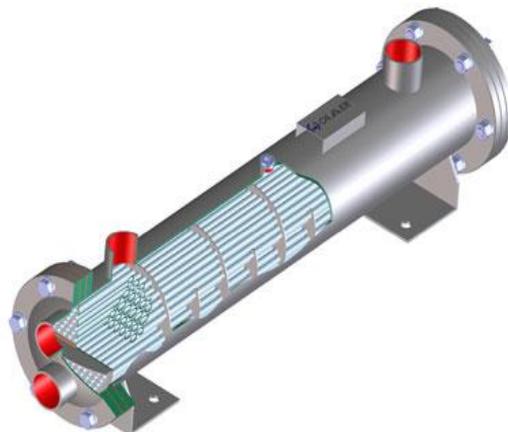
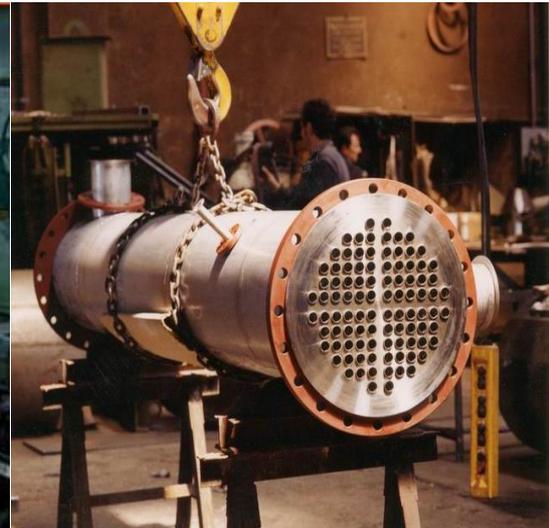


Support de cours

Echangeurs de Chaleur

3^{ème} Année Licence Energétique

Auteur : Dr BELHAMIANI Mohamed
Maitre de conférence « B »



Année universitaire : 2016-2017

PREFACE

Le cours « **Echangeurs de chaleur** » est principalement destiné aux étudiants de la troisième année de *l'Institut de Technologie*, Filière : *Génie Mécanique*, spécialité : **Energétique**.

Il sert comme support de cours permettant à l'étudiant de saisir les principes de base des échangeurs de chaleur. La notion essentielle développée dans la première partie est la présentation des critères de classement des échangeurs de chaleur. L'étudiant est ensuite sensibilisé à la connaissance des différents types des échangeurs thermique. Après avoir approfondi la notion de calcul des bilans thermique appliqué aux échangeurs, l'apprenant sera initié à différentes méthodes de calculs de la puissance thermique à savoir la « LMDT : différence de température moyenne logarithmique » et la « NUT : Nombre d'unité de transfert ». Enfin, pour enrichir les connaissances des étudiants, une série d'exercices est proposée traitants les différents cas étudiés.

Table des matières

Introductions.....	3
1. Critères de classement des échangeurs	3
a) <i>Classement technologique</i>	3
b) <i>Classement suivant le mode de transfert de chaleur</i>	3
c) <i>Classification suivant le mode de circulation</i>	3
c.1. Circulation à co-courant (ou à courants parallèles) et circulation à contre-courant	4
c.2. <i>Circulation utilisant simultanément le co-courant et le contre-courant</i>	5
c.3. <i>Circulation à courants croisés</i>	7
2. Différents types d'échangeurs de chaleur.....	8
3. Échange de chaleur avec changement de phase.....	13
4. Méthodes de calculs des échangeurs	16
c) <i>Méthode de LMDT</i>	20
d) <i>Efficacité d'un échangeur</i>	22
e) <i>Méthode du nombre d'unités de transfert (NUT)</i>	23
f) <i>Relation entre NUT et efficacité</i>	23

Introductions

Les procédés des industries pétrolières, pétrochimiques ou chimiques demandent souvent - que les fluides traités soient réchauffés ou refroidis avec ou sans changement de phase au cours des diverses opérations auxquelles on les soumet. La chaleur mise en œuvre représente une importante dépense d'énergie dont il est nécessaire de récupérer la plus grande quantité possible en permettant, par exemple, à un fluide chaud de transmettre sa chaleur à un fluide froid.

Les appareillages utilisés en dehors des fours et chaudières sont appelés “**échangeurs de chaleur**”. Bien qu'il n'y ait pas de véritable normalisation concernant le vocabulaire à adopter, la terminologie utilisée renseigne généralement sur la fonction de l'appareil. Sans prétendre à supprimer toute ambiguïté ni à fournir la liste exhaustive des différents termes utilisés tant en langue française qu'en langue anglaise, une classification par fonction peut être établie.

Échangeur (*exchanger*) : en dehors de son sens général tel qu'utilisé plus haut, ce terme désigne l'appareil qui réchauffe un fluide de procédé et en refroidit un autre le plus souvent sans changement de phase de l'un et l'autre de ces deux fluides.

1. Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux.

a) Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire ;
- autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

b) Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.); il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient.

c) Classification suivant le mode de circulation

L'organisation de la circulation des fluides de chaque côté de la paroi constituant la surface d'échange correspond à différents modes de base ou à des combinaisons entre ces modes ; seules

les solutions technologiques les plus utilisées sont présentées dans ce qui suit.

- Circulation à co-courant (ou à courants parallèles) et circulation à contre-courant
- Circulation utilisant simultanément le co-courant et le contre-courant
- Circulation à courants croisés

c.1. Circulation à co-courant (ou à courants parallèles) et circulation à contre-courant

Les deux fluides circulent soit dans le même sens, soit en sens contraire de chaque côté de la paroi.

La réalisation technologique peut se faire soit par :

- i. des appareils *tubulaires* dits double-tube (Fig.01) : constitués de 2 tubes concentriques ; un fluide s'écoule dans le tube intérieur, l'autre dans la section annulaire.

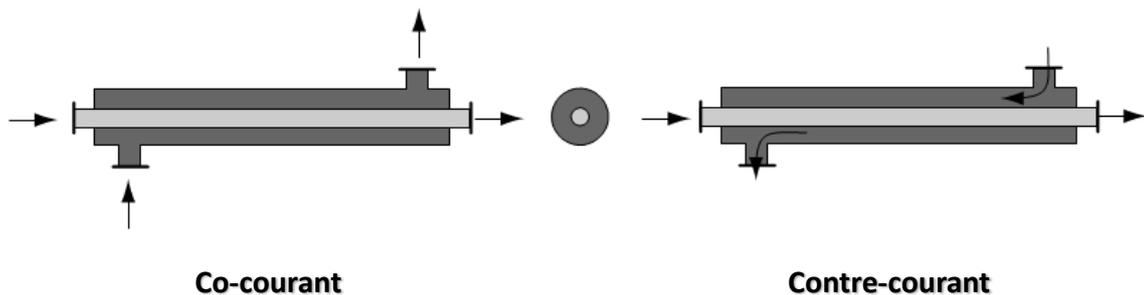


Fig.01 : *Echangeur Bitube*

- ii. des appareils à *faisceau et calandre* : un fluide passe à l'intérieur des tubes parallèles constituant un faisceau logé dans une calandre cylindrique, l'autre passe à l'extérieur des tubes, il existe :

Des appareils 1-1 (1 passe côté calandre, 1 passe côté tubes) : la calandre est de type E selon la norme *Tubular Exchanger Manufacturers Association* (TEMA)

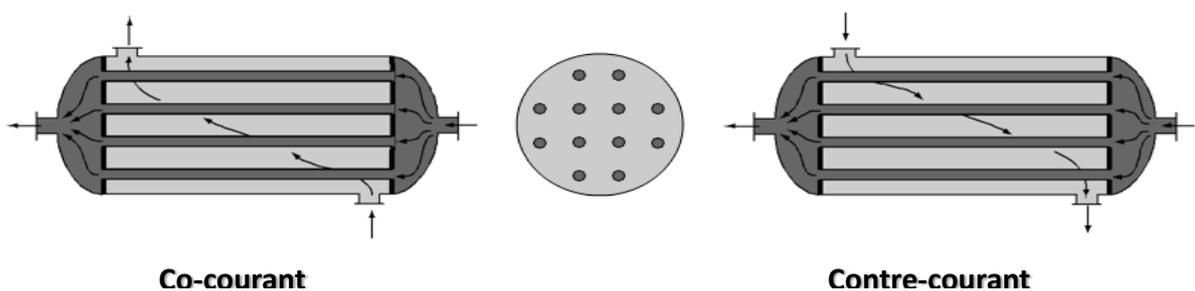


Fig.02 : *Echangeur à tube et calandre type 1-1*

Des appareils 2-2 (2 passes côté calandre, 2 passes côté tubes) : la calandre est de type F selon la norme TEMA

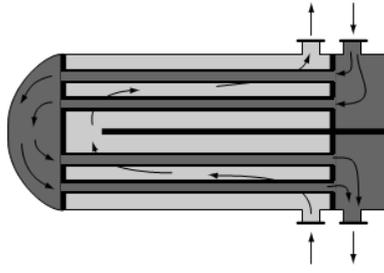


Fig.03 : *Echangeur à tube et calandre type 2-2*

La mise en place d'une cloison longitudinale séparant la calandre en 2 parties et d'une cloison de répartition dans le distributeur du faisceau oblige chacun des fluides à effectuer 2 passes dans l'appareil.

iii. des appareils à **plaques** ou **lamelles** :



Fig.04 : *Echangeur à plaques*

Les plaques peuvent être formées en spirale.

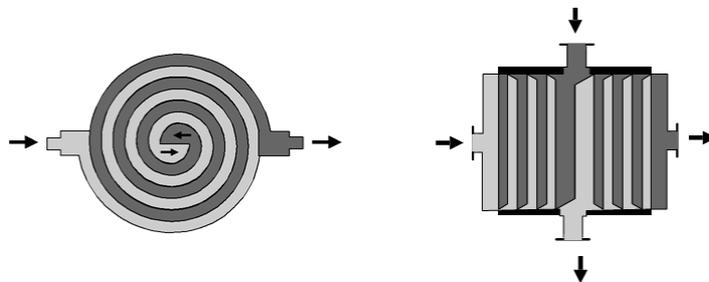


Fig.05 : *Echangeur à plaques en spirale*

c.2.Circulation utilisant simultanément le co-courant et le contre- courant

Ce type de circulation est réalisé dans des appareils tubulaires à faisceau et calandre cylindrique :

i. Appareils à 1 passe côté calandre et 2 ou 4 ou 6, etc ... passes côté tubes (calandre de typeE) :

Le nombre de passes côté tubes est souvent égal à 2, 4 parfois à 6 ; il est très rarement égal à 8 pour des raisons de pertes de charges prohibitives.

Appareils 1-2 (1 passe côté calandre, 2 passes côté tubes)

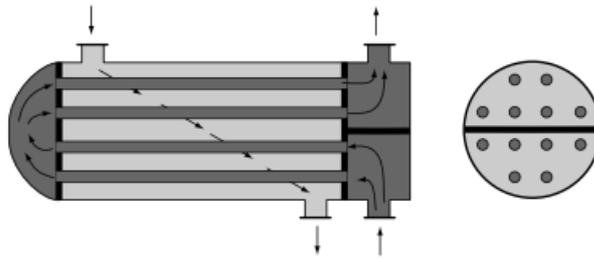


Fig.06 : Echangeur à tube et calandre type 1-2

Le fluide côté tubes échange de la chaleur simultanément sur 2 passes, l'une à contre-courant avec le fluide côté calandre, l'autre à co-courant.

Appareil 1-4 (1 passe côté calandre, 4 passes côté tubes)

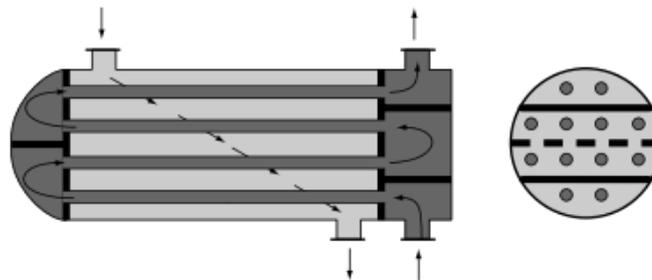


Fig.07 : Echangeur à tube et calandre type 1-4

ii. Appareils à 2 passes côté calandre (calandre de type F) :

Le nombre de passes côté tubes associé peut être égal à 4 ou 8, ...

Par exemple, l'appareil 2-4 associe 2 passes côté tubes à chacune des 2 passes côté calandre. Chacune des 2 parties de cet appareil 2-4 fonctionne comme un appareil 1-2, les 2 parties étant disposées en série sur les 2 fluides ; la mise en série respecte le **contre-courant d'ensemble** dans le cas du dispositif représenté ci-dessous.

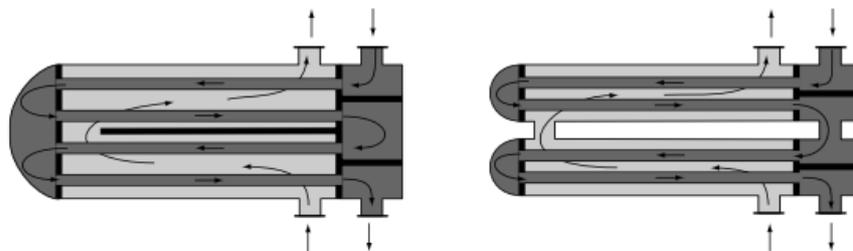


Fig.08 : Echangeur à 2 passes coté calandre (calandre type F)

iii. *Autres appareils*

Les modes de circulation suivants organisant des circuits en dérivation sont utilisés pour limiter **les pertes de charge** côté calandre. Les appareils schématisés ci-dessous fonctionnent avec 2 passes ; ce nombre peut être modifié.

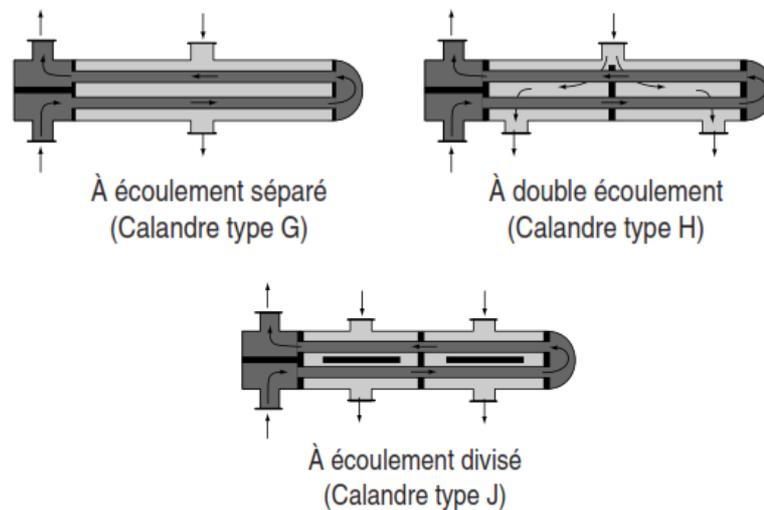


Fig.09 : Echangeur à tube et calandre (calandre type G, H et J)

c.3. Circulation à courants croisés

L'écoulement de 2 fluides se fait dans 2 directions perpendiculaires. La réalisation peut se faire :

i. soit par des appareils tubulaires

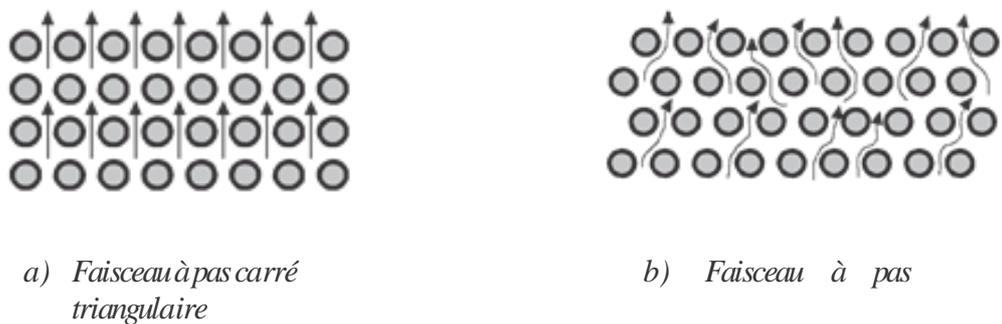


Fig.09 : Echangeur à faisceau tubulaire de type a) et b)

Le faisceau peut être logé dans une calandre cylindrique parallélépipédique type X ou dans un caisson aéro type forcé :

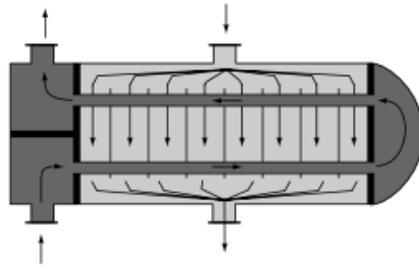


Fig.10 : calandre cylindrique type X

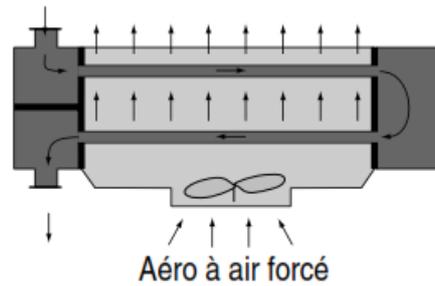


Fig.11 : un caisson aéro type forcé

avec une ou plusieurs passes côté tubes (deux dans les appareils schématisés ci-dessus).

ii. soit par des appareils à plaques éventuellement spiralées

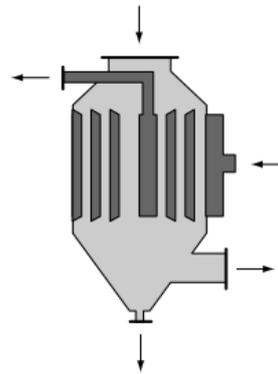
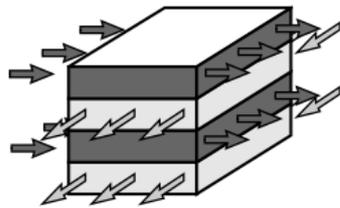


Fig.12 : échangeurs à plaques

2. Différents types d'échangeurs de chaleur

a) Échangeurs tubulaires

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

□ **échangeur monotube**, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent ;

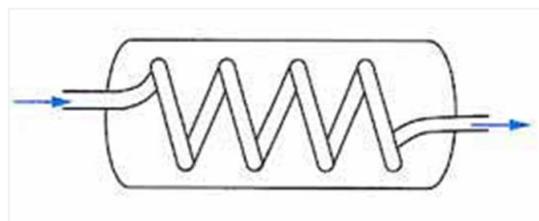


Fig.13 : échangeurs monotube en serpent

□ **échangeur coaxial**, dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur ;

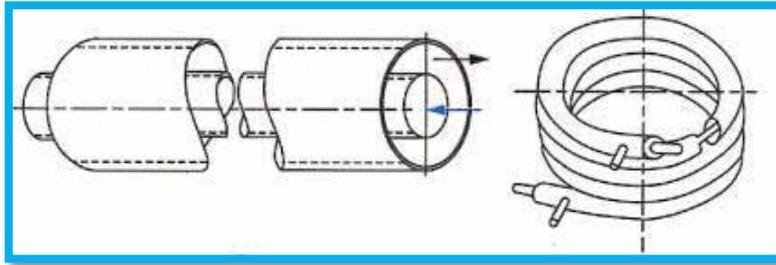


Fig.14 : échangeurs coaxial cintré

□ **échangeur multitubulaire**, existant sous quatre formes :

i. **échangeur à tubes séparés** : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé,

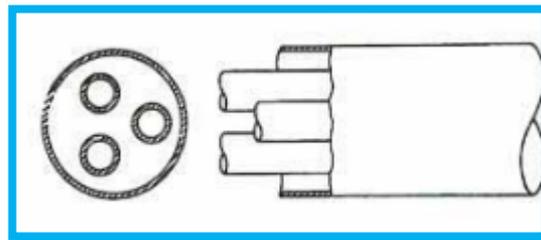


Fig.15 : échangeurs à tube séparés

ii. **échangeur à tubes rapprochés** : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans,

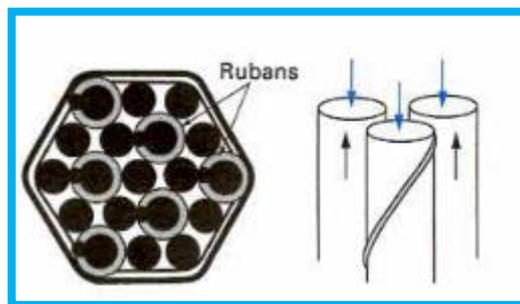


Fig.16 : échangeurs à tube rapprochés

iii. **échangeur à tubes ailetés** : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique ; différents types d'ailettes sont toutefois présentés au suivant,

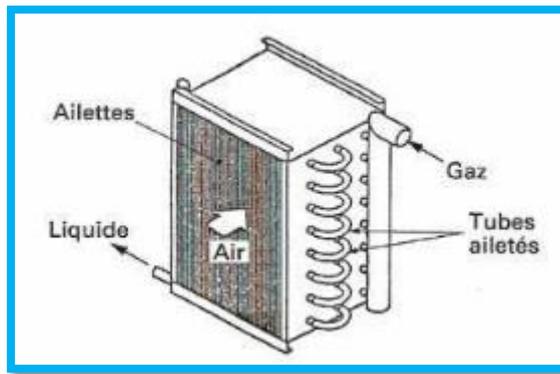


Fig.17 : échangeur à tubes ailetés

Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons

Ailettes transversales : On ne considère que les ailettes extérieures aux tubes ; elles peuvent être continues ou indépendantes.

Les ailettes continues sont traversées par plusieurs tubes de forme généralement rectangulaire, elles sont souvent fabriquées par emboutissage puis fixées par dilatation des tubes. Un collet fixe l'écartement entre les ailettes. Elles peuvent être planes ou ondulées ; l'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique.

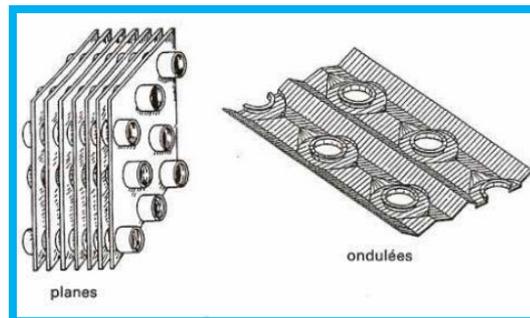


Fig.18 : Ailette continues

Les ailettes indépendantes sont traversées par un seul tube. Elles peuvent être pleines ou segmentées.

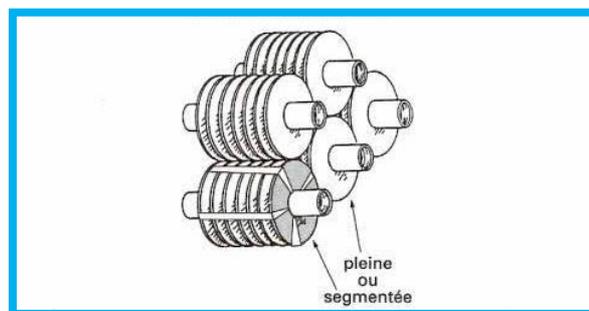


Fig.19 : Ailette indépendantes

Les ailettes indépendantes peuvent être de différentes sortes :

- **aillettes annulaires**, en principe des ailettes pleines ;

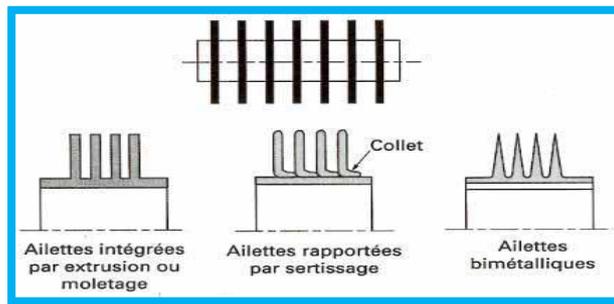


Fig.20 : Ailette annulaires

- **ailette hélicoïdale (spiralée)**, pleine ou segmentée, bien adaptée aux grandes longueurs de tubes. Elle est généralement obtenue par enroulement d'un ruban serti ou soudé sur le tube. Si la hauteur de l'ailette est grande devant le rayon du tube, l'ailette est segmentée.

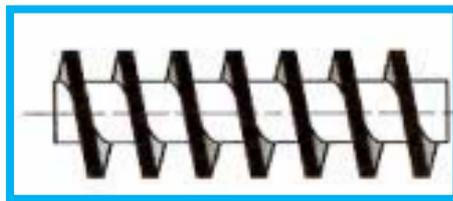


Fig.21 : Ailette spiralée

- **Autres types d'aillettes transversales** On peut observer sur la figure suivante quelques autres types d'aillettes fréquemment utilisés. De nombreux constructeurs utilisent des ailettes qui leur sont spécifiques.

Les assemblages usuels des tubes à ailettes transversales sont soit en quinconce (pas triangulaire), soit en ligne (pas carré).

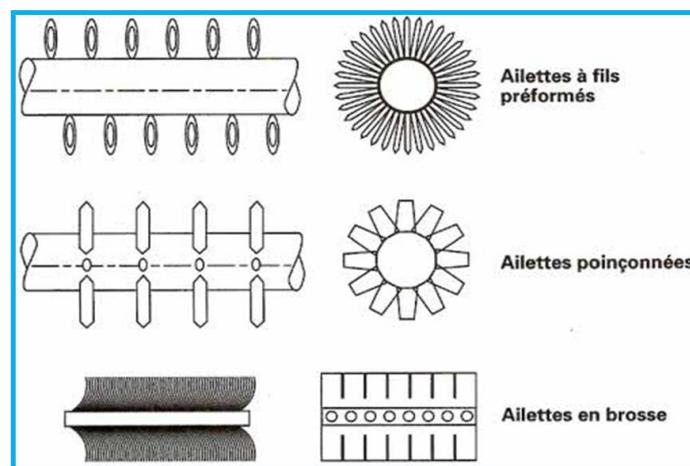


Fig.22 : Ailettes transversales

- iv. *échangeur à tubes et calandre* : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu ; de ce fait, le paragraphe suivant lui est donc consacré.

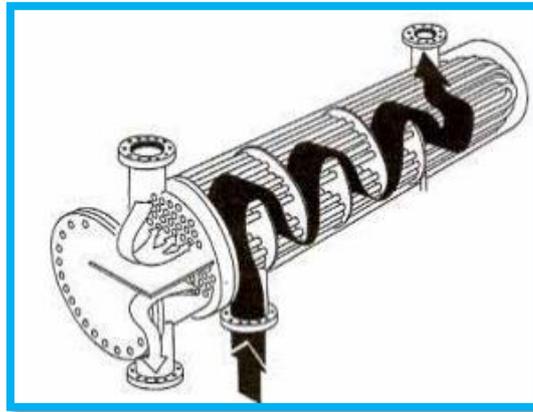


Fig.23 : *Echangeur à tubes et calandre*

Les principales technologies d'échangeurs à tubes et calandre sont représentées sur la figure suivante et pour faire un premier choix, les deux paramètres principaux sont l'encrassement et l'écart de température entre les deux fluides.

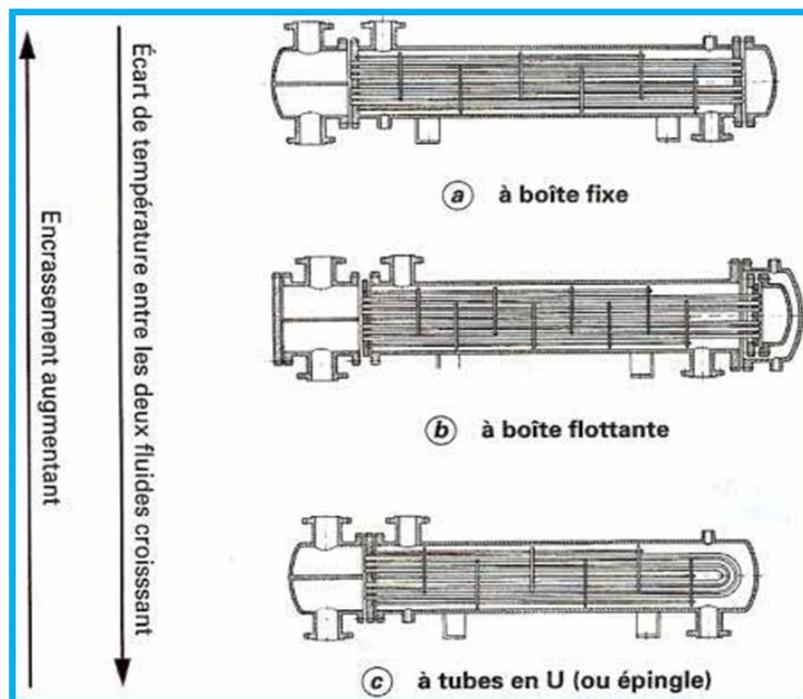


Fig.24 : *Principales technologies d'échangeurs à tubes et calandre*

3. Échange de chaleur avec changement de phase

L'un des deux fluides peut subir un changement de phase à l'intérieur de l'échangeur. C'est le cas des évaporateurs si le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux, ou des condenseurs si le fluide chaud se condense de l'état de vapeur à l'état liquide. Les différents types d'évaporateurs et de condenseurs recourent la classification générale des échangeurs ; nous décrivons donc les évaporateurs et condenseurs tubulaires et les évaporateurs et condenseurs à plaques.

3.1. 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.

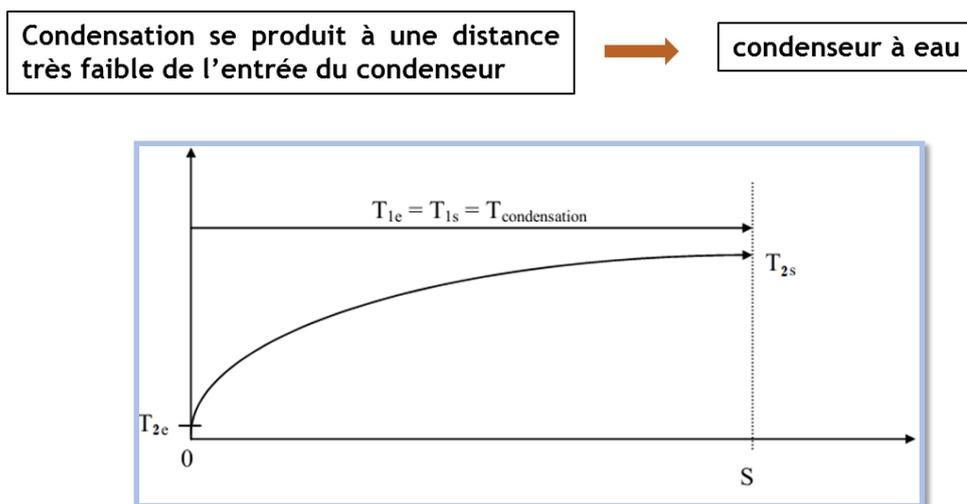


Fig.25 : Evolution des températures dans un condenseur

➤ Condenseurs tubulaires

Le but de ces échangeurs est de condenser une vapeur à l'aide d'un fluide réfrigérant. Ils concernent des secteurs d'activité très variés comme la production d'énergie (centrale thermique), les industries chimiques (colonnes à distillation), les industries du génie climatique, de l'agro-alimentaire, du séchage, etc.

On distingue deux types de condenseurs :

- ❖ les condenseurs à fluides séparés
- ❖ les condenseurs à contact direct.

3.2. Évaporateurs

➤ Évaporateurs tubulaires

Ces appareils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide, ou produire de la vapeur. Le fluide chauffant peut être une phase liquide qui transmet sa chaleur sensible ou de la vapeur cédant sa chaleur latente de condensation sur la paroi.

Il existe deux types d'évaporateurs,

- ❖ ceux où l'évaporation se produit à l'intérieur des tubes et
- ❖ ceux où elle se produit à l'extérieur des tubes

➤ Évaporateurs à l'intérieur de tubes

On distingue les évaporateurs à tubes verticaux et ceux à tubes horizontaux.

Évaporations à tubes verticaux : Utilisés pour concentrer une solution, fournir de la vapeur nécessaire au réchauffement d'un fluide à distiller ou comme évaporateurs cristallisateurs. Les tubes sont généralement chauffés extérieurement par de la vapeur qui se condense.

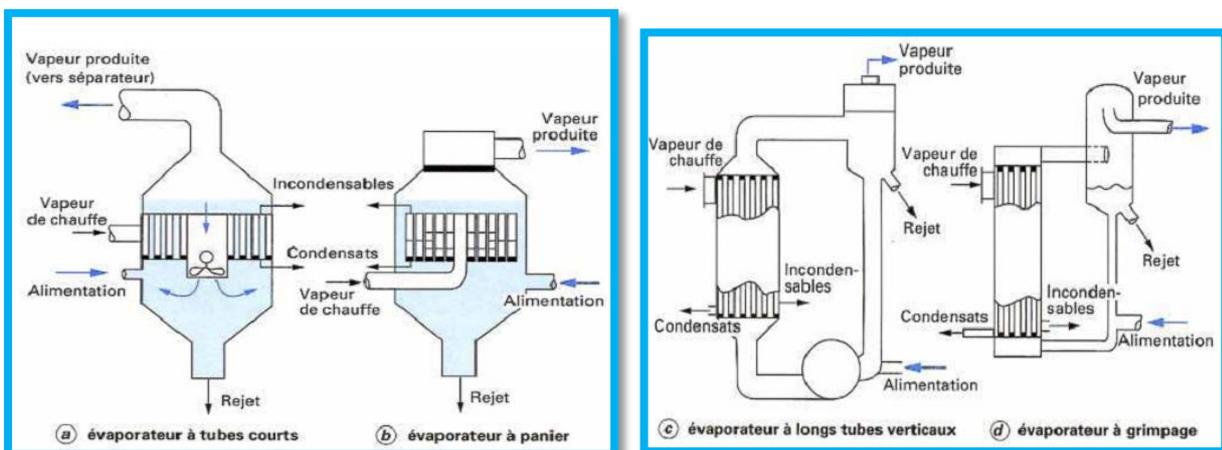


Fig.26 : Évaporateurs à tubes verticaux

➤ Évaporateurs à tubes horizontaux

Ces appareils sont généralement utilisés comme refroidisseurs de liquide (eau, saumure, eau glycolée, etc.). Le liquide à évaporer qui circule dans les tubes est un fluide frigorigène (R22, R134A, NH₃, etc.), alors que le fluide à refroidir circule à l'extérieur des tubes

- ❖ Évaporateurs multipasses à tubes et calandre
- ❖ Évaporateurs monopasses à tubes et calandre
- ❖ Évaporateurs coaxiaux

➤ *Évaporation à l'extérieur de tubes*

Ces évaporateurs utilisent généralement des tubes horizontaux.

On distingue deux types :

- ❖ *les évaporateurs noyés (ou submergés)* : Dans ce type d'échangeur, l'évaporation se produit à l'extérieur des tubes complètement « noyés » dans la phase liquide.

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.

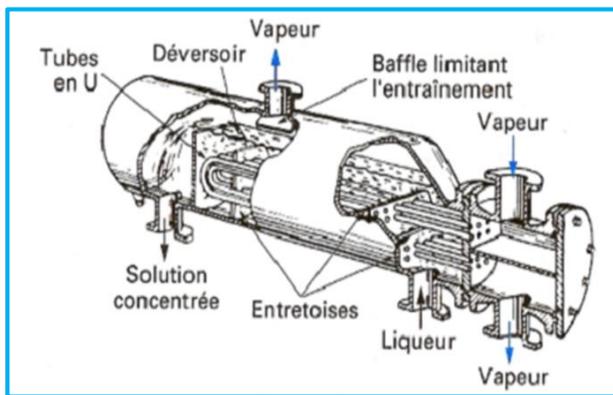


Fig.27 : Evaporateur noyé

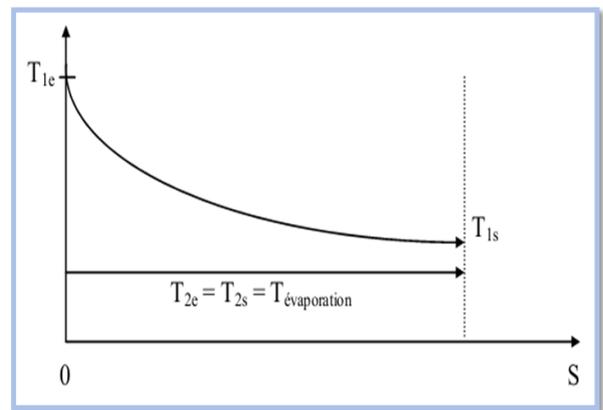


Fig.28 : Evolution des températures dans un évaporateur noyé

4. Méthodes de calculs des échangeurs

a) Généralités

Un échangeur tubulaire simple est constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux. Un fluide (généralement le chaud) circule dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi que constitue le tube intérieur :

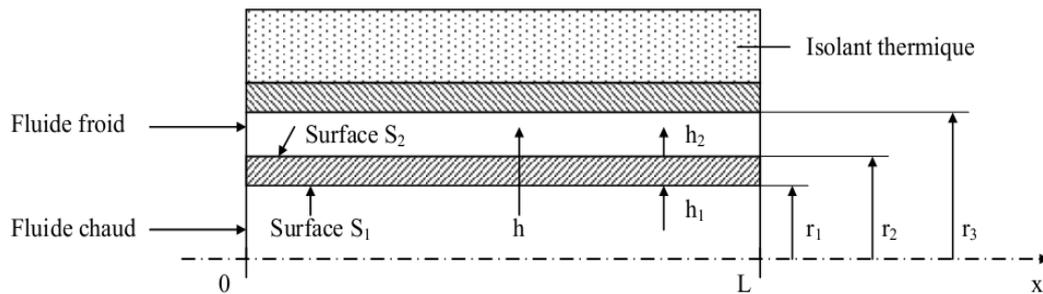


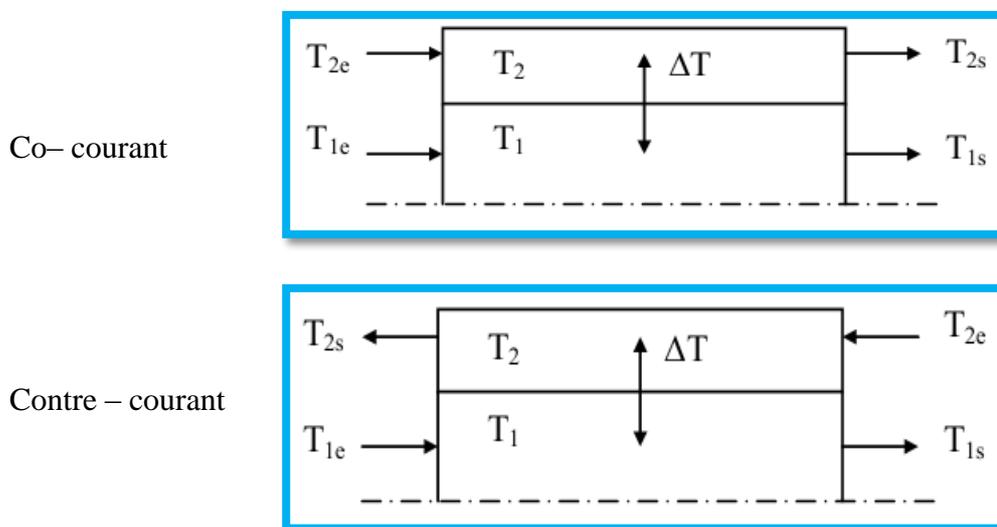
Fig.29 : Schéma d'un échangeur tubulaire simple

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

- Pas de pertes thermiques : la surface de séparation est la seule surface d'échange.
- Pas de changement de phase au cours du transfert.

Le fluide chaud entre dans l'échangeur à la température T_{1e} et en sort à T_{1s} , le fluide froid entre à T_{2e} et sort à T_{2s} .

Deux modes de fonctionnement sont réalisables :



b) Expression du flux échangé

$$\Phi = \dot{m}_1 C_{p1} (T_{1e} - T_{1s}) = \dot{m}_2 C_{p2} (T_{2s} - T_{2e}) \quad (1)$$

Avec : $q_{c1} = \dot{m}_1 C_{p1}$ et $q_{c2} = \dot{m}_2 C_{p2}$

q_{c1} et q_{c2} représentent les débits calorifiques des deux fluides.

Le flux de chaleur peut donc finalement s'écrire :

$$\Phi = q_{c1} (T_{1e} - T_{1s}) = q_{c2} (T_{2s} - T_{2e}) \quad (2)$$

Par ailleurs, le flux de chaleur ϕ transmis d'un fluide 1 à un fluide 2 à travers la paroi d'un tube cylindrique s'écrit :

$$\Phi = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi h_1 r_1 L} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi \lambda L} + \frac{1}{2\pi h_2 r_2 L}} \quad (3)$$

Dans les échangeurs de chaleur, on choisit de rapporter le flux de chaleur échangé à la surface $S_2 = 2\pi r_2 L$, soit d'écrire : $\Phi = K S_2 \Delta T_m$. Le coefficient global de transfert h d'un échangeur de chaleur s'écrit donc :

$$h = \left(\frac{r_2}{h_1 r_1} + \frac{r_2 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{\lambda} + \frac{1}{h_2} + R_{en} \right)^{-1} \quad (4)$$

D'où

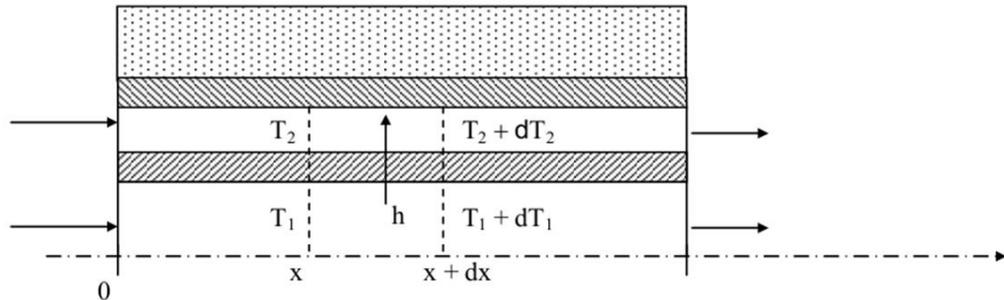
R_{en} : Résistance thermique due à l'encrassement des surfaces d'échange dont il faut tenir compte après quelques mois de fonctionnement (entartrage, dépôts, corrosion...).

Le tableau ci-dessous représente l'ordre de grandeur du coefficient global de transfert K de divers types d'échangeurs

Nature des fluides	Coefficient global de transfert K ($W m^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$)
Liquide-liquide	100-2000
Liquide-gaz	30-300
Condenseur	500-5000

➤ *Cas où K est constant*

Il faut d'abord établir la relation liant le flux de chaleur transmis dans l'échangeur au coefficient global de transfert K et à la surface extérieure S_2 d'échange. Cette relation est fondamentale car elle permet de dimensionner un échangeur, c'est à dire de calculer la surface d'échange nécessaire pour transférer un flux imposé.



Le bilan thermique consiste à écrire que le flux de chaleur perdu par le fluide chaud lors de son passage entre les plans d'abscisse x et $x+dx$ est passé intégralement à travers la paroi de séparation des deux fluides soit :

$$-q_{c1}dT = -h dS_2 (T_1 - T_2) \quad (5)$$

L'équation du bilan thermique s'écrit :

$$\frac{dT_1}{T_1 - T_2} = - \frac{h dS_2}{q_{c1}} \quad (6)$$

On effectue le bilan thermique de l'échangeur entre l'entrée de l'échangeur et l'abscisse x en écrivant que le flux de chaleur perdu par le fluide chaud a été intégralement récupéré par le fluide froid soit :

$$q_{c1} (T_{1e} - T_1) = q_{c2} (T_2 - T_{2e}) \quad (7)$$

$$d'où \quad T_2 = T_{2e} = \frac{q_{c1}}{q_{c2}} (T_{1e} - T_1) \quad (8)$$

Nous pouvons alors écrire en intégrant sur la surface totale d'échange S_2 :

$$\begin{aligned}
-\int_0^{S_2} \frac{h dS_2}{q_{c1}} &= \int_{T_{1e}}^{T_{2e}} \frac{dT_1}{T_1 - \frac{q_{c1}}{q_{c2}}(T_{1e} - T_1) - T_{2e}} = \int_{T_{1e}}^{T_{1s}} \frac{dT_1}{\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}\right)T_1 - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}} T_{1e}\right) + T_{2e}} \\
-\frac{h dS_2}{q_{c1}} &= \frac{1}{1 - \frac{q_{c1}}{q_{c2}}} \ln \left[\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}\right) T_1 - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}} T_{1e}\right) + T_{2e} \right]_{T_{1e}}^{T_{1s}} \\
-\frac{h dS_2}{q_{c1}} &= \frac{1}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}} \left\{ \ln \left[\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}\right) T_{1s} - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}} T_{1e} + T_{2e}\right) \right] - \ln \left[\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}\right) T_{1e} - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}} T_{1e} + T_{2e}\right) \right] \right\} \quad (9)
\end{aligned}$$

L'écriture du bilan thermique global entre l'entrée et la sortie de l'échangeur :

$$\Phi = q_{c1} (T_{1s} - T_{1e}) = q_{c2} (T_{2s} - T_{2e}) \quad (10)$$

Permet d'écrire

$$\frac{q_{c1}}{q_{c2}} T_{1e} + T_{2e} = \frac{q_{c1}}{q_{c2}} T_{1e} + T_{2s} \quad (11)$$

En reportant dans l'équation intégrée, il vient :

$$-\frac{h dS_2}{q_{c1}} = \frac{1}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}} \ln \left(\frac{T_{1s} - T_{2s}}{T_{1e} - T_{2e}} \right) \quad (12)$$

On peut également exprimer $\frac{1}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}}$ en fonction des températures des fluides :

$$\frac{1}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}} = \frac{1}{1 + \frac{T_{2s} - T_{2e}}{T_{1e} - T_{1s}}} = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{T_{1e} - T_{1s} + T_{1s} - T_{2e}} \quad (13)$$

D'où la relation

$$-\frac{h dS_2}{q_{c1}} = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{T_{1e} - T_{1s} + T_{1s} - T_{2e}} \ln \left(\frac{T_{1s} - T_{2s}}{T_{1e} - T_{2e}} \right) \quad (14)$$

$T_{1e} - T_{2e}$: représente l'écart de température entre le fluide chaud et le fluide froid à l'entrée de

l'échangeur peut être noté : $\Delta T_e = T_{1e} - T_{2e}$, on écrira de même à la sortie de l'échangeur :

$$\Delta T_s = T_{1s} - T_{2s}.$$

L'expression précédente peut alors se mettre sous la forme :

$$\frac{q_{c1} (T_{1e} - T_{1s})}{\Phi} = K S_2 \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)} \quad (15)$$

Le premier membre de cette équation représente le flux de chaleur total Φ transféré dans l'échangeur.

c) Méthode de LMDT

Le rapport $\frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)}$ est la moyenne logarithmique (LMDT) de la fonction ΔT entre l'entrée et la sortie de l'échangeur.

Le flux de chaleur échangé se met donc finalement sous la forme :

$$\Phi = K S_2 \Delta T_m \quad (16)$$

Avec

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)} \quad (17)$$

La distribution des températures des fluides le long de l'échangeur présente l'allure suivante :

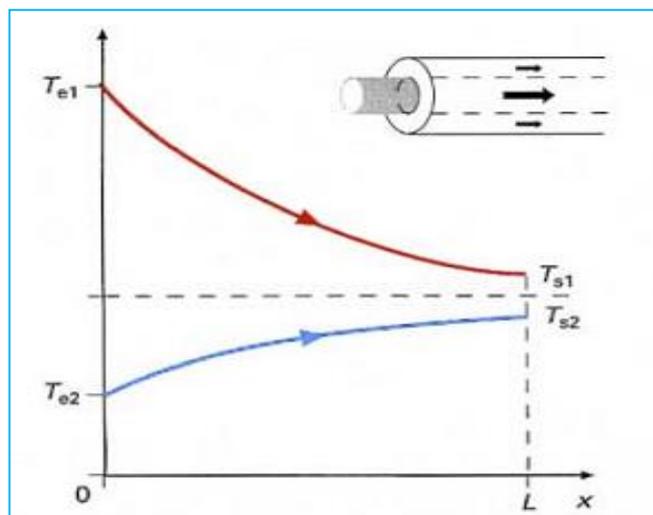


Fig.30 : Allure de température au long d'échangeur co-courant

Remarque :

En aucun cas on ne peut avoir $T_{2s} > T_{1s}$ car à partir de l'abscisse où les deux fluides seraient à la même température il n'y aurait plus d'échange de chaleur possible.

On montre que la relation précédente s'applique aussi bien à un échange à contre-courant qu'à un échange à co-courant, mais les expressions de ΔT_s et de ΔT_e ne sont pas identiques dans les deux cas :

(18)

<u>Co-courant</u>	<u>Contre-courant</u>
$\Delta T_s = T_{1s} - T_{2s}$	$\Delta T_s = T_{1s} - T_{2e}$
$\Delta T_e = T_{1e} - T_{2e}$	$\Delta T_e = T_{1e} - T_{2s}$

La distribution des températures dans un échangeur à contre-courant présente l'une des allures suivantes :

$q_{c1} < q_{c2}$: Le fluide chaud commande le transfert. Si $L \rightarrow \infty$ alors $T_{1s} \rightarrow T_{2e}$ et $T_{2s} \neq T_{1e}$

$q_{c1} > q_{c2}$: Le fluide froid commande le transfert. Si $L \rightarrow \infty$ alors $T_{2s} \rightarrow T_{1e}$ et $T_{1s} \neq T_{2e}$

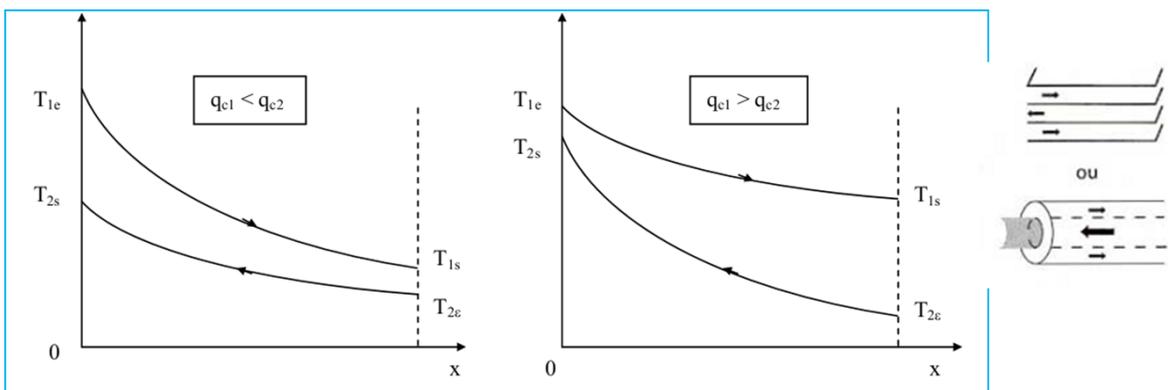


Fig.31 : Allure de température au long d'échangeur contre-courant

Remarque :

- Dans un fonctionnement à contre-courant il est possible d'obtenir $T_{2s} > T_{1s}$
- Il est par contre impossible d'obtenir $T_{2s} > T_{1e}$ ou $T_{1e} < T_{2s}$.

➤ **Cas d'un échangeur plus complexe :**

On modifie le résultat obtenu précédemment en introduisant un facteur F de correction de DTLM en tenant compte de la véritable configuration des écoulements :

$$\Phi = F \cdot K \cdot S \cdot \Delta T_m \quad (19)$$

F est donné par des abaques où les paramètres d'entrée sont P et R :

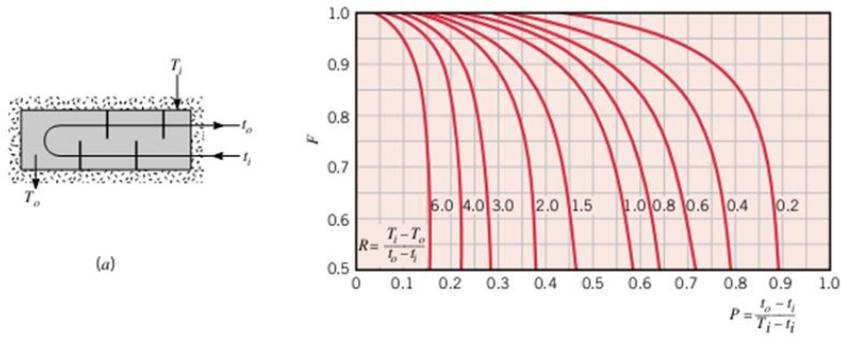


Fig.32 - Facteur de correction d'un échangeur avec tubes et calandre :
1 passe côté calandre et 2n passes côté tubes (n ≥ 1)

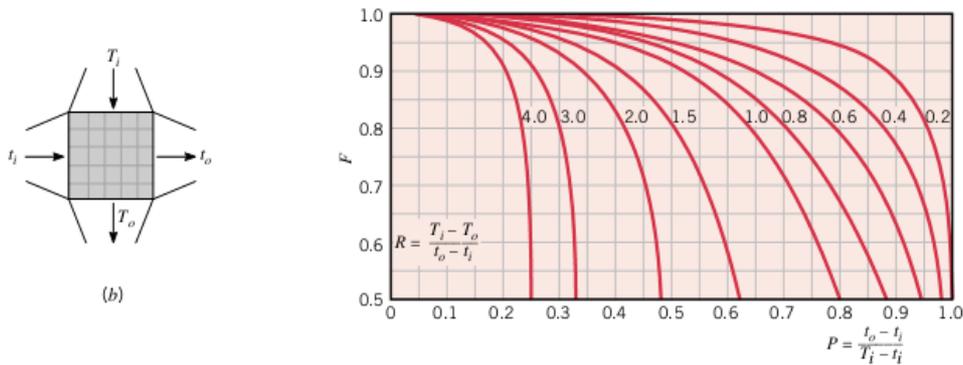


Fig.33 : Facteur de correction d'un échangeur à courants croisés avec un fluide brassé

d) Efficacité d'un échangeur

On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant

$$\eta = \frac{\Phi}{\Phi_{\max}} \quad (20)$$

Cas où $q_{c1} < q_{c2}$, le fluide chaud commande le transfert : Si $L \rightarrow \infty$ alors $T_{1s} \rightarrow T_{2e}$

D'où :
$$\Phi_{\max} = q_{c1} (T_{1e} - T_{2e}) \text{ et } \Phi = q_{c1} (T_{1e} - T_{1s}) \quad (21)$$

On définit alors une efficacité de refroidissement :

$$\eta_r = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{T_{1e} - T_{2e}} \quad (22)$$

e) Méthode du nombre d'unités de transfert (NUT)

On appelle nombre d'unité de transfert noté NUT le rapport adimensionnel $\frac{KS}{q_c}$ Qui est aussi égal à $\frac{T_{1e} - T_{2e}}{\Delta T_m}$

Pour le fluide chaud dans le cas d'un échangeur tubulaire simple :

$$NUT_1 = \frac{KS}{q_{c1}} = \frac{T_{1e} - T_{2e}}{\Delta T_m} \quad (23)$$

Le NUT est représentatif du pouvoir d'échange de l'échangeur. Nous allons montrer dans ce qui suit qu'il est lié à l'efficacité de l'échangeur et que son utilisation permet de simplifier les calculs de dimensionnement des échangeurs.

f) 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 : $q_{c1} < q_{c2}$ donc

$$\eta_r = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{T_{1e} - T_{2e}} \quad (24)$$

Posons $z = \frac{q_{c1}}{q_{c2}} < 1$ et $\Delta T_{\max} = T_{1e} - T_{2e}$ (25)

Exprimons ΔT_e et ΔT_s en fonction de ΔT_{\max} et η_r , nous pouvons écrire :

$$NUT_1 = \frac{KS_2}{q_{c1}} = \frac{T_{1e} - T_{2e}}{\frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)}}$$

$$\Delta T_s = T_{1s} - T_{2e} = T_{1s} - T_{1e} + T_{1e} - T_{2e} = -\eta_r \Delta T_{\max} + \Delta T_{\max} = \Delta T_{\max} (1 - \eta_r) \quad (26)$$

$$\Delta T_e = T_{1e} - T_{2s} = T_{1e} - T_{2e} + T_{2e} - T_{2s} = \Delta T_{\max} - z (T_{1e} - T_{2s}) = \Delta T_{\max} (1 - z \eta_r)$$

Nous en déduisons l'expression du NUT_1 en fonction de ΔT_{\max} et de η_r :

$$NUT_1 = \frac{\Delta T_{\max} \eta_r}{\Delta T_{\max} (1 - \eta_r) - \Delta T_{\max} ((1 - z) \eta_r)} \ln \left[\frac{\Delta T_{\max} (1 - \eta_r)}{\Delta T_{\max} (1 - z \eta_r)} \right] = \frac{1}{z - 1} \ln \left(\frac{z \eta_r - 1}{\eta_r - 1} \right) \quad (27)$$

En reprenant ce calcul dans le cas où le fluide chaud commande le transfert puis pour un fonctionnement à co-courant nous obtenons les relations générales suivantes :

<u>Co-courant</u>	<u>Contre-courant</u>
$NUT = \frac{-\ln[1 - (1 + z)\eta]}{1 + z}$	$NUT = \frac{1}{z - 1} \ln \left(\frac{z \eta_r - 1}{\eta_r - 1} \right)$
$\eta = \frac{1 - \exp[-NUT (1 + z)]}{1 + z}$	$\eta = \frac{1 - \exp[-NUT (1 - z)]}{1 - z \exp[-NUT (1 - z)]}$

(28)

avec : $NUT_1 = \frac{KS}{q_{cmin}}$ et $z = \frac{q_{cmin}}{q_{cmax}}$ (29)

Cas particuliers :

□ Pour tous les types d'échangeurs avec $z = 0$ on a donc :

$$\eta = 1 - \exp(-NUT) \text{ et } NUT = -\ln(1 - \eta) \quad (30)$$

□ Pour l'échangeur à contre-courant avec $z = 1$ on a donc :

$$\eta = \frac{NUT}{NUT + 1} \text{ et } NUT = \frac{\eta}{1 - \eta} \quad (31)$$

L'utilisation de ces formules a permis d'établir les abaques présentés ci-dessous :

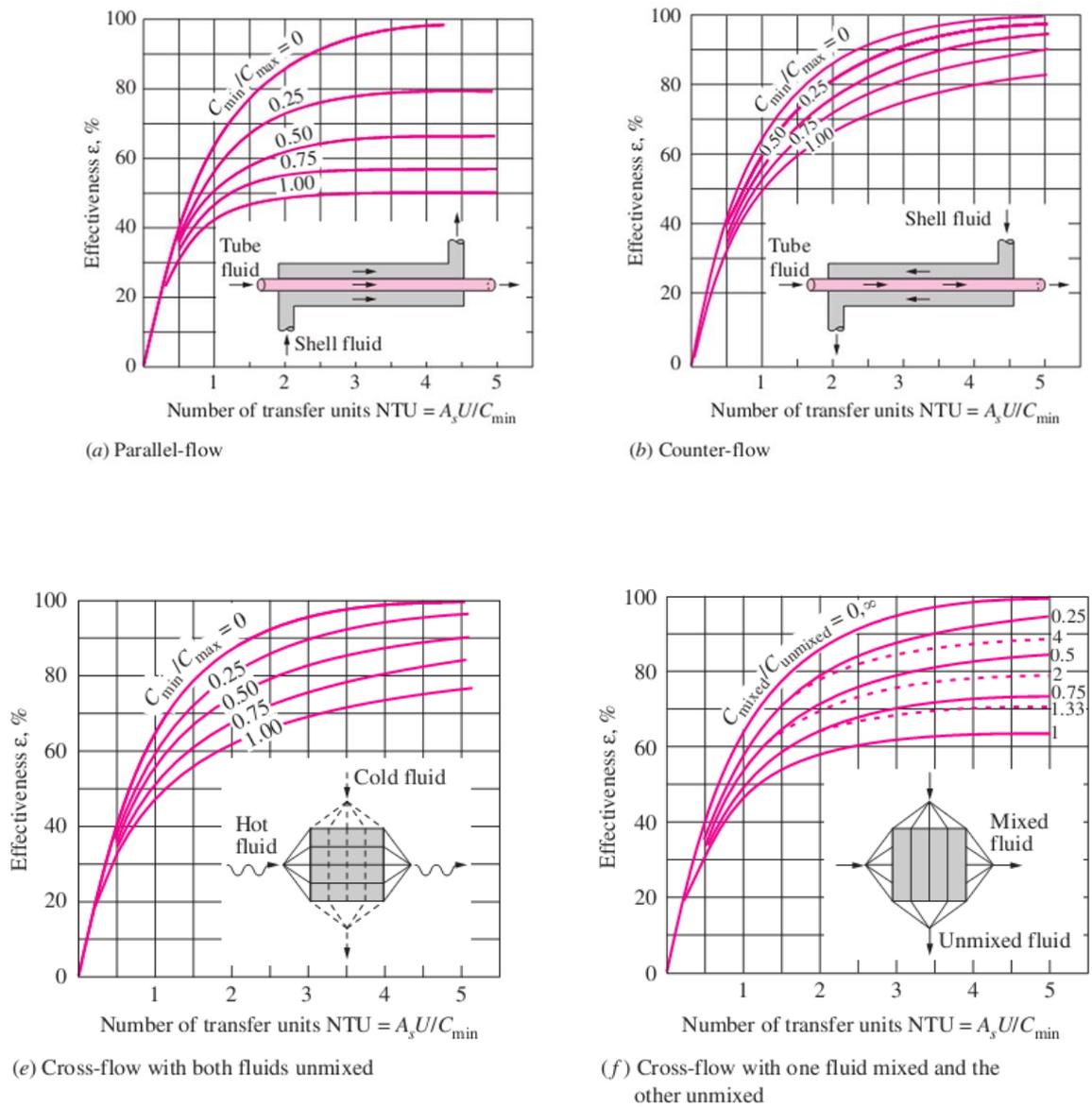


Fig.34 : Evolution de l'efficacité avec le NUT pour différentes configurations d'échangeurs

Températures de sorties connues :

Le coefficient global de transfert K ayant été calculé, on connaît : q_{c1} , q_{c2} , T_{1e} , T_{1s} , T_{2e} et T_{2s} .

On peut utiliser l'une des deux méthodes suivantes pour calculer S_2 :

Méthode MLDT :

- on calcule $\Phi = q_{c1} (T_{1s} - T_{1e}) = q_{c2} (T_{2s} - T_{2e})$
- On calcule $\Delta T_m = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)}$
- On en déduit $S_2 = \frac{\Phi}{K \Delta T_m}$

Méthode du NUT :

- on calcule η et $z = \frac{q_{cmin}}{q_{cmax}}$
- On détermine NUT par utilisation des formules
- On en déduit $S_2 = NUT \frac{q_{cmin}}{K}$

Températures de sortie inconnues :

Le coefficient global de transfert h ayant été calculé, on connaît :

q_{c1} , q_{c2} , T_{1e} , T_{2e} et S . On peut utiliser l'une des deux méthodes suivantes pour calculer T_{1s} et T_{2s} :

Méthode MLDT :

Son application nécessite la résolution (complexe) par des méthodes numériques du système de deux équations :

$$q_{c1} (T_{1e} - T_{1s}) = h S \Delta T_m$$

$$q_{c1} (T_{1e} - T_{1s}) = q_{c2} (T_{2s} - T_{2e})$$

Méthode du NUT :

- On calcul $NUT_{max} = \frac{h S}{q_{cmin}}$ et $z = \frac{q_{cmin}}{q_{cmax}}$
- On détermine η par utilisation des formules (28) ou des abaques. Dans l'expression de η ne figure qu'une seule température inconnue T_{1s} ou T_{2s} que l'on calcule.
- On détermine la deuxième température inconnue par le bilan thermique global de l'échange :

$$q_{c1} (T_{1e} - T_{1s}) = q_{c2} (T_{2s} - T_{2e})$$

5. Exercices d'application

Exercice 01

Un échangeur à tubes concentriques et écoulement contre-courant est conçu pour élever la température d'un écoulement d'eau à **1.2 kg/s** de **20 °C** à **80 °C** par un écoulement d'eau provenant d'une source géothermale à **160 °C** à un débit massique de **2 kg/s**. Le tube intérieur est une paroi très mince de **1.5 cm** de diamètre. Si le coefficient **K** est de **640 W/m²°C**, déterminer la longueur de l'échangeur de chaleur.

Les chaleurs spécifique de l'eau et de la source géothermale sont respectivement **C_{pe}=4.18 KJ/Kg °C** et **C_{pg}= 4.31 KJ/Kg °C**

Solution

La puissance thermique est défini par :

$$\dot{Q} = [\dot{m}C_p(T_{\text{out}} - T_{\text{in}})]_{\text{water}} = (1.2 \text{ kg/s})(4.18 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(80 - 20)^\circ\text{C} = 301 \text{ kW}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= [\dot{m}C_p(T_{\text{in}} - T_{\text{out}})]_{\text{geothermal}} \longrightarrow T_{\text{out}} = T_{\text{in}} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}C_p} \\ &= 160^\circ\text{C} - \frac{301 \text{ kW}}{(2 \text{ kg/s})(4.31 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})} \\ &= 125^\circ\text{C}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_{h, \text{in}} - T_{c, \text{out}} = (160 - 80)^\circ\text{C} = 80^\circ\text{C} \\ \Delta T_2 &= T_{h, \text{out}} - T_{c, \text{in}} = (125 - 20)^\circ\text{C} = 105^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Et

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{80 - 105}{\ln(80/105)} = 92.0^\circ\text{C}$$

Ainsi que la même puissance thermique est calculée par :

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{\text{lm}} \longrightarrow A_s = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{\text{lm}}} = \frac{301,000 \text{ W}}{(640 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})(92.0^\circ\text{C})} = 5.11 \text{ m}^2$$

La surface d'échange soit : $A_s = \pi DL \longrightarrow L = \frac{A_s}{\pi D} = \frac{5.11 \text{ m}^2}{\pi(0.015 \text{ m})} = \mathbf{108 \text{ m}}$

Exercice 02

De la vapeur dans le condenseur d'une centrale électrique doit être condensé à une température de $T_{h,in}=30^{\circ}\text{C}$ avec de l'eau de refroidissement circulant dans les tubes à $T_{c,in}=14^{\circ}\text{C}$ et sort à $T_{c,out}=22^{\circ}\text{C}$. La surface des tubes est de $S=45\text{ m}^2$, et le coefficient de transfert thermique global est de $K= 2100\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Déterminer le débit massique de l'eau de refroidissement nécessaire et la vitesse de condensation de la vapeur dans le condenseur.

Propriétés : La chaleur de vaporisation de l'eau à 30°C est $h_{fg}=2431\text{ kJ/kg}$ et la chaleur spécifique de l'eau de refroidissement $C_p = 4184\text{ J/Kg }^{\circ}\text{C}$.

Solution :

$$\Delta T_1 = T_{h, in} - T_{c, out} = (30 - 22)^{\circ}\text{C} = 8^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{h, out} - T_{c, in} = (30 - 14)^{\circ}\text{C} = 16^{\circ}\text{C}$$

La différence de température logarithmique moyenne soit :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{8 - 16}{\ln (8/16)} = 11.5^{\circ}\text{C}$$

et le flux de chaleur :

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} = (2100\text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})(45\text{ m}^2)(11.5^{\circ}\text{C}) = 1.087 \times 10^6\text{ W} = 1087\text{ kW}$$

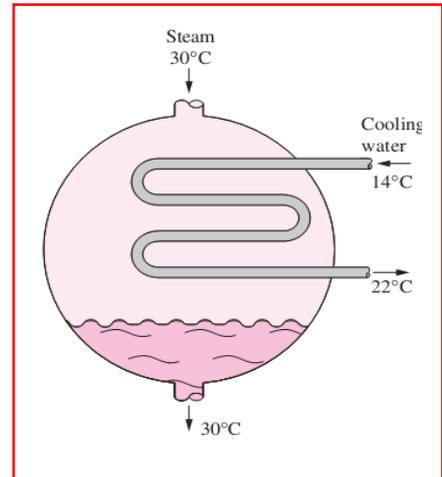
$$\dot{Q} = [\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})]_{\text{cooling water}} = (\dot{m}h_{fg})_{\text{steam}}$$

1/ le débit massique de l'eau de refroidissement nécessaire sera :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{cooling water}} &= \frac{\dot{Q}}{C_p(T_{out} - T_{in})} \\ &= \frac{1,087\text{ kJ/s}}{(4.184\text{ kJ/kg} \cdot ^{\circ}\text{C})(22 - 14)^{\circ}\text{C}} = 32.5\text{ kg/s} \end{aligned}$$

2/ la vitesse de condensation de la vapeur dans le condenseur :

$$\dot{m}_{\text{steam}} = \frac{\dot{Q}}{h_{fg}} = \frac{1,087\text{ kJ/s}}{2431\text{ kJ/kg}} = 0.45\text{ kg/s}$$

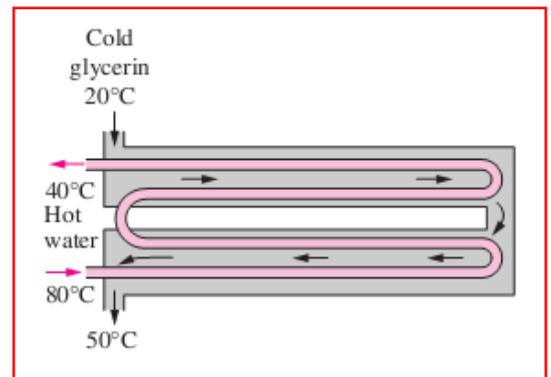


Exercice 03

Un échangeur de chaleur à 2 passe coter calandre et 4 passe coté tube est utilisé pour chauffer la glycérine de 20 °C à 50 °C avec de l'eau chaude qui pénètre dans des tubes à paroi mince de diamètre $D= 2\text{cm}$ et d'une température d'entrée $T_{e2}=80\text{ °C}$ et celle de sortie est $T_{e2}=40\text{ °C}$. La longueur totale des tubes de l'échangeur de chaleur est $L= 60\text{ m}$. Le coefficient de transfert de chaleur par convection sur le côté de la glycérine (calandre) $h_0=25\text{ W/m}^2\text{ °C}$ et sur le côté eau (tube) $h_i=160\text{ W/m}^2\text{ °C}$.

Déterminer le flux thermique dans l'échangeur de chaleur :

- i. Avant tout encrassement,
- ii. Après l'encrassement qui se produit sur les surfaces extérieures des tubes avec une résistance $R_{enc} = 0.0006\text{ m}^2\text{ °C/W}$



Solution :

- i. Avant encrassement :

La surface d'échange thermique est définie par :

$$A_s = \pi DL = \pi(0.02\text{ m})(60\text{ m}) = 3.77\text{ m}^2$$

L'échangeur est considéré comme étant complexe donc :

$$\dot{Q} = UA_s F \Delta T_{lm, CF}$$

On calcul la différence de température logarithmique moyenne par :

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h, in} - T_{c, out} = (80 - 50)\text{°C} = 30\text{°C} \\ \Delta T_2 &= T_{h, out} - T_{c, in} = (40 - 20)\text{°C} = 20\text{°C} \\ \Delta T_{lm, CF} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{30 - 20}{\ln(30/20)} = 24.7\text{°C} \end{aligned}$$

F est donné par des abaques où les paramètres d'entrée sont P et R

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{40 - 80}{20 - 80} = 0.67 \\ R &= \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{20 - 50}{40 - 80} = 0.75 \end{aligned} \right\} F = 0.91$$

Le coefficient global d'échange sera :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} = \frac{1}{\frac{1}{160 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}} + \frac{1}{25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}}} = 21.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Donc

$$\dot{Q} = UA_s F \Delta T_{lm, CF} = (21.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C})(3.77 \text{ m}^2)(0.91)(24.7 \text{°C}) = \mathbf{1830 \text{ W}}$$

ii. *Après encrassement :*

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + R_f} = \frac{1}{\frac{1}{160 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}} + \frac{1}{25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}} + 0.0006 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}}$$

$$= 21.3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

$$\dot{Q} = UA_s F \Delta T_{lm, CF} = (21.3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C})(3.77 \text{ m}^2)(0.91)(24.7 \text{°C}) = \mathbf{1805 \text{ W}}$$

Exercice 04

La figure (a) représente une coupe transversale d'un échangeur de chaleur dans lequel l'air froid est chauffé par les gaz d'échappement chauds. La Figure (b) est une vue complète de l'échangeur de chaleur qui contient **50** canaux dont circule le gaz d'échappement chaud et 50 canaux pour l'air froid, La largeur de l'échangeur de chaleur est de **0,3 m**.

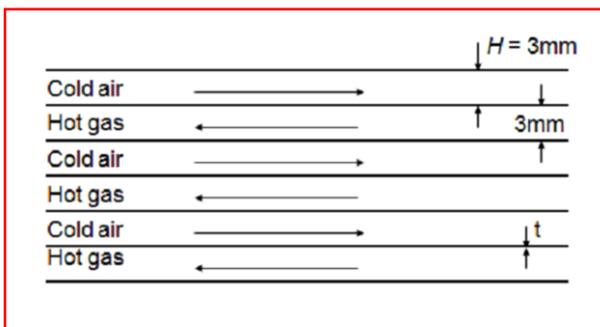


Fig (a)

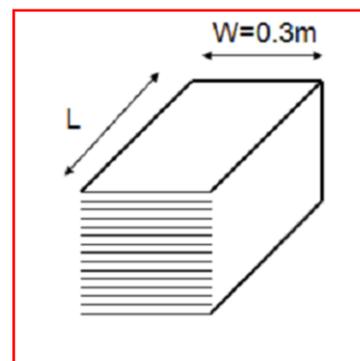


Fig (b)

En utilisant les informations du tableau ci-dessous, ainsi que les corrélations de transfert de chaleur appropriée, déterminé :

- le diamètre hydraulique de chaque passage ;
- le nombre de Reynolds approprié ;
- le coefficient de transfert thermique global ;
- la température de sortie de l'air froid ;
- et la longueur L.

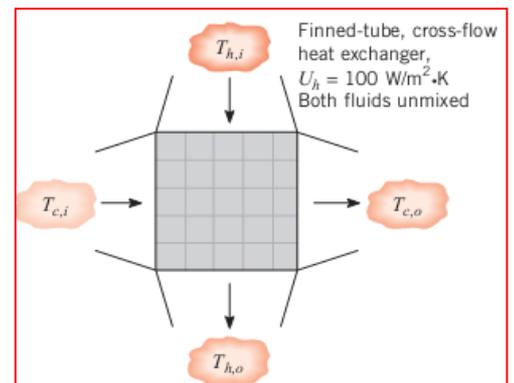
En utilisant les relations : $Nu_D=4.6$ $Re_D < 2300$
 $Nu_D=0.023 Re_D^{0.8} Pr^{1/3}$ $Re_D > 2300$

Données utiles :

Température d'entrée Gaz	T_{eg}	100 °C
Température de sortie Gaz	T_{sg}	70 °C
Température d'entrée de l'air	T_{ea}	30 °C
Débit massique du gaz chaud	m_g	0.1 Kg/s
Débit massique de l'air	m_a	0.1 Kg/s
Masse volumique (gaz et l'air)	ρ	1 Kg/m ³
Viscosité dynamique (gaz et air)	μ	1.8x10 ⁻⁵ Kg/ ms
Coefficient de convection (gaz et air)	h_g, h_a	15.5 W/m ² K
Conductivité thermique (gaz et air)	λ_1	0.02 W/m K
Chaleur spécifique (gaz et air)	C_p	1 KJ/ Kg K
Epaisseur des parois	e	0.5 mm
Conductivité thermique paroi	λ_2	180 W/m K
Résistance d'encrassement coté gaz	R_{enc-g}	0.01 K m ² /W
Résistance d'encrassement coté air	R_{enc-a}	0.002 K m ² /W

Exercice 05

Les gaz d'échappement chauds, qui entrent dans un échangeur à courant croisé à 300°C et sort à 100°C, ses gaz sont utilisés pour chauffer de l'eau sous pression à un débit de 1kg/s de 35°C à 125°C. Le coefficient de transfert thermique global sur la base de la surface côté gaz est $K_h=100 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.



- Déterminer l'aire de la surface A_h du côté gaz requise en utilisant la méthode NTU.

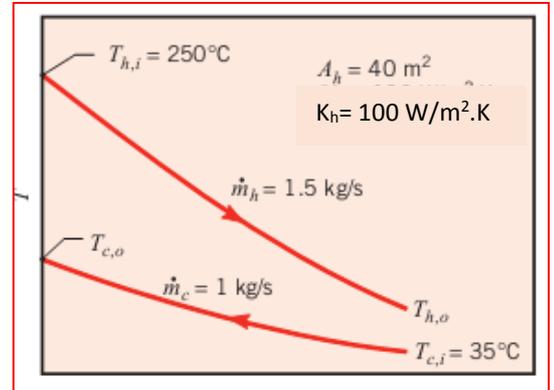
Properties: eau (80°C) : $C_{p,c} = 4197 \text{ J/kg K}$

Exercice 06

Considérons la même conception d'un échangeur de chaleur que l'exercice 01, qui est un échangeur à tubes ailettes, à courant croisé ayant un coefficient d'échange thermique globale du côté gaz $K_c=100\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ et une surface de 40 m^2 . Le débit de l'eau et de la température d'entrée sont maintenu à 1 kg/s et 35°C . Toutefois, une modification des conditions de fonctionnement pour le générateur de gaz chaud provoque un changement du débit des gaz à l'entrée de l'échangeur de chaleur de $1,5\text{ kg/s}$ et la température à 250°C .

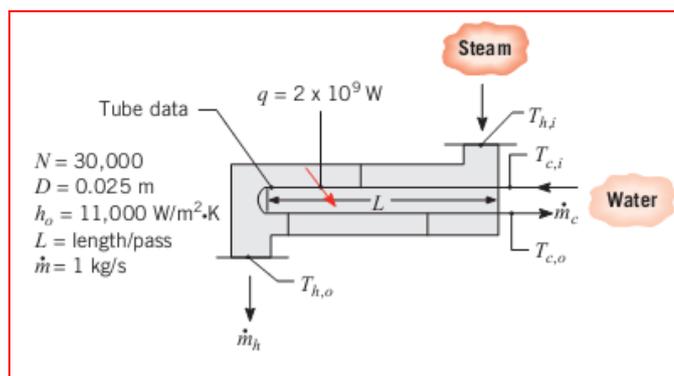
$C_{p,f}=4197\text{J/kg K}$, $C_{p,c}=1000\text{J/kg K}$

- Quel est le taux de transfert de chaleur par l'échangeur, et quelles sont les températures de sortie de gaz et d'eau ?



Exercice 07

Le condenseur d'une centrale électrique à vapeur est un échangeur de chaleur dans lequel de la vapeur est condensée en eau liquide. Supposons que le condenseur est à tubes et calandres, comprenant 30000 tubes fonctionnant sur deux passes. Les tubes sont à paroi mince avec $D=25\text{mm}$, et la vapeur se condense sur leur surface extérieure avec un coefficient de convection de $h_o=11000\text{ W/m}^2\text{ K}$. La puissance du transfert de chaleur qui doit être effectuée par l'échangeur est $\Phi=2 \times 10^9\text{ W}$, et ceci est obtenu par passage d'eau de refroidissement à travers les tubes avec un débit de $3 \times 10^4\text{ kg/s}$. L'eau entre à 20°C , tandis que la vapeur se condense à 50°C .



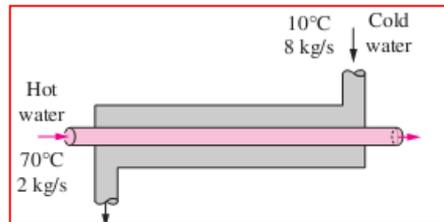
Propriétés : $\rho=997\text{ kg/m}^3$, $C_p=4179\text{ J/kg K}$, $\mu=855 \times 10^{-6}\text{Ns/m}^2$, $k=0.613\text{ W/m K}$, $Pr=5.83$

- Quelle est la température de l'eau de refroidissement sortant du condenseur ?
- Quelle est la longueur du tube L requis par passe ?

Exercice 08

L'eau froide entre dans un échangeur de chaleur à contre-courant à 10°C avec un débit de 8 kg/s , où il est chauffé par un courant d'eau chaude qui entre dans l'échangeur à 70°C et un débit de 2 kg/s . En supposant que la chaleur spécifique de l'eau reste constante à $C_p=4,18\text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$.

- i. Déterminer la valeur maximale de la puissance du transfert thermique
- ii. La température de sortie de l'eau froide et celle de l'eau chaude.



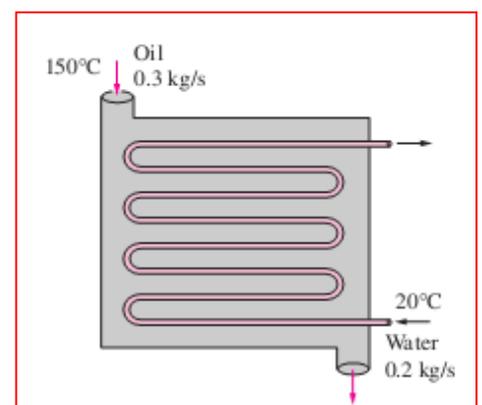
Exercice 09 : Échangeur à tube et calandre

De l'huile chaude doit être refroidie par de l'eau dans un échangeur de chaleur de type 1passe coté calandre et 8passe coté tube. Les tubes à paroi mince sont en cuivre et d'un diamètre intérieur de $1,4\text{ cm}$. La longueur de chaque passage de tube dans l'échangeur de chaleur est de 5 m , et le coefficient global de transfert de chaleur est de $310\text{ W/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$.

L'eau s'écoule à travers les tubes avec un débit de $0,2\text{ kg/s}$, et de l'huile à travers la calandre à $0,3\text{ kg/s}$. L'eau et l'huile entre à des températures de 20°C et 150°C , respectivement.

- Combien doit être la valeur du flux de chaleur transféré dans l'échangeur et les températures de sortie de l'eau et de l'huile ?

Propriétés : $C_{p\text{ huile}}= 2,13\text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$, $C_{p\text{ eau}}= 4,18\text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$



Exercice 10

Un échangeur à contre-courant fonctionne dans les conditions suivantes :

$$\begin{array}{ll} T_{ce}=350 \text{ }^{\circ}\text{C} & T_{fe}=120 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ T_{cs}=200 \text{ }^{\circ}\text{C} & T_{fs}=290 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ q_{\min}=q_{\text{tf}} & \text{Puissance } \Phi = 415 \text{ kW} \end{array}$$

- i. Quelle est la puissance échangée si on fait travailler l'échangeur en mode co-courant, avec les mêmes températures d'entrée et les mêmes débits ? (Utiliser la méthode NUT).
- ii. Quelles sont les nouvelles températures de sortie ?

Exercice 11 : Échangeur bitube

Pour refroidir un débit de **9,4 kg/h** d'air de **616 °C** à **178 °C**, on le fait passer dans le tube central d'un échangeur bitube à contre-courant de **1,5 m** de long, de **2 cm** de diamètre et de faible épaisseur.

- i. Calculer la puissance calorifique à évacuer. On donne pour l'air : $C_{pc}=1060 \text{ J/kg K}$
- ii. Le fluide de refroidissement est de l'eau, qui pénètre dans la section annulaire à la température de **16 °C** avec un débit de **0,6 kg/mn**. Calculer la température de cette eau à la sortie de l'échangeur. On prendra $C_{pf}=4180 \text{ J/kg K}$.
- iii. Déterminer l'efficacité de cet échangeur, puis son NUT. Sachant que le coefficient d'échange coté fluide chaud $h_c=43,5 \text{ W/m}^2\text{K}$; En déduire le coefficient d'échange global, puis le coefficient d'échange h_f côté fluide froid.

Exercice 12 : Échangeur à faisceau de tubes et calandre

Dans la sous-station de chauffage collectif d'un immeuble on désire installer un échangeur à faisceau tubulaire et calandre, destiné à porter de **40 °C** à **60 °C** un débit d'eau de **20000 kg/h**. Le fluide primaire qui circule dans les tubes est de l'eau surchauffée arrivant à **180 °C**, à raison de **10000 kg/h**. Les tubes ont un diamètre intérieur $d = 20 \text{ mm}$; la vitesse d'écoulement adoptée est telle que $Re=10000$. Le coefficient d'échange global k est estimé à **450 W/m²K**. On admet pour l'eau surchauffée les caractéristiques thermo physiques suivantes : $C_{pc}= 4315 \text{ J/kgK}$; $\rho =920 \text{ kg/m}^3$; $\mu =19.10^{-5} \text{ kg/ms}$

- Calculer la puissance Φ échangée et la température de sortie du fluide chaud.

L'échangeur est à contre-courant, avec une seule passe sur chaque fluide, les tubes étant montés en parallèle. Déterminer :

- i. La surface d'échange S nécessaire,
- ii. La vitesse dans les tubes,
- iii. La section totale des tubes,
- iv. Le nombre de tubes et la longueur du faisceau.

Bibliographie

1. A. BONTEMPS, A. GARRIGUE, C. GOUBIER, J. HUETZ, C. MARVILLET, P. MERCIER et R. VIDIL. *Echangeurs de chaleur. Définitions et architecture générale. Techniques de l'ingénieur, traité Génie énergétique. B2340.*
2. A. BONTEMPS, A. GARRIGUE, C. GOUBIER, J. HUETZ, C. MARVILLET, P. MERCIER et R. VIDIL. *Echangeurs de chaleur. Problèmes de fonctionnement. Techniques de l'ingénieur, traité Génie énergétique. 2344.*
3. Kreith, F.; Boehm, R.F.; et. al., *Heat and Mass Transfer, Mechanical Engineering Handbook* Ed. Frank Kreith, CRC Press LLC, 1999.
4. F. Kreith and M. S. Bohn. *Principles of Heat Transfer*. 6th ed. Pacific Grove, CA: Brooks/Cole, 2001.
5. BONTEMPS, A. GARRIGUE, C. GOUBIER, J. HUETZ, C. MARVILLET, P. MERCIER et R. VIDIL. *Echangeurs de chaleur. Intensification des échanges thermiques. Techniques de l'ingénieur, traité Génie énergétique. B2343.*
6. Y. A. Cengel, *Heat transfer, a practical approach*, McGraw Hill, 2002
7. Y. A. Cengel, *Heat and Mass Transfer*, McGraw Hill
8. H. D. Baehr and K. Stephan, *Heat and Mass transfer, 2nd revised edition*, Springer Verlag editor, 2006.
9. B. STUTZ, J. P. BEDECARRATS, A. ERRIGUIBLE, C. PEUVREL, J. P. DUMAS. *Transferts de chaleur dans les échangeurs coaxiaux traversés par un fluide chargé de billes. Congrès français de Thermique, SFT 2001, Nantes, 29-31 mai 2001.*
10. B. LAGOURETTE. *Cours de transferts de chaleur, Etude des échangeurs*. UPPA.
11. J. P. Holman. *Heat Transfer*. 9th ed. New York: McGraw-Hill, 2002.
12. F. P. Incropera and D. P. DeWitt. *Introduction to Heat Transfer*. 4th ed. New York: John Wiley & Sons, 2002.
13. M. F. Modest. *Radiative Heat Transfer*. New York: McGraw-Hill, 2014
14. R. Siegel and J. R. Howell. *Thermal Radiation Heat Transfer*. 3rd ed. Washington, D.C.: Hemisphere, 2003.
15. P. DeWitt. *Introduction to Heat Transfer*. 4th ed. New York: John Wiley & Sons, 2002.