

MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES
pour l'obtention du diplôme
MASTER EN GENIE MECANIQUE
Spécialité : Energétique

Thème

Amélioration des performances d'un échangeur de chaleur a tube et calandre

Présenté par :

- ☞ BENACHAIBA Taha Abdelwahhab
- ☞ BENALLAL Mohammed El Mostafa

Présenté devant le Jury composé de:

- | | | |
|------------------------|---------------|-----------|
| ☞ Mr BOUNOUA Nouredine | (C.U.N Naama) | Encadreur |
| ☞ Kaid Nouredine | (C.U.N Naama) | Président |
| ☞ Ben Ameer Ben amer | (C.U.N Naama) | Examineur |

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



Remerciement

*Nous remercions **ALLAH** le tout puissant de nous avoir donné le courage et la Volonté de mener à terme ce présent travail.*

*Nous remercions énormément **Mr. BOUNOUA Noureddine** d'avoir accepté de nous encadrer et nous lui sommes très reconnaissant pour ces précieuses aides pendant les moments difficiles.*

Nous remercions l'ensemble de jury qui a bien voulu examiner et évalué ce mémoire.





Dédicace

*A tous ceux qui nous ont soutenus tout au long de ce projet.
A nos chers parents, que nulle dédicace ne puisse exprimer ce
qu'on leurs doit, pour leurs bienveillance, leur affectation et leur
soutien morale durant l'élaboration de ce travail, en témoignage
de notre profond amour et nos sincères reconnaissances pour les
efforts qu'ils ont consenti pour l'accomplissement de nos études,
on leurs dédie ce modeste travail
Je Suis Très Heureux avec My_Love (W)*

« Que dieu vous préserve et vous procure santé »

« اللهم اجعل عملنا هذا في ميزان حسناتهم »

BENACHAIBA Taha





Dédicace

*Je dédie ce mémoire
A mes chers parents ma mère et mon père
Pour leur patience, leur amour, leur soutien et leurs
encouragements.*

*A mes frères.
A mes amies et mes camarades.
Sans oublier tout les professeurs que ce soit du
primaire, du moyen, du secondaire ou de
l'enseignement supérieur.*

BENALLAL Med



Nomenclature

Nomenclature

Symbole

C_p : La capacité calorifique

D: diamètre de tube

U: Coefficient d'échange global

F: facteur de correction

e: épaisseur de la paroi d'échange

h: coefficient de convection

L: longueur des tubes

\dot{m} : débit massique

Nut: nombre d'unité de transfert

ΔT_{ML} : différence de température moyenne logarithmique

P: Puissance d'échange

Pr: nombre de Prandtl

Re: nombre de Reynolds

S: surface d'échange

T: température

v: Vitesse de fluide

Lettre Greques

λ : conductivité thermique

ρ : masse volumique

μ : viscosité dynamique

Φ : flux de chaleur échangé

ν : viscosité cinématique

q: Densité de flux de chaleur émis par la corps

Indice

c: Le fluide chaud

f: Le fluide froid

e: Entrée

s: Sortie

max: maximum

min: minimum

Unité

(Kj/kg K)

(m)

(W/m² K)

(m)

(W/m² K)

(m)

(kg/s)

(°C)

(kW)*****

(m²)

(°C)

(m/s)

(W/m K)

(Kg/m³)

(Pa s)*****

(W)

(m²/s)

(W/m²)

