

Introduction aux échangeurs thermiques industriels et au calcul des échangeurs de chaleur

1. Généralités

Dans l'industrie, on doit très souvent réaliser un transfert de chaleur entre un fluide chaud et un fluide froid qui ne doivent pas être mis en contact. Cette opération est généralement effectuée dans des appareils ou les deux fluides de part et d'autre des parois solides. Ces appareils sont appelés échangeurs de chaleur. Ils peuvent être constitués de deux tubes coaxiaux (l'un des fluides circulant dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire), ou d'un faisceau de tubes parallèles contenus dans une enveloppe (l'un des fluides circule dans le tube et l'autre dans l'espace enveloppe), ou encore de systèmes plus complexes permettant d'atteindre une compacité élevée comme dans les échangeurs à plaques. Notons encore que d'autres types d'appareils mettant en jeu la fluidisation de particules solides permettent d'augmenter l'intensité du transfert de chaleur lorsque l'un des fluides (ou les deux) est un gaz. Les échangeurs de chaleur sont également largement utilisés dans notre vie quotidienne, tels que les condenseurs dans les réfrigérateurs et les radiateurs de refroidissement de voiture.

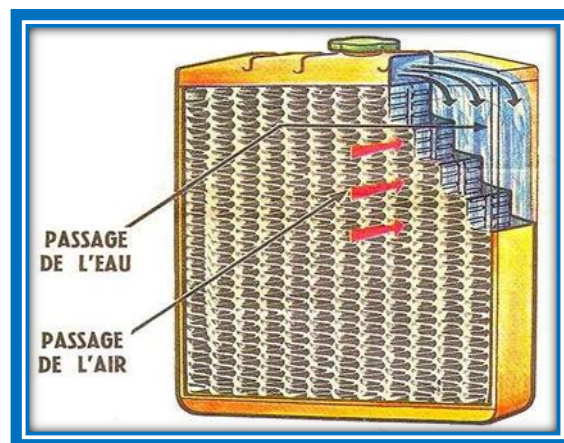


Figure 1 : Radiateur de refroidissement d'une voiture.

Nous donnerons essentiellement des méthodes de calcul et des données relatives aux échangeurs tubulaires, qui, parce que plus simple, moins coûteux et sans doute, mieux connus, sont les plus utilisés dans l'industrie. Cependant, ces méthodes peuvent être aisément adaptées aux calculs d'autres types d'appareils.

2. Les échangeurs tubulaires

2.1. Généralités

Les échangeurs tubulaires peuvent être utilisés pour effectuer des transferts de chaleur entre deux

fluides ne subissant pas de changement de phase, mais aussi pour condenser une vapeur ou évaporer un liquide.

Le modèle le plus simple se compose d'un tube ou d'une conduite placée concentriquement à l'intérieur d'un autre tube qui tient alors lieu d'enveloppe. Comme les deux fluides ne traversent l'échangeur qu'une seule fois, ce system est appelé « échangeurs de chaleur a un seul passage ».

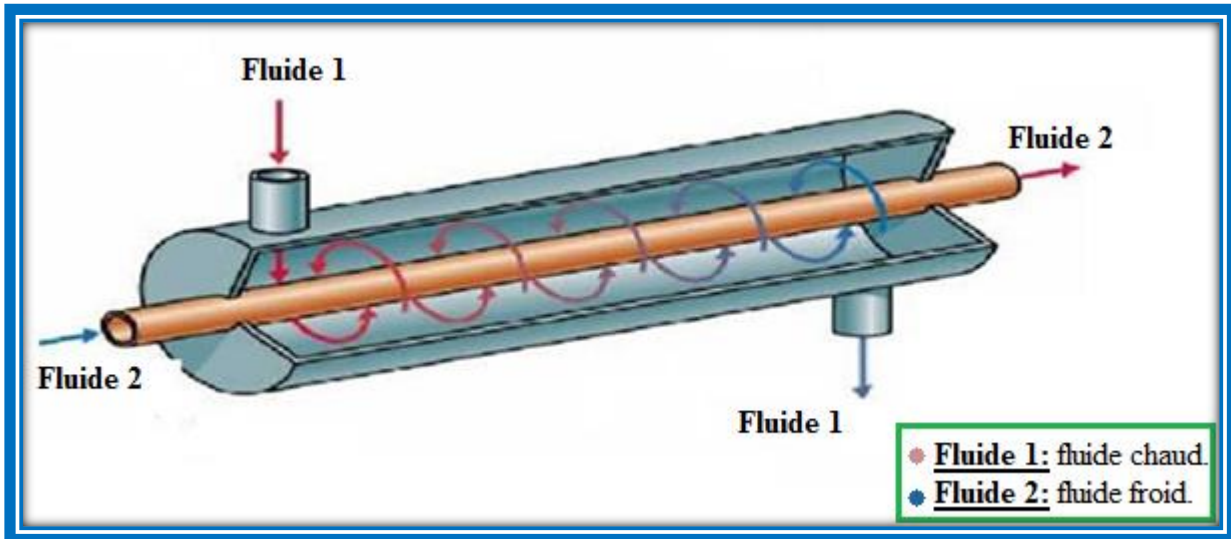


Figure 2 : Échangeur monotube coaxial.

✚ **Échangeur monotube de forme serpentine** : C'est un échangeur dans lequel le tube est placé dans un réservoir de façon serpentine.

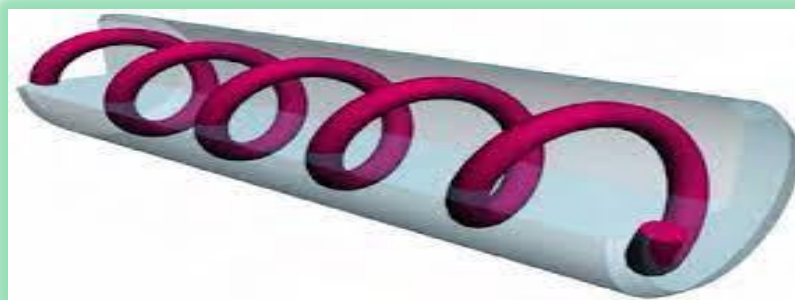


Figure 3 : Échangeur monotube à serpentin

Dans les échangeurs monotubes le fluide chaud ou un fluide ayant une pression élevée s'écoule à travers le tube intérieur. En pratique, les échangeurs à tubes coaxiaux ne permettent pas d'obtenir des surfaces d'échanges de grande étendue.

Si les deux fluides s'écoulent dans la même direction, l'échangeur est de type à « écoulement parallèle » ou à « co-courant ». Si les deux fluides se déplacent en sens contraire, l'échangeur est de type à

« contre-courant ».

Les types d'écoulement des fluides dans les échangeurs monotubes ainsi que les profils de température le long de ces échangeurs sont schématisés comme suite :

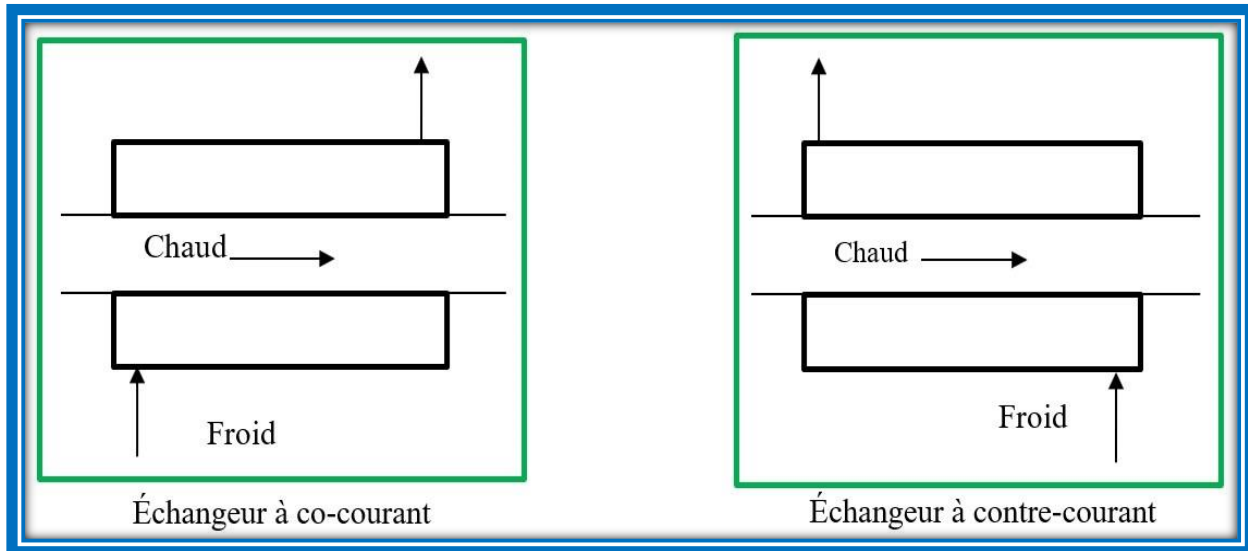


Figure 4 : Type d'écoulement dans les échangeurs.

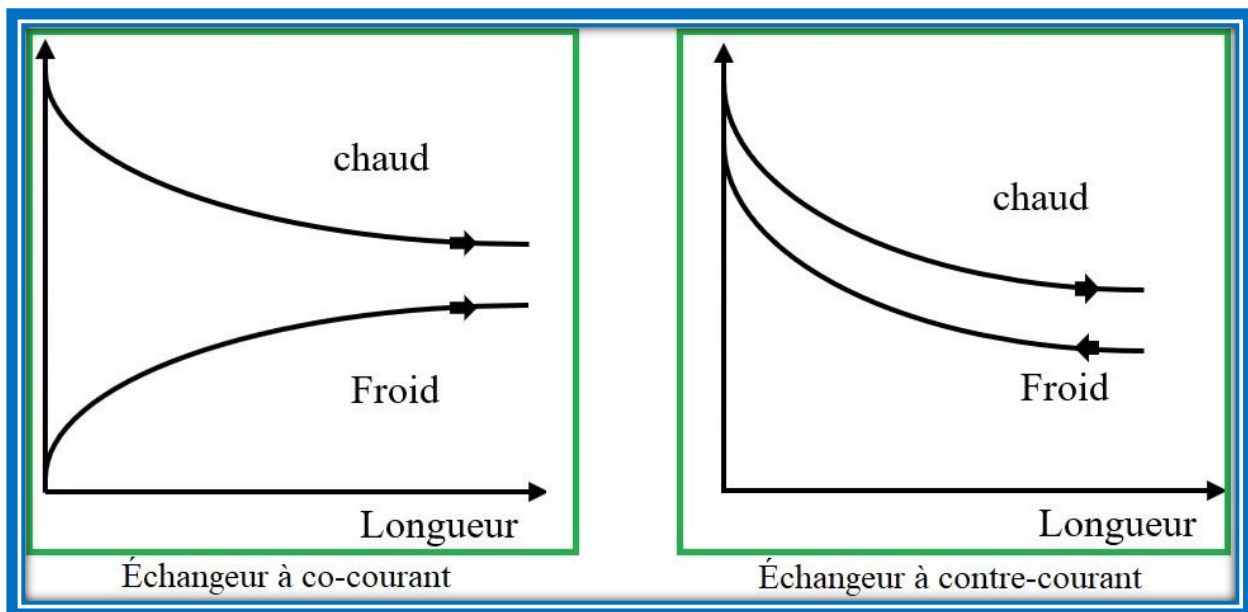


Figure 5 : Profil des températures le long d'un échangeur selon le type d'écoulement.

