

Docteur Fateh Mebarek-Oudina

LMD
Master en Mécanique Energétique, Physique
Energétique

Echangeurs de Chaleur

Cours & Exercices corrigés

Editions Al-Djazair

Docteur Fateh Mebarek-Oudina
Maître de Conférences

Conformément au Programme LMD

Master en Mécanique Energétique, Physique Energétique

Echangeurs de Chaleur

Cours & Exercices corrigés

Editions Al-Djazair

Avant-propos

Ce chapitre de la matière, Échangeurs de chaleur et de matière, est consacré à la théorie des échangeurs de chaleur où le fluide caloporteur ne subit aucun changement de phase.

Le document n'est pas destiné aux étudiants de physique énergétique, mais aussi à tous les scientifiques (pétrochimie, génie mécanique, génie climatique, génie civil, génie des procédés, chimie industrielle, ... etc.) confrontés à des problèmes de thermiques.

Cet ouvrage contient 43 équations, 19 figures et 7 tableaux. Il a été conçu en exploitant 30 références bibliographiques.

Sommaire

Avant-propos.	1
Sommaire	2
Théorie des échangeurs de chaleur	4
1. Description générale.	4
1.1. Type d'échange	4
2. Principe général.	5
3. Configurations géométriques.	5
3.1 Échangeurs tubulaires coaxiaux (simple)	5
3.2 Échangeurs Tubes / Calandre (à faisceaux complexes)	6
3.2.1 Échangeurs 1-2	9
3.2.2 Échangeurs 2-4	9
3.3 Échangeurs à courants croisés	10
3.4 Échangeurs à plaques	11
4. Calcul des échangeurs	14
4.1 Notations	15
4.2 Coefficient global d'échange thermique, U	16
4.2.1 Résistances d'encrassement, "	19
4.2.2 Détermination des coefficients d'échange par convection h_c et h_f	19
4.3 Méthode DTLM (Moyenne logarithmique de la température)	21
4.3.1 Échangeur à courant parallèle/co-courant (EACP)	22
4.3.2 Échangeur à contre courants (EACC)	23
4.3.3 Comparaison entre EACP et EACC	24
4.3.4. Facteur de correction	27
4.4 Efficacité d'un échangeur	29

4.4.1	Définition	29
4.5	Méthode NUT	30
4.5.1	Nombre d'unités de transfert (Définition-Calcul).	30
4.5.2	Relation ε – NUT	31
4.6	Dimensionnement	42
4.6.1	Coté Tube	42
4.6.1.1	Calcul de la puissance d'un échangeur	42
4.6.1.2	Calcul de la surface d'échange	42
4.6.1.3	Calcul du nombre de tubes	43
4.6.1.4	Calcul de la longueur des tubes	44
4.6.2	Coté Calandre	44
Liste des figures.		51
Liste des tableaux.		52
Références bibliographiques.		53

Théorie des échangeurs de chaleur

1. Description générale

1.1 Type d'échange

Les échangeurs de chaleur : Sont des dispositifs qui assurent l'échange de chaleur entre deux fluides à des températures différentes sans qu'ils soient mélangés.

Au sein d'un échangeur de chaleur on peut trouver les modes d'échange suivants :

- **Conduction** : c'est la propagation de la chaleur dans la matière, sans transfert de masse. À travers les solides, la conduction assure un bon transfert de chaleur.
- **Convection** : ce mode de transfert de chaleur apparaît entre deux phases dont l'une au moins est mobile, en présence d'une différence de température. Le mouvement des phases peut être provoqué par des différences de densité dans le fluide, le transfert de chaleur est dit de *convection naturelle* ou *libre*. Le mouvement peut être provoqué par une dégradation d'énergie mécanique, le transfert de chaleur est dit de *convection forcée*. Cette dernière est essentielle pour ces appareils (échangeurs).
- **Rayonnement** : c'est l'émission d'énergie par les surfaces des corps sous forme de radiation. Elle correspond à un échange de chaleur par l'intermédiaires d'une onde de nature électromagnétique et qui ne nécessite aucun support matériel (cas du vide, certains gaz plus ou moins transparent et de certains solide).

Donc, le transfert de chaleur qui a lieu au sein d'un échangeur fait intervenir le mode convectif dans chacun des deux fluides et le mode conductif à travers la paroi qui les séparent. Généralement, le rayonnement est faible et sera négligé.

En général, Il existe trois classes d'échangeurs de chaleurs :

1. Échangeurs à transferts directs,
2. Échangeurs de stockage thermique,
3. Échangeurs à contacts directs.

2. Principe général

Le principe est de faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. Ces fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. En général, le fluide chaud cède de la chaleur au fluide froid.

Le principal problème consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. La quantité de chaleur transférée ne dépend pas seulement de la surface d'échange entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres.

Les flux de chaleurs transférées dépendent aussi :

- des températures d'entrée,
- des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique),
- des coefficients d'échange par convection.

3. Configurations géométriques

3.1 Échangeurs tubulaires coaxiaux (simple)

Un des fluides circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes tandis que l'autre circule dans le tube central. Pour cette configuration, deux types de fonctionnements sont distingués : les deux fluides circulent dans le même sens ou en sens opposé. Le premier est un échangeur co-courant (ou courant- parallèle). Dans le deuxième cas, c'est un échangeur contre-courant. Ce type d'échangeur est souvent rencontré dans l'industrie frigorifique en particulier pour les condenseurs à eau ou dans les groupes de production d'eau glacée.

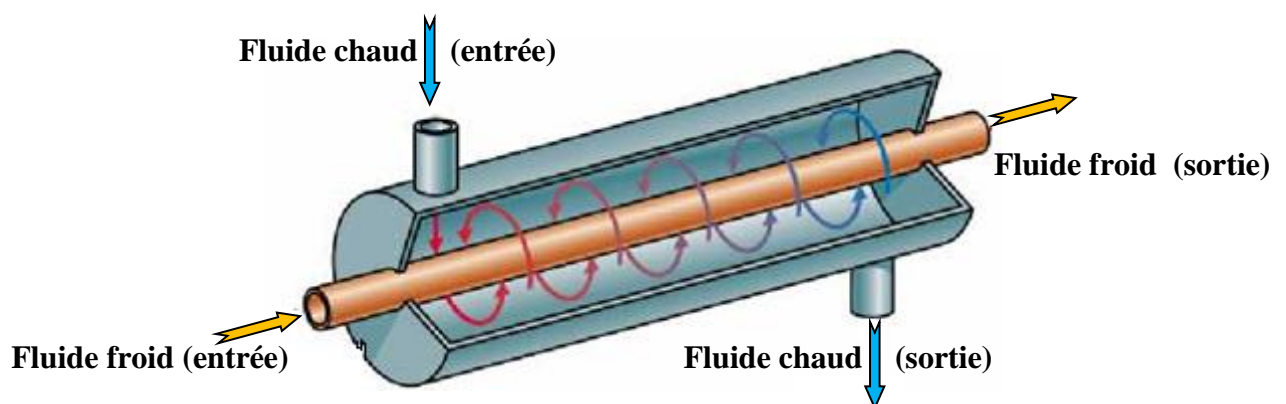


Figure 1 : Échangeur tubulaire simple. [27]

C'est le plus simple échangeur que l'on puisse concevoir, mais il est difficile avec ce type d'échangeur d'obtenir des surfaces d'échange importantes sans aboutir à des appareils très encombrants. Pour cela on a besoin de trouver d'autres géométries d'échanges.

3.2 Échangeurs Tubes/Calandre (à faisceaux complexes)

Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans le calandre autour de tubes qui le franchissent tandis que l'autre fluide circule à l'intérieur des tubes. Souvent, il est constitué d'un faisceau de tubes traversant un réservoir de manière longitudinale, appelé **échangeur multitubulaire**. La circulation du fluide à travers les tubes est forcée par l'emplacement des parois, de manière à ce qu'il effectue un ou plusieurs aller-retours.

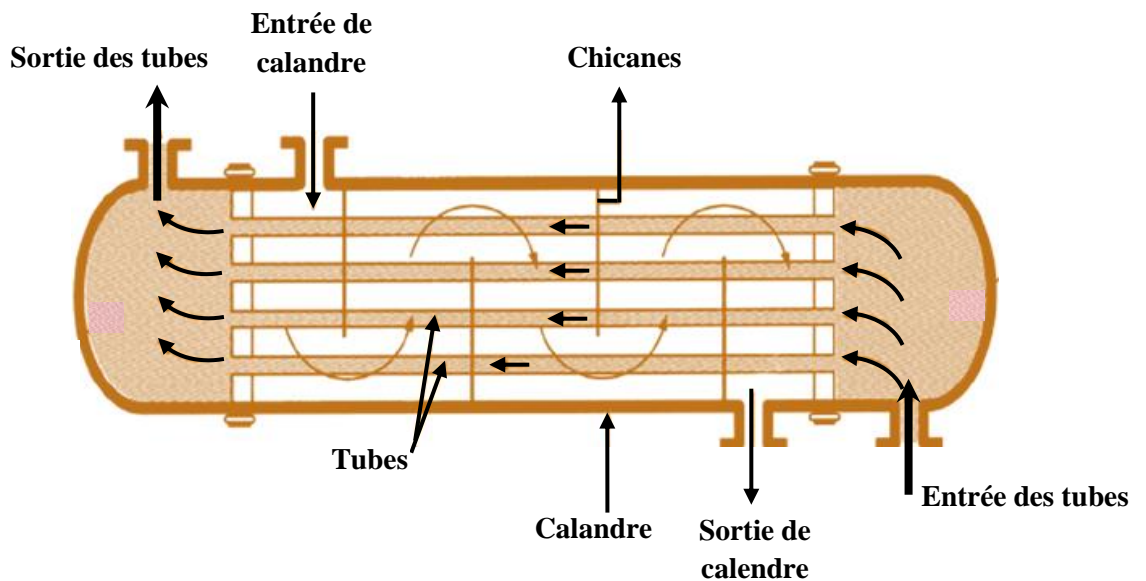


Figure 2 : Principe d'un échangeur de chaleur tubes/calandre. ^[11]

Le principe est schématisé dans la figure 2. Ces échangeurs sont constitués soit d'un tube unique (serpentin), soit d'un faisceau de tubes branchés en parallèle enfermés dans une enveloppe appelée calandre.

L'emplacement des chicanes dans la calandre augmente la turbulence et l'efficacité de l'échange. Généralement, le rôle des chicanes peut être résumé en deux points :

1. Augmenter la rigidité du faisceau, pour éviter des phénomènes de vibration,
2. Augmenter la vitesse du fluide.

Le passage du fluide chaud dans les tubes métalliques (acier, cuivre, inox, etc.) minimise les pertes de chaleur.



Figure 3 : Schématisation d'un échangeur de chaleur multitubulaire : réchauffeur d'Ethylène, démontage du côté tubes et côté calandre pour test de réépreuve. (CP/2K, Sonatrach de Skikda)

Dans la figure 3, une schématisation réelle d'un échangeur multitubulaire de fabrication espagnole utilisé au sein de la zone industrielle de Skikda. Cet échangeur est un réchauffeur d'Ethylène (l'Ethylène est un gaz utilisé comme monomère dans la réaction de polymérisation). En outre, sur chaque équipement industriel on trouve une plaque d'identification.

À partir de cette plaque on peut déduire ses caractéristiques tels que:

- la nature du fluide coté tubes et coté calandre,
- la pression de fonctionnement de chaque fluide,
- la température de fonctionnement,
- la pression d'épreuve hydrostatique,
- le poids des tubes...etc.

		<input type="text"/>	
EQUIPEMENT N°	<input type="text" value="410-101"/>		
COMMANDE N°	<input type="text" value="CO-152-01"/>	N° FABRICATION	<input type="text" value="21578"/>
FABRIQUE PAR	<input type="text"/>		
SURFACE TOTAL (EFFECTIVE) m ²	<input type="text" value="16.27"/>		
	CALANDRE	TUBES	
FLUIDE	<input type="text" value="VAPEUR"/>	<input type="text" value="ETHYLENE"/>	
SUREPAIS. CORROSION mm	<input type="text" value="1.5"/>	<input type="text" value="1.5"/>	
PRESSION SERVICE kg/cm ² (g)	<input type="text" value="12.5"/>	<input type="text" value="57.8"/>	
TEMPERATURE SERVICE °C	<input type="text" value="192.8"/>	<input type="text" value="124/140"/>	
PRESSION CALCUL kg/cm ² (g)	<input type="text" value="42.7"/>	<input type="text" value="64"/>	
TEMPERATURE CALCUL °C	<input type="text" value="230"/>	<input type="text" value="165"/>	
PRESSION EPREUVE HYDROST kg/cm ² (g)	<input type="text" value="64.1"/>	<input type="text" value="96"/>	
DATE	<input type="text" value="MAI 1998"/>		
POIDS A VIDE Tm	<input type="text" value="1.07"/>	POIDS FAISCEAU Tm	<input type="text" value="0.4"/>
CODE UTILISE:	ASME SECTION VIII DIVISION 1 ET TEMA 'R'		
TRAITEMENT THERMIQUE	<input type="text" value="NON"/>	RADIOGRAPHIE	<input type="text" value="PARTIEL"/>

Figure 4 : Plaque d'identification fixée sur le réchauffeur d'Ethylène présenté dans la figure 3.

On distingue trois classes d'appareils :

➤ *Les échangeurs à plaque tubulaire fixes* : soudées sur la calandre, ils ne peuvent être utilisés que si la différence de température entre les fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation du faisceau soit acceptable.

➤ *Les échangeurs à tête flottante* : l'une des plaques tubulaires est fixe, la seconde plaque à un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement de l'intérieur du capot qui ferme la calandre.

Ces appareils permettent l'expansion thermique du faisceau ainsi que son nettoyage mécanique, constituent presque la totalité des échangeurs utilisées en raffinerie de la zone industrielle de Skikda.

➤ *Les échangeurs à tubes en U* : la plaque tubulaire est supprimée avec l'utilisation de tubes coudés, tout en conservant les propriétés d'expansion de la tête flottante. L'économie

réalisée par le coût d'une plaque tubulaire est compensée par l'impossibilité de nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes, ces faisceaux seront surtout utilisés dans les rebouilleurs à vapeurs.

3.2.1 Échangeur 1-2

Ce type est le plus simple échangeur à faisceau: le fluide qui circule dans la calandre effectue un seul passe tandis que le fluide côté tubes effectue 2 (ou $2n$) passes. Pour l'échangeur présenté dans la figure (2) le fluide effectue une seule passe côté calandre et dans les tubes.

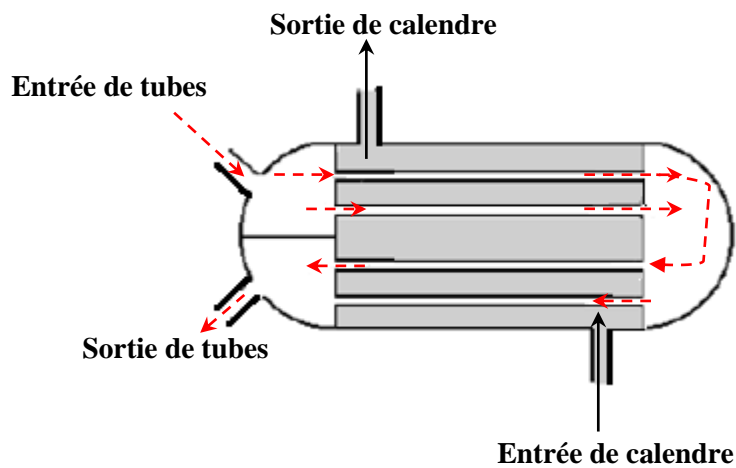


Figure 5 : Principe d'un échangeur de chaleur 1-2.

3.2.2 Échangeur 2-4

Lorsque l'échangeur 1-2 ne permet pas d'obtenir une efficacité supérieure à 0.75, on essaie à se rapprocher plus de l'échangeur à contre-courant en effectuant 2 (ou plus) passes en calandre. L'échangeur 2-4 comporte une chicane longitudinale de sorte que le fluide en calandre effectue 2 passes. Le fluide dans le tube effectue 4 (ou $4n$) passes.

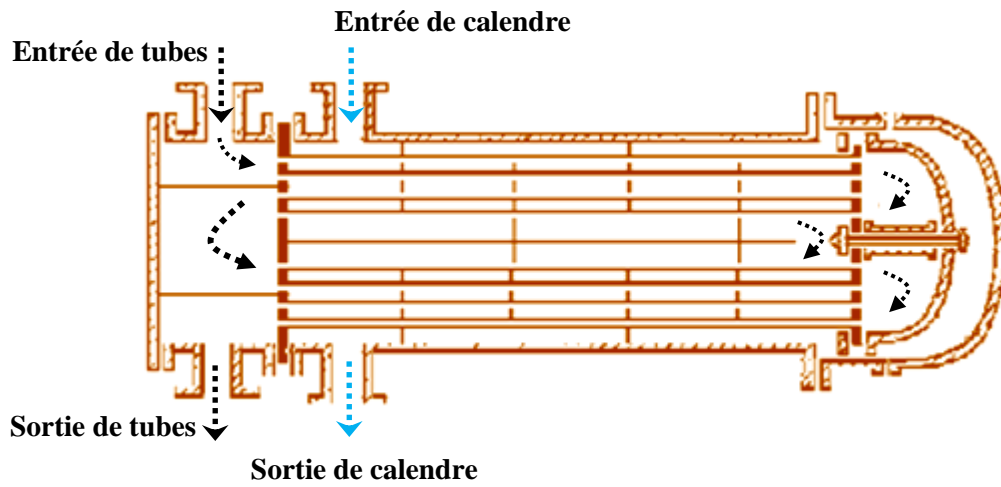


Figure 6 : Principe d'un échangeur de chaleur 2-4. ^[30]

3.3 Échangeurs à courants croisés

Dans ce type d'échangeurs, une circulation de l'un des fluides dans une série de tubes alors que l'autre circule perpendiculairement autour des tubes. Généralement, c'est le liquide qui circule dans les tubes et le gaz à l'entour. Les tubes munis d'ailettes permettent un bon transfert de chaleur échangée en augmentant la surface d'échange. Le radiateur de refroidissement des véhicules à moteur est un exemple de cet échangeur.

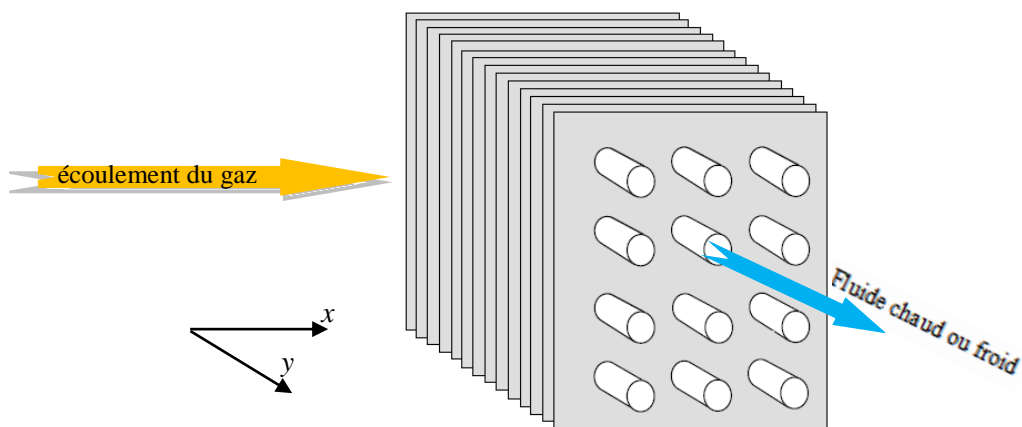
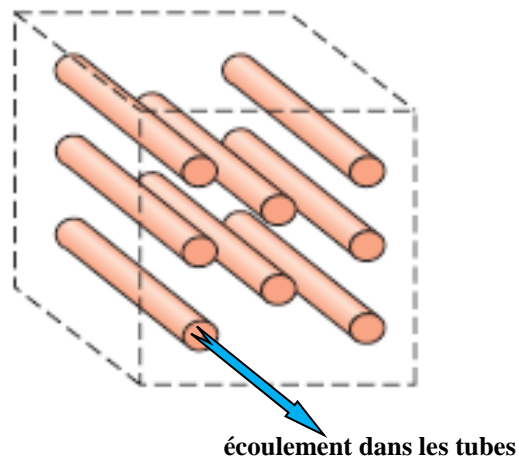


Figure 7: Échangeurs à courants croisés, fluides non mixés. ^[9, 11]



Figures 8 : Échangeur à courants croisés, un seul fluide mixé. ^[11]

3. 4 Échangeurs à plaques

Ce type d'échangeurs est constitué de plaques assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. Un jeu de joints assure la distribution des fluides entre les plaques de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter plaques successifs.

Un échange thermique des fluides s'effectue à travers les plaques. La compacité avantage ce type d'échangeur. Ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité. Donc, son utilité apparait clairement lors des grandes puissances.

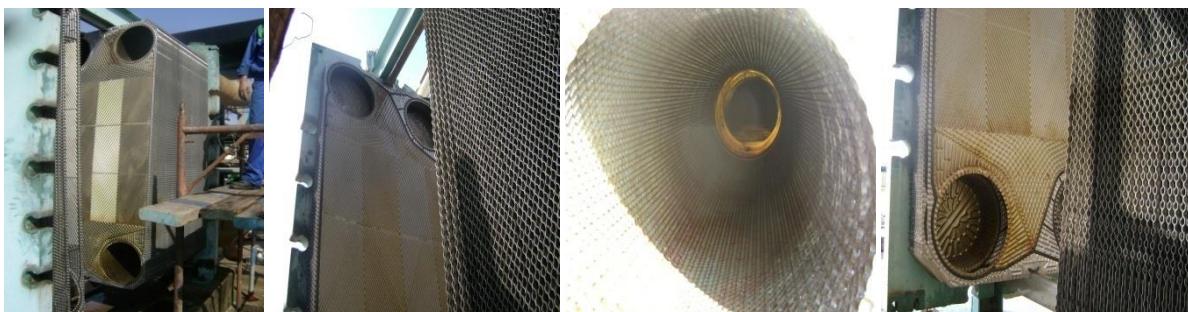


Figure 9 : Exemple des différentes parties d'un échangeur à plaque. (CP/2K, Sonatrach de Skikda)

Les échangeurs à plaques sont très utilisés dans l'industrie agroalimentaire, l'industrie nucléaire ou chimique. Pour des raisons évidentes d'hygiène et de santé publique, les plaques sont généralement en acier inoxydable. A noter que la gamme de températures de fonctionnement est réduite par l'utilisation des joints en matières organiques.

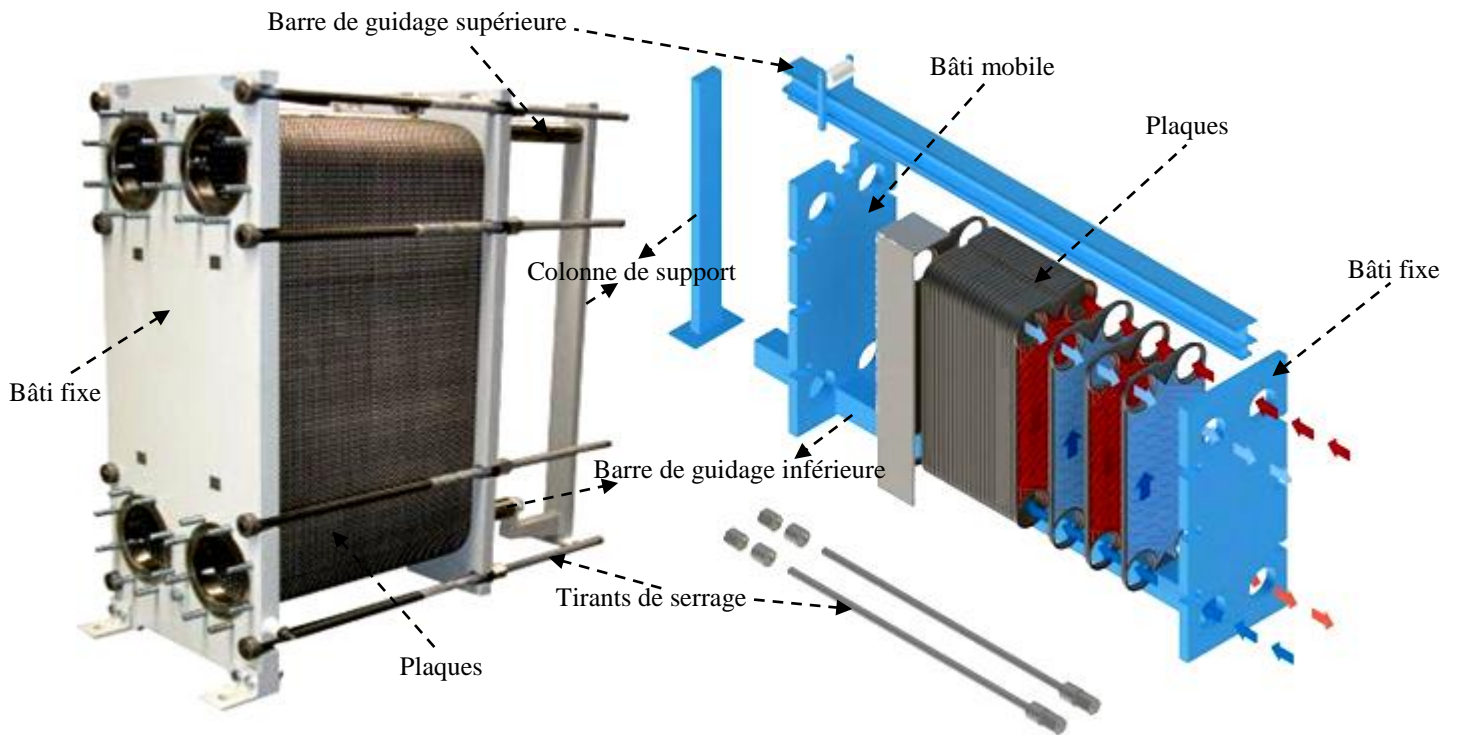


Figure 10 : Principe et constituant d'un échangeur de chaleur à plaque à joint. ^[25]

Ainsi, on peut trouver d'autre classification de ce type d'échangeurs (compacts/à plaques) tels :

- Les échangeurs à plaques spirales,
- Les échangeurs à plaques circulaires,
- Les échangeurs à plaques soudées.

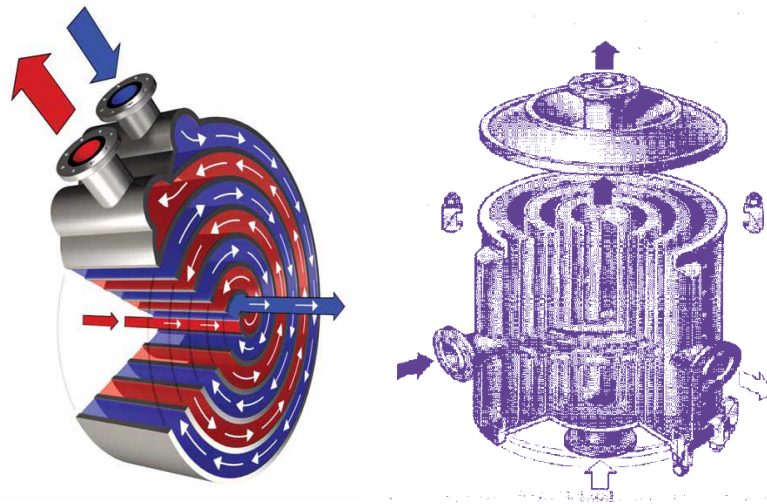


Figure 11 : Échangeur de chaleur à plaque en spirale. Les deux fluides circulent en contre courant [25].

L'échangeur spirale (figure 11) est un échangeur à plaques, constitué de deux tôles enroulées parallèlement. D'une part, l'un des fluides circule de la périphérie vers le centre de l'appareil et du centre à l'autre périphérie (la sortie). D'autre part, le deuxième fluide qui est souvent le fluide primaire circule directement et perpendiculairement à travers l'échangeur.

Tableau 1 : Caractéristique de l'échangeur à plaque présenté dans la figure 9.

Echangeur à plaque 410-440		Côté enveloppe		Côté tube	
Fluide circulant		Eau de mer		Eau dessalée	
Débit total	kg/h	7 725 000		3 379 799	
		Entrée	Sortie	Entrée	Sortie
Débit d'eau	kg/h	7 725 000	7 725 000	3 379 799	3 379 799
Densité du liquide	kg/m ³	1030	1030	993	996
Viscosité du liquide	cp	0.89	0.81	0.67	0.82
Enthalpie du liquide	kcal/kg	25.02	29.2	38.68	29
Chaleur spécifique	kcal/kg°C	0.998	0.998	0.998	0.998
Conductivité thermique	kcal/h.m. °c	0.52	0.53	0.54	0.53
Température service	°c	25	29.2	38.7	29
Pression de service	kg/cm ² g	1.7	-	7.25	-
Chute de pression totale	kg/cm ²	1		1	
Coefficient d'encrassement	°c.m ² /kcal	0.00005		0.00004	
Chaleur échangée	kcal/h	32 705 800			
Pression design	kg/cm ² g	6.4		9.6	
Température design	°c	55		64	

Généralement, on trouve plusieurs classifications des échangeurs tels que celle présentée dans le tableau 2.

Tableau 2 : Classification des échangeurs de chaleur. [26]

Selon	Type des échangeurs de chaleur	Exemples
Procédé du transfert	Contact direct	
	Contact indirect	a) transfert direct b) stockage c) lie fluidisé
Compacité de la surface	Compacte	
	Non compacte	
Construction	Tubulaire	a) double pipe b) tube et calandre c) tube spiral
	A plaque	a) à joint b) spiral, c) lamelle
	Surface étendue	a) plaque ailetée, b) tube aileté,
	Régénérative	a) disque rotatif b) tambour rotatif c) matrice fixée
Arrangement de l'écoulement	Un passe	a) écoulement parallèle b) contre écoulement c) écoulement croisé
	Multi passe	a) surface étendue à travers un contre écoulement, b) surface étendue à travers un écoulement parallèle, c) calandre et tube en écoulement parallèle /contre courant mélangé, d) calandre et tube en écoulement séparé, e) calandre et tube en plaque d'écoulement divisé
Nombre de fluides	Deux fluides	
	Trois fluides	
	Plusieurs fluides	
Transfert de chaleur	Mécanisme de convection dans une phase sur les côtés	
	Convection d'une phase d'un côté et convection de deux phase à l'autre	
	Convection de deux phases sur les deux côtés	
	Combinaison du transfert de chaleur convectif et radiatif	

4. Calcul des échangeurs

Pour le refroidissement ou le chauffage des fluides, certains procédés nécessitent l'utilisation des fluides caloporteurs ou frigoporteurs intermédiaires.

Les paramètres nécessaires au dimensionnement d'un échangeur sont :

- La surface d'échange (surfaces des plaques, surface intérieure des tubes concentriques...) : **A en m²**
- Des caractéristiques de l'appareil (conductivité thermique, épaisseur des plaques) et du fluide (viscosité, régime laminaire ou turbulent,...) qui déterminent le coefficient global d'échange thermique **U en W/(m².°C) ou en W/(m².°K)**
- L'écart de température d'une part et de la surface d'échange d'autre part, on utilise la moyenne logarithmique des écarts de température entre les extrémités de l'échangeur, notée **ΔT (°C)**

4.1. Notations

Dans ce qui suit on utilise les hypothèses suivantes :

- Le régime est permanent : tous les paramètres et les variables sont constants dans le temps,
- L'échangeur est adiabatique,
- Les propriétés thermo-physiques des fluides restent constantes dans les intervalles de températures envisagées,
- Les températures sont monodimensionnelles et ne varient que dans une direction de l'écoulement,
- Pas de pertes de pression (charge) au cours de l'écoulement.

La performance d'un échangeur de chaleur est évaluée principalement par sa conductance thermique globale. Cette dernière peut être calculée en se basant sur la géométrie, les propriétés de la paroi et les propriétés des deux fluides chaud et froid, les conditions de son fonctionnement (débits massiques et températures d'entrées des deux fluides).

La démarche de calcul est simple, mais elle est nécessaire. Elle permet aux étudiants de se familiariser aux calculs des échangeurs de chaleur.

Elle consiste de calculer les nombres de Reynolds et Prandtl de chaque fluide, l'évaluation des coefficients de convection interne et externe en se basant sur les corrélations disponibles du nombre de Nusselt se rapportant aux écoulements internes et finalement le calcul du coefficient global de l'échange thermique.

4.2 Coefficient global d'échange thermique, U

Déterminer un coefficient global de l'échange thermique, U constitue l'un des aspects incertains d'échangeur thermique. Cela provient de la dégradation continue de l'échangeur. Il est défini par la relation suivante :

$$d\Phi = U (T_c - T_f) dA \quad (1)$$

Dans un échangeur de chaleur, le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid provient essentiellement de ces phénomènes :

- 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.

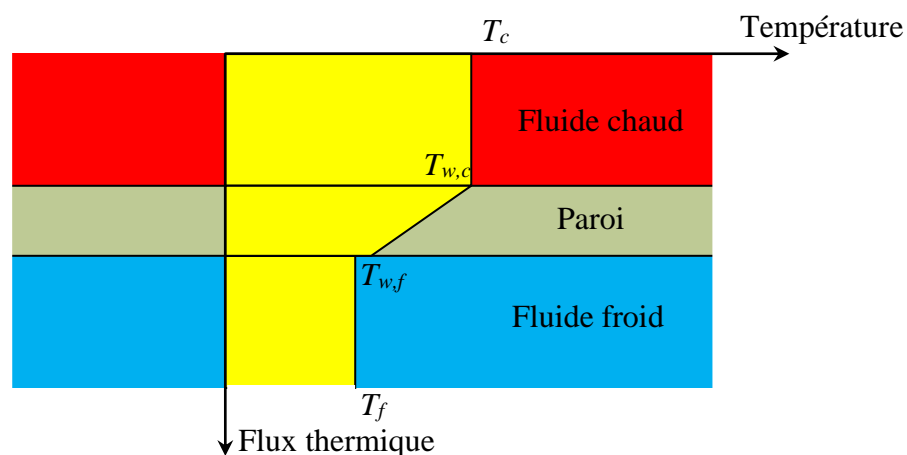


Figure 12 : Profil de Température à travers un élément de surface dA .

La résistance thermique convective du fluide chaud est: $1/h_c A$ (h_c est le coefficient de convection du fluide chaud)

La résistance thermique convective du fluide froid est: $1/h_f A$ (h_f est le coefficient de convection du fluide froid)

La résistance thermique de conduction à travers la paroi solide d'épaisseur e et de conductivité thermique λ est : $e/\lambda A$

L'expression de flux thermique transféré du fluide chaud au fluide froid est :

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c A} + \frac{e}{\lambda A} + \frac{1}{h_f A}} \quad (2)$$

Ainsi on a:

$$\Phi = U A (T_c - T_f) \quad \Rightarrow \quad U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \quad (3)$$

Pour se rapprocher plus aux phénomènes dans un échangeur réel, on prendra compte de:

1- Dans la relation (3), la surface d'échange A côté chaud et côté froid est supposé la même. Mais dans la pratique, l'étendue de la surface d'échange n'est pas toujours le même, au contact des deux fluides. Il faut donc introduire des surfaces d'échange A_c et A_f , et rapporter le coefficient d'échange global, soit à l'unité de surface d'échange côté chaud - et on le notera U_c - soit à l'unité de surface d'échange côté froid - et on le notera U_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 \ddot{R}_c et \ddot{R}_f s'opposant à l'échange.

Donc, la performance de l'échangeur sera déduite par le calcul d'un des coefficients d'échange global suivants:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \ddot{R}_c + \frac{e}{\lambda} \frac{A_c}{A_m} + \left(\ddot{R}_f + \frac{1}{h_f} \right) \frac{A_c}{A_f}} \quad (4)$$

$$U_f = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \ddot{R}_f + \frac{e}{\lambda} \frac{A_f}{A_m} + \left(\ddot{R}_c + \frac{1}{h_c} \right) \frac{A_f}{A_c}} \quad (5)$$

A_f : l'aire de la surface d'échange côté froid, [m²]

A_c : l'aire de la surface d'échange côté chaud, [m²]

A_m : l'aire de la surface d'échange moyenne, [m²]

\ddot{R}_c et \ddot{R}_f 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 (m².°C)/W

U_c et U_f s'expriment en W/(m².°C)

U est défini en fonction de la résistance thermique totale à l'échange thermique entre les deux fluides et il peut s'écrire de la manière suivante: ^[11]

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{h_f A_f} + \frac{\ddot{R}_f}{A_f} + R_{paroi} + \frac{\ddot{R}_c}{A_c} + \frac{1}{h_c A_c} \quad (6a)$$

En outre, nous savons que des ailerons (ailettes) sont souvent ajoutés à l'un des surfaces exposées ou aux deux fluides, la superficie augmente et la résistance globale au transfert thermique se réduit.

En conséquence, avec l'inclusion de l'effet d'ailettes (surface prolongée), le coefficient global de transfert thermique est modifié comme suit : ^[11]

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 h A)_f} + \frac{\ddot{R}_f}{(\eta_0 A)_f} + R_{paroi} + \frac{\ddot{R}_c}{(\eta_0 A)_c} + \frac{1}{(\eta_0 h A)_c} \quad (6b)$$

La quantité η_0 dans l'équation 6b est l'efficacité globale de la surface ailettée. Le taux de transfert thermique pour la surface chaude ou froide est:

$$\Phi = \eta_0 h A (T_b - T_\infty) \quad (7)$$

Où T_b est la température de la surface de base, A est la superficie de la surface totale ^[11]

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_\xi) \quad (8)$$

Avec: A_ξ est la surface ailettée totale, η_ξ est l'efficacité de la surface d'une ailette.

4.2.1 Résistances d'encrassement, \ddot{R}

Les valeurs des résistances d'encrassement (Tableau 3) sont déduites par des mesures comparatives entre les conditions de mise en service, puis le fonctionnement au cours du temps. Ces valeurs varient dans la gamme : $1.10^{-4} - 70.10^{-4}$ ($m^2 \cdot ^\circ C/W$).

Tableau 3 : Quelques valeurs de résistance d'encrassement. [5, 9, 11]

Fluides	Valeurs moyennes de \ddot{R} [$m^2 \cdot ^\circ C/W$]
Eau de mer à $T < 50^\circ C$	$9 \cdot 10^{-5}$
Eau de mer à $T > 50^\circ C$	$2 \cdot 10^{-4}$
Eau de ville à $T < 50^\circ C$	$2 \cdot 10^{-4}$
Eau de ville à $T > 50^\circ C$	$3.5 \cdot 10^{-4}$
Eau de rivière	$3.5 \text{ à } 7 \cdot 10^{-4}$
Vapeur d'eau non grasse	$9 \cdot 10^{-5}$
Vapeur d'eau grasse	$2 \cdot 10^{-4}$
Liquides réfrigérants	$1.8 \text{ à } 2 \cdot 10^{-4}$
Fioul	$4 \text{ à } 9 \cdot 10^{-4}$
Essence, kérosène, gas-oil	$2 \cdot 10^{-4}$
Huile de lubrification	$1.8 \cdot 10^{-4}$
Air non dépoussiéré	$3.5 \cdot 10^{-4}$
Air industrielle	$4 \cdot 10^{-4}$
Produits de combustion gazeux	$20 \text{ à } 70 \cdot 10^{-4}$
Vapeurs d'Alcool	$9 \cdot 10^{-5}$

Les valeurs moyennes de la résistance d'encrassement recommandées pour le cas d'un échangeur à plaque sont environ 10 fois plus faibles, à celles présentées dans le tableau (3).

4.2.2 Détermination des coefficients d'échange par convection h_c et h_f

- L'évaluation du nombre de Prandtl de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (9)$$

μ : la viscosité dynamique, [$kg/(m \cdot s)$]

C_p : la chaleur massique à pression constante, [$J/(kg \cdot ^\circ C)$]

λ : la conductivité thermique [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$]

- Le calcul du nombre de Reynolds de chaque écoulement ^[9]

$$Re = \frac{\rho v d_h}{\mu} \quad (10)$$

ρv est la vitesse massique du fluide, [kg/(m².s)]

$\rho v = \frac{\dot{m}}{A}$ avec : \dot{m} , débit massique [kg/s]

A, section passage du fluide [m²]

d_h est le diamètre hydraulique [m]

$$d_h = \frac{4A}{p} \quad (11)$$

Avec: A, aire de la section de passage du fluide, [m²].

p , périmètre mouillé, [m]

Remarque:

- 1- Pour le cas d'un tube, d_h égal au diamètre du tube d .
- 2- Le calcul du nombre de Reynolds de chaque fluide est nécessaire pour savoir si l'écoulement est laminaire ou turbulent, et le bon choix de la corrélation empirique du problème.

- Pour chaque écoulement, on calcule le nombre de Nusselt:

$$Nu = \frac{h d_h}{\lambda} \quad (12)$$

Après la détermination des nombres de Prandtl et de Reynolds, on peut facilement déterminer Nu en utilisant les corrélations expérimentales (relations empiriques); $Nu = f(Re, Pr)$ trouvées dans la littérature (voir le chapitre 1).

- Le calcul du nombre de Nusselt, permet de déduire le coefficient d'échange convectif h cherché.

On peut améliorer l'échange thermique d'un échangeur par :

- ❖ La variation de température le long de l'échangeur;
- ❖ La présence de chicanes dans les calandres; (pour les échangeurs tubes/calandre, ces chicanes rendent l'écoulement du fluide côté calandre turbulent)
- ❖ L'utilisation de tubes ailettes, ...

4.3 Méthode DTLM (Moyenne logarithmique de la température)

Il existe deux principaux types d'échangeurs tubulaires: l'échangeur à co-courant et l'échangeur à contre courant.

La minimisation de la surface d'échange et la perte de charge pour une puissance d'échange thermique donnée est l'objectif principal.

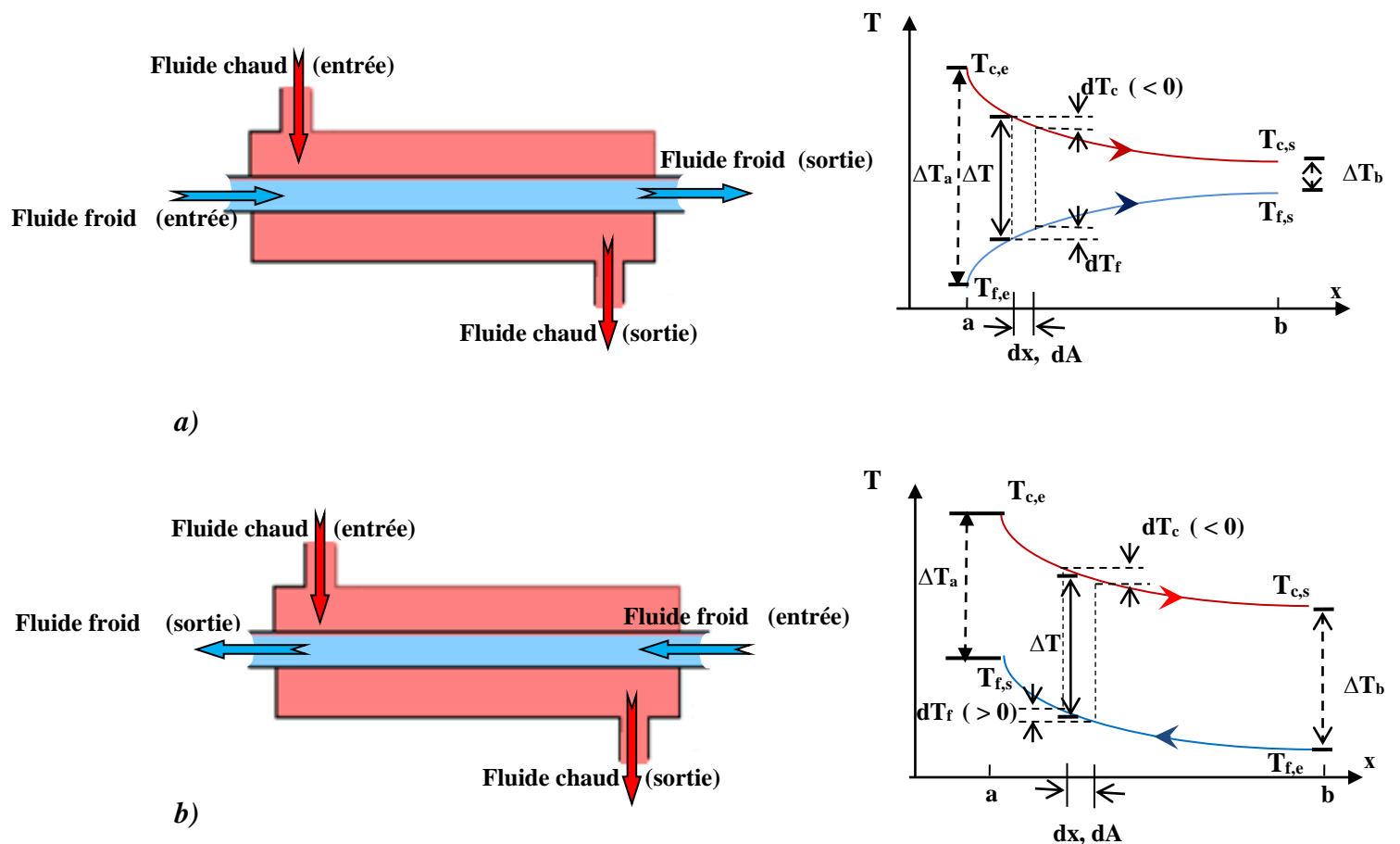


Figure 13: Principe de fonctionnement des échangeurs *a)* EACP et *b)* EACC.

A partir des deux figures ci-dessus, l'inversion du sens de circulation d'un des fluides, rend le transfert de chaleur de l'échangeur à contre courant plus significatif que celui à co-courant ?

- Le flux thermique échangé :

$$\Phi = \dot{m}(H_2 - H_1) = \dot{m}C_p(T_2 - T_1) \quad (13)$$

$$\Phi = \dot{m}_c(H_{c,e} - H_{c,s}) = \dot{m}_c C_{p,c}(T_{c,e} - T_{c,s}) \quad (14)$$

$$\Phi = \dot{m}_f(H_{f,s} - H_{f,e}) = \dot{m}_f C_{p,f}(T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (15)$$

On suppose que la déperdition thermique est nulle, le bilan énergétique pour EACP à travers un élément de surface dA , de longueur dx s'écrit alors comme suit :

$$d\Phi = U dA (T_c - T_f) = -\dot{m}_c C_{p,c} dT_c, dT_c < 0 = \dot{m}_f C_{p,f} dT_f, dT_f > 0 \quad (16)$$

Donc,

$$dT_c = -\frac{d\Phi}{\dot{m}_c C_{p,c}} \quad (17)$$

$$dT_f = \frac{d\Phi}{\dot{m}_f C_{p,f}} \quad (18)$$

D'où

$$d(T_c - T_f) = -d\Phi \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p,f}} \right) \quad (19)$$

4.3.1 Échangeur à co-courant (EACP)

A partir des équations (16) et (19) on élimine $d\Phi$:

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U dA \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p,f}} \right) \quad (20)$$

Où

$$\frac{d\Delta T}{\Delta T} = -U \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) dA \quad (21)$$

Avec : $C_c = \dot{m}_c C_{p,c}$; $C_f = \dot{m}_f C_{p,f}$; $\Delta T = (T_c - T_f)$; $(\Delta T)_{x=0} = \Delta T_a$; $(\Delta T)_{x=L} = \Delta T_b$

Si le long de l'échangeur $U = \text{Cte}$

$$\int_a^b \frac{d\Delta T}{\Delta T} = -U \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) \int_a^b dA \Rightarrow \ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} = -UA \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) \Rightarrow \ln \frac{(T_{c,s} - T_{f,s})}{(T_{c,e} - T_{f,e})} = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p,f}} \right) \quad (22)$$

$$\text{Mais : } \Phi = C_c(T_{c,e} - T_{c,s}) = C_f(T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (23)$$

Donc l'éq. (22) devient :

$$\Phi = UA \frac{(T_{c,s} - T_{f,s}) - (T_{c,e} - T_{f,e})}{\ln \left(\frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}} \right)} = UA \frac{\Delta T_b - \Delta T_a}{\ln \left(\frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} \right)} \quad (24)$$

4.3.2 Échangeur à contre courants (EACC)

Pour EACC, $dT_f < 0$ dans le sens des x positifs.

$$\text{Alors, } d\Phi = -\dot{m}_c C_{p,c} dT_c = -\dot{m}_f C_{p,f} dT_f \quad (25)$$

A partir de l'éq. (19) $d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p,f}} \right) d\Phi$ et de la même manière que pour EACP, on élimine $d\Phi$ de l'éq. (16), $d\Phi = U dA (T_c - T_f)$, et (19) :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U dA \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p,f}} \right) \quad (26)$$

En intégrant pour U constant,

$$\ln \frac{(T_{c,s} - T_{f,e})}{(T_{c,e} - T_{f,s})} = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p,f}} \right) \quad (27)$$

Finalemment ;

$$\Phi = UA \frac{(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{\ln\left(\frac{T_{c,e} - T_{f,s}}{T_{c,s} - T_{f,e}}\right)} = -U A \Delta T_{LM} = UA \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (28)$$

Avec,

ΔT_{LM} = Moyenne Logarithmique de la Différence des Températures, appelée Différence de Température Logarithmique Moyenne, **DTLM**.

Remarques :

- La méthode DTLM peut être utilisée si T_e et T_s sont connues ou peuvent être déterminées.
- Si seulement les températures d'entrées sont connues, la méthode DTLM requiert une procédure itérative. Dans ce cas il est préférable d'utiliser la méthode d'efficacité - NUT.
- Dans un fonctionnement à contre-courant il est possible d'obtenir $T_{f,s} > T_{c,s}$. Il est par contre impossible d'obtenir $T_{f,s} > T_{c,e}$ ou $T_{c,e} < T_{f,s}$.

4.3.3 Comparaison entre EACP et EACC

Pour un EACC tubulaire, ΔT_{LM} est haute ce qui résulte un grand flux de chaleur transféré.

Exercice 1 :

Des échangeurs de chaleur à contres courants et à courants parallèles soumis aux conditions suivantes :

$$T_{c,e} = 100^\circ C, T_{c,s} = 45^\circ C$$

$$T_{f,e} = 15^\circ C, T_{f,s} = 30^\circ C$$

1. Calculez leurs ΔT_{LM} .

Solution :

Contre-courant

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{\ln\left(\frac{T_{c,e} - T_{f,s}}{T_{c,s} - T_{f,e}}\right)} = \frac{(100 - 30) - (45 - 15)}{\ln\left(\frac{100 - 30}{45 - 15}\right)} = 47,20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Co-courant

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{c,s} - T_{f,s}) - (T_{c,e} - T_{f,e})}{\ln\left(\frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}}\right)} = \frac{(45 - 30) - (100 - 15)}{\ln\left(\frac{45 - 30}{100 - 15}\right)} = 40,35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Exercice 2 :

Des échangeurs de chaleur à contres courants à et courants parallèles soumis aux conditions suivantes :

$$T_{c,e} = 90^\circ\text{C}, T_{c,s} = 35^\circ\text{C}$$

$$T_{f,e} = 20^\circ\text{C}, T_{f,s} = 30^\circ\text{C}$$

1. Calculez leurs ΔT_{LM} .

Solution :

Contre-courant

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{\ln\left(\frac{T_{c,e} - T_{f,s}}{T_{c,s} - T_{f,e}}\right)} = \frac{(90 - 30) - (35 - 20)}{\ln\left(\frac{90 - 30}{35 - 20}\right)} = 32,46 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Co-courant

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{c,s} - T_{f,s}) - (T_{c,e} - T_{f,e})}{\ln\left(\frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}}\right)} = \frac{(35 - 30) - (90 - 20)}{\ln\left(\frac{35 - 30}{90 - 20}\right)} = 24,63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donc, il est de préférable de choisir un fonctionnement à contre-courant. En générale, un échangeur de chaleur de configuration quelconque aura des performances toujours supérieures à celles de l'échangeur tubulaire simple en co-courant et inférieures à celles d'un échangeur tubulaire simple en contre-courant. Cette conclusion est très bien montrée dans la figure 22.

Exercice 3

Des échangeurs de chaleur à courants parallèles et à contres courants soumis aux conditions suivantes :

$$T_{c,e} = 110^{\circ}\text{C}, T_{c,s} = 30^{\circ}\text{C}; \dot{m}_c = 5000 \text{ kg/h}; C_{p,c} = 2100 \text{ J/kgK}$$

$$T_{f,e} = 12^{\circ}\text{C}, T_{f,s} = ?^{\circ}\text{C}; \dot{m}_f = 12000 \text{ kg/h}; C_{p,f} = 4180 \text{ J/kgK}$$

1. Calculez leurs surfaces d'échange.
2. Calculez la puissance de l'échangeur à contre courant.

Solution :

$$\Phi = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,s})$$

$$\Phi = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e})$$

$$\Phi = (1,38)(2100)(110 - 30) = 2,3 \cdot 10^5 \text{ W}$$

$$\dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,s}) = 2,3 \cdot 10^5 \text{ W}$$

$$T_{f,s} = \frac{\Phi}{\dot{m}_f C_{p,f}} + T_{f,e} = \frac{2,3 \cdot 10^5}{3,33 \cdot 4180} + 12 = 28,52^{\circ}\text{C}$$

➤ **Co-courant (EACP)**

$$\Phi = UA \frac{(T_{c,s} - T_{f,s}) - (T_{c,e} - T_{f,e})}{\ln\left(\frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}}\right)} = UA \frac{\Delta T_b - \Delta T_a}{\ln\left(\frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}\right)}$$

$$\Rightarrow A = \Phi \frac{\ln\left(\frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}\right)}{(\Delta T_b - \Delta T_a)U} = 2,3 \cdot 10^5 \frac{\ln\left(\frac{1,48}{98}\right)}{(1,48 - 98)300}$$

$$= 33,35 \text{ m}^2$$

➤ **Contre-courant (EACC)**

$$\Phi = UA \frac{(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{\ln\left(\frac{T_{c,e} - T_{f,s}}{T_{c,s} - T_{f,e}}\right)} = -U A \Delta T_{LM} = UA \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)}$$

$$\Delta T_b = T_{c,s} - T_{f,e} = 30 - 12 = 18 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_a = T_{c,e} - T_{f,s} = 110 - 28,52 = 81,48 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow A = \Phi \frac{\ln\left(\frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}\right)}{(\Delta T_b - \Delta T_a)U} = 2,3 \cdot 10^5 \frac{\ln\left(\frac{81,48}{18}\right)}{(81,48 - 18)300} = 18,23 \text{ m}^2$$

4.3.4. Facteur de correction

Si l'échangeur de chaleur utilisé est de type différent au double tube, le transfert thermique est calculé en ajoutant un facteur de correction au DTLM *pour un échangeur tubulaire simple EACC avec les mêmes températures chaudes et froides des fluides*. L'équation du transfert de chaleur prend alors la forme:

$$\Phi = UAF\Delta T_{LM} \quad (29)$$

Des valeurs du facteur de correction, F selon la référence [15] sont tracées sur les figures 14 à 16 pour plusieurs différents types d'échangeurs de chaleur. Quand un changement de phase est impliqué, comme dans la condensation ou l'ébullition (évaporation), le fluide reste normalement, essentiellement à la température constante et les relations sont simplifiées. Pour cette condition, P ou R devient zéro et nous obtenons :

$$F = 1 \cdot 0 \quad \text{pour l'ébullition ou la condensation}$$

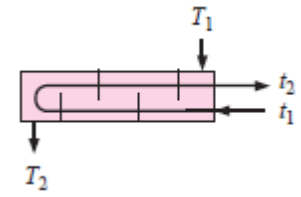
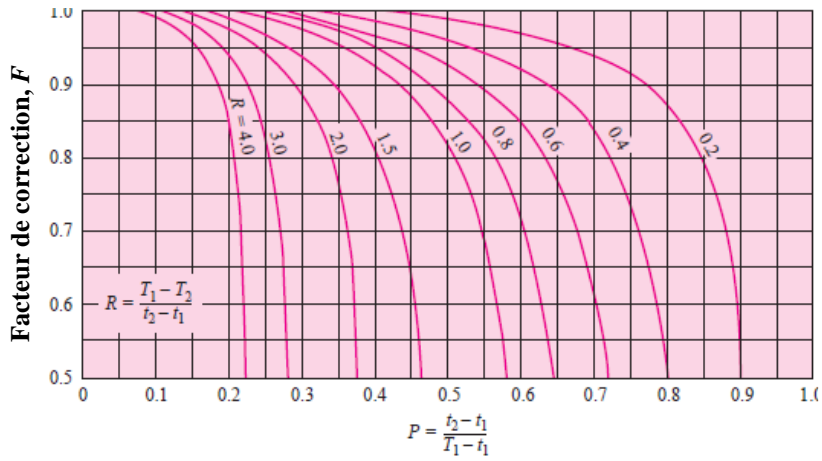


Figure 14: Facteur de correction présenté pour un échangeur 1 passe côté calandre et 2, 4, 2n passes côté tubes. ^[9, 10]

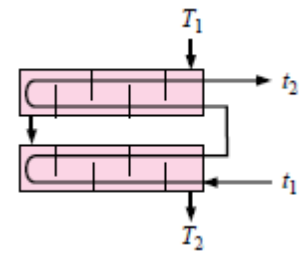
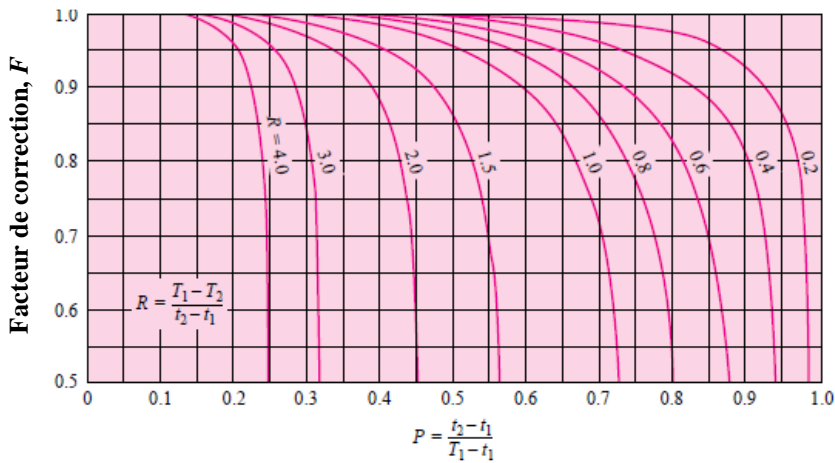


Figure 15: Facteur de correction présenté pour un échangeur 2 passes côté calandre et 4, 8, 4n passes côté tubes. ^[9, 10]

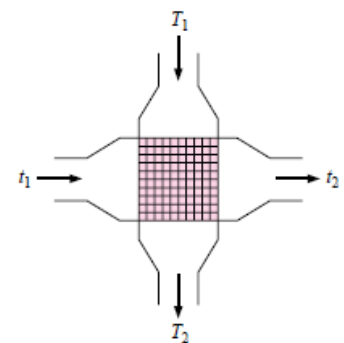
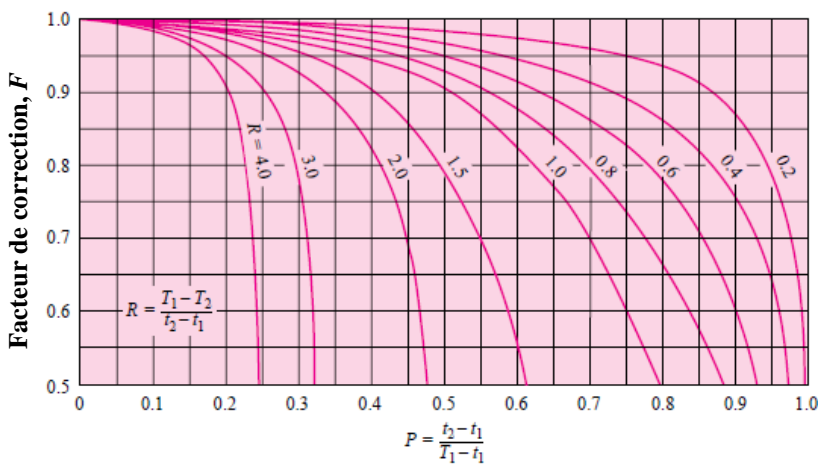


Figure 16: Facteur de correction présenté pour un échangeur à courant croisé, fluides non mixés. ^[9, 10]

4.4 Efficacité d'un échangeur

4.4.1 Définition

L'efficacité d'un échangeur : est le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur aux flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions ; température d'entrée des deux fluides et EACC de longueur infinie.

Efficacité, $\varepsilon = \text{Flux réel échangé} / \text{Flux maximum possible} = \Phi_{\text{réel}} / \Phi_{\text{max}}$

Φ_{max} serait possible, seulement pour EACC, si $L \rightarrow \infty$

- Si en pose: $C = \dot{m}C_p$

Pour un échangeur à contre-courant EACC

1. $C_f < C_c$

A partir de :

$$dT_c = -\frac{d\Phi}{\dot{m}_c C_{p,c}}, \quad dT_f = \frac{d\Phi}{\dot{m}_f C_{p,f}}$$

On déduit : $|dT_f| > |dT_c|$

Et pour : $L \rightarrow \infty \Rightarrow T_{f,s} = T_{c,e}$

Donc, $\Phi = \dot{m}(H_2 - H_1) = \dot{m}C_p(T_2 - T_1) \Rightarrow \Phi_{\text{max}} = C_f(T_{c,e} - T_{f,e}) \dots \dots \dots (30)$

2. $C_c < C_f$

De la même manière : $L \rightarrow \infty \Rightarrow T_{c,s} = T_{f,e}$

$$\Rightarrow \Phi_{\text{max}} = C_f(T_{c,e} - T_{f,e})$$

Implique $\Phi_{\text{max}} = C_c(T_{c,e} - T_{f,e}) \dots \dots \dots (31)$

De l'équation (20) et (21) ;

$$\Phi_{\text{max}} = C_{\text{min}}(T_{c,e} - T_{f,e})$$

Donc $\varepsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}}, 0 \leq \varepsilon \leq 1 \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \varepsilon = \frac{C_c(T_{c,e} - T_{c,s})}{C_{min}(T_{c,e} - T_{f,e})} \quad \text{si } C_f < C_c \\ \varepsilon = \frac{C_f(T_{f,s} - T_{f,e})}{C_{min}(T_{c,e} - T_{f,e})} \quad \text{si } C_c < C_f \end{array} \right. \dots\dots\dots(32)$

Si $\varepsilon, T_{c,e}$ et $T_{f,e}$ sont connus $\Phi_{réel} = \varepsilon C_{min}(T_{c,e} - T_{c,s})$

On peut montrer que $\varepsilon = f\left(\text{NUT}, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right), \text{NUT} \equiv \frac{UA}{C_{min}} ; \quad \text{NUT} \equiv \text{Nombre d'Unités du Transfert}$

Avec : $\frac{C_{min}}{C_{max}} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{C_f}{C_c} \quad \text{si } C_f < C_c \\ \frac{C_c}{C_f} \quad \text{si } C_c < C_f \end{array} \right. \dots\dots\dots (33)$

Pour plus de détails consulter les références [5] et [16]

4.5 Méthode NUT

4.5.1 Nombre d'unités de transfert (Définition-Calcul)

On appelle nombre d'unités de transfert, le nombre adimensionnel: $\text{NUT} \equiv \frac{UA}{C_{min}}$

On distingue : $\left\{ \begin{array}{l} \text{NUT}_c = \frac{UA}{C_c} \quad \text{du côté chaud} \\ \text{NUT}_f = \frac{UA}{C_f} \quad \text{du côté froid} \end{array} \right.$

Dans la pratique, on s'intéresse uniquement au NUT qui correspond au débit thermique minimum.

$$\mathbf{NUT} = \frac{UA}{C_{min}} \dots\dots\dots (34)$$

Pour différentes configurations d'échangeur, la méthode du NUT consiste à exprimer l'efficacité ε de l'échangeur en fonction des 2 paramètres C_r et NUT.

N.B.

Les grandeurs : ϵ , C_r , **NUT** sont des grandeurs adimensionnelles.

4.5.2 Relation ϵ – NUT

Pour chaque type d'échangeur, l'expression de la fonction $\epsilon = f(\text{NUT}, C_r)$ doit être développée.

- Dans certains cas et pour différentes valeurs du paramètre C_r , ϵ est donnée graphiquement sous la forme d'une série de courbes.
- Les constructeurs fournissent des diagrammes correspondant à leurs appareils.
- Certains programmes sont accessibles et peuvent même effectuer des calculs en ligne.

Pour un échangeur à co-courant (EACP),

$f(\text{NUT}, \frac{C_{\min}}{C_{\max}})$, avec $C_{\min} = C_c$

$$\epsilon = \frac{(T_{c,e} - T_{c,s})}{(T_{c,e} - T_{f,e})} \dots \dots \dots (35)$$

On a $\Phi = C_c(T_{c,e} - T_{c,s}) = C_f(T_{f,s} - T_{f,e})$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{C_c}{C_f} = \frac{(T_{f,s} - T_{f,e})}{(T_{c,e} - T_{c,s})} \dots \dots \dots (36)$$

Alors ;

$$\ln\left(\frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}}\right) = -U A \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right) = -\frac{UA}{C_{\min}}(1 + C_r) \dots \dots \dots (37)$$

Donc,

$$\frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}} = e^{[-NUT(1+C_r)]}$$

On déduit $T_{f,s}$ de l'éq. (36)

$$\frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}} = \frac{T_{c,s} - T_{c,e} + T_{c,e} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}} = \frac{(T_{c,s} - T_{c,e}) + (T_{c,e} - T_{f,e}) - C_r(T_{c,e} - T_{c,s})}{T_{c,e} - T_{f,e}}$$

En utilisant l'éq. (35), on trouve :

$$\frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}} = -\varepsilon + 1 - C_r \varepsilon = 1 - \varepsilon(1 + C_r)$$

En résolvant l'éq. (37) :

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1+C_r)}}{1+C_r} \dots \dots \dots (38)$$

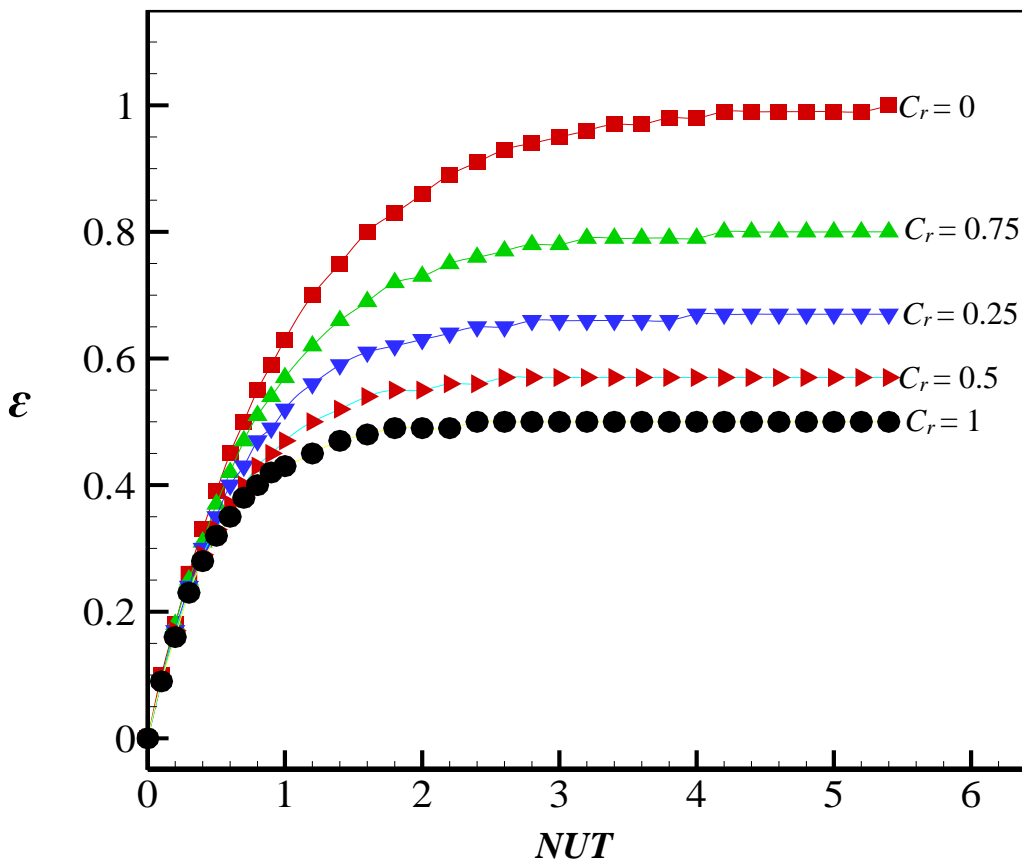


Figure 17 : Relation $\varepsilon - NUT$ pour l'échangeur EACP et différentes valeurs de $C_r = 0, 0.25, 0.5, 0.75, 1$.

De la même manière pour un échangeur à contre-courant (EACC), on trouve:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-NUT(1-C_r)}} \dots \dots \dots (39)$$

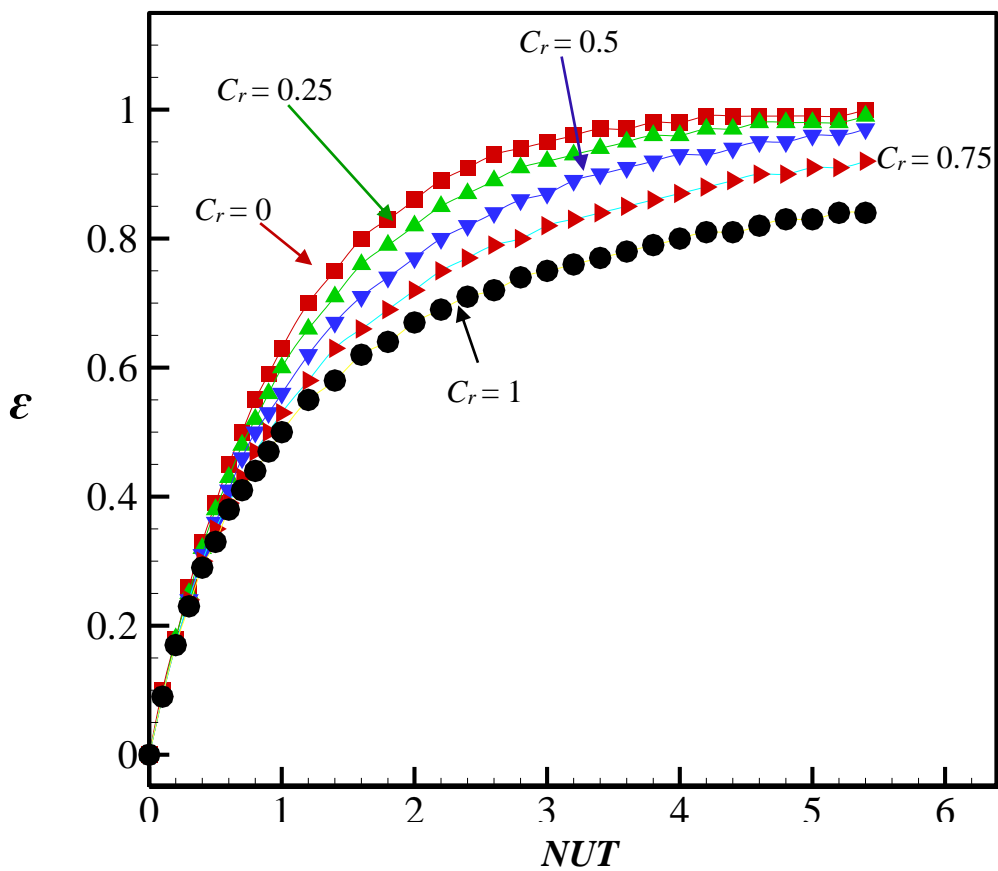


Figure 18 : Relation $\varepsilon - NUT$ pour l'échangeur EACC et différentes valeurs de $C_r = 0, 0.25, 0.5, 0.75, 1$.

Le tableau ci-dessous résume les expressions $\varepsilon - NUT$ pour différentes configurations.

Tableau 4 : $\varepsilon - NUT$ de quelques échangeurs. [5, 9, 11]

Échangeur à co-courant (EACP)	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1+C_r)}}{1 + C_r}$
Échangeur à contre-courant (EACC)	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-NUT(1-C_r)}}$
Échangeur à courants croisés : fluides non mixés	$\varepsilon = 1 - e^{\frac{1}{\omega C_r} [e^{[-NUT(\omega C_r)]} - 1]}$ avec $\omega = NUT^{-0.22}$
Échangeur à courants croisés : fluides mixés	$\varepsilon = \left(\frac{1}{1 - e^{-NUT}} + \frac{C_r}{1 - e^{-NUT C_r}} - \frac{1}{NUT} \right)^{-1}$
Échangeur à courants croisés : fluide C_{min} non mixé, C_{max} mixé	$\varepsilon = \frac{1}{C_r} (1 - e^{-C_r [1 - e^{-NUT}]})$
Échangeur à courants croisés : fluide C_{min} mixé, C_{max} non mixé	$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{1}{C_r} [1 - e^{-NUT C_r}]}$
Echangeur tubulaire (calandre/tubes) : 1 passe coté calandre et 2 passes coté tubes	$\varepsilon_{1-2} = 2 \left[1 + C_r + \frac{1 + e^{-NUT(1+C_r^2)^{1/2}}}{1 - e^{-NUT(1+C_r^2)^{1/2}}} (1 + C_r^2)^{1/2} \right]^{-1}$
Echangeur tubulaire (calandre/tubes) : 2 passe coté calandre et 4 passes coté tubes	$\varepsilon_{2-4} = \frac{[(1 - \varepsilon_{1-2} C_r)(1 - \varepsilon_{1-2})^2] - 1}{[(1 - \varepsilon_{1-2} C_r)(1 - \varepsilon_{1-2})^2] - C_r}$
Echangeur tubulaire (calandre/tubes): n passes au calandre et 2n, 4n,... passes aux tubes	$\varepsilon = \frac{\left(\frac{1 - \varepsilon_{1-2} C_r}{1 - \varepsilon_{1-2}} \right)^n - 1}{\left(\frac{1 - \varepsilon_{1-2} C_r}{1 - \varepsilon_{1-2}} \right)^n - C_r}$
Cas spécial pour $C_r = 1$	$\varepsilon = \frac{n \varepsilon_{1-2}}{1 + (n - 1) \varepsilon_{1-2}}$
Tous échangeurs ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - e^{-NUT}$

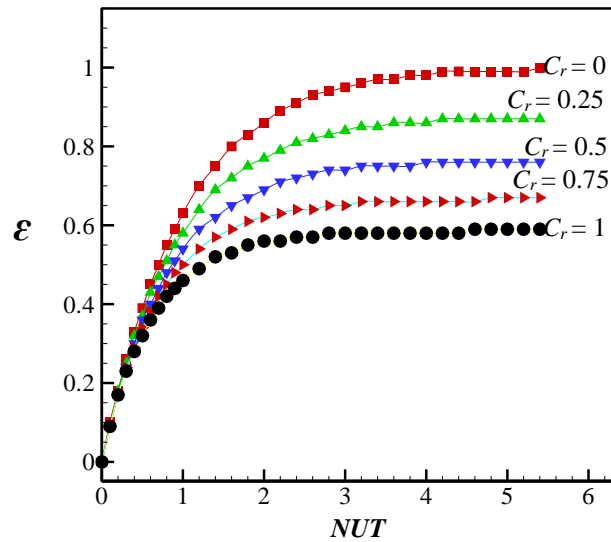


Figure 19 : Relation $\varepsilon - NUT$ pour l'échangeur tubulaire 1 passe côté calandre et 2n passe côté tubes et différentes valeurs de $C_r = 0, 0.25, 0.5, 0.75, 1$.

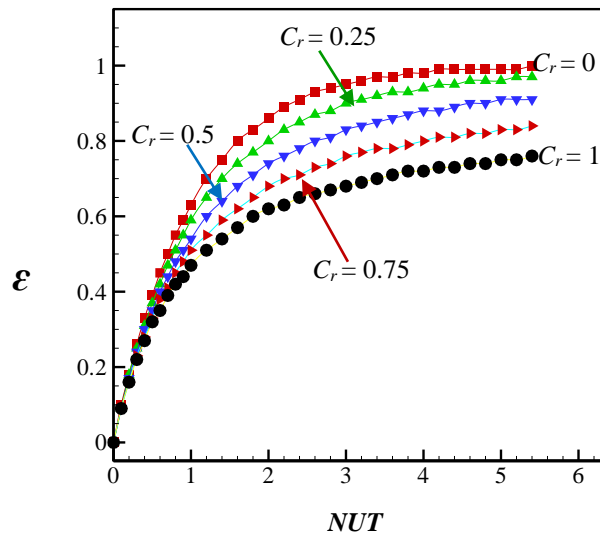


Figure 20 : Relation $\varepsilon - NUT$ pour l'échangeur à courants croisés : fluides non mélangés pour différentes valeurs de $C_r = 0, 0.25, 0.5, 0.75, 1$.

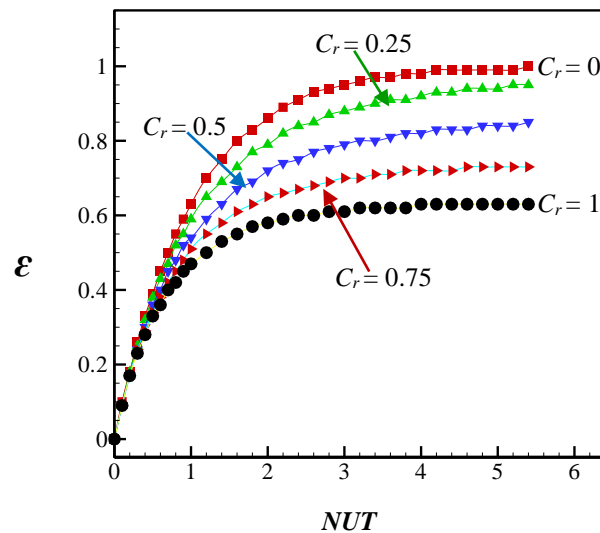


Figure 21 : Relation $\varepsilon - NUT$ pour l'échangeur à courants croisés : fluide C_{min} mélangé, C_{max} non mélangé et différentes valeurs de $C_r = 0, 0.25, 0.5, 0.75, 1$.

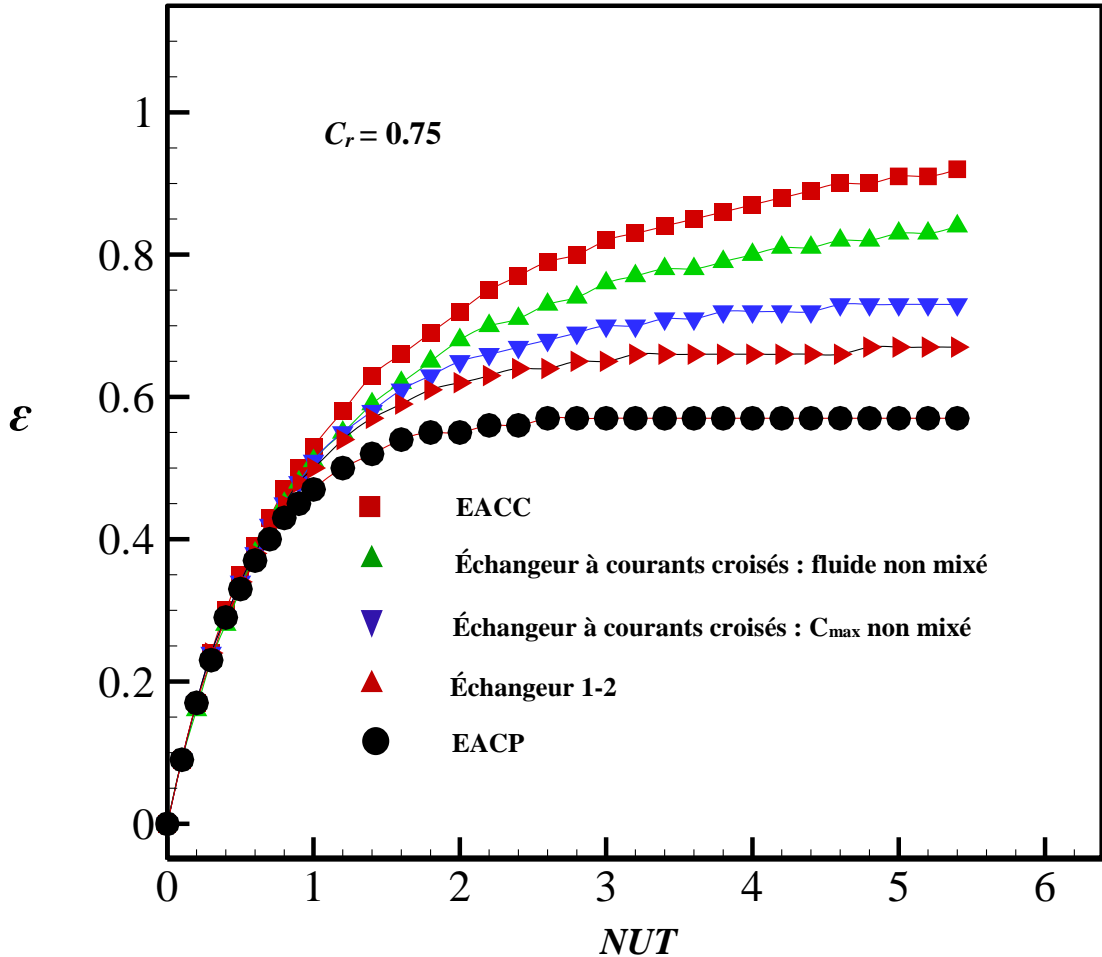


Figure 22 : Comparaison de l'efficacité des échangeurs EACP, EACC, échangeur 1-2, Échangeur à courants croisés : fluides non mélangés et fluide C_{\max} non mélangé pour $C_r=0.75$.

- La relation entre le NUT et l'efficacité montre que la recherche d'une efficacité élevée est coûteuse en énergie.
- La méthode NUT nécessite d'évaluer les éléments d'analyse dans l'ordre suivant :

1. La détermination du coefficient global de l'échange thermique, U ;

2. La détermination de C_{\min} et C_{\max} ;

3. La détermination du nombre d'unités de transfert, NUT ;
4. Le calcul de l'efficacité, ε à l'aide de $\varepsilon = f(\text{NUT}, Cr)$;
5. Finalement, le calcul de Φ par la relation : $\Phi = \varepsilon C_{\min}(T_{c,e} - T_{f,s})$.

Exercice 4 :

Pour refroidir le microprocesseur d'un ordinateur qui génère une puissance thermique d'environ 200 W, on dispose un radiateur contre ce microprocesseur.

La taille du ventilateur impose les conditions d'écoulement de l'air de refroidissement conduisant à un coefficient d'échange global de $40 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, pour un débit d'air de $50 \text{ m}^3/\text{h}$ ($C_p=1006 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ et $\rho=1.29 \text{ kg/m}^3$). On choisit une température d'entrée de $21 \text{ }^\circ\text{C}$ pour le dimensionnement.

- 1- Calculez la température de sortie de l'air.
- 2- Calculez la température du microprocesseur pour les efficacités d'échange suivantes 30%, 40% et 55%.
- 3- Par la méthode de NUT, déterminez la surface à mettre en œuvre.

Après la détermination de la surface, et pour une température d'entrée de l'air $-2 \text{ }^\circ\text{C}$ en hiver et $39 \text{ }^\circ\text{C}$ en été à l'endroit où se trouve l'ordinateur.

Pour ces deux cas :

1. Calculez la température de sortie de l'air.
2. Calculez la température du microprocesseur.

Solution :

$$T_{f,e} = 21^\circ\text{C} \quad ; \quad \rho = 1,29 \text{ kg/m}^3 \quad ; \quad \text{débit} = 50 \text{ m}^3/\text{h} \quad ; \quad C_p = 1006 \text{ J/kgK}$$

$$\Phi = 200 \text{ W} \quad ; \quad U = 40 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

1. $T_{f,s} = ?^\circ\text{C}$

$$\dot{m}_f = \frac{50 \cdot 1,29}{3600} = 0,017917 \text{ kg/s}$$

$$\Phi = m_f C_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e})$$

$$\Rightarrow T_{f,s} = \frac{\Phi}{m_f C_{p,f}} + T_{f,e} = \frac{200}{0.017917 \times 1006} + 21 = 32,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{f,s} = 32,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2. $T_{c,e} = ? \text{ } ^\circ\text{C}$

$\varepsilon = 0.3$

$$\varepsilon = \frac{(T_{f,s} - T_{f,e})}{(T_{c,e} - T_{f,e})}$$

$$\Rightarrow T_{c,e} = \frac{(T_{f,s} - T_{f,e})}{\varepsilon} + T_{f,e} = \frac{(32,1 - 21)}{0,3} + 21$$

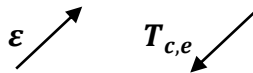
$$= 57,99^\circ\text{C}$$

$$T_{c,e} = 57,99^\circ\text{C}$$

De la même manière :

$\varepsilon = 0.4 \quad \Rightarrow \quad T_{c,e} = 48.74^\circ\text{C}$

$\varepsilon = 0.55 \quad \Rightarrow \quad T_{c,e} = 41.17^\circ\text{C}$



3. $A = ? \text{ m}^2$ (Surface à mettre en œuvre)

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{[-NUT(1+C_r)]}}{1 + C_r}$$

Dans ce cas : $\varepsilon = 1 - e^{-NUT}$

$$\Rightarrow e^{-NUT} = 1 - \varepsilon$$

$$\Rightarrow \ln(e^{-NUT}) = \ln(1 - \varepsilon)$$

$$\Rightarrow NUT = -\ln(1 - \varepsilon)$$

$$= -\ln(1 - 0.3)$$

$$= 0.36$$

De la même manière :

$$\varepsilon = 0.4 \quad \Rightarrow \quad NUT = 0.51$$

$$\varepsilon = 0.55 \quad \Rightarrow \quad NUT = 0.80$$



$$NUT = \frac{U A}{C_{\min}} = \frac{U A}{m_f C_{p,f}}$$

$$\Rightarrow A = \frac{NUT}{U} m_f C_{p,f}$$

$$= \frac{0.36}{40} (0.017917 \times 1007)$$

$$= 0.16 \text{ m}^2$$

$$A = 0.16 \text{ m}^2$$

De la même manière :

$$\varepsilon = 0.4 \quad \Rightarrow \quad A = 0.23 \text{ m}^2$$

$$\varepsilon = 0.55 \quad \Rightarrow \quad A = 0.36 \text{ m}^2$$



a. $T_{f,s} = ?^{\circ}\text{C}$

En hiver :

$$\Phi = m_f C_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e})$$

$$\Rightarrow T_{f,s} = \frac{\Phi}{m_f C_{p,f}} + T_{f,e} = \frac{200}{0.017917 \times 1006} - 2 = 9,1^{\circ}\text{C}$$

$T_{f,s} = 9,1^{\circ}\text{C}$

En été :

$$T_{f,s} = \frac{\Phi}{m_f C_{p,f}} + T_{f,e} = \frac{200}{0.017917 \times 1006} + 39 = 50,1^{\circ}\text{C}$$

$T_{f,s} = 50,1^{\circ}\text{C}$

b. $T_{c,e} = ?^{\circ}\text{C}$ (température du microprocesseur)

$$\varepsilon = \frac{(T_{f,s} - T_{f,e})}{(T_{c,e} - T_{f,e})} \quad \Rightarrow \quad T_{c,e} = \frac{(T_{f,s} - T_{f,e})}{\varepsilon} + T_{f,e}$$

En hiver :

$$T_{c,e} = \frac{(T_{f,s} - T_{f,e})}{\varepsilon} + T_{f,e} \quad \Rightarrow \quad T_{c,e} = \frac{(9,1 + 2)}{0,3} + (-2) = 35^{\circ}\text{C}$$

De la même manière :

$$\varepsilon = 0,4 \quad \Rightarrow \quad T_{c,e} = 25,75^{\circ}\text{C}$$

$$\varepsilon = 0,55 \quad \Rightarrow \quad T_{c,e} = 18,18^{\circ}\text{C}$$

En été :

$$T_{c,e} = \frac{(T_{f,s} - T_{f,e})}{\varepsilon} + T_{f,e} \quad \Rightarrow \quad T_{c,e} = \frac{(50.1 - 39)}{0.3} + (39)$$
$$= 76 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la même manière :

$$\varepsilon = 0.4 \quad \Rightarrow \quad T_{c,e} = 66.75^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon = 0.55 \quad \Rightarrow \quad T_{c,e} = 59.18^\circ\text{C}$$

4.6 Dimensionnement

La méthode pratique de dimensionnement est essentiellement traitée sur l'exemple des échangeurs multitubulaires.

Les fluides qui y circulent constituent la particularité des échangeurs. A cause de l'importance et la difficulté de dimensionnement de ces équipements, il faut bien vérifier le calcul des coefficients de transfert afin d'obtenir l'échangeur qui correspond exactement.

Le dimensionnement des échangeurs repose principalement sur un calcul de bilan thermique mais également sur la prise en compte des pertes de charges.

4.6.1 Côté Tube

4.6.1.1 Calcul de la puissance d'un échangeur

La puissance d'un échangeur se calcule avec la formule suivante:

$$\Phi = \dot{m}C_p \Delta T \quad (40)$$

L'obtention de la puissance permet de situer l'échangeur par rapport aux autres (faible ou grande puissance) d'unités du complexe. De plus, cela permet de vérifier si le calcul n'est pas aberrant pour une augmentation de capacité.

4.6.1.2 Calcul de la surface d'échange ^[9]

La surface d'échange est la principale caractéristique des échangeurs, elle se calcule avec la formule ci-dessous.

$$\Phi = UA \Delta T_{LM} \quad (41)$$

U = coefficient d'échange global (W/m².°C)

Tout d'abord, il faut connaître quelques valeurs du coefficient d'échange global, U . Le tableau ci-dessous donne quelques valeurs.

En fonction des caractéristiques du fluide utilisé et selon les différents échanges thermiques (convection, conduction et radiation), et à partir de l'éq. (6 a/b). Le coefficient d'échange global peut être calculé.

Tableau 5 : Valeurs approximatives des coefficients d'échange global. ^[9]

Situation physique	<i>U</i>	
	Btu/h · ft ² · °F	W/m ² · °C
Paroi extérieur en brick, intérieur en plaster, non isolée	0.45	2.55
Frame de la paroi extérieur, intérieur en plaster, non isolée	0.25	1.42
Isolé avec la laine de roche	0.07	0.4
Fenêtre avec du verre plat	1.10	6.2
Fenêtre avec double verre plat	0.40	2.3
Condensateur de vapeur	200-1000	11000-5600
Réchauffeur alimenté par l'eau	200-1500	1100-8500
Condensateur Fréon-12 avec l'eau comme réfrigérant.	50-150	280-1700
Échangeur Eau-à-Eau	150-300	850-1700
Échangeur tubes à ailettes, l'eau dans les tubes et l'air à travers les tubes	5-10	25-55
Échangeur Eau / huile	20-60	110-350
Échangeur vapeur / fioul léger	30-60	170-340
Échangeur vapeur / fioul lourd	10-30	56-170
Échangeur vapeur / kérosène ou gasoil	50-200	280-1140
Échangeur tubes à ailettes, vapeur dans les tubes et l'air à travers les tubes	5-50	28-280
Condenseur d'ammoniac, l'eau dans les tubes	150-250	850-1400
Condenseur d'Alcool, l'eau dans les tubes	45-120	255-680
Échangeur gaz / gaz	2-8	10-40

Les coefficients de transferts (d'échange global) dépendent du fluide, du matériau utilisé, de la méthode DTLM et de la vitesse du fluide.

4.6.1.3 Calcul du nombre de tubes

La vitesse dans les tubes est d'environ 3 m/s. Grâce à cette vitesse, il est possible de déterminer le nombre de tubes nécessaire pour l'échangeur avec la formule suivante :

$$Q_v = N_{tube} \cdot \bar{v} \cdot S \quad (42)$$

Le nombre de tube, N_{tube} est souvent conditionné en faisceau, c'est pourquoi il n'est pas toujours égal au nombre de tubes calculés.

4.6.1.4 Calcul de la longueur des tubes ^[9]

La formule ci dessous calcule la longueur des tubes d'un échangeur.

$$A = N_{tube} \pi d L \quad (43)$$

A = surface totale des tubes (m²)

Pour des raisons de transport et de praticité, la longueur des tubes d'un échangeur Tube/Calandre, L ne doit pas dépasser 5 m. La croissance du nombre de passe augmente la surface d'échange sans la nécessité de dépasser les 5 m.

4.6.2 Côté Calandre

L'enveloppe métallique qui entoure le faisceau tubulaire est la calandre. Généralement, elle est construite avec l'acier au carbone.

La calandre doit pouvoir contenir le volume de tous les tubes et l'espace entre chaque tube ainsi qu'un volume entre les tubes et la calandre.

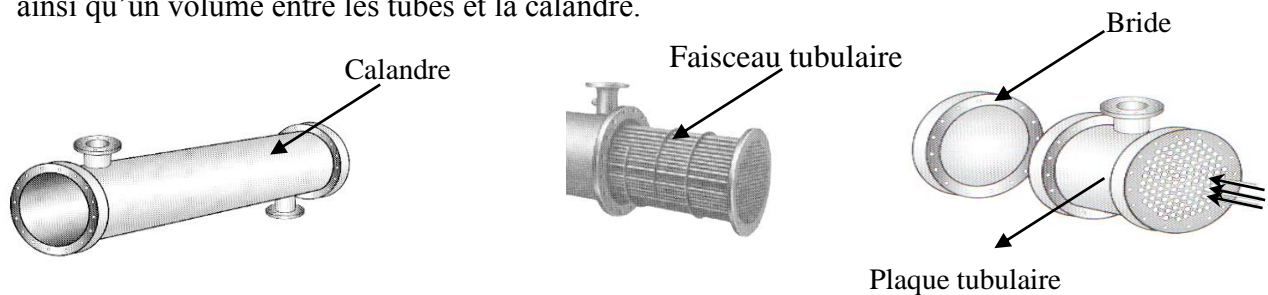
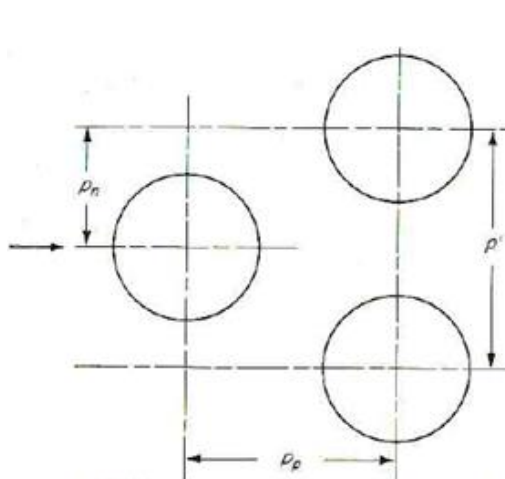


Figure 23 : Plaque tubulaire, calandre et faisceau tubulaire d'un échangeur multitubulaire. ^[25]

Les trous dans les plaques tubulaires sont performés et normalisés selon une disposition au pas carré ou au pas triangulaire.

Sur une plaque tubulaire de diamètre donné, le pas triangulaire permet le placement d'environ 10% de tubes plus que le pas carré, par contre, cette disposition rend leur nettoyage extérieur impossible par grattage. Donc, on accède au nettoyage chimique avec l'utilisation des fluides propres.

L'espace entre les tubes (Pitch) est donné grâce au tableau suivant :











Tube O.D. D_o , in.	Tube pitch p' , in.	Layout	p_p , in.	p_n , in.
0.625	0.812		0.704	0.406
0.750	0.938		0.814	0.469
0.750	1		1.000	1.000
0.750	1		0.707	0.707
0.750	1		0.866	0.500
1.000	1.250		1.250	1.250
1.000	1.250		0.884	0.884
1.000	1.250		1.082	0.625

Tableau 6 : Valeur de l'espace entre les tubes (Pitch). [18,19]

Due l'importance de ce type d'équipement de transfert de chaleur dans la vie quotidienne, scientifique et industrielle, il a été l'objet d'études et de recherche de plusieurs scientifiques et chercheurs dans le domaine tels que celles mentionnées dans les références [1-8, 12-17, 20-24, 28-30].

Exercice 5

Échangeur de chaleur calandre/tube

Pour un taux d'eau de 30 000 lb_m/h [3.783 kg/s] chauffé de 100 à 130 $^{\circ}F$ [37.78 à 54.44 $^{\circ}C$] dans un échangeur de chaleur calandre/tube. Du côté de la calandre un passe utilise de l'eau comme fluide de chauffage, 15 000 lb_m/h [1.892 kg/s], présentant l'échangeur à 200 $^{\circ}F$ [93.33 $^{\circ}C$]. Le coefficient d'échange global est 250 $Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^{\circ}F$ [1419 $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$], et la vitesse moyenne d'eau

dans des tubes de diamètre 34 in [1.905 cm] est 1.2 ft/s [0.366 m/s]. En raison de limiter les espaces, la longueur de tube ne doit pas être plus longue que 8 ft [2.438 m].

Avec cette restriction:

Calculez le nombre de passes côté tube, le nombre de tubes par passe et la longueur des tubes.

Solution

D'abord nous assurons d'un passe côté tube et vérifions s'il satisfait les conditions de ce problème. La température de sortie de l'eau chaude est calculée à partir de:

$$\Phi = \dot{m}_f C_f \Delta T_f = \dot{m}_c C_c \Delta T_c$$

$$\Delta T_c = \frac{(30000)(1)(130 - 100)}{(15\ 000)(1)} = 60^\circ F = 33.33^\circ C \quad [a]$$

$$T_{c,s} = 93.33 - 33.33 = 60^\circ C$$

Tout le transfert thermique exigé est obtenu à partir de l'équation (a) pour le fluide froid :

$$\Phi = (3.783)(4182)(54.44 - 37.78) = 263.6 \text{ kw} \quad [8.08 \times 10^5 \text{ Btu/h}]$$

Pour un échangeur EACC

$$DTLM = \Delta T_{LM} = \frac{(93.33 - 54.44) - (60 - 37.78)}{\ln[(93.33 - 54.44)/(60 - 37.78)]} = 29.78^\circ C$$

$$\Phi = UA T_{LM}$$

$$A = \frac{2.636 \times 10^5}{(1419)(29.78)} = 6.238 \text{ m}^2 \quad [67.1 \text{ ft}^2] \quad [b]$$

En utilisant la vitesse moyenne de l'eau dans les tubes et le débit, nous calculons la surface totale d'écoulement avec

$$\dot{m}_f = \rho \cdot A \cdot \bar{v}$$

$$A = \frac{3.783}{(1000)(0.366)} = 0.01034 \text{ m}^2 \quad [c]$$

Cette superficie est le produit du nombre de tubes et la surface d'écoulement par tube:

$$0.01034 = N_{tube} \frac{\pi d^2}{4}$$

$$N_{tube} = \frac{(4)(0.01034)}{(0.01905)^2} = 36.3$$

Où $N_{tube} = 36$ tubes, la surface par tube par mètre de longueur est

$$\pi d = \pi(0.01905) = 0.0598 \text{ m}^2/\text{tube.m}$$

Nous nous rappelons que toute la superficie exigée pour un échangeur tube-passe a été calculée dans l'équation (b) en tant que 6.238 m^2 . Nous pouvons calculer ainsi la longueur du tube pour ce type d'échangeur de

$$n\pi d L = 6.238$$

$$L = \frac{6.238}{(36)(0.0598)} = 2.898 \text{ m}$$

Cette longueur est plus grande qu'elle les permit 2.438 m , ainsi nous devons employer plus d'un passe côté tubes. Avec l'augmentation du nombre de passes, toute la superficie priée augmente également en raison de la réduction de DTLM provoquée par le facteur F de correction. Nous essayons maintenant deux passes côté tubes.

$F = 0.88$, et ainsi

$$A_{total} = \frac{\Phi}{UF\Delta T_{LM}} = \frac{2.636 \times 10^5}{(1419)(0.88)(29.78)} = 7.089 \text{ m}^2$$

Le nombre de tubes par passe est toujours 36 en raison de la condition de vitesse. Pour un échangeur deux- passes côté tubes toute la superficie est maintenant lié à la longueur avec:

$$A_{total} = 2N_{tube}\pi d L$$

$$L = \frac{7.089}{(2)(36)(0.0598)} = 1.646 \text{ m} \quad [5.4 \text{ ft}]$$

Exercice 6 Comparaison du choix d'un ou deux Échangeurs

Un échangeur de chaleur coaxiaux à contre-courant est utilisé pour chauffer 1.25 kg/s d'eau de 35 à 80 °C en refroidissant une huile [$C_p = 2.0 \text{ kJ/kg} \cdot \text{°C}$] de 150 à 85 °C. Le coefficient global de transfert est $150 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}$. Un arrangement similaire doit être construit à un autre emplacement de l'installation, mais on désire de comparer la performance d'un seul échangeur de chaleur à contre-courant avec deux petits échangeurs de chaleur à contre-courant reliés en série du côté de l'eau et en parallèle du côté d'huile, comme le montre la figure 24. L'écoulement d'huile est divisé également entre les deux échangeurs, et on peut supposer que le coefficient du transfert global pour le petit échangeur est le même que pour le grand échangeur.

Si les petits échangeurs coûtaient à 20% de plus par superficie d'unité, qui serait l'arrangement le plus économique- un seul grand échangeur ou deux petits échangeurs de la même tailles?

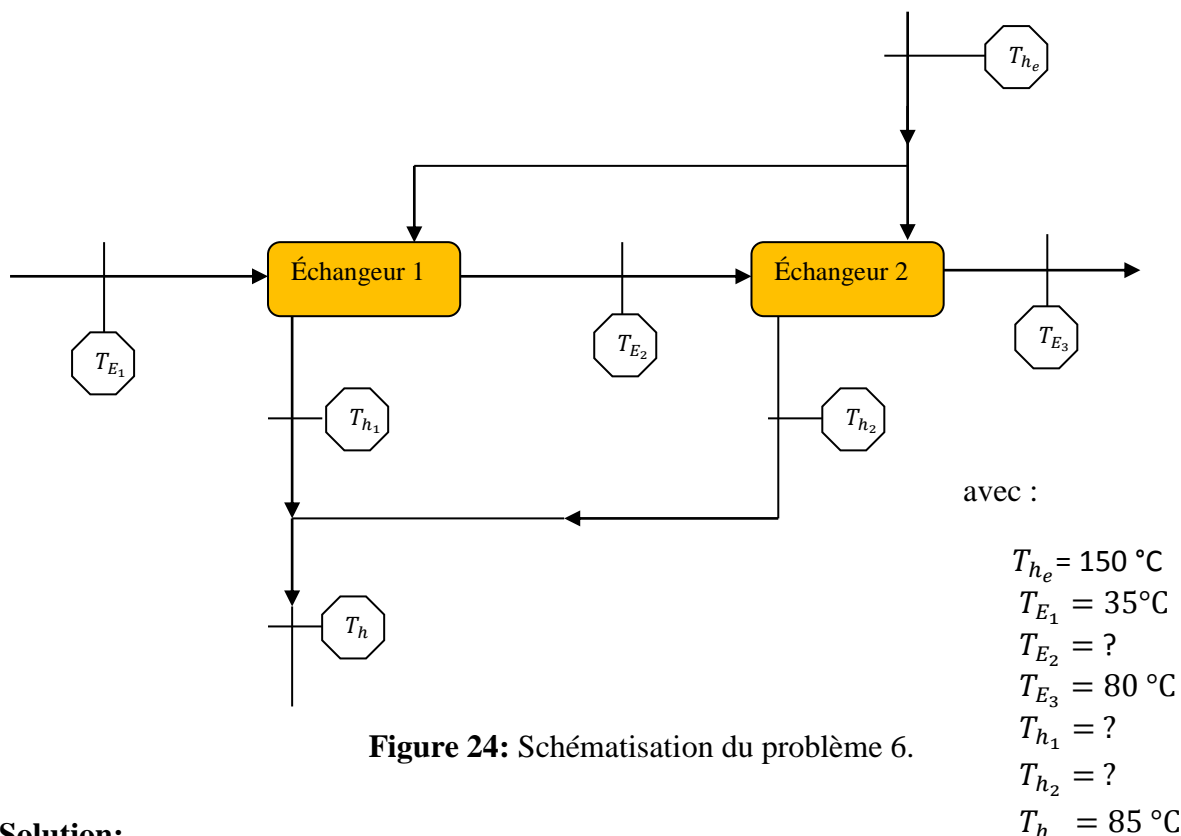


Figure 24: Schématisation du problème 6.

Solution:

On calcule la superficie nécessaire pour les deux alternatives, puis on compare les coûts.
Pour le grand échangeur :

$$\begin{aligned}\Phi &= \dot{m}_f C_{p_f} \Delta T_f = \dot{m}_c C_{p_c} \Delta T_c \\ &= (1.25)(4180)(80 - 35) = m_c C_{p_c} (150 - 85) \\ &= 2.351 \times 10^5 \text{ W} \quad [8.02 \times 10^5 \text{ Btu/h}]\end{aligned}$$

$$\dot{m}_f C_{p_f} = 5225 \text{ W/}^\circ\text{C} \quad \dot{m}_c C_{p_c} = 3617 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

De sorte que l'huile soit le fluide minimum

$$\varepsilon_c = \frac{\Delta T_c}{150 - 35} = \frac{150 - 85}{150 - 35} = 0.565$$

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{3617}{5225} = 0.692$$

À partir de la figure 18, $NUT_{\max} = 1.09$, ainsi

$$A = NUT_{\max} \frac{C_{\min}}{U} = \frac{(1.09)(3617)}{850} = 4.649 \text{ m}^2 \quad [50.04 \text{ ft}^2]$$

On souhaite maintenant de calculer la superficie pour les deux petits échangeurs montrés dans le schéma. On a:

$$\dot{m}_c C_{p_c} = 3617/2 = 1809 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_f C_{p_f} = 5225 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{1809}{5225} = 0.347$$

Le nombre d'unités de transfert est le même pour chaque échangeur de chaleur parce que UA et C_{\min} sont les mêmes pour chaque échangeur. Ceci exige que l'efficacité soit la même pour chaque échangeur.

Donc,

$$\varepsilon_1 = \frac{T_{h_e} - T_{h_1}}{T_{h_e} - T_{E_1}} = \varepsilon_2 = \frac{T_{h_e} - T_{h_2}}{T_{h_e} - T_{E_2}}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{150 - T_{h_1}}{150 - 35} = \varepsilon_2 = \frac{150 - T_{h_2}}{150 - T_{E_2}} \quad [a]$$

Où la nomenclature des températures est indiquée dans la figure 21. Puisque l'écoulement d'huile est le même dans chaque échangeur ainsi, que la température moyenne de sortie d'huile doivent être 85 °C, on peut écrire :

$$\frac{T_{h_1} - T_{h_2}}{2} = 85 \quad [b]$$

Le bilan énergétique sur le deuxième échangeur de chaleur donne :

$$(5225)(T_{E_3} - T_{E_2}) = (1809)(T_{h_e} - T_{h_2})$$

$$(5225)(80 - T_{E_2}) = (1809)(150 - T_{h_2}) \quad [c]$$

Maintenant, on a trois équations (a), (b), et (c) donc, on peut résoudre les trois inconnues T_{h_1} , T_{h_2} et T_{E_2} . Les solutions sont

$$T_{h_1} = 76.89 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{h_2} = 93.02 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{E_2} = 60.26 \text{ } ^\circ\text{C}$$

On peut calculer l'efficacité comme suit:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \frac{150 - 76.98}{150 - 35} = 0.635$$

À partir de la figure 2.18, on obtient $NUT_{\max} = 0.16$,

Ainsi,

$$A = NUT_{\max} \frac{C_{\min}}{U} = \frac{(1.16)(1809)}{850} = 2.47 \text{ m}^2$$

On constate aussi que chacun des petits échangeurs nécessitent 2.47 m² de superficie, ou une surface totale de 4.94 m².

Elle est plus grande que la surface exigée (4.649) m² dans un grand échangeur ; en outre, le coût par unité de surface est plus grand de sorte que le choix le plus économique soit un seul grand échangeur. Il peut être noté, cependant, que les coûts de pompage pour l'huile seraient probablement moins avec les deux petits échangeurs, de sorte que ceci a pu précipiter une décision en faveur des petits échangeurs si les coûts de pompage ont représenté un facteur économique considérable. ^[9]

Liste des figures

Figure	Titre	Page
1	Échangeur tubulaire simple. ^[27]	5
2	Principe d'un échangeur de chaleur tubes/calandre. ^[11]	6
3	Schématisation d'un échangeur de chaleur multitubulaire : réchauffeur d'Ethylène, démontage du côté tubes et côté calandre pour test de réépreuve. (CP/2K, Sonatrach de Skikda)	7
4	Plaque d'identification fixée sur le réchauffeur d'Ethylène présenté dans la figure 3.	8
5	Principe d'un échangeur de chaleur 1-2.	9
6	Principe d'un échangeur de chaleur 2-4.	27
7	Échangeurs à courants croisés, fluides non mixés. ^[9, 11]	10
8	Échangeur à courants croisés, un seul fluide mixé. ^[11]	10
9	Exemple des différentes parties d'un échangeur à plaque. (CP/2K, Sonatrach de Skikda)	11
10	Principe et constituant d'un échangeur de chaleur à plaque à joint. ^[25]	11
11	Échangeur de chaleur à plaque en spirale. Les deux fluides circulent en contre courant. ^[25]	13
12	Profil de Température à travers un élément de surface dA.	16
13	Principe de fonctionnement des échangeurs <i>a)</i> EACP et <i>b)</i> EACC.	21
14	Facteur de correction présenté pour un échangeur 1 passe côté calandre et 2, 4, 2n passes côté tubes. ^[9, 10]	28
15	Facteur de correction présenté pour un échangeur 2 passes côté calandre et 4, 8, 4n passes côté tubes. ^[9, 10]	28
16	Facteur de correction présenté pour un échangeur à courant croisé, fluides non mixés. ^[9, 10]	28
17	Relation $\varepsilon - NUT$ pour l'échangeur EACP et différentes valeurs de $C_r = 0, 0.25, 0.5, 0.75, 1$.	32
18	Relation $\varepsilon - NUT$ pour l'échangeur EACC et différentes valeurs de $C_r = 0, 0.25, 0.5, 0.75, 1$.	33
19	Relation $\varepsilon - NUT$ pour l'échangeur tubulaire 1 passe coté calandre et 2n passes coté tubes et différentes valeurs de $C_r = 0, 0.25, 0.5, 0.75, 1$.	35

20	Relation $\varepsilon - NUT$ pour l'échangeur à courants croisés : fluides non mixés pour différentes valeurs de $C_r = 0, 0.25, 0.5, 0.75, 1$.	35
21	Relation $\varepsilon - NUT$ pour l'échangeur à courants croisés : fluide C_{min} mixé, C_{max} non mixé et différentes valeurs de $C_r = 0, 0.25, 0.5, 0.75, 1$.	35
22	Comparaison de l'efficacité des échangeurs EACP, EACC, Échangeur 1-2, Échangeur à courants croisés : fluides non mixés et fluide C_{max} non mixé pour $C_r=0.75$.	36
23	Plaque tubulaire, calandre et faisceau tubulaire d'un échangeur multitubulaire.	44
24	Schématisme du problème 6.	48

Liste des tableaux

Tableau	Titre	Page
1	Caractéristique de l'échangeur à plaque présenté dans la figure 9.	13
2	Classification des échangeurs de chaleur. ^[26]	14
3	Quelques valeurs de résistance d'encrassement. ^[5, 9, 11]	19
4	$\varepsilon - NUT$ de quelques échangeurs. ^[5, 9, 11]	34
5	Valeurs approximatives des coefficients d'échange global. ^[9]	43
6	Valeur de l'espace entre les tubes (Pitch). ^[18, 19]	45

Références bibliographiques

- [1] Padet J.P. (1997); Echangeurs Thermiques., Masson.
- [2] Bontemps A. et al. (1998); Technologie des Echangeurs Thermiques, Techniques de L'ingénieur.
- [3] Sacadura J.F. (1978); Initiation aux transferts thermiques, Paris.
- [4] Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 6th ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, New York, 1978.
- [5] Kays W.M., London A.L. (1984); Compact heat exchangers, 3rd Ed., Mc Graw-Hill, New York.
- [6] Leontiev A. (1985); Théorie des échanges de chaleur et de masse, Editions Mir, Moscou.
- [7] Wang C., Hsieh Y., Lin Y. (1997); Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions., J. Heat Transfer, Trans. ASME, Vol. 119, pp. 109-117.
- [8] Kreith F. : Professeur de Mécanique, Université du Colorado, (1967) Transmission de la chaleur et Thermodynamique., traduction et adaptation par Kodja Badr-el-dine; Masson et Cie, éditeurs ; Paris.
- [9] Holman J. P. (2010); Heat transfer, 10th ed. Mc Graw-Hill, series in mechanical engineering, New York.
- [10] Liengme B. V. (1997); A Guide to Microsoft Excel for Scientists and Engineers. New York: John Wiley.
- [11] Bergman T. L., Lavine A. S., Incropera F. P., Dewitt D. P. (2011); Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7^{ème} édition: John Wiley & Sons, Inc.
- [12] Jakob M. (1949); Heat Transfer, vol. 1. New York: John Wiley.
- [13] Hilpert R. (1933); Wärmeabgabe von geheizten Drahten und Rohren, Forsch. Geb. Ingenieurwes. vol. 4, pp. 215-220.
- [14] Knudsen J. D. and Katz D. L. (1958); Fluid Dynamics and Heat Transfer. New York: McGraw-Hill.
- [15] Bowman R. A., Mueller A. E. and Nagle W. M. (1940); Mean Temperature Difference in Design, Trans. ASME, vol. 62, pp. 283.
- [16] Rohsenow, W. M. (1985); Hand book of Heat Transfer Applications, McGraw-Hill, New York.
- [17] Dittus F.W. and Boelter L. M. K. (1930); Univ. Calif. (Berkeley) Pub. Eng., vol. 2, p. 443, 1930.
- [18] Perry J. H. (1963), Chemical Engineers' Handbook, 4th ed. New York: McGraw-Hill.

- [19] Tyler G. Hicks, P.E., Nicholas P. Chohey, Handbook of Chemical Engineering calculations, 4th Edition. Heat Transfer, Chapter.
- [20] Present R. D. (1958); Kinetic Theory of Gases. New York: McGraw-Hill.
- [21] Bird R., Stewart W. E. and Lightfoot E. N. (1960); Transport Phenomena. New York: John Wiley & Sons.
- [22] Labuntsov D. A. (1957), Teploenergetika, vol.4, pp. 72.
- [23] Dobson M. K. and Chato J. C., (1998); J. Heat Transfer, vol. 120, pp. 193.
- [24] Griffith P., in Hewitt G. F. (1990); Exec. Ed., Heat Exchanger Design Handbook, Section 2.6.5, Hemisphere Publishing, New York.
- [25] Alfa-Laval, (1987); Les cahiers Alfa-Laval, Spécial Thermique, N°17. Documentations techniques fabricants (Mueller, Superchanger, Alfa-Laval).
- [26] Shah R.K. and London A.L. (1978); Laminar flow forced convection in ducts, a source book for compact heat exchanger analytical data. Academic Press, New York.
- [27] <http://me1065.wikidot.com/automotive-heat-exchangers>.
- [28] <http://genie.industriel.iaa.free.fr>
- [29] <http://www.thermique55.com>
- [30] <http://www.utc.fr/~houde/TF11/ch3b.html>

Copyright Editions El-Djazair — Janvier 2014
13, rue des frères Boulahdour
16000 Alger-Algérie
Dépot légal 71-2014



Cet ouvrage est soumis au copyright. Le présent ouvrage présent sur le site web et à son contenu appartient aux Editions El-Djazair.
Le présent site web et son contenu, que ce soit en tout ou en partie, ne peuvent être reproduits, publiés, affichés, téléchargés, modifiés, utilisés en vue de créer des œuvres dérivées ou reproduits ou transmis de toute autre façon par tout moyen électronique connu ou inconnu à la date des présentes sans l'autorisation écrite expresse des Editions El-Djazair
Les actes ci-dessus sont des infractions sanctionnées par le Code de la propriété intellectuelle Algérienne.