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE	13
<u>CHAPITRE 01 :GENERALITES SUR LES ECHANGEURS</u>	
I.1.INTRODUCTION :.....	16
I.2 FLUIDE CALOPORTEUR :	16
I.3 DIFFERENTS MODES DE CIRCULATION DES FLUIDES CALOPORTEURS DANS UN ECHANGEUR :	17
I.4 CLASSIFICATION DES ECHANGEURS :.....	18
I.4.1 CLASSEMENT TECHNOLOGIQUE :.....	18
I.4.2 CLASSEMENT SUIVANT LE MODE DE TRANSFERT DE CHALEUR :	18
I.4.3 CLASSEMENT SUIVANT LE PROCEDE DE TRANSFERT DE CHALEUR :	18
I.4.4 CLASSEMENT FONCTIONNEL :	18
I.4.5 CLASSEMENT SUIVANT LA NATURE DU MATERIAU DE LA PAROI D'ECHANGE :	18
I.5 DIFFERENTS TYPES D'ECHANGEURS DE CHALEUR :.....	19
I.5.1 LES ECHANGEURS TUBULAIRES :.....	19
I.5.1.1 ÉCHANGEUR MONOTUBE :	19
I.5.1.2 ÉCHANGEUR COAXIAL :	19
I.5.1.3 ÉCHANGEUR MULTITUBULAIRE :	20
I.5.1.4 ÉCHANGEUR A TUBES AILETTES :.....	20
I.5.2 ECHANGEUR A TUBE ET CALENDRE :	21
I.5.2.1 ECHANGEUR DE CHALEUR A TETE FLOTTANTE :	22
I.5.2.2 ECHANGEUR A PLAQUE TUBULAIRES FIXES :	23
I.5.2.3 ECHANGEUR A TUBES EN U :.....	23
I.5.3 ÉCHANGEUR A PLAQUES :	23
I.5.3.1 ÉCHANGEURS A SURFACE PRIMAIRE :.....	23
I.5.3.1.1 ÉCHANGEURS A PLAQUES ET JOINTS :.....	24
I.5.3.1.2 ÉCHANGEURS A PLAQUES SOUDEES OU BRASEES :.....	24
I.5.3.1.3 -ÉCHANGEUR A SPIRALE :	24
I.5.3.2 ÉCHANGEURS A SURFACE SECONDAIRE :	25
I.5.3.2.1 ÉCHANGEURS A PLAQUES SERTIES :.....	25
I.5.3.2.2 ÉCHANGEURS A PLAQUES BRASEES :.....	25
I.6 COEFFICIENT D'ECHANGE GLOBAL :	26
I.7 ENCRASSEMENT :	30
I.7.1 ENCRASSEMENT PARTICULAIRE :	30
I.7.2 ENCRASSEMENT BIOLOGIQUE :	30
I.7.3 ENCRASSEMENT PAR REACTION CHIMIQUE :	30
I.7.4 CORROSION :.....	31
I.7.5 ENTARTRAGE :.....	31

CHAPITRE 02 :METHODES DE CALCUL DES ECHANGEURS

II.1 DIFFERENCE DE TEMPERATURE MOYENNE LOGARITHMIQUE :	33
II.1.1. ECHANGEURS CO-COURANT :	33
II.1.2. ECHANGEURS CONTRE-COURANT :	38
II.2 METHODE DU NOMBRE D'UNITES DE TRANSFERTS (NUT) :.....	42

CHAPITRE 03 :ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE ET POSITION DU PROBLEME

III. INTRODUCTION :	45
III. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE:	45

CHAPITRE 04 :RESULTATS ET DISCUSSIONS

IV.1.MODEL GEOMETRIQUE	51
IV.2.RESULTATS ET DISCUSSIONS	52
IV.2.1.CAS CO-COURANT	53
IV.2.1.1.LES DEUX DEBITS SON EGAUX ($mc=mf$)	53
IV.2.1.2.LE DEBIT CHAUD EST SUPERIEUR AU DEBIT FROID ($mc= 10.mf$)	56
IV.2.1.3.LE DEBIT FROID EST SUPERIEUR AU DEBIT CHAUD ($mf=mc.10$).....	57
IV.2.2.CAS CONTRE-COURANT	58
IV.2.2.1.LES DEUX DEBITS SON EGAUX ($mc=mf=0.1KG/S$)	58
IV.2.2.2.LE DEBIT CHAUD EST SUPERIEUR AU DEBIT FROID ($mc= 10.mf$)	59
IV.2.2.3.LE DEBIT FROID EST SUPERIEUR AU DEBIT CHAUD ($mf=mc.10$).....	60
CONCLUSION GENERAL:	62
BIBLIOGRAPHIE	63
ANNEXE	66
RESUME:	67

