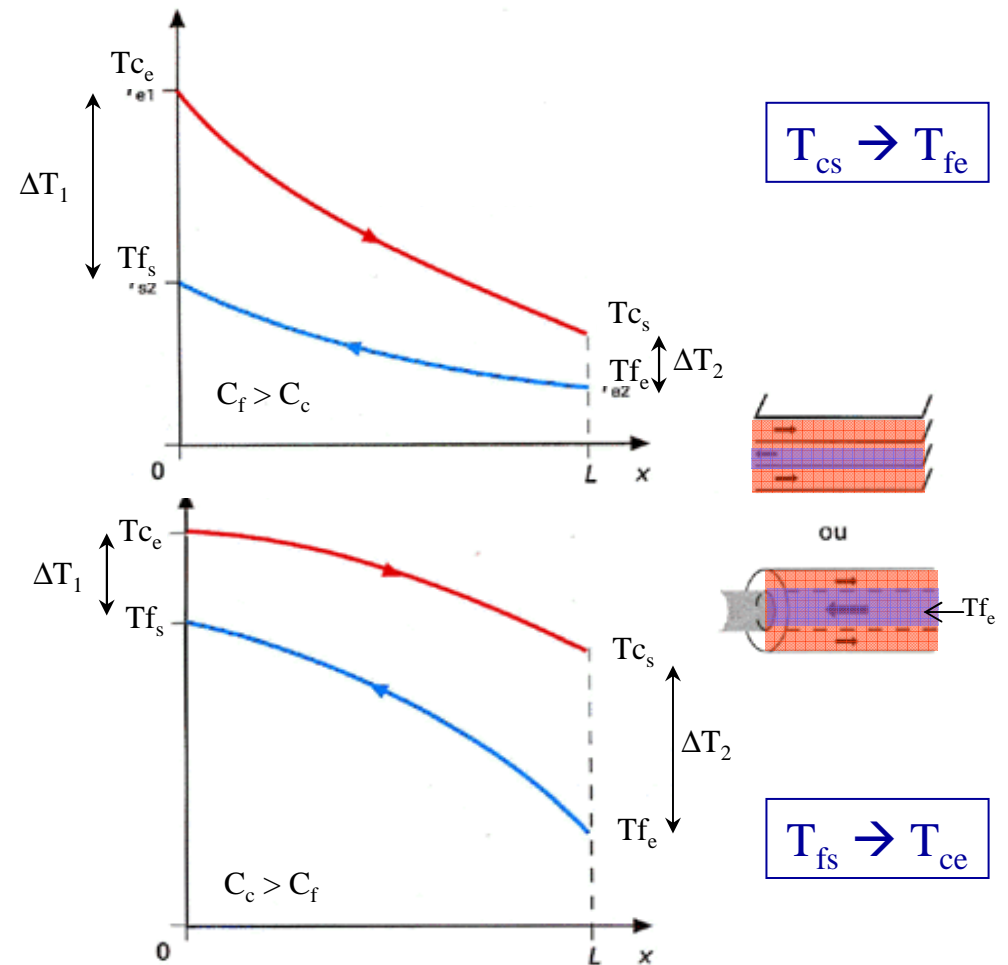
$$\varepsilon = \frac{\Phi_{\text{reel}}}{\Phi_{\text{max}}}$$

Φ_{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



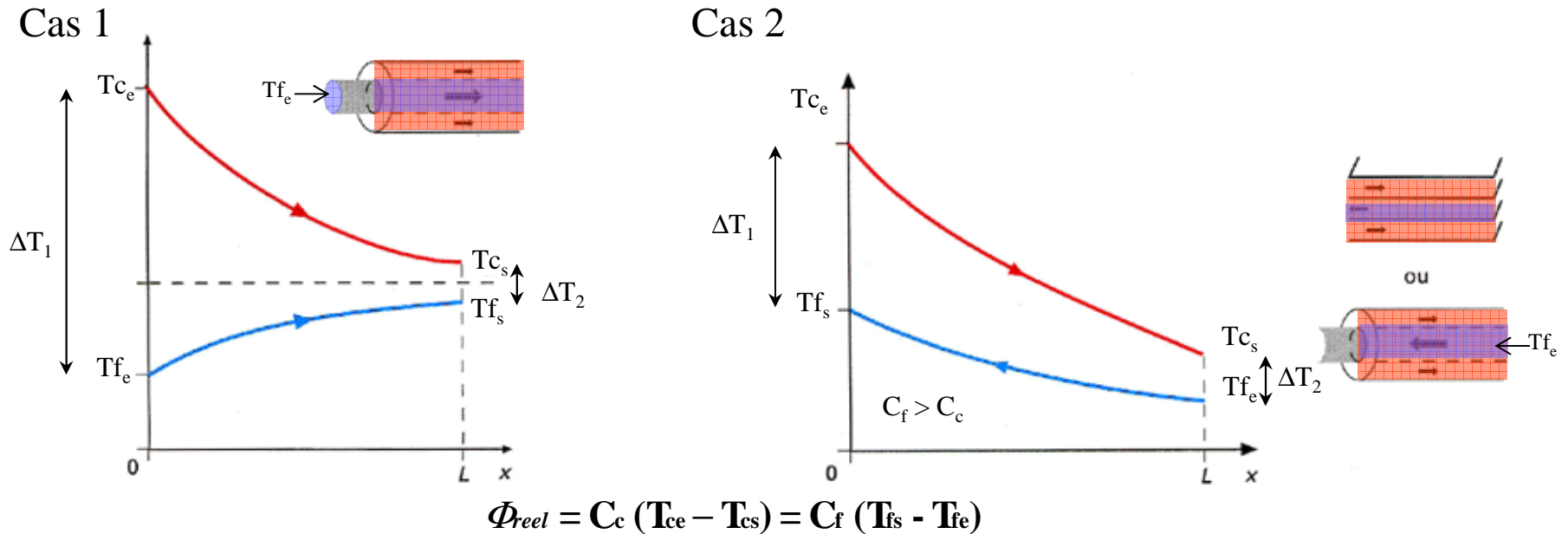
Distribution des températures
dans un échangeur à courants parallèles
co-courant



Distribution des températures
dans un échangeur à contre-courant

III.1 Définition

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



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, ε 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

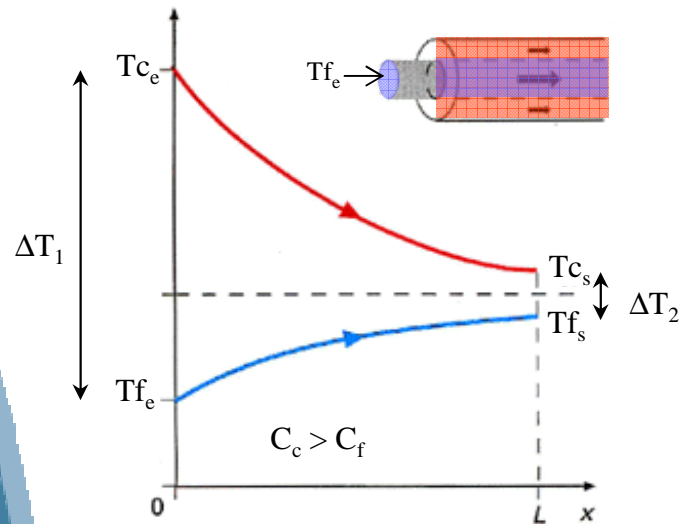
$$\Phi_{reel} = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad \Phi_{max} = C_f (T_{ce} - T_{fe})$$

→ 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) $C_f > C_c$



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

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

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

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

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

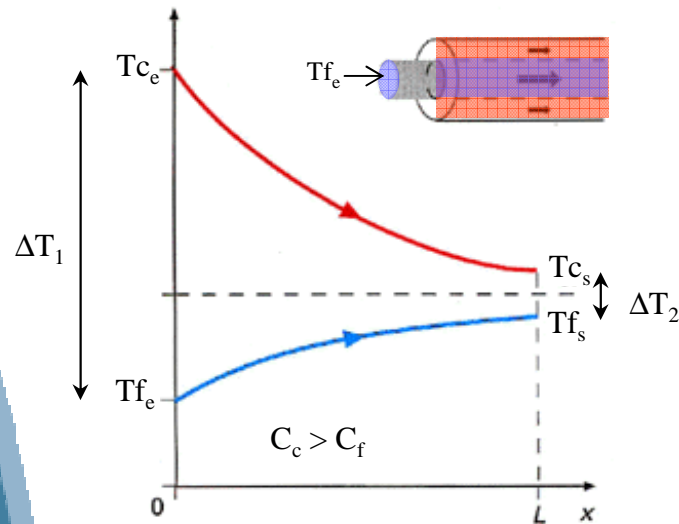
$$\rightarrow \text{Log} \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = k \frac{(T_{cs} - T_{ce}) + (T_{fe} - T_{fs})}{C_c (T_{ce} - T_{cs})} S$$

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

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

III.2 Calcul de l'efficacité

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



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

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

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

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

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

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

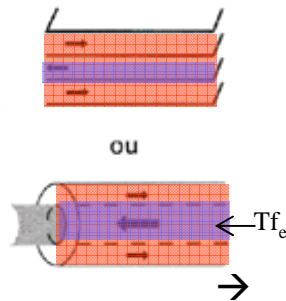
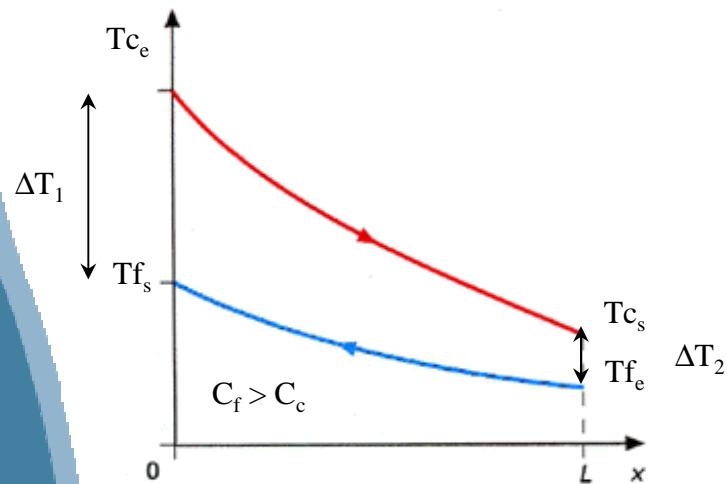
$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left(- \left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) kS \right)}{\left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right)}$$

(22)

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

III.2 Calcul de l'efficacité

Échangeur à contre-courants $C_f > C_c$



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

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

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

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

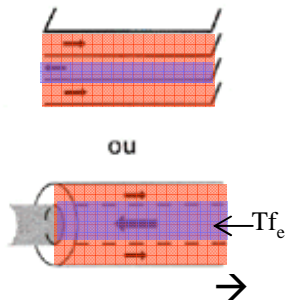
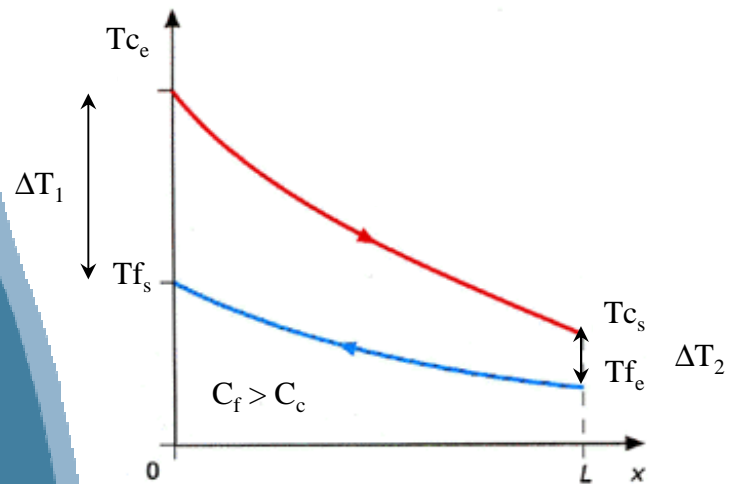
$$\rightarrow \Phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe})$$

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

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

III.2 Calcul de l'efficacité

Échangeur à contre-courants $C_f > C_c$



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

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

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

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

$$S \rightarrow \infty$$

$$\boxed{\varepsilon = 1}$$

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 ΔT_1 et ΔT_2 en fonction de ΔT_{\max} et ε . 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 ΔT_{\max} et ε

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

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

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

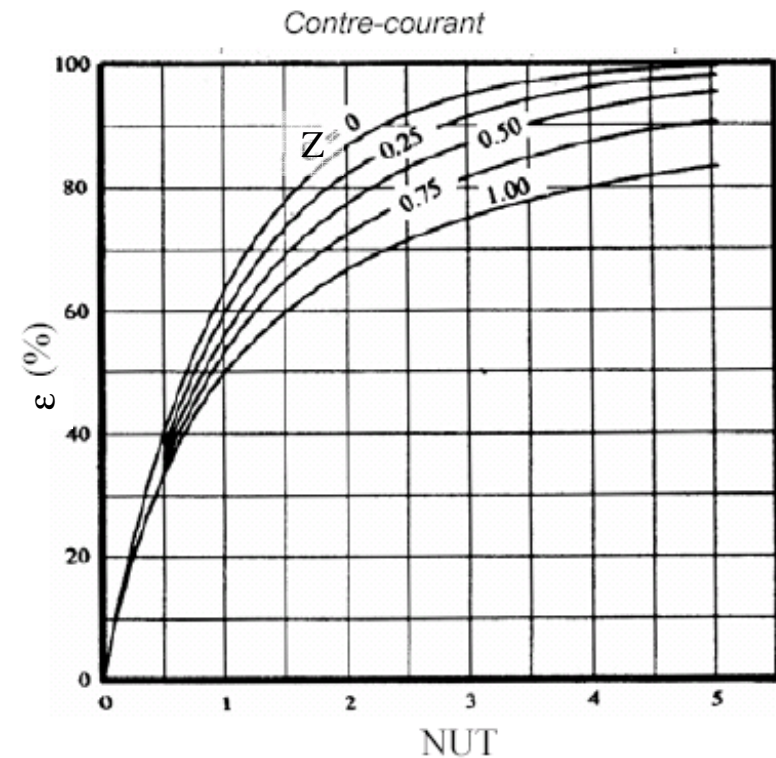
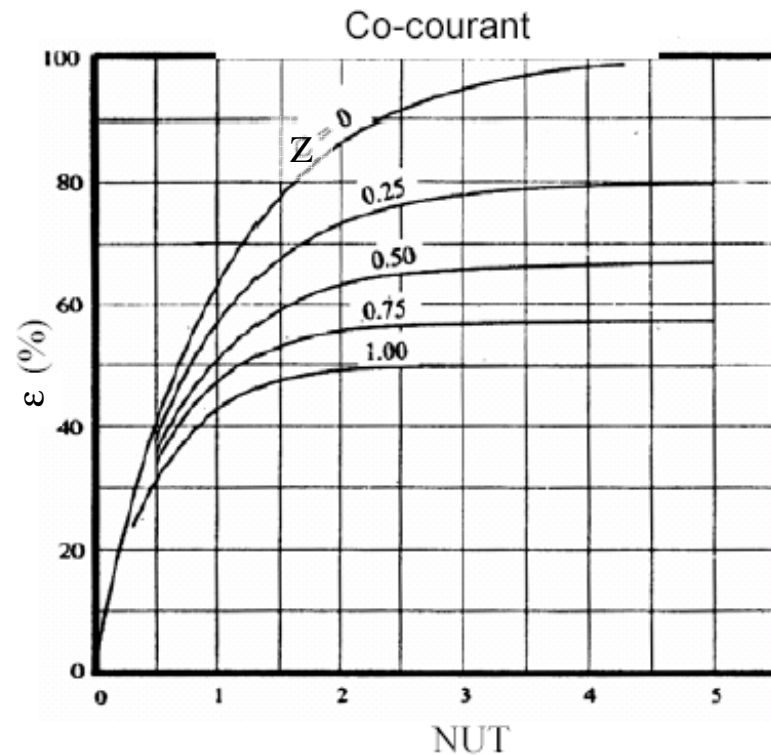
⊗ Cas particuliers :

✓ 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)

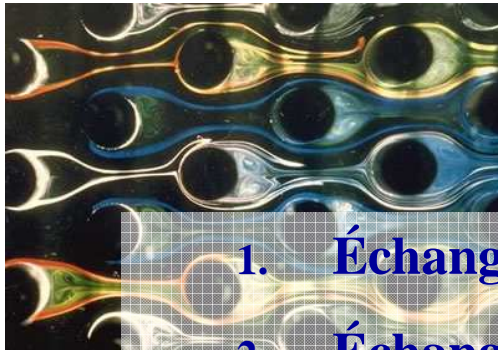
Relation entre NUT et efficacité - Généralité



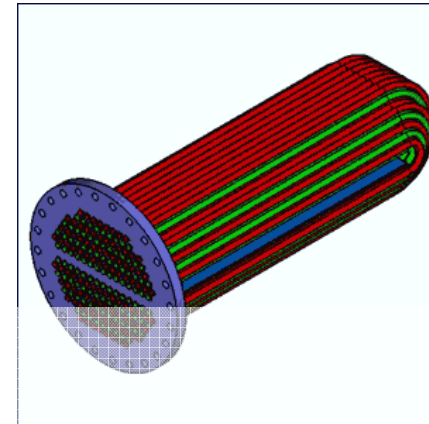
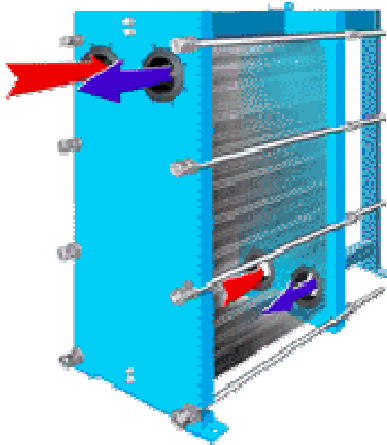
$$\varepsilon = \varepsilon(\text{NUT}, C_{\min}/C_{\max}, \text{configuration de l'écoulement})$$

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

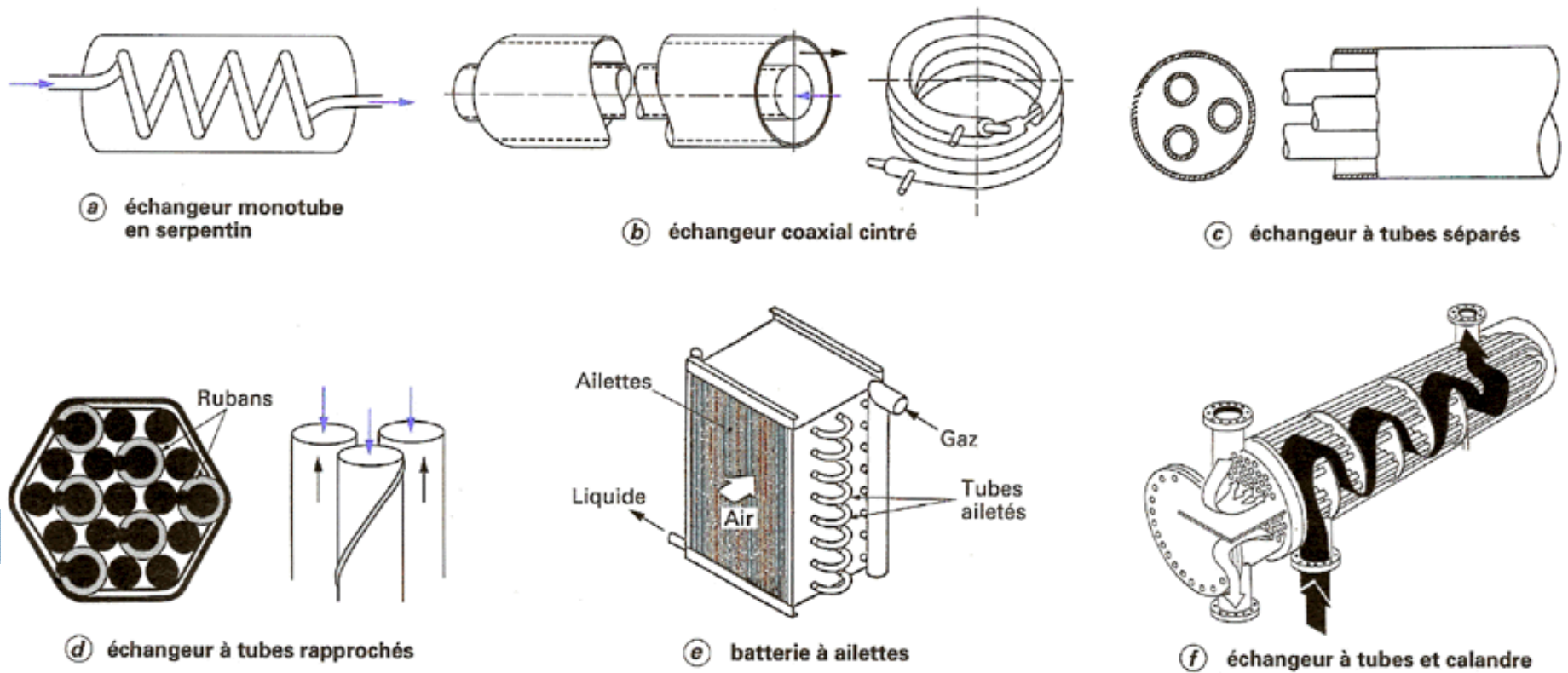
IV. Les échangeurs à faisceaux complexes



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

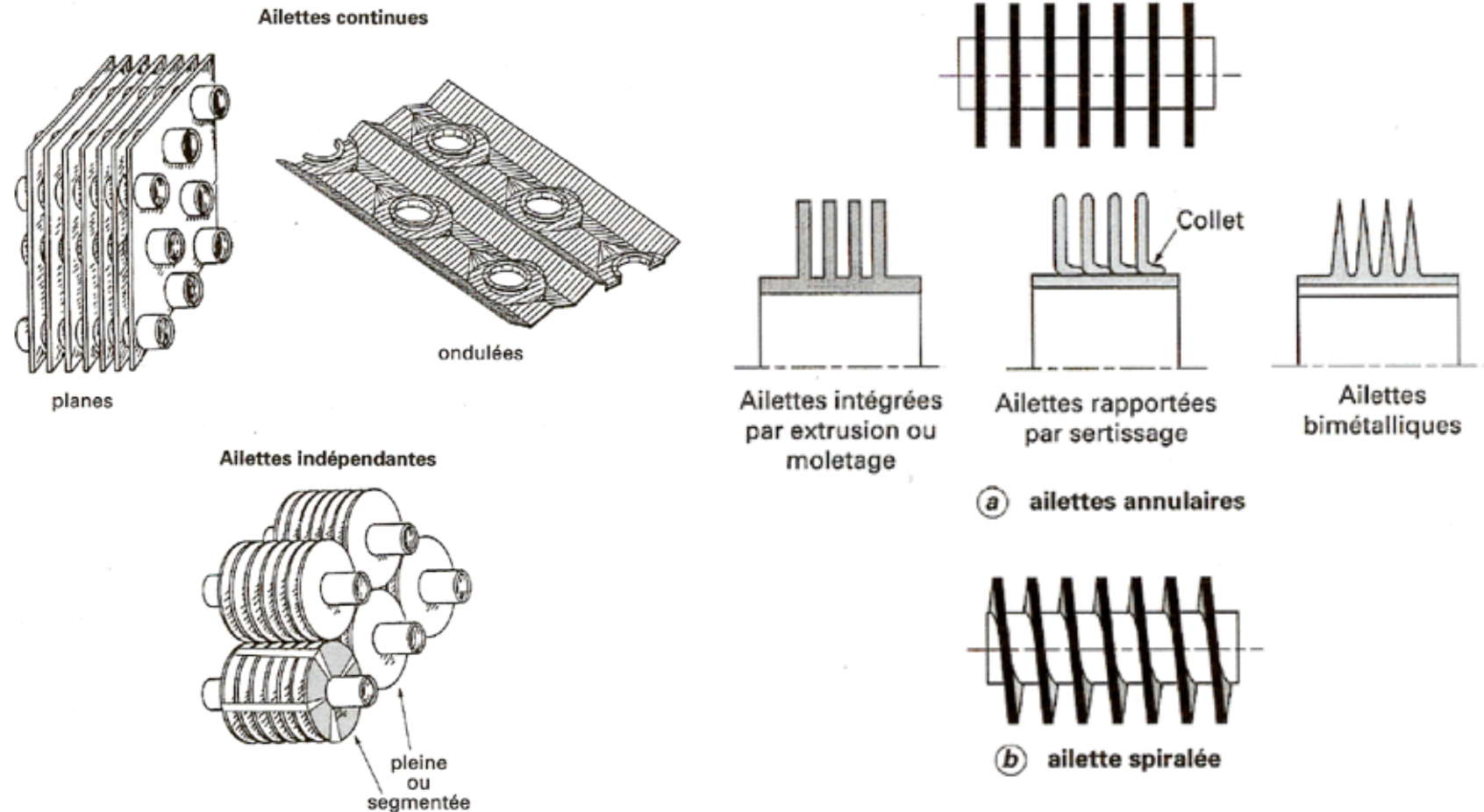


IV. 1 Échangeurs tubulaires



IV. 1 Échangeurs tubulaires

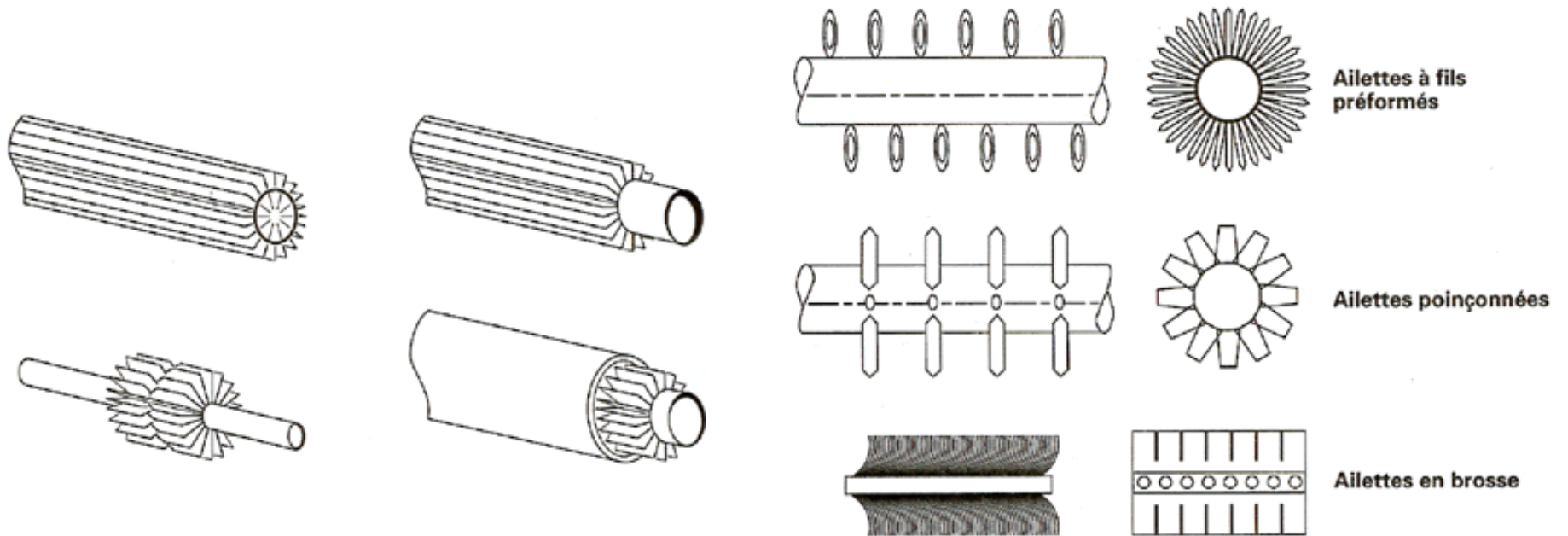
Échangeurs à tubes ailetés



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

IV. 1 Échangeurs tubulaires

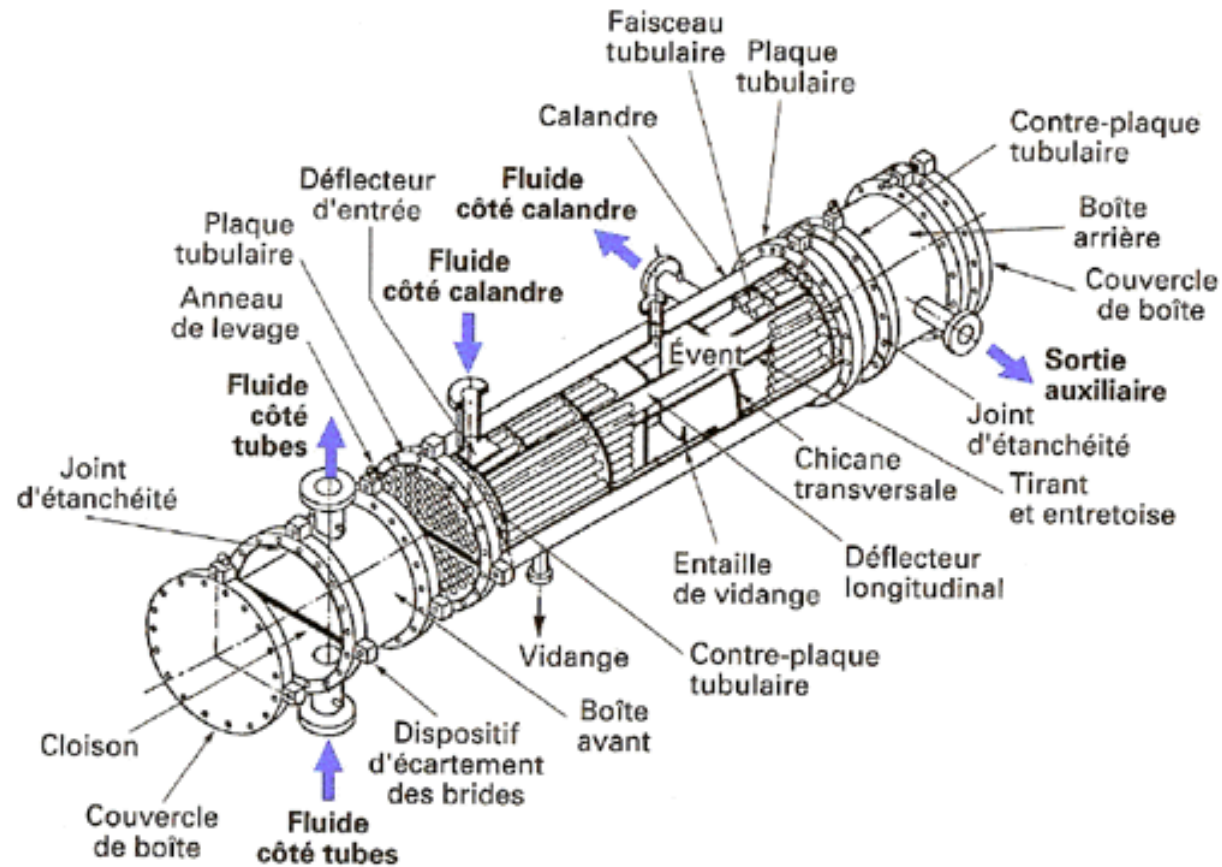
Échangeurs à tubes ailetés



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

IV. 1 Échangeurs tubulaires

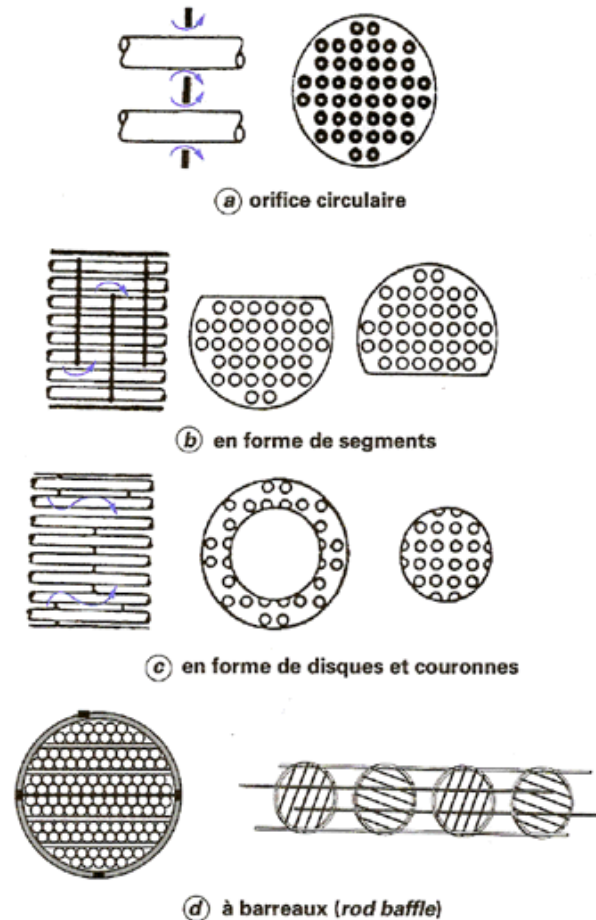
Échangeurs à tubes et calandre



→ l'échangeur actuellement le plus répandu

IV. 1 Échangeurs tubulaires

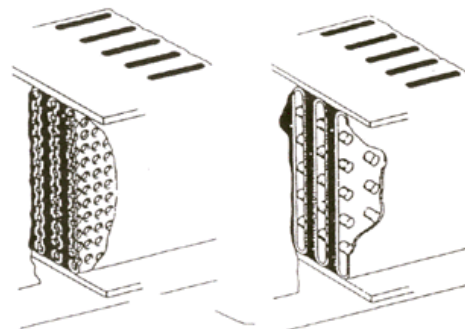
Échangeurs à tubes et calandre



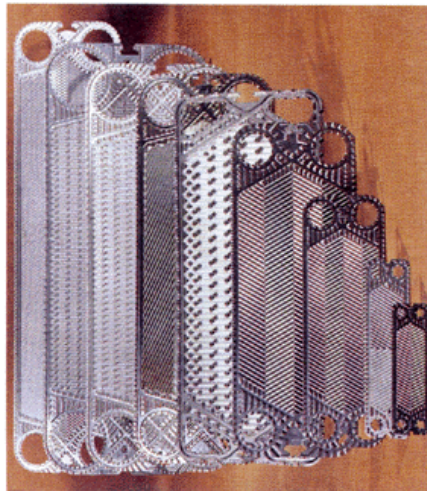
→ l'échangeur actuellement le plus répandu

IV.1 Généralités

Échangeurs à plaques

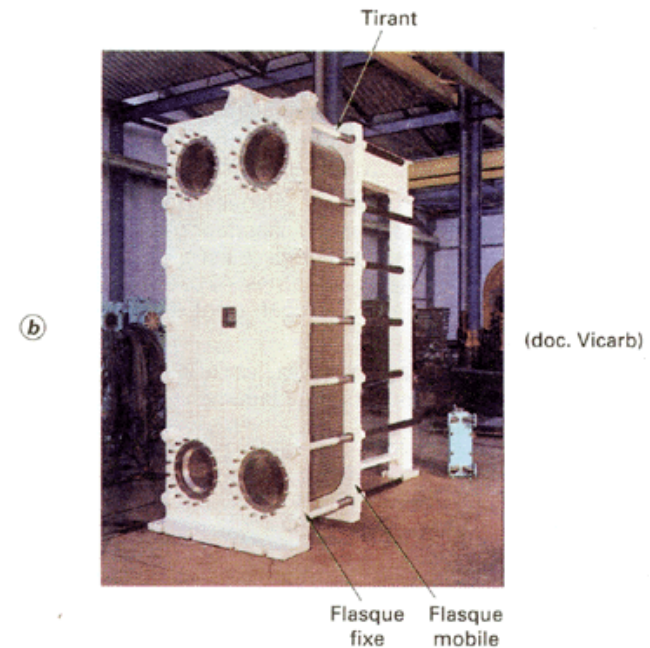
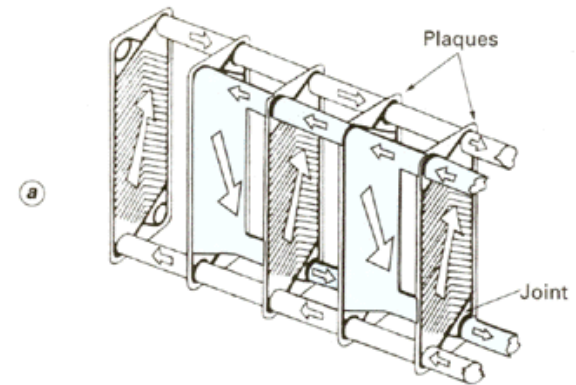


Picots obtenus par emboutissage
Picots implantés par sertissage
Plaques picotées (doc. Barriquand)



Panel de plaques
(doc. Vicarb)

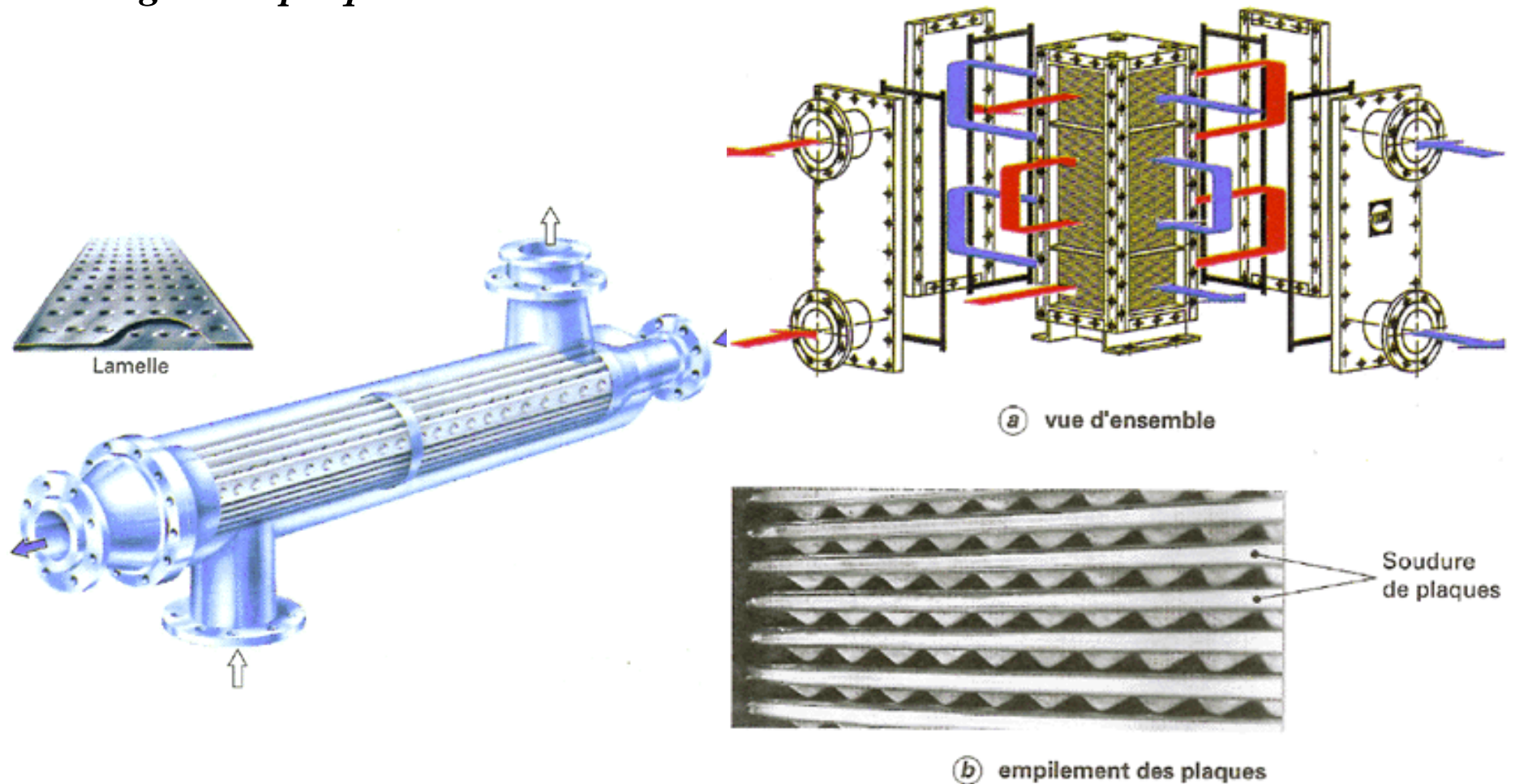
Échangeurs à surface primaire



Échangeurs à plaques et joints

IV.1 Généralités

Échangeurs à plaques

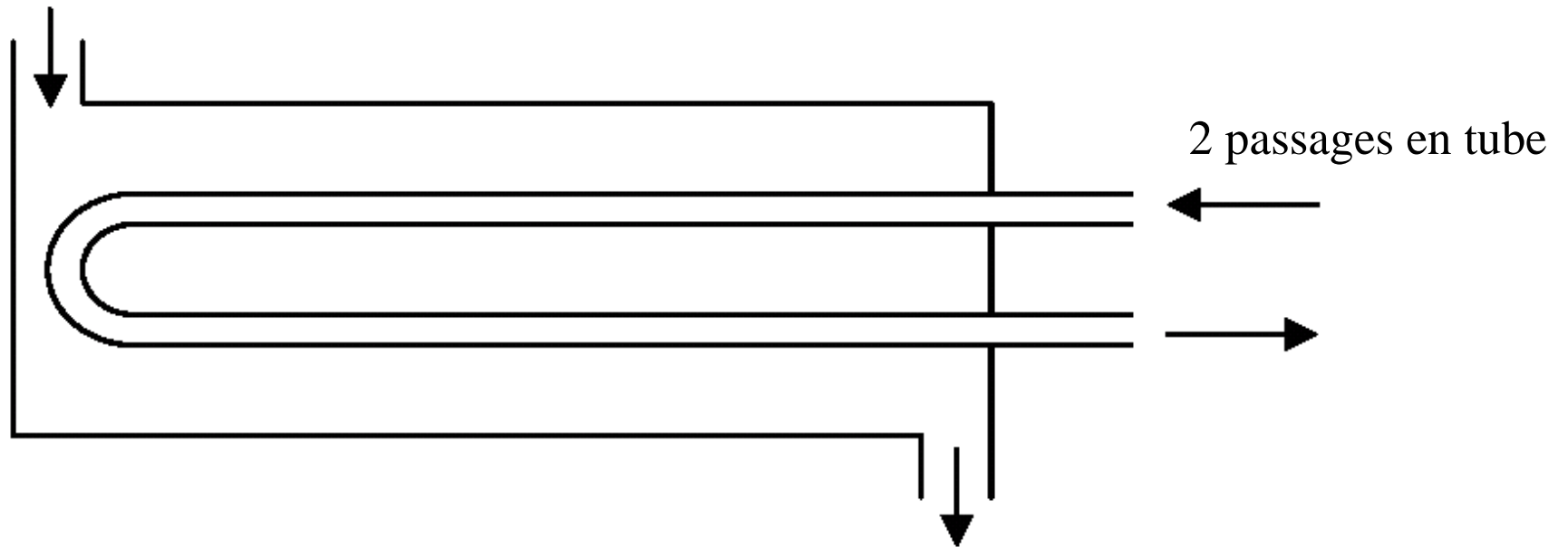


Échangeurs à plaques soudées ou brasées

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

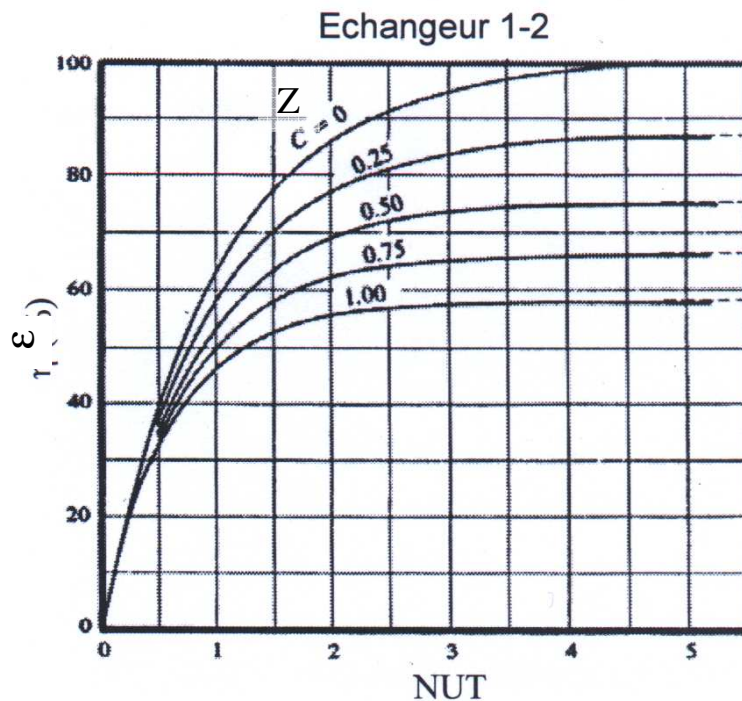
IV. 1 Échangeurs tubulaires

Échangeurs tubulaires 1-2

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

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

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

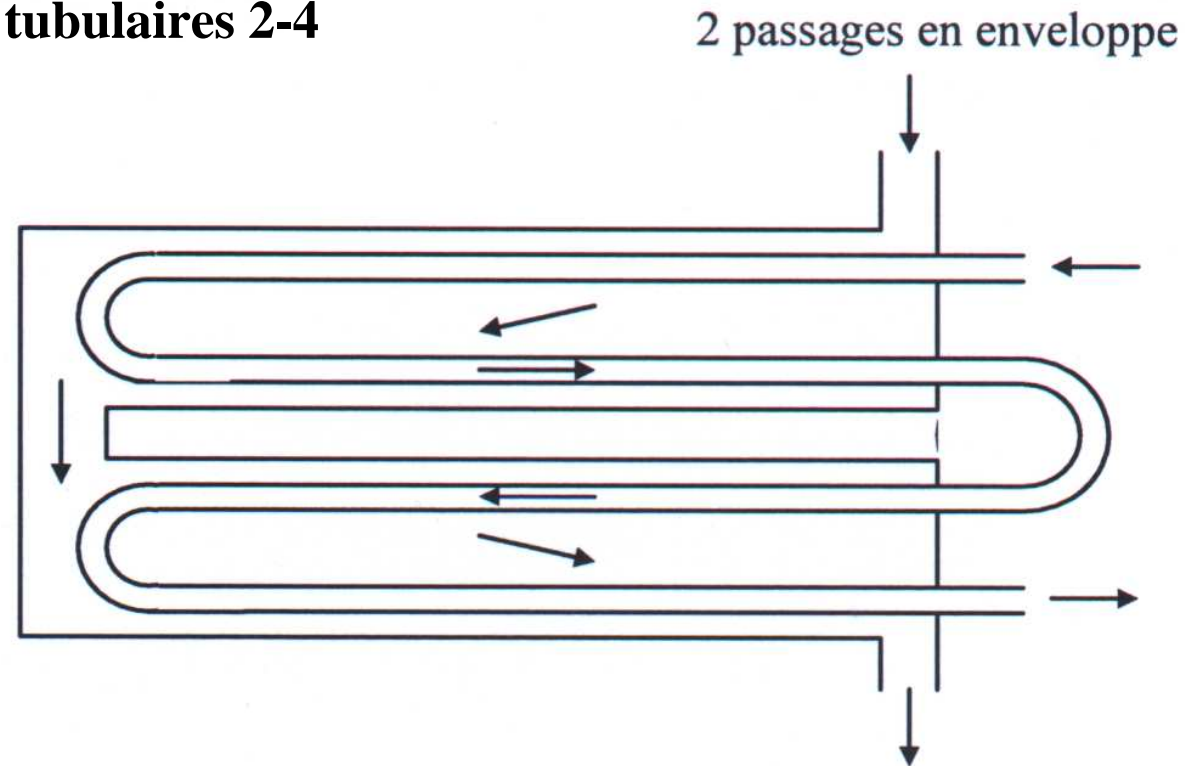


$$NUT_{\max} = \frac{kS}{C_{\min}}$$

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

IV. 1 Échangeurs tubulaires

Échangeurs tubulaires 2-4

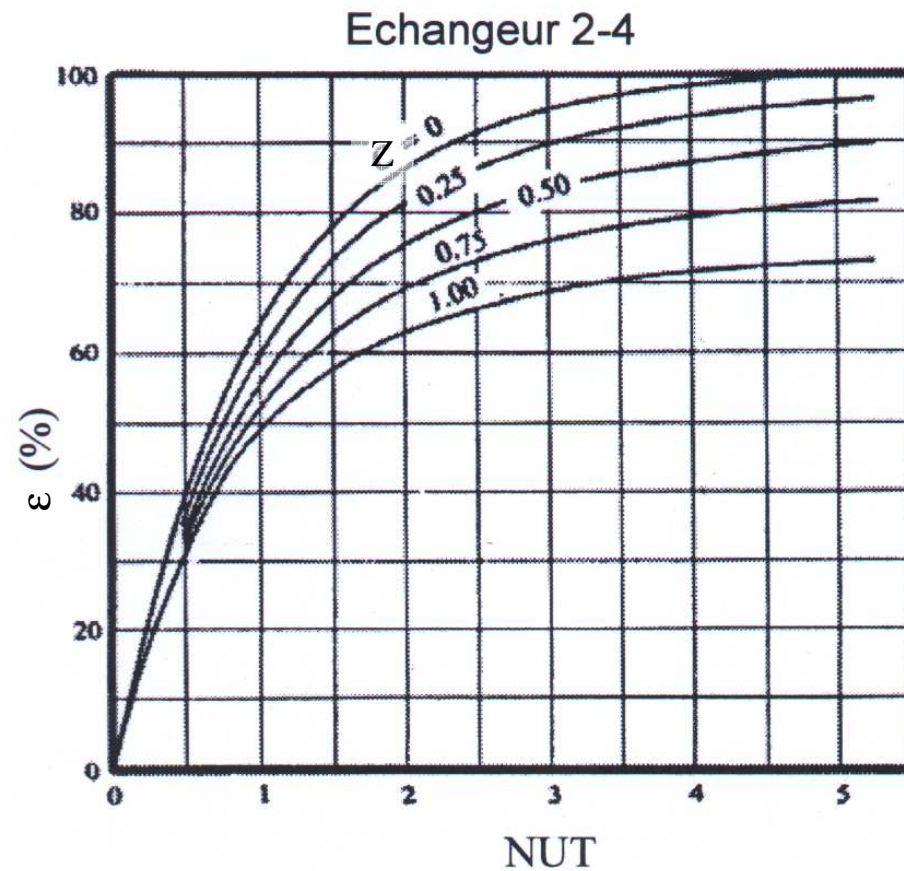


- 2 (ou plus) passages en calandre
- l'échangeur 2-4 comporte une chicane longitudinale = 2 passages
- Le fluide dans le tube effectue 4 passages

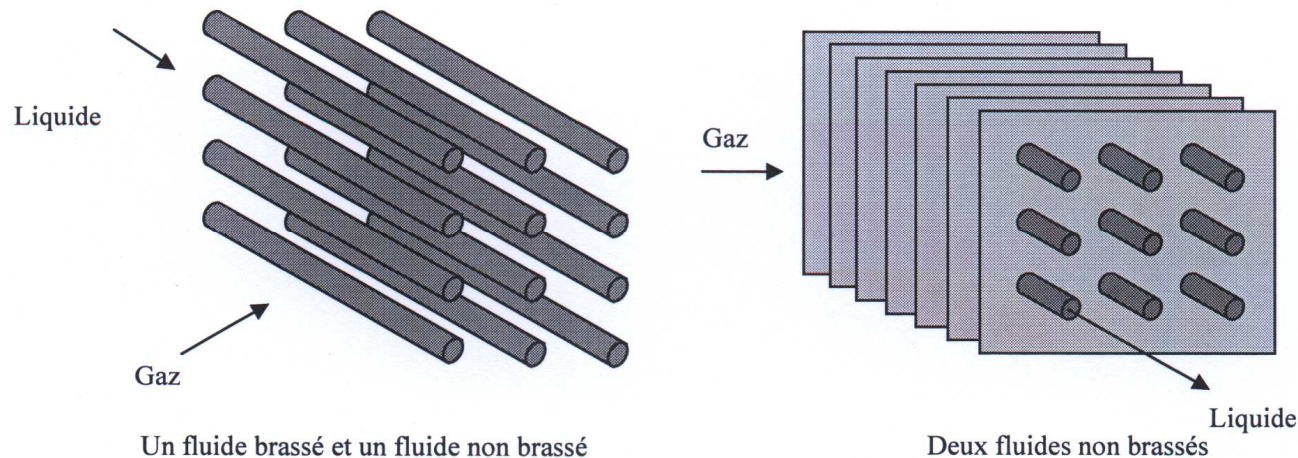
IV.3 Échangeurs 2-4

↪ si efficacité de l'échangeur 1-2 < 75%

↪ se rapprocher de l'échangeur à contre courant



IV.4 Échangeurs à courants croisés

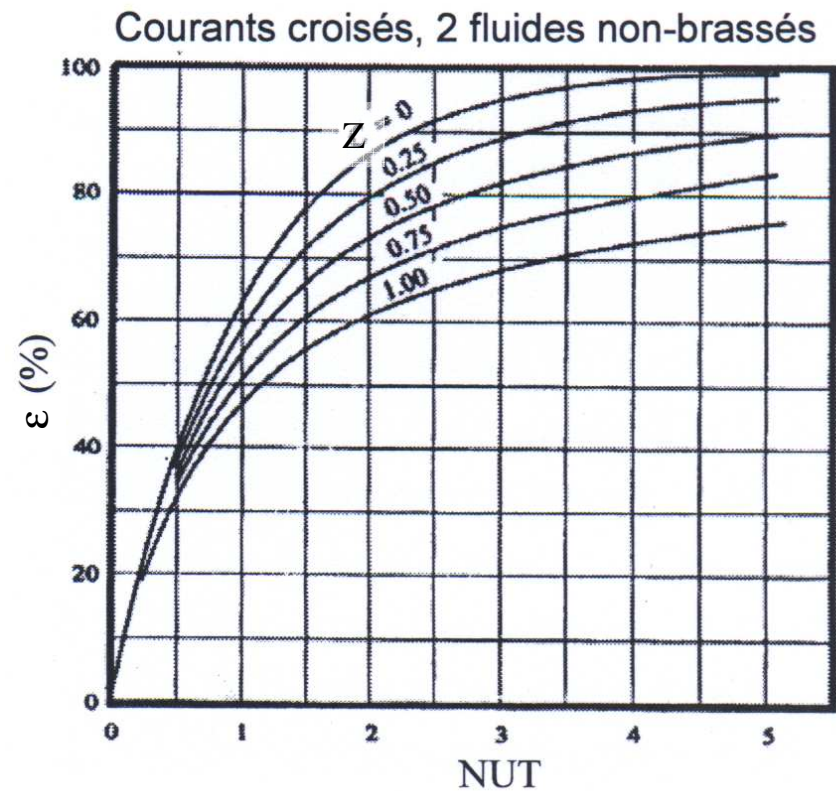


- 2 fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre
 - non brassé : fluide circule dans des canaux parallèles distincts et de faible section
 - brassé : fluide ne circule pas dans des canaux parallèles distincts et de faible section
- Brassage : homogénéiser les températures dans la section droite 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

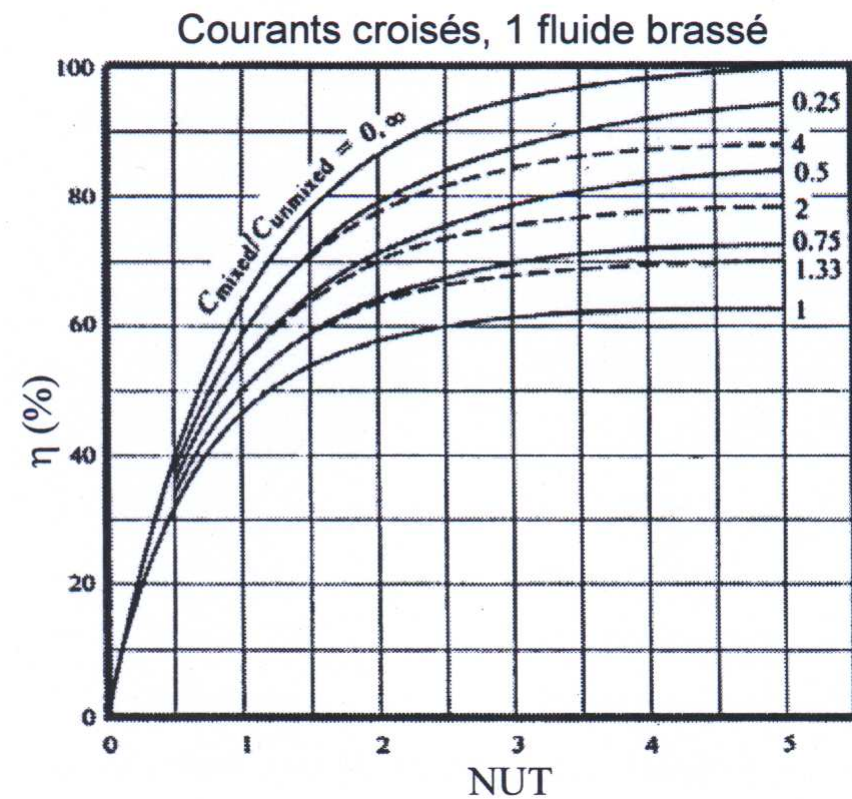
$$\varepsilon = \frac{1}{Z} \left\{ 1 - \exp\left[-Z(1 - e^{-NUT_{\max}})\right] \right\}$$
$$NUT_{\max} = -\log\left(1 + \frac{1}{Z} \log(1 - \varepsilon Z)\right)$$

IV.4 Échangeurs à courants croisés

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

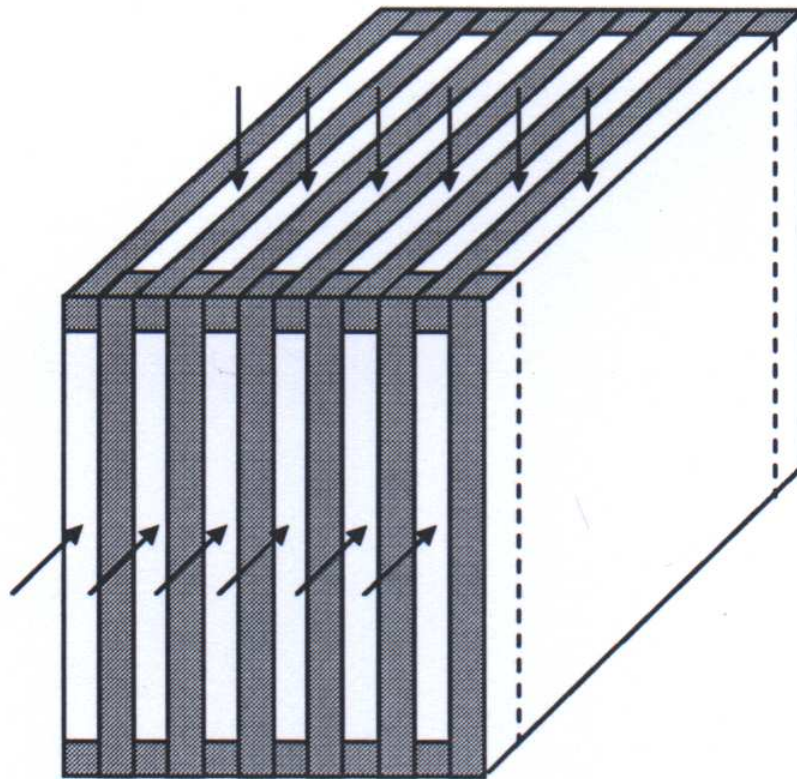
$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\left(\frac{1}{Z}\right)[1 - \exp(-ZNUT_{\max})]\right\}$$

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



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

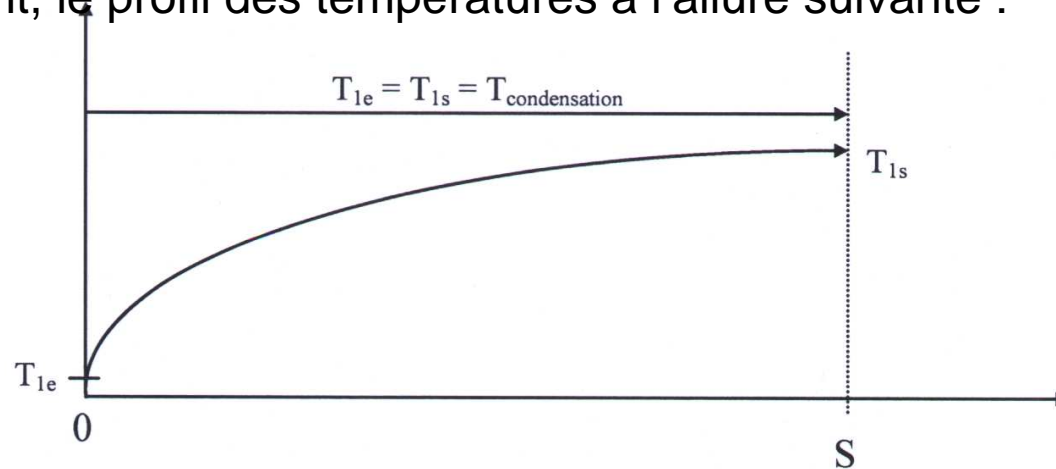
Ces deux échangeurs se caractérisent par un écoulement diphasique du fluide frigorigène.

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.

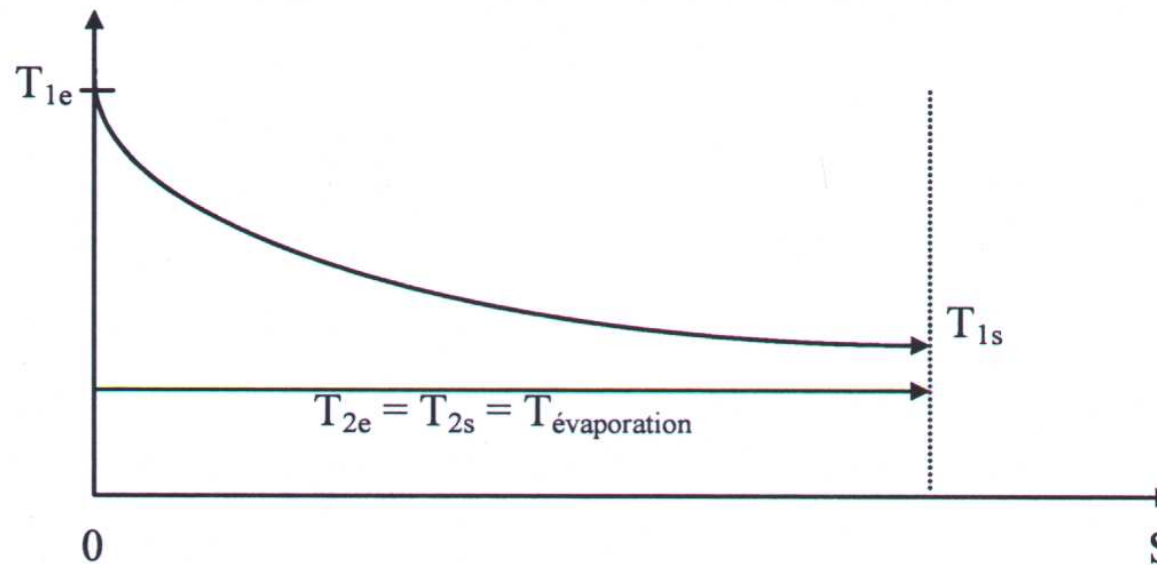
On peut dès lors considérer que la température du fluide frigorigène est constante et égale à la température de condensation. Si l'on admet que le coefficient global de transfert h est constant, le profil des températures a l'allure suivante :



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 :

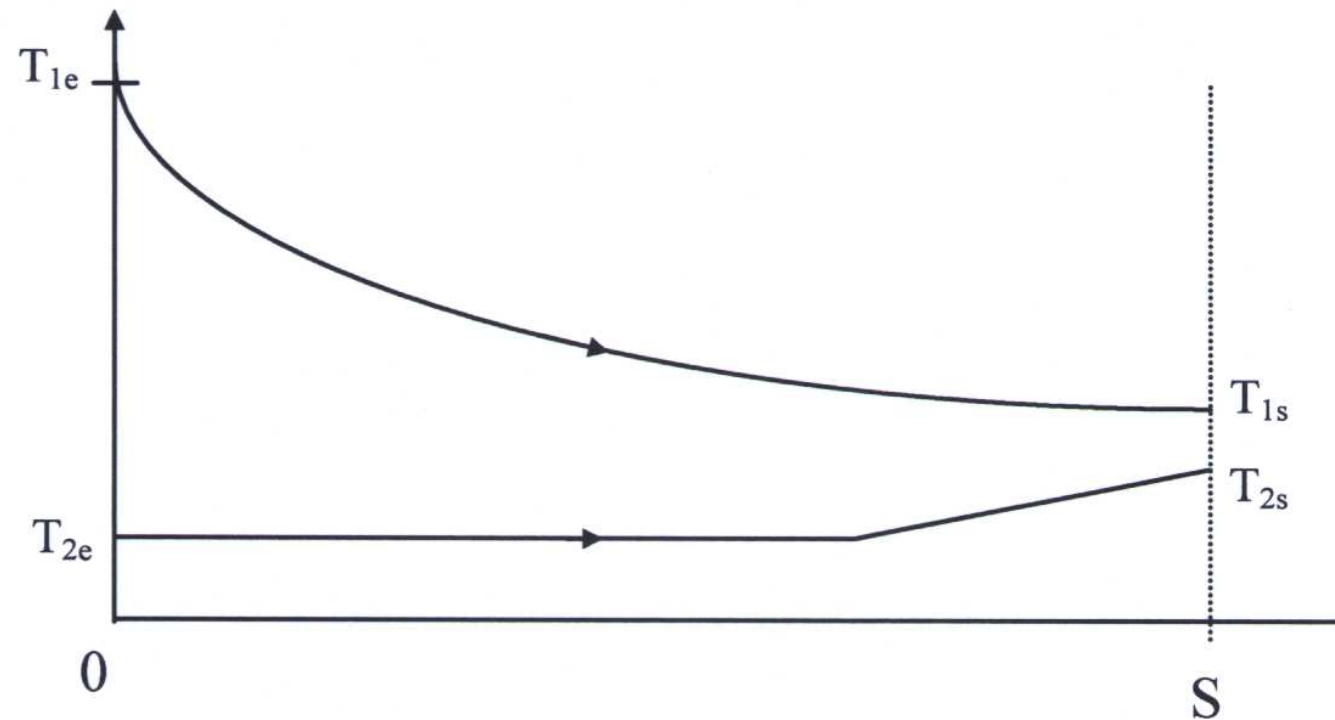
- Pour éviter tout risque que du fluide liquide pénètre dans le compresseur, les vapeurs sont légèrement surchauffées ce qui entraîne une variation de la température du fluide frigorigène dans la partie terminale de l'échangeur.

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