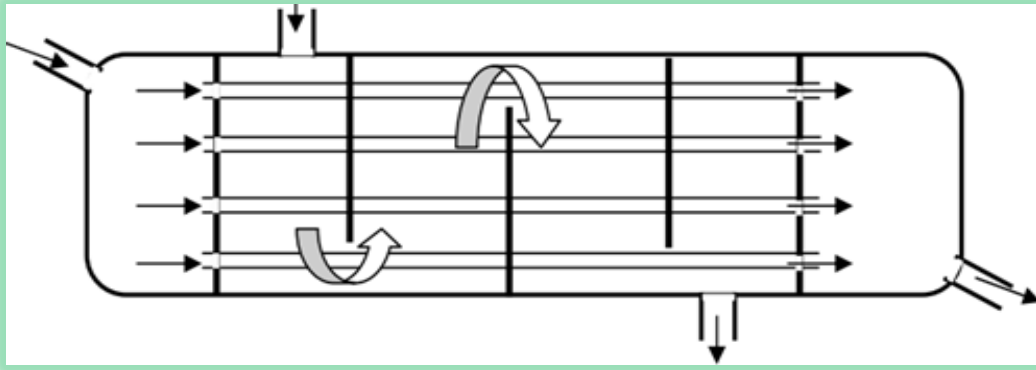


Figure 6 : Échangeur tubulaire à simple passage en mode co-courant.

✚ Échangeur tubulaire à simple passage :

Ce modèle peut être développé en remplaçant le tube central unique par un faisceau de tubes parallèles placés dans une enveloppe encore appelée « calandre ». On peut utiliser d'autres types de circulation des fluides : lorsque le fluide s'écoule dans l'espace enveloppe perpendiculairement aux tubes, l'échangeur est dit à « courant croisé ».

Afin d'augmenter la surface effective d'échange par unité de longueur de l'appareil on prévoit parfois de faire traverser l'échangeur plusieurs fois par le fluide circulant dans les tubes et éventuellement par celui s'écoulant dans l'enveloppe. Ce type d'appareil est appelé « échangeur multi-passe ». L'écoulement du fluide dans l'enveloppe est alors déterminé par des chicanes longitudinales. Ces échangeurs sont caractérisés par deux chiffres. Le premier indique le nombre de passages du fluide circulant dans l'enveloppe, c'est à dire le nombre de parcours qu'il effectue entre les deux extrémités de l'appareil, le second correspond au nombre de passage du fluide dans les tubes.

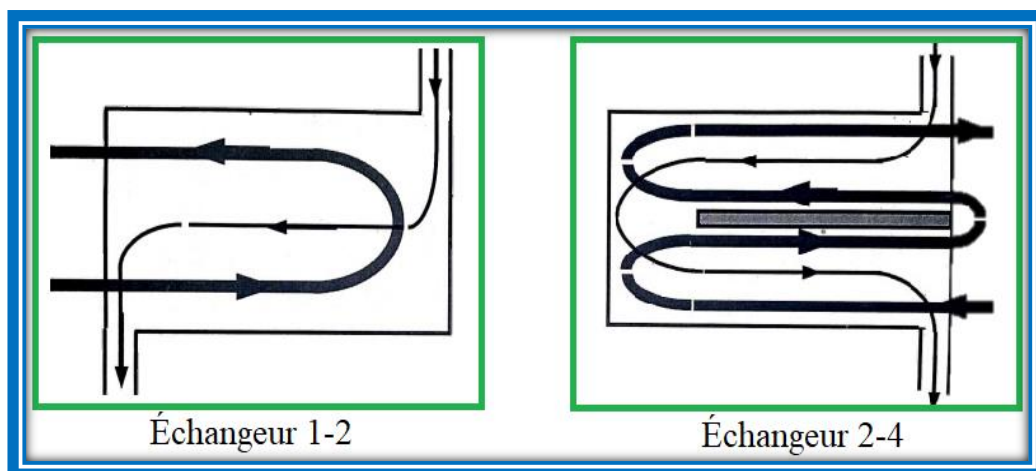


Figure7 : Échangeurs à plusieurs passes

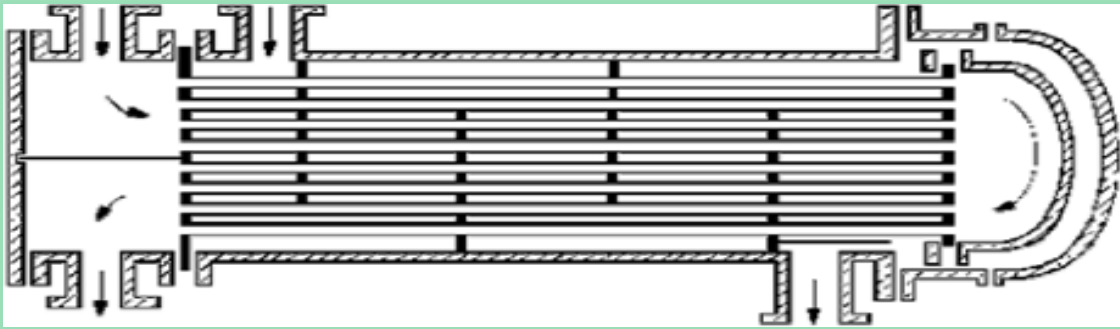


Figure 8 : Échangeur tubulaire à deux passages côte tubes

- ✚ **Échangeur à courants croisés :** Dans ce type les deux fluides s'écoulent perpendiculairement, le sens d'écoulement n'a pas d'importance. La réalisation peut se faire soit par des appareils tubulaires soit par des appareils à plaques éventuellement spiralées.

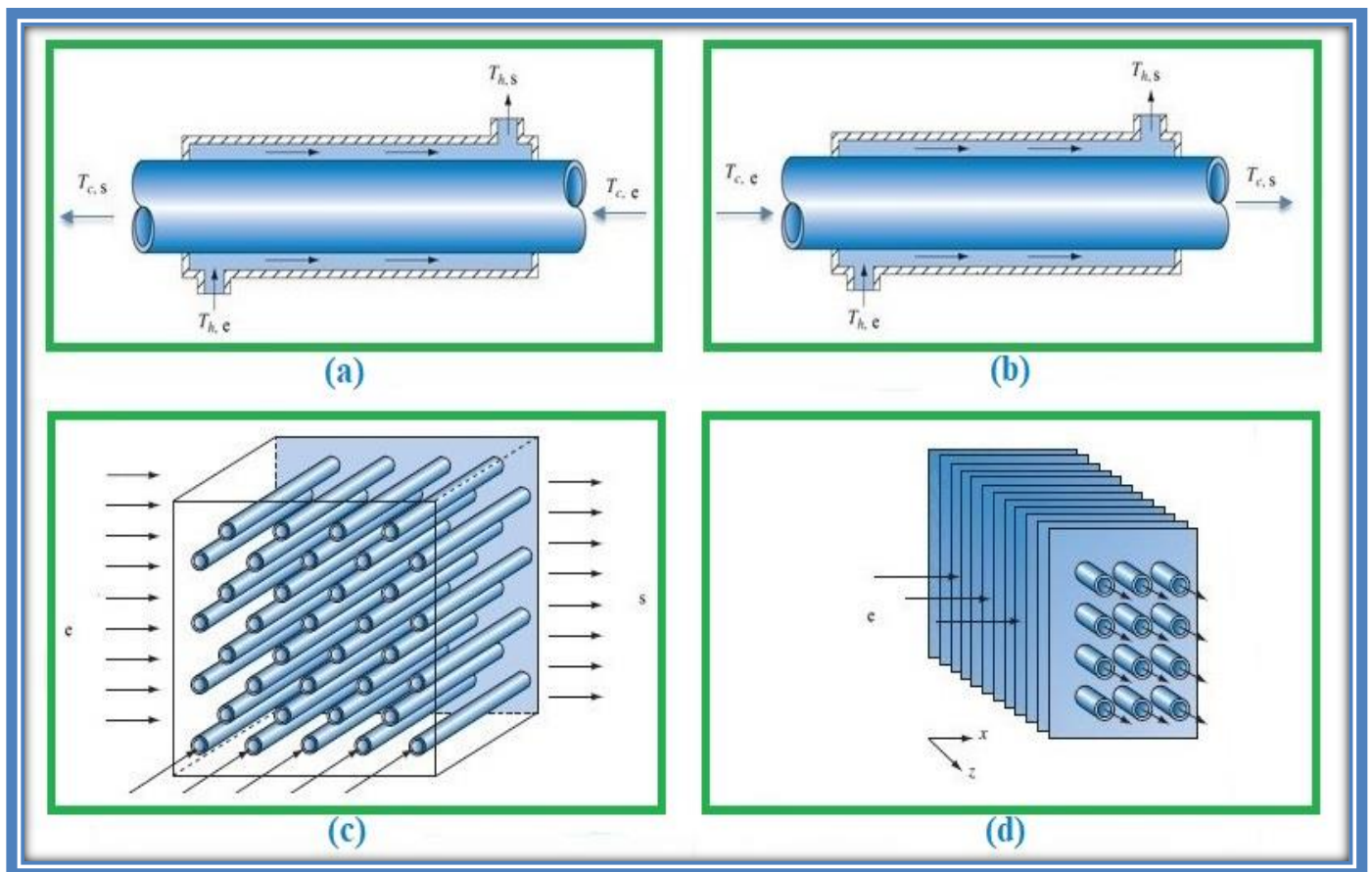


Figure 9 : Arrangements de débit, (a) : Contre-courant, (b) : co-courant, (c) : courants croisés simples, (d) : courants croisés cloisonnés

2.2. Échangeurs multitubulaires

Les échangeurs multitubulaires forment la majorité des échangeurs utilisés dans l'industrie chimique. Le code construction le plus couramment appliqué est le standard TEMA (Tubular Exchanger

Manufacturers Association).

La classe B est adoptée pour la majorité des cas. La classe R est réservée aux échangeurs fonctionnant dans des conditions que l'on juge très dures au point de vue mécanique ou dans des conditions inhabituelles (gaz toxique par exemple).

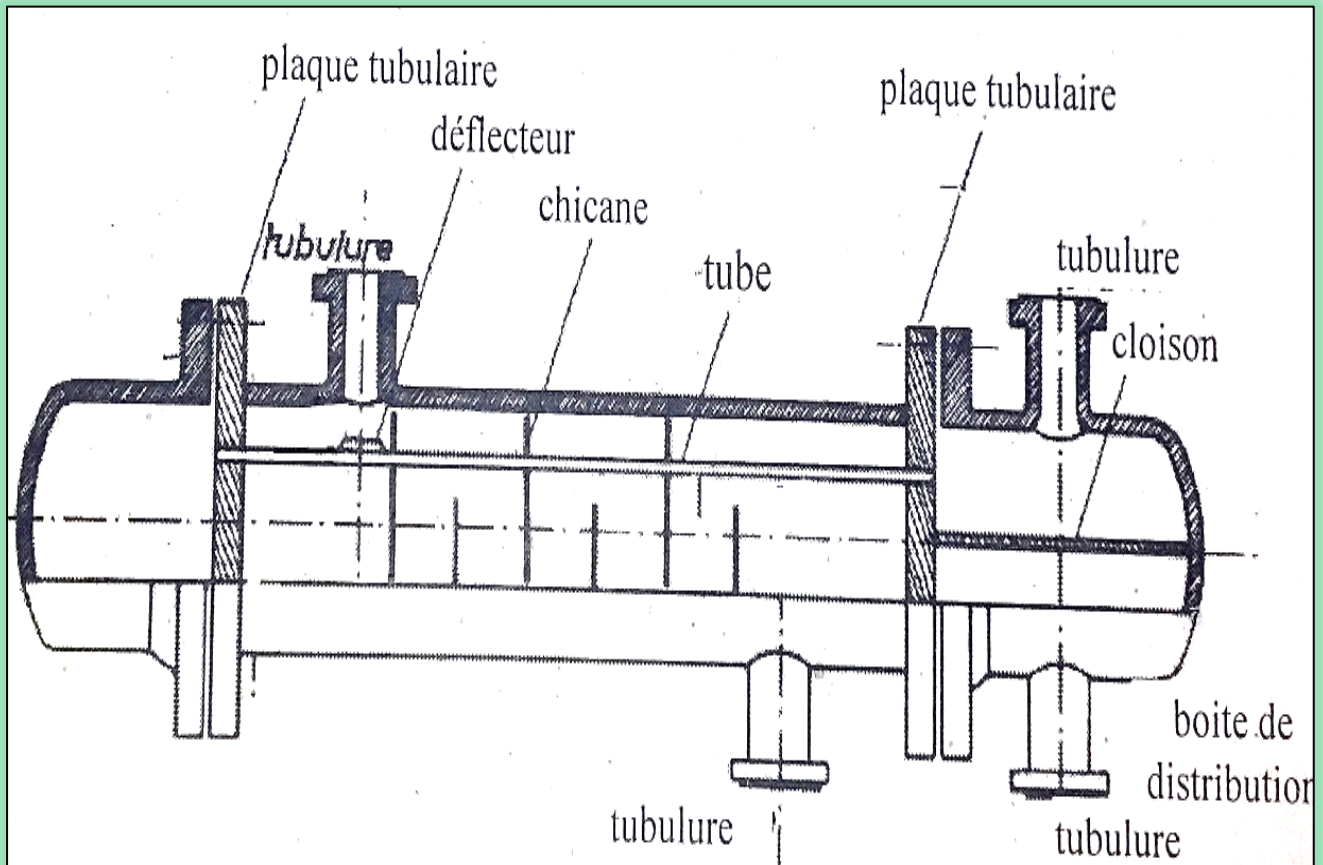


Figure 10 : Échangeur à plaque tubulaire fixe

2.2.1. Divers type TEMA :

Le type d'un échangeur TEMA est désigné par 03 lettres représentant respectivement l'extrémité avant, le type de calandre et le type de l'extrémité arrière de l'échangeur.

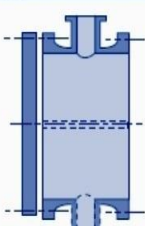
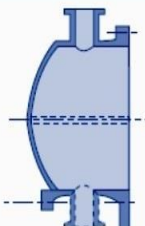
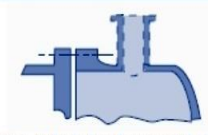
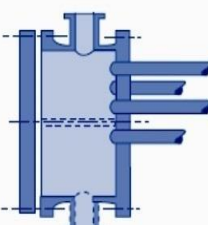
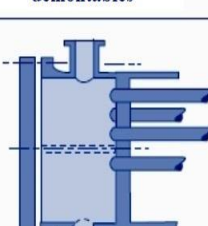
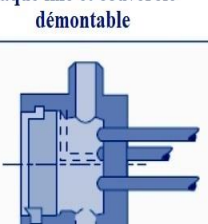
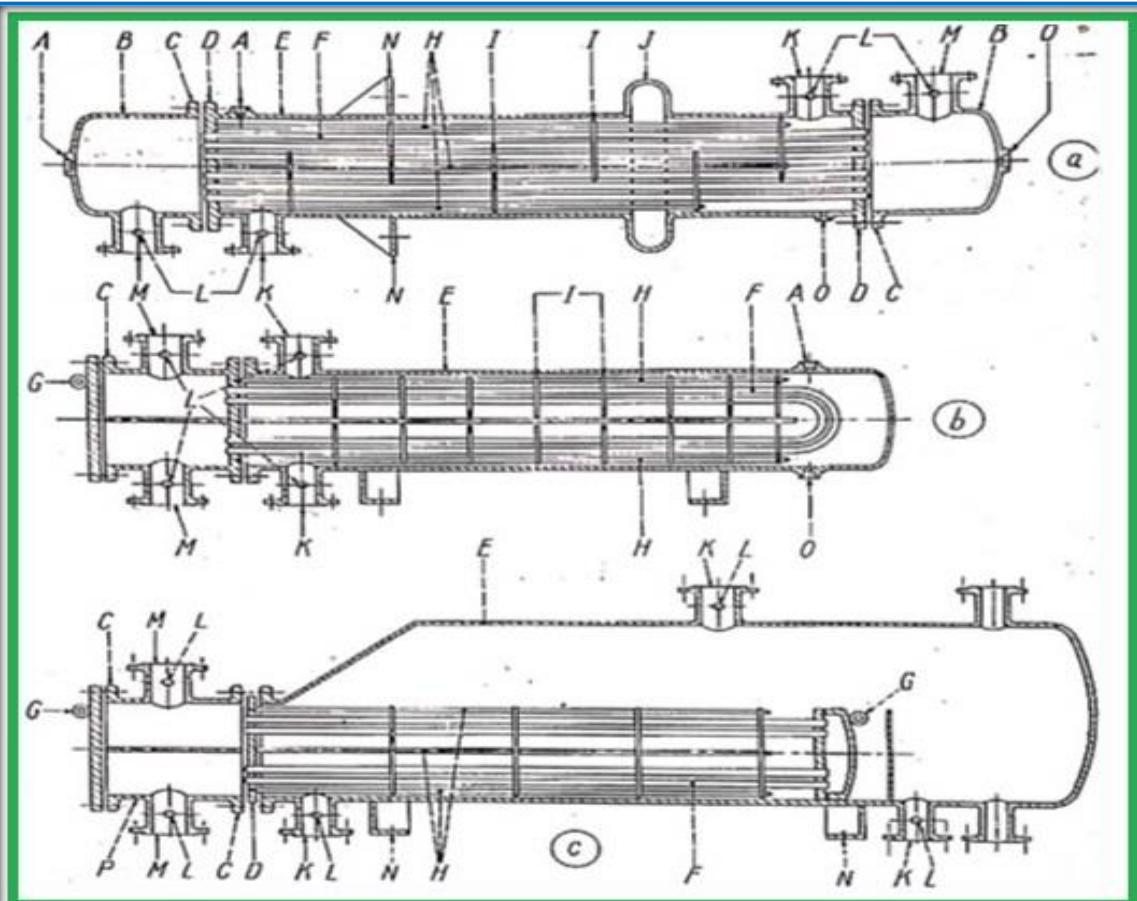
Extrémité avant (Type de boîtes fixes)		Type de calandre	Extrémité arrière (Type de boîtes)	
A		E	L	
Boîte avec couvercle démontable				Plaque tubulaire formant bride de calandre, avec boîte type "A"
B		F	M	
Boîte à fond bombé monobloc				Plaque tubulaire formant bride de calandre, avec boîte type "B"
C		G	N	
Couvercle et faisceau tubulaire démontables				Plaque tubulaire soudée à l'intérieur de la calandre, avec boîte type "C"
N		H	P	
Plaque fixe et couvercle démontable				Tête glissante extérieure avec presse garniture
D		J	S	
		K	T	
			U	
			W	
		X		

Figure 11: Embouts standards des échangeurs de chaleur à tube et calandre selon TEMA.

Ainsi sont construits les trois échangeurs donnés à titre exemples :

- Type BEM.
- Type CFU.
- Type AKT.



- | | |
|---|---|
| A : purge de gaz. | I : chicanes transversales ou plaques-support. |
| B : extrémité fixe. Virole de boîte. | J : soufflet de dilatation. |
| C : bride à extrémité fixe sur une boîte à fond plat ou fond bombé monobloc. | K : tubulaire de calandre ou corps. |
| D : plaque tubulaire. | L : raccord d'instrument de mesure |
| E : virole de calandre ou corps. | M : tubulaire de boîte d'extrémité fixe. |
| F : tubes. | N : console-support. |
| G : anneau de lavage. | O : purge de liquide. |
| H : tirants et entretoise. | P : extrémité fixe. Virole de boîte à fond plat. |
- a** : échangeur TEMA type BEM ; **b** : échangeur TEMA type CFE ; **c** : échangeur TEMA type AKT

Figure 12 : différents types d'échangeurs TEMA.

2.3. Rôle des divers constituants

2.3.1. Boîtes d'échangeurs

C'est l'organe qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. Sauf pour les tubes en U, il y a deux boîtes aux deux extrémités de l'échangeur.

La disposition des boîtes dépend non seulement du type choisi mais aussi du nombre de passes. Les liaisons cloison-plaque tubulaire est en général assurée par joint. Les boîtes sont le plus souvent réalisées

avec un matériau peu différent de celui des tubes.

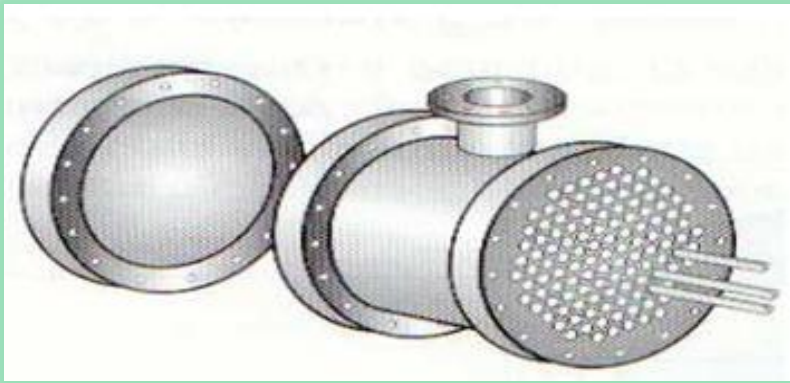


Figure 13 : Photo d'une boîte d'échangeur avec cloison.

2.3.2. Calandre

C'est l'enveloppe entourant le faisceau tubulaire. Il semble que la limite technologique pour des calandres se trouve aux alentours d'un diamètre de 2 m.

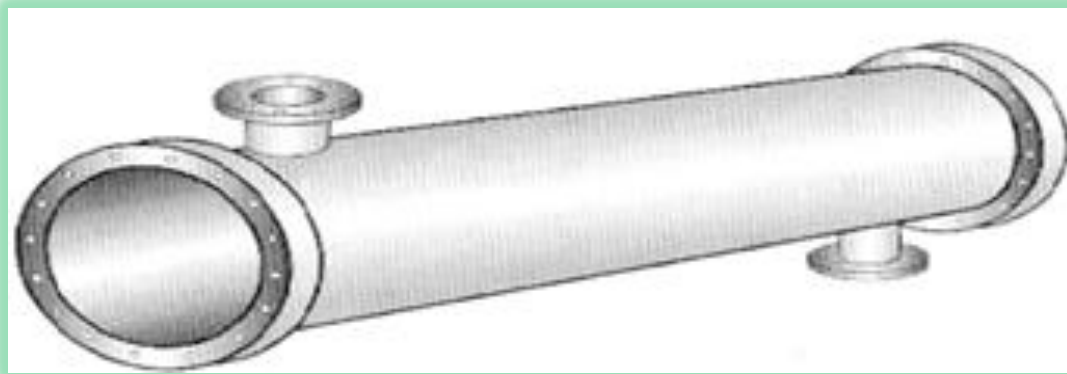


Figure 14 : Photo d'une calandre.

2.3.3. Plaques tubulaires

Les plaques tubulaires peuvent être en acier ordinaire, en acier spécial massif. Les tubes peuvent être fixés à la plaque tubulaire par dudgeonnage allié à une soudure qui sert alors simplement à assurer l'étanchéité. Les plaques tubulaires sont des parties délicates des échangeurs. Les interstices entre tubes et plaques, sont des lieux privilégiés de corrosion. Par ailleurs, les dilatations différentielles excessives peuvent faire sauter les dudgeonnages ou les soudures.

2.3.4 : Tubes

Ce sont des tubes normalisés (BWG soit par Birmingham Wire Gauge) particuliers dans le diamètre annoncé, en pouce, correspond exactement au diamètre extérieur (à la différence des tubes utilisés en tuyauterie).



Figure15: Plaque tubulaire d'un échangeur thermique à tube et calandre.

Tableau 1 : Exemple de tubes courants.

Dénomination	Øextérieur (m)	Øintérieur (m)
¾ in BWG 14	0,01905	0,01483
1 in BWG 12	0.0254	0.01986

La disposition géométrique des tubes dépend du pas choisi, il existe deux catégories de pas :

- Pas triangulaire : Faisceau quinconcé
- pas carré : Faisceau aligné

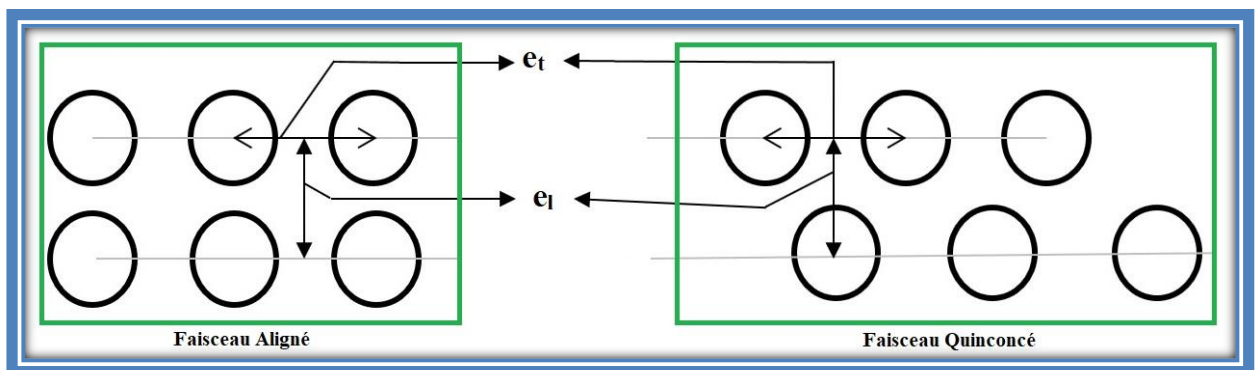


Figure 16 : types de faisceaux

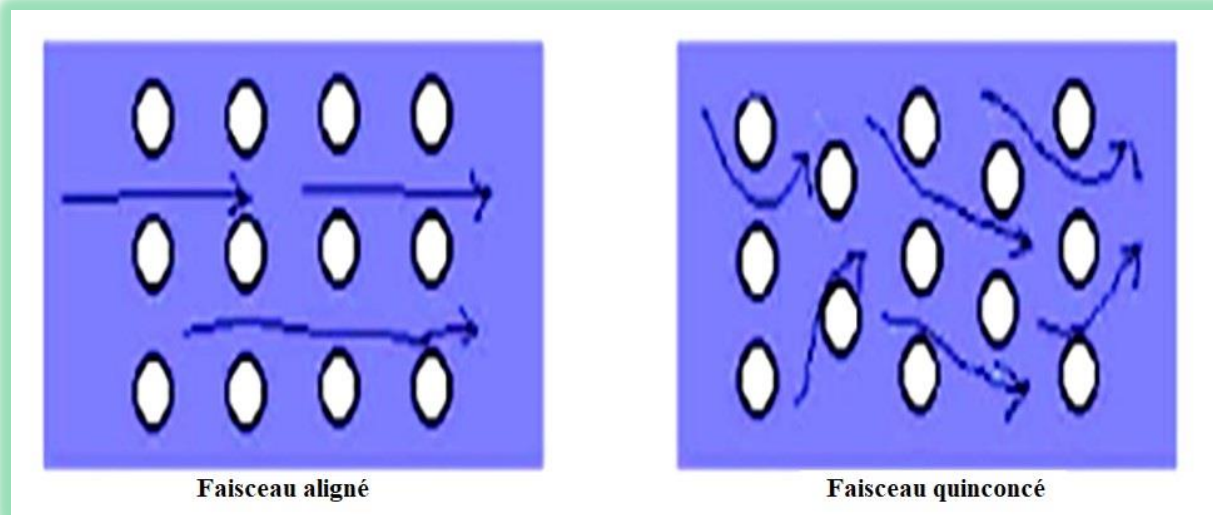


Figure 17 : Type d'écoulement du fluide côté calandre

La disposition en pas carré offre une plus grande facilité de nettoyage (toute la surface extérieure des tubes est accessible par le jet d'eau sous pression ou par instrument de nettoyage). La disposition en pas triangulaire est plus compacte donc plus économique.

Les pas standard les plus courants sont : 15/16 ; 19/16 ; 5/4 ; 3/2 in (soit 0.024 ; 0.025 ; 0.030 ; 0,032 ; 0,038 m). Le rapport du pas au diamètre extérieur des tubes sera au minimum de 1,25 si l'on souhaite limiter les pertes de charge côté calandre ou pour les rebouilleurs dégageant une forte quantité de vapeur.

2.3.5 : Chicanes

Les chicanes peuvent avoir deux rôles :

- Augmenter la vitesse de fluide.
- Augmenter la rigidité des faisceaux, pour éviter des phénomènes de vibration.

Dans le cas d'un transfert de chaleur sans changement de phase, il est intéressant d'augmenter la vitesse du fluide pour améliorer le coefficient d'échange. La vitesse sera d'autant plus élevée que les chicanes seront plus rapprochées est qu'elles auront un pourcentage d'ouverture faible. Là encore un équilibre devra être trouvé pour avoir simultanément un coefficient global d'échange et pertes de charge acceptables. Par ailleurs, les chicanes sont nécessaires pour augmenter la rigidité du faisceau.

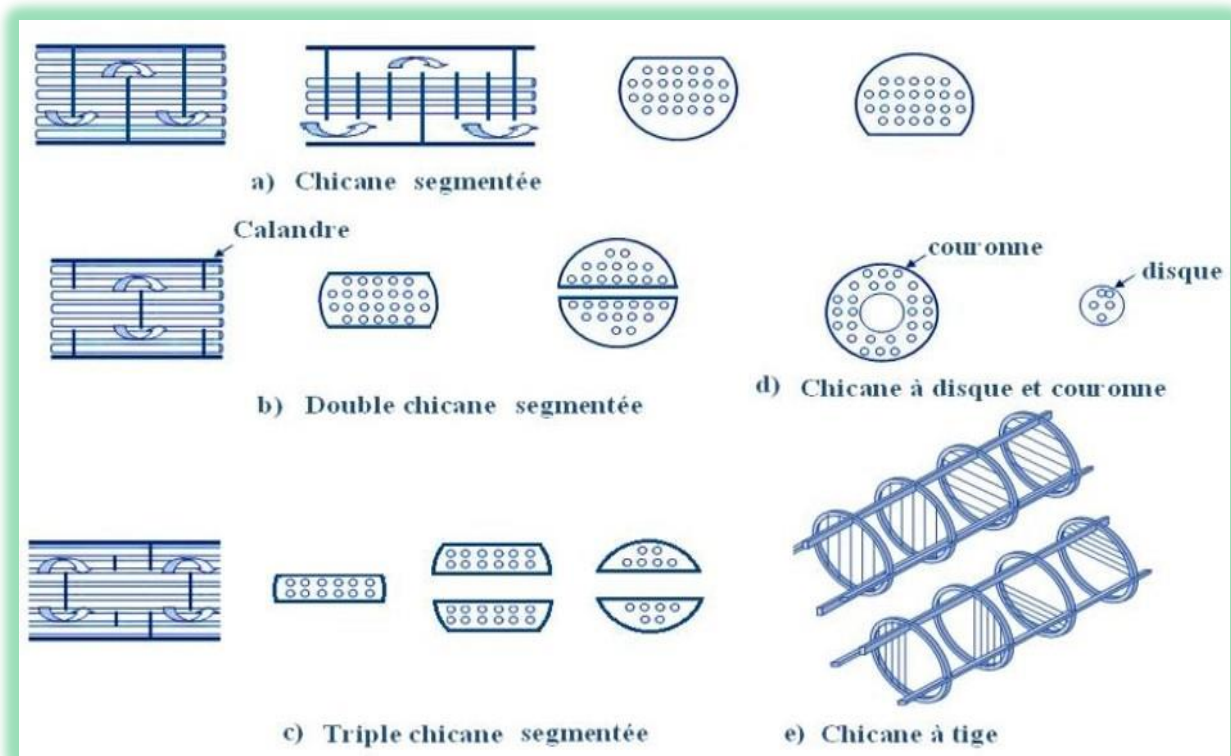


Figure 18 : Types de chicanes

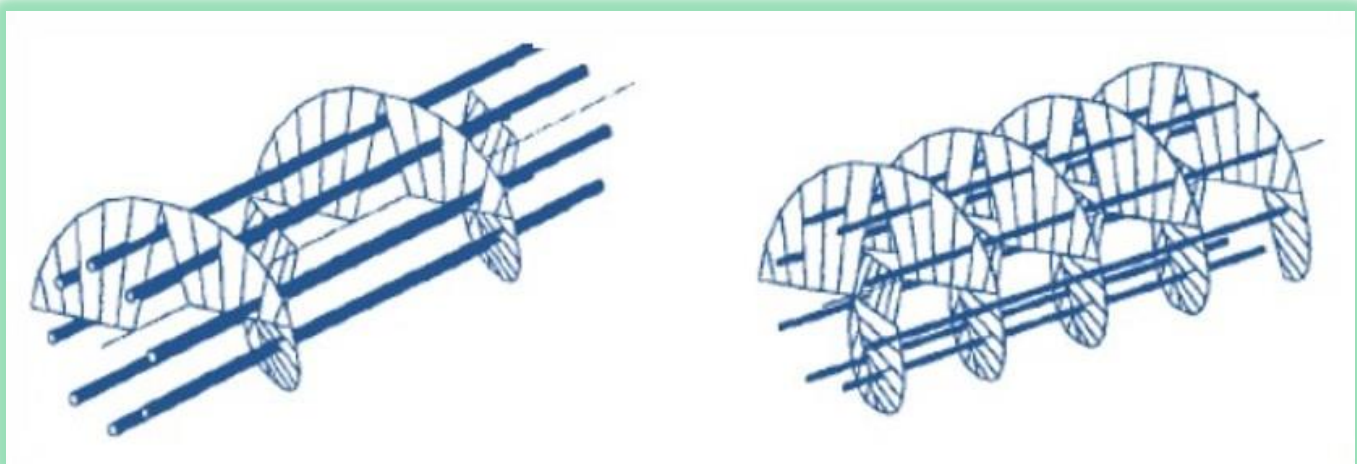


Figure 19 : Chicanes hélicoïdales

Le code TEMA donne le tableau suivant les longueurs non supportées en fonction du diamètre extérieur des tubes.

Tableau II.2 : Longueur maximale non supportée pour des tubes en acier à température modérée (<400°C) correspondant à chaque diamètre.

Diamètre extérieur du tube (m)	Longueur non supportée (m)
0,0159	1,231
0,0190	1,524
0,0254	1,880
0,3170	2,235
0,0381	2,540
0,0508	3,175

Une chicane ne couvrant pas la totalité des tubes (selon le cas 60 ,70 ,80%), on observe que pour un tube de 0,019 m de diamètre extérieur, la distance maximale entre deux chicanes consécutives sera :

$$\frac{1,5245}{2} = 0,762$$

Pour l'ébullition d'un liquide, ou la condensation de vapeur d'eau, la vitesse de circulation a peu d'importance et l'espacement des chicane est exclusivement déterminé par ce critère de longueur maximale non soutenue.

Les chicanes peuvent être de plusieurs types. Une entaille de vidange, qui doit être assez petite pour ne pas trop perturber l'écoulement, est généralement prévue à la partie inférieure de la chicane afin de permettre la vidange de l'échangeur.

2.4. Echangeurs compacts

Les échangeurs de chaleur sont de quatre (4) types :

- Echangeurs à plaques.
- Echangeurs à lamelle.
- Echangeurs spirales.
- Echangeurs à tube rapprochés.

Ils sont tous commercialisés. Ce sont des appareils à utiliser surtout en service propre. Ces échangeurs ont généralement de très bonnes performances de transfert.

Exemple : surface d'échange pour un même travail :

Echangeurs tubulaires conventionnels	125 m ²
Echangeurs à lamelle	90m ²
Echangeurs spirales	90 m ²
Echangeurs à tubes rapprochés	82 m ²
Echangeurs à plaques	60 m ²
Echangeurs patellaires	80 m ²

2.4.1 : Echangeurs à lamelle

Les échangeurs à lamelles peuvent être considérés comme une variante améliorée des échangeurs tubulaires conventionnels : le faisceau tubulaire est remplacé par un faisceau lamellaire. Les lamelles sont constituées par deux bandes de tôle soudée deux à deux. Elles sont assemblées pour former un faisceau qui s'insère dans une calandre cylindrique avec une extrémité fixe et un joint d'expansion à l'autre extrémité, de façon à permettre la dilatation. Le faisceau peut être facilement retiré de la calandre. L'appareil peut être utilisé en condenseur ou en rebouilleur et présente l'avantage d'un faible volume de rétention.



Figure 20 : Schéma d'un échangeur à lamelle

2.4.2 : Echangeurs spirales :

Un échangeur spiral est constitué de deux bandes métalliques séparées par des entretoises (pions) et enroulées de façon à constituer un corps spiral à double canal.

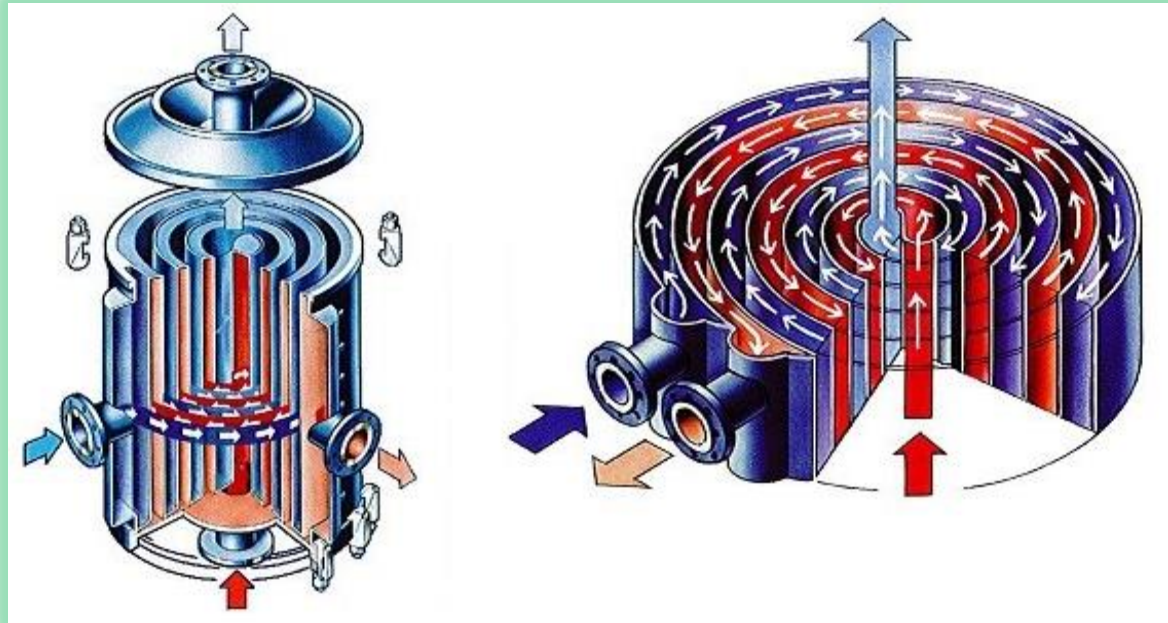


Figure 21 : Echangeur à spirale

1^{er} modèle : cet échangeur est particulièrement conçu pour des échanges de chaleur entre fluides sans variation de phase. Les fluides circulent à contre-courant et admis alternativement au centre et la périphérie. Les canaux alternés sont soudés de telle sorte que l'on puisse avoir accès à chaque canal par démontage de chaque couvercle.

2^{ème} modèle : cet échangeur est conçu pour servir de condenseur ; le premier fluide circule à l'intérieur du corps spiral fermé, les vapeurs circulent dans l'espace complètement ouvert. De très grands débits peuvent être véhiculés à travers l'échangeur, sans perte de charge excessive, ce qui rend ce type de condenseur particulièrement intéressant pour une utilisation sous vide.

3^{ème} modèle : cet appareil est particulièrement conçu pour la condensation de vapeur et le sous-refroidissement des condensats et des inertes ; les circulations sont combinées contre-courant et courant croisé.

2.4.3 : Echangeurs 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.

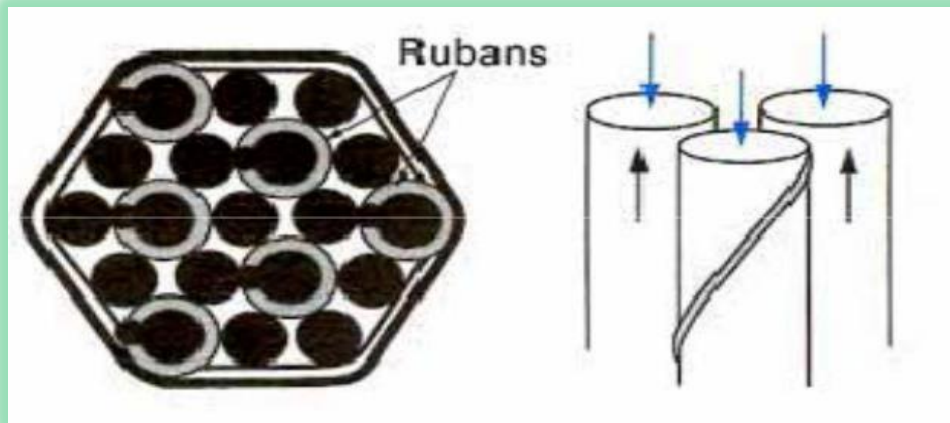


Figure22 : Echangeur à tubes rapprochés

2.4.4 : Echangeurs à plaques et joints

Ce sont des échangeurs dont la surface d'échange est composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrés les uns contre les autres à l'aide de tirants entre deux plaques, l'un fixe, l'autre mobile. Les applications des échangeurs à plaques et joints sont limitées par la pression maximale de service, la pression différentielle entre les deux fluides et la température maximale de service. Actuellement, on peut admettre des pressions de service d'environ 16 bars avec des pressions différentielles d'environ 10 bars. La température maximale de service de fonctionnement pour les hautes températures est d'environ 200 °C et -162 °C pour les températures cryogéniques.

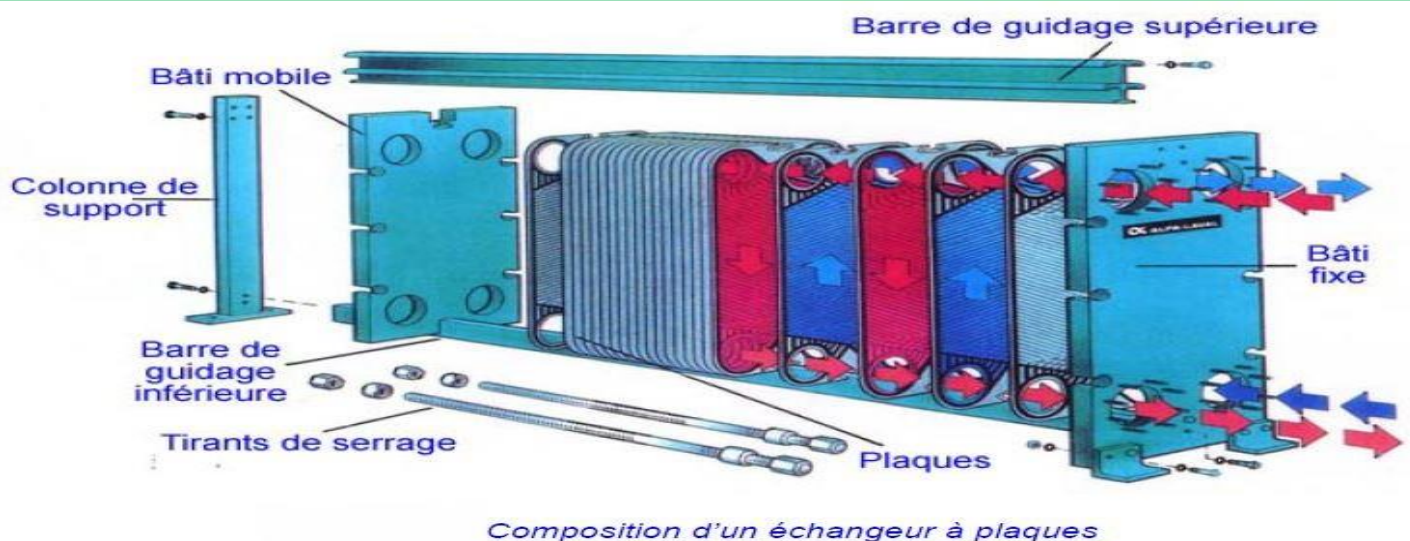


Figure 2 3 : Echangeur à plaque et joint



Détail de plaques d'un échangeur à plaques

Figure 24 : Détails des plaques d'un échangeur à plaques.

2.5. Autres types d'échangeurs

2.5.1 : Echangeurs patellaires

Il se compose d'un ensemble de tôles plates embouties. Il existe différents types d'appareils : certains comprennent des chambres plates équipées de tabulateurs et d'autres comprennent des picots emboutis et soudés.

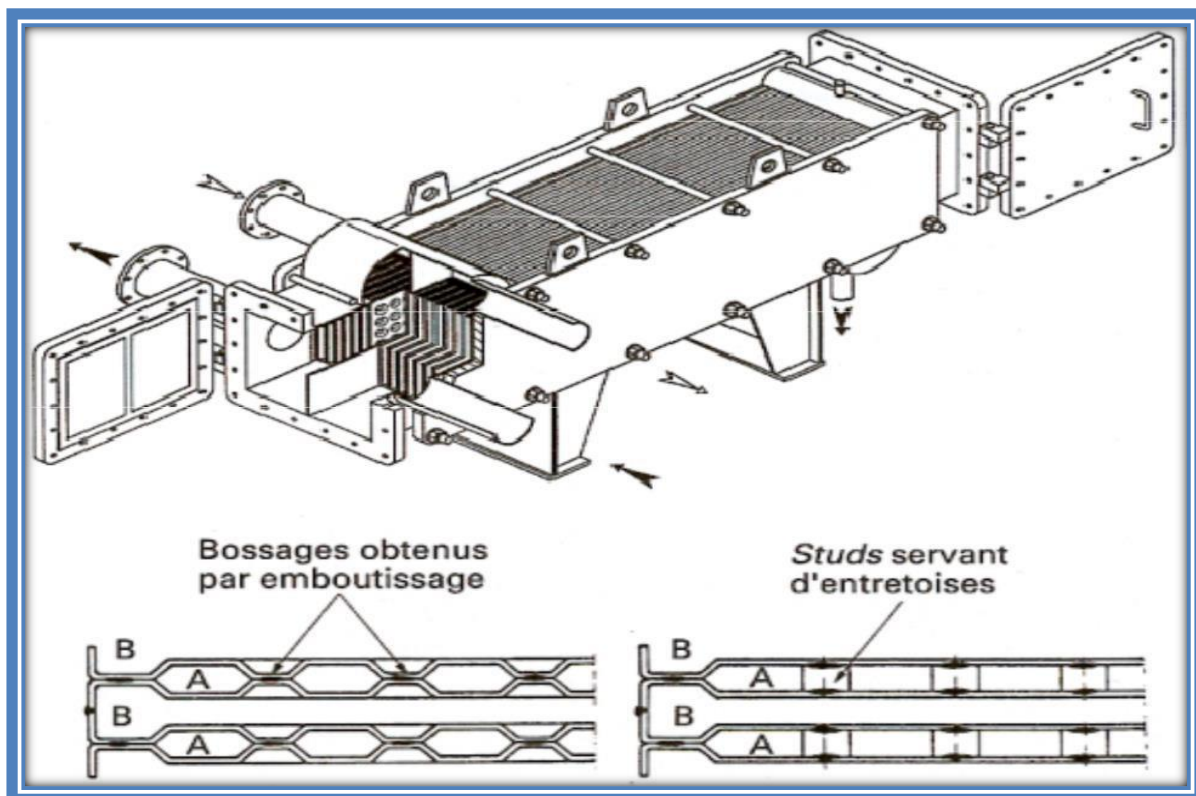


Figure25 : Echangeur patellaire et schéma des canaux.

2.5.2 : Echangeurs à tubes ailetés

Les échangeurs à ailettes sont utilisés dans le cas d'un échangeur liquide-gaz, par exemple les radiateurs des voitures. Ils permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique et sont caractérisés par :

- Facilite de nettoyage à l'aide d'un jet d'eau haute-pression.
- Les ailettes permettant un transfert de chaleur uniforme et fiable.
- Aucune corrosion entre le tube et les ailettes.
- Parfaitement adaptés aux applications industrielles.
- Sont résistantes aux vibrations.

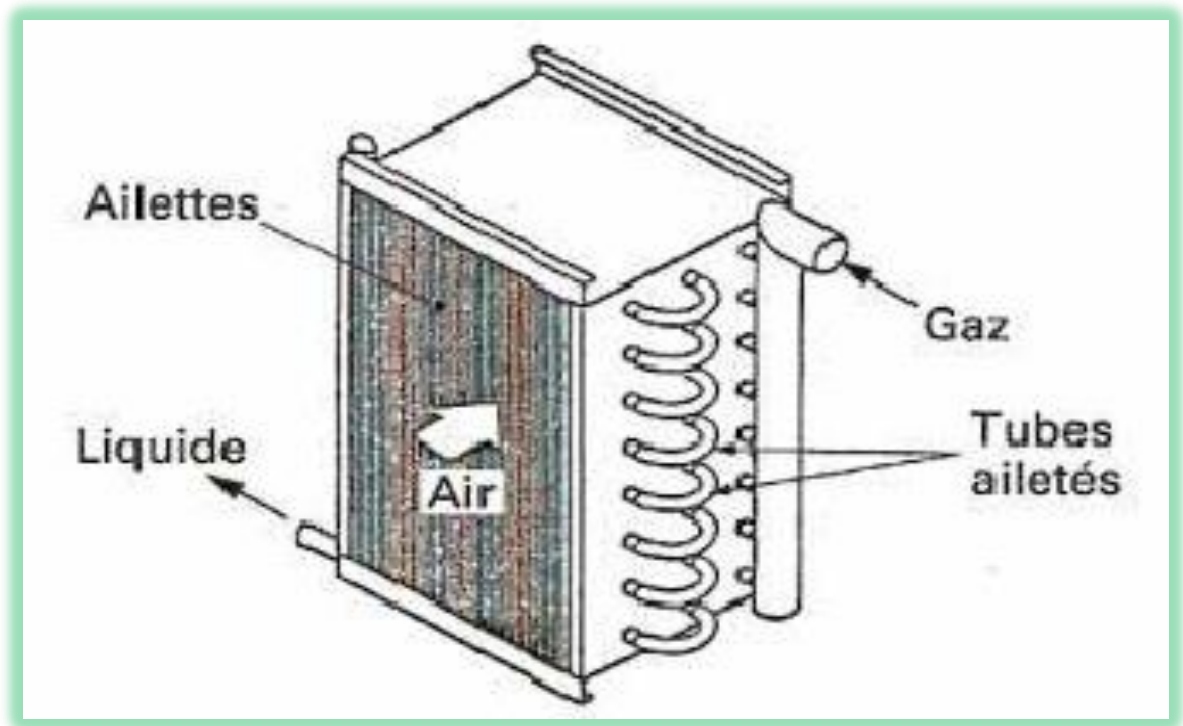
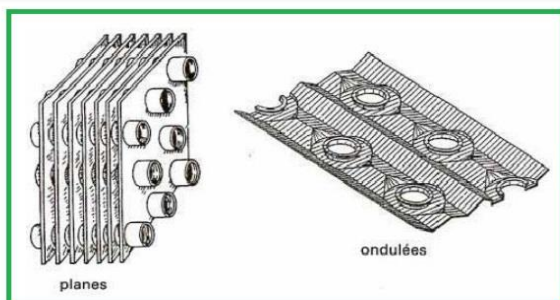


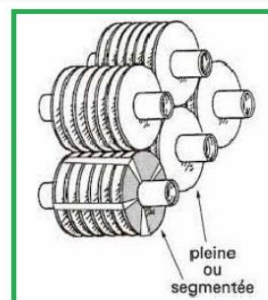
Figure 26 : Échangeur à tube ailetés d'un réfrigérateur.

Les ailettes sont diverses et variées selon la technologie des échangeurs utilisés. Il y a un nombre important. Différents types d'ailettes sont toutes fois présentées ci-dessous :

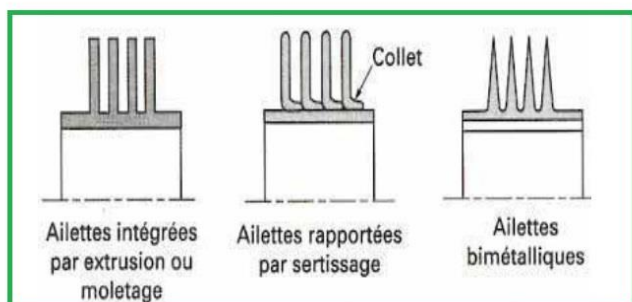
Figure 27 : Autres différents types d'ailettes.



Ailettes continues



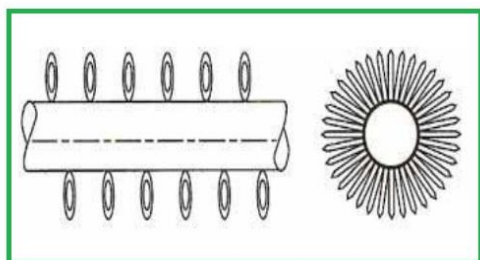
Ailettes independantes



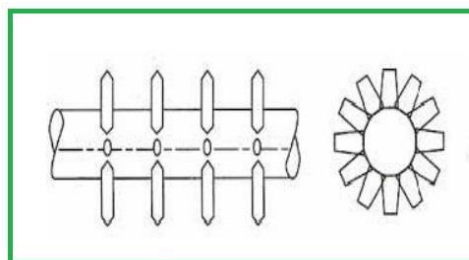
Ailettes annulaires



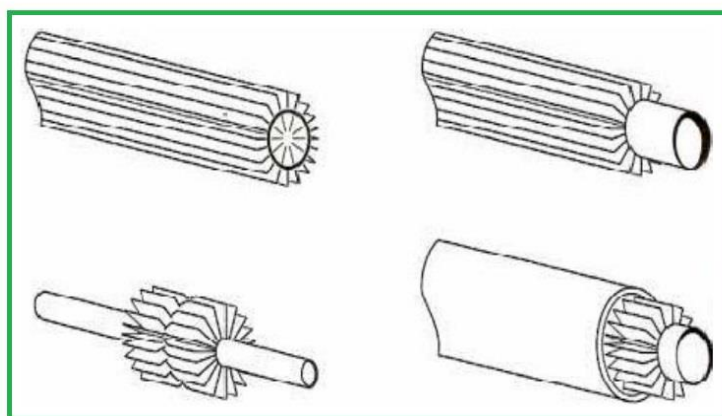
Ailettes spirales



Ailettes à fils préformés



Ailettes poinçonnées



Ailettes longitudinales

2.5.3 : Echangeurs bobinés

On utilise dans l'industrie cryogénique un autre type d'échangeur qu'on appelle échangeur bobiné comme les échangeurs principaux des complexes de liquéfaction de GNL.

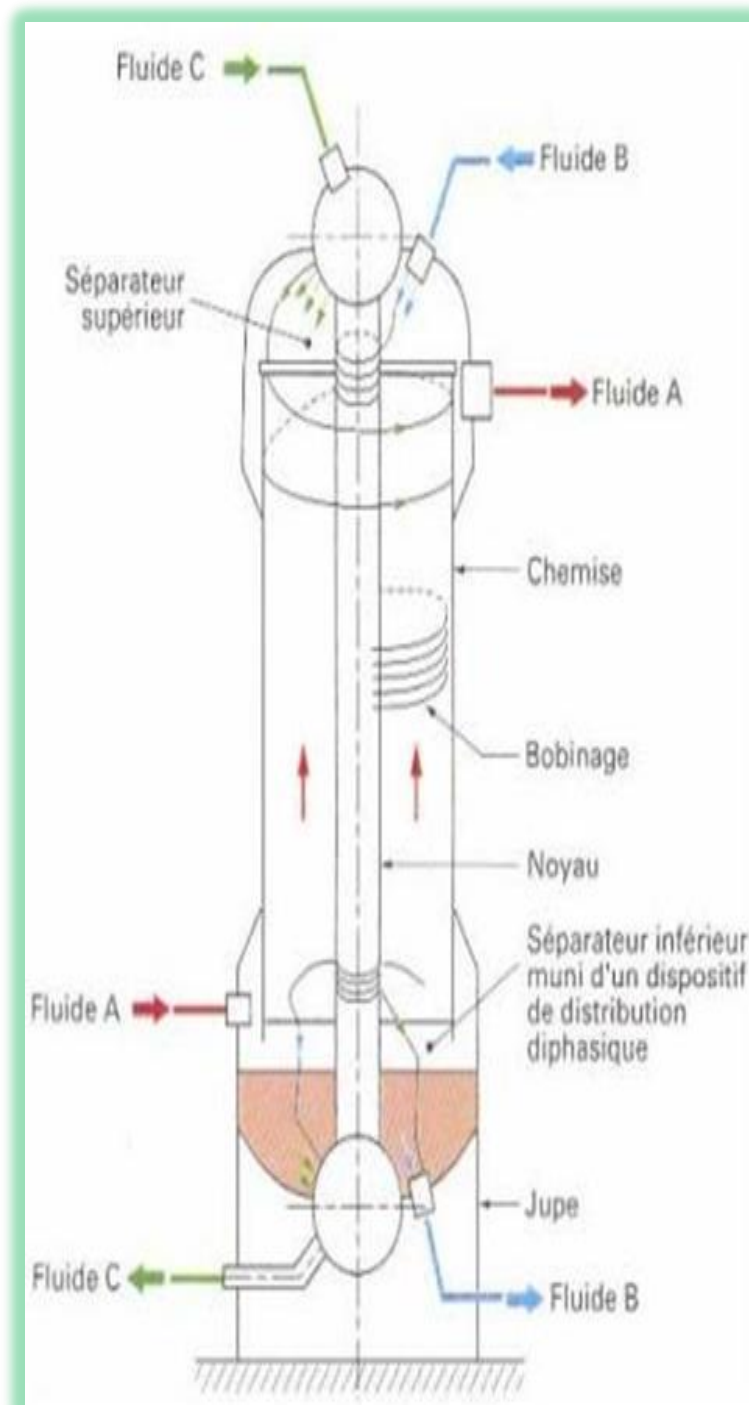


Figure 28 : Schéma d'un échangeur bobiné.

CARACTÉRISTIQUES DES TUBES D'ÉCHANGEURS

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR (in et mm)	BWG	ÉPAISSEUR (mm)	DIAMÈTRE INTÉRIEUR (cm)	SECTION (cm ²)	SURFACE (m ² /m)		POIDS (kg/m)
					extérieure	intérieure	
1/2 in (12,7 mm)	14	2,10	0,848	0,565	0,0399	0,0266	0,600
	16	1,65	0,940	0,694		0,0295	0,490
	18	1,24	1,021	0,819		0,0321	0,384
3/4 in (19,05 mm)	10	3,40	1,224	1,177	0,0598	0,0384	1,436
	12	2,77	1,351	1,434		0,0424	1,216
	14	2,10	1,483	1,727		0,0466	0,963
	16	1,65	1,575	1,948		0,0495	0,774
	18	1,24	1,656	2,154		0,0520	0,597
1 in (25,4 mm)	10	3,40	1,859	2,714	0,0798	0,0584	2,024
	12	2,77	1,986	3,098		0,0624	1,696
	14	2,10	2,118	3,523		0,0665	1,324
	16	1,65	2,210	3,836		0,0694	1,057
	18	1,24	2,291	4,122		0,0720	0,811
1 1/4 in (31,75 mm)	10	3,40	2,494	4,885	0,0997	0,0783	2,604
	12	2,77	2,616	5,375		0,0822	2,158
	14	2,10	2,743	5,909		0,0862	1,682
	16	1,65	2,845	6,357		0,0894	1,340
	18	1,24	2,921	6,701		0,0918	1,024
1 1/2 in (38,1 mm)	10	3,40	3,124	7,665	0,1197	0,0981	3,185
	12	2,77	3,251	8,300		0,1021	2,634
	14	2,10	3,378	8,962		0,1061	2,039
	16	1,65	3,480	9,512		0,1093	1,622
	18	1,24	3,556	9,931		0,1171	1,237

3. Définition des coefficients d'échange

3.1. Coefficients locaux particuliers et coefficient global

Considérons un échangeur tubulaire dans lequel on fait circuler deux fluides, supposons par exemple que le fluide chaud circule à l'intérieur des tubes. Et à l'extérieur le fluide froid. En régime permanent, les débits de fluide sont constants et la température en un point de l'appareil est constante.

Définissons un élément de volume de l'appareil pris entre deux sections droites perpendiculaire aux tubes, située à des distances x et $x + dx$ de l'extrémité par lequel entre le fluide chaud. Soient T_c et T_f les températures moyennes respectives des deux fluides dans cet élément de volume.

Le transfert de chaleur met en jeu trois résistances :

- 1- Une résistance à la convection entre le fluide chaud et la surface interne des tubes,
- 2- Une résistance à la conduction dans la paroi des tubes,
- 3- Une résistance à la convection entre la surface externe des tubes et le fluide froid.

Soit h_i et h_e les coefficients superficiels d'échanges respectifs correspondant aux résistances 1 et 3 et dA_i et dA_e les aires de surfaces correspondantes. Appelons λ_t la conductivité thermique du matériau constituant des tubes.

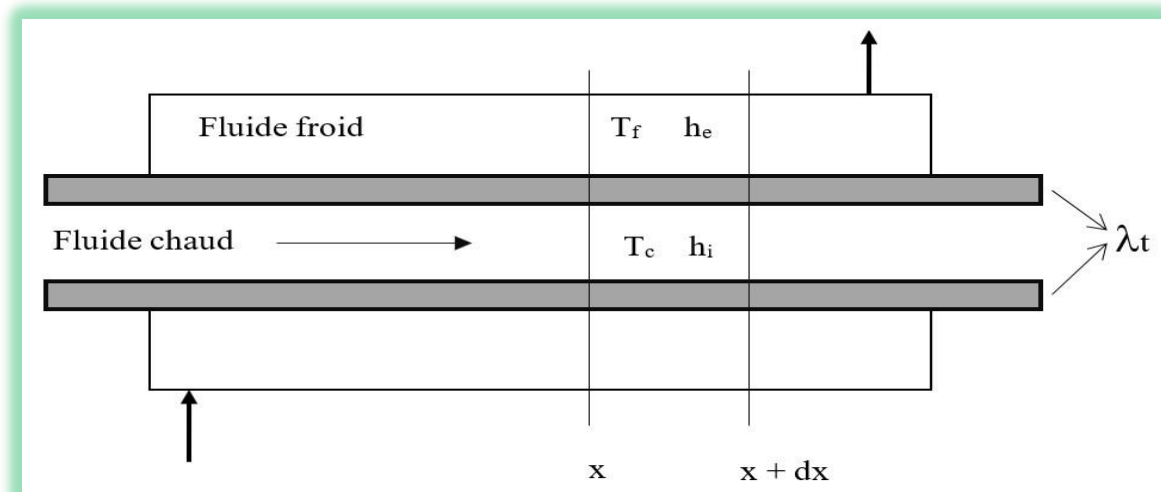


Figure 30 : Schéma d'un échangeur à co-courant.

Le flux de chaleur $d\Phi$ échangé entre les deux fluides est tel que :

$$d\phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_i dA_i} + \frac{e}{\lambda_t dA_m} + \frac{1}{h_e dA_e}}$$

dA_m est la moyenne logarithmique des aires dA_i et dA_e .

Remarque :

En fait cette moyenne peut être considérée comme égale à leur moyenne arithmétique si le rapport des aires est inférieur à 2.

$$C.A.D : dA_m = \frac{dA_e - dA_i}{\ln \frac{dA_e}{dA_i}} \approx \frac{dA_e + dA_i}{2}$$

$$si : \frac{dA_e}{dA_i} = \frac{d_e}{d_i} < 2$$

Newton a proposé d'écrire :

$$d\Phi = U_p dA (T_c - T_f) ; \text{ que l'on peut écrire :}$$

$$d\Phi = \Delta T / R ; \text{ avec } R = \text{la résistance et } R = 1 / U_p dA$$

$$Donc , \frac{1}{U_p dA} = \frac{1}{h_i dA_i} + \frac{e}{\lambda_t dA_m} + \frac{1}{h_e dA_e}$$

h_i est appelé coefficient local interne particulier d'échange.

h_e est appelé coefficient local externe particulier d'échange.

U_p est appelé coefficient d'échange global propre.

Ces coefficients sont des coefficients locaux car leur valeur est susceptible de varier le long des tubes. Ils s'expriment en Kcal / h m²°C ou w / m²°C.

Dans des conditions données de fonctionnement, h_i et h_e ont des valeurs locales constantes. Par suite le produit U_dA est localement constant. Il existe pour dA différentes possibilités.

Si l'on choisit comme aire de référence l'aire interne des tubes :

$$dA = dA_i \Rightarrow U_p dA = U_p dA_i$$

Si l'on choisit pour dA l'aire externe des tubes dA_e ou l'aire moyenne des tubes dA_m , on aura de même :

$$U_p dA = U_e dA_e = U_m dA_m$$

On est ainsi conduit à définir 03 coefficients globaux d'échange U_i, U_e, U_m qui non de signification que par rapport aux aires de références correspondantes. On a alors :

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{\lambda_t \frac{dA_m}{dA_i}} + \frac{1}{h_e \frac{dA_e}{dA_i}}$$

Soit encore

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda_t \frac{d_e + d_i}{2d_e}} + \frac{1}{h_e \frac{d_e}{d_i}}$$

Où d_i et d_e sont respectivement les diamètres intérieur et extérieur des tubes, de même :

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_i \frac{d_i}{d_e}} + \frac{e}{\lambda_t \frac{d_e + d_i}{2d_e}} + \frac{1}{h_e}$$

Et

$$\frac{1}{U_m} = \frac{1}{h_i \frac{2d_i}{d_e+d_i}} + \frac{e}{\lambda_t} + \frac{1}{h_e \frac{2d_e}{d_e+d_i}}$$

Remarque :

- Cas de surface planes parallèles : $dA = dA_i = dA_e = dA_m$
- Du point de vue pratique on rapporte le coefficient global au côté pour lequel le coefficient particulier est le plus petit.

3.2. Coefficient d'encrassement (Facteur d'encrassement) :

Très souvent, durant le fonctionnement d'un échangeur avec la plupart des liquides et parfois aussi avec des gaz, un film d'encrassement s'amorce graduellement sur la surface des tubes. Ces dépôts peuvent être de la rouille, du tartre, de la vase, du coke, etc... leur effet est d'ajouter des résistances supplémentaires au transfert, abaissant ainsi la performance de l'échangeur.

Les résistances à l'encrassement augmentent au cours du temps. Il est alors difficile de calculer le flux de chaleur transféré entre les deux fluides. Pour estimer les dimensions de l'échangeur, il est souvent suffisant de connaître les valeurs limites des résistances à l'encrassement acceptable dans des conditions de service. Ces valeurs respectivement R_{di} et R_{de} à l'intérieur et à l'extérieur des tubes sont souvent exprimées en termes de coefficients locaux particuliers de dépôt h_{di} et h_{de} . (Coefficient d'encrassement h_d et facteur d'encrassement $1/h_d$).

$$R_{di} = \frac{1}{h_{di} dA_i} \quad \text{et} \quad R_{de} = \frac{1}{h_{de} dA_e}$$

Bien qu'elles soient en réalité des résistances à la conduction dans un matériau solide. On peut alors écrire :

$$d\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_i dA_i} + \frac{1}{h_{di} dA_i} + \frac{e}{\lambda_t dA_m} + \frac{1}{h_{de} dA_e} + \frac{1}{h_e dA_e}}$$

Et en utilisant $d\Phi = U_s dA (T_c - T_f)$ on obtient :

$$\frac{1}{U_s dA} = \frac{1}{h_i dA_i} + \frac{1}{h_{di} dA_i} + \frac{e}{\lambda_t dA_m} + \frac{1}{h_{de} dA_e} + \frac{1}{h_e dA_e}$$

En supposant que : $dA_{di} = dA_i$ et que $dA_{de} = dA_e$

On définit un coefficient d'échange global sale U_s pour l'échangeur encrassé. Ce coefficient n'a de signification que ramené à une aire référence.

Dans le cas où l'on choisit $dA = dA_i$, on a :

$$\frac{1}{U_{si}} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h d_i} + \frac{e}{\lambda_t \frac{d_e + d_i}{2 d_i}} + \frac{1}{h_{de} \frac{d_e}{d_i}} + \frac{1}{h_e \frac{d_e}{d_i}}$$

De même pour $dA = dA_e$

$$\frac{1}{U_{se}} = \frac{1}{h_i \frac{d_i}{d_e}} + \frac{1}{h_{di} \frac{d_i}{d_e}} + \frac{e}{\lambda_t \frac{d_e + d_i}{2 d_e}} + \frac{1}{h_{de}} + \frac{1}{h_e}$$

Et pour $dA = dA_m$

$$\frac{1}{U_{sm}} = \frac{1}{h_i \frac{2 d_i}{d_e + d_i}} + \frac{1}{h_{di} \frac{2 d_i}{d_e + d_i}} + \frac{e}{\lambda_t} + \frac{1}{h_{de} \frac{2 d_e}{d_e + d_i}} + \frac{1}{h_e \frac{2 d_e}{d_e + d_i}}$$

On remarque que :

$$\frac{1}{U_s dA} - \frac{1}{U dA} = \frac{1}{h_{di} dA_i} + \frac{1}{h_e dA_e} = R$$

Des ordres de grandeurs des coefficients globaux d'échange U_s sale et des coefficients d'encrassement pour différents couples de fluide sont donnés dans les tableaux 1 et 2.

Tableau 3 : Ordre de grandeur des coefficients globaux U_s

Fluide chaud	Fluide froid	U_s (kcal/h.m ² . °C)
Gaz	Gaz	10-50
Gaz	Liquide visqueux	20-50
Gaz	Liquide peu visqueux	20-80
Liquide visqueux	Gaz	20-50
Liquide peu visqueux	Gaz	20-80
Liquide visqueux	Liquide visqueux	100-200
Liquide visqueux	Liquide peu visqueux	100-300
Liquide peu visqueux	Liquide peu visqueux	700-1800
Vapeur	Liquide visqueux	200-400
Vapeur	Liquide peu visqueux	1000-2000
Vapeur	Liquide en ébullition	700-1500

Tableau 4 : Coefficient d'encrassement h_d .

Fluide	Coefficient d'encrassement ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
Eau distillée	10000
Eau de mer	5000 à 10000
Eau de ville	2500 à 5000
Eau de rivière filtrée	2500 à 5000
Eau de rivière non filtrée	1500 à 2500
Mazout	1000
Liquide organique	5000
Saumure	5000
Air industriel	2500
Résidu de craquage	500

Remarque :

La présence de dépôt diminue les performances de l'appareil : il est important de connaître cette évolution au cours du temps afin de pouvoir déterminer la fréquence d'intervention pour le nettoyage de l'échangeur. En général on applique des lois de type :

$$\frac{1}{U^2} = m + nt$$

m et n sont des constants dont les valeurs dépendent de la nature chimique du dépôt.

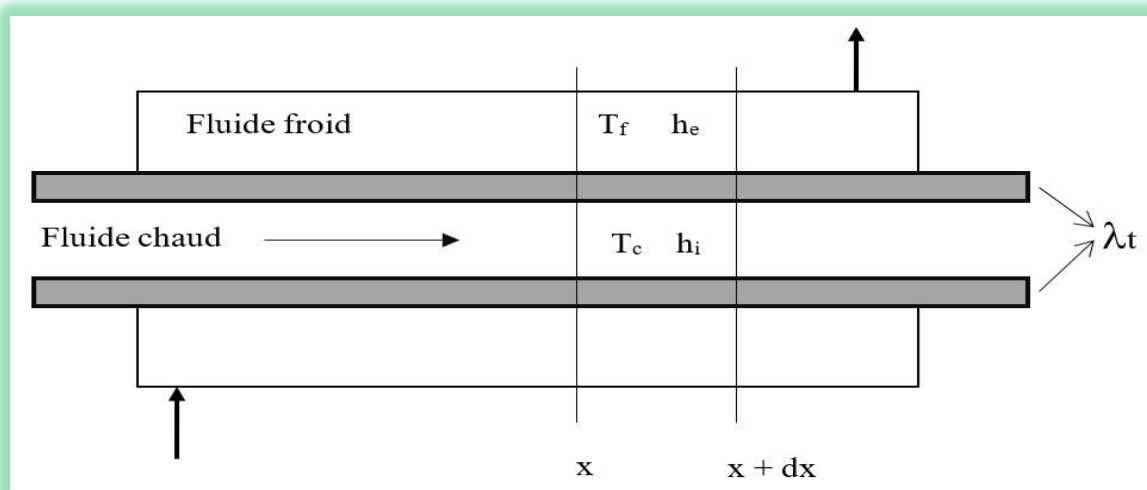


Figure III.2 : Schéma représentant une section d'un échangeur de chaleur