Liste des figures

Figure 1 Échangeur monotube en serpentin	19
Figure 2 Échangeur coaxial	19
Figure 3 Échangeur à tube séparé	20
Figure 4 Échangeur à tube rapproché	20
Figure 5 Échangeur à tube ailette	20
Figure 6 Ailettes continue	23
Figure 7 Ailettes indépendant.	23
Figure 8 Ailettes annulaire	21
Figure 9 Ailettes spirale.	24
Figure 10 Ailettes à fils préformés.	24
Figure 11 Ailettes poinçonnées	21
Figure 12 Ailettes en brosse	21
Figure 13 Autre différent type d'ailettes	21
Figure 14 Échangeur à tête flottante	22
Figure 15 Échangeur à plaque tubulaire fixe	23
Figure 16 Échangeur à tube en U	23
Figure 17 Différentes plaques	24
Figure 18 Echangeur à plaques et joints.....	24
Figure 19 Echangeur spiral	25
Figure 20 Échangeurs à plaques brasées	26
Figure 21 Des différents milieux composant un échangeur de chaleur	26
Figure 22 Des différentes résistances thermiques.....	27
Figure 23 Echangeur à tube coaxial.....	29
Figure 24 Fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur Co-courant.....	33
Figure 25 Fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur Contre-courant.....	38
Figure 26 Schématisation de la convention (Co-courant et contre courant.).....	40
Figure 27 Evolution de la température : a)cas d'un condenseur et b)cas d'un évaporateur	40
Figure 28 facteurs de correction à prendre en compte dans le cas d'un échangeur constitué :.....	41
Figure 29 Un échangeur à courant croisé, seul un des fluides étant mixé (à droite).....	41
Figure 30 un échangeur de chaleur tube calandre type BEM TEMA	51
Figure 31 Aspects Model géométrique	51
Figure 32 Aspects de maillage	52
Figure 33 distribution et variation des vitesses de l'écoulement ((mc) ≡(mf)).....	53
Figure 34 distribution et variation des pressions le long de l'échangeur ((mc) ≡(mf))	54
Figure 35 distribution et variation des températures le long de l'échangeur((mc) ≡(mf)).....	55
Figure 36 distribution et variation des températures ((mc) ≡ 10.(mf))	56
Figure 37 distribution et variation des températures ((mf) ≡(mc) : 10)	57
Figure 38 distribution et variation de la température ((mc) ≡(mf) ≡0.1kg/s).....	58
Figure 39 distribution et variation de la température ((mc) ≡ 10.(mf)).....	59
Figure 40 distribution et variation des températures ((mf) ≡(mc) : 10)	60

Liste des tableaux

Tableau 01: Température d'utilisation des fluides caloporteurs	19
Tableau 02: Valeurs usuelles de résistances d'encrassement.....	31
Tableau 03: Ordres de grandeur des valeurs de coefficient	31
Tableau 04: Valeurs de conductivité des principaux matériaux	31

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale :

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie et donc, par voie de conséquence, de protection de l'environnement. Une grande part de l'énergie thermique (90%) utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. Ils sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agro-alimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel (chauffage, climatisation, etc.). [1]. Ils constituent donc un des dispositifs clé du thermicien, et sont un composant quasi inévitable dans la maîtrise de l'énergie [1]. Compte-tenu de leurs multiples utilisations, les difficultés rencontrées par les concepteurs d'échangeurs de chaleur sont diverses et variées. Toutefois, un des principaux problèmes de conception auxquels ils se heurtent a trait au cout total (coût de fonctionnement et coût d'investissement). En effet, le coût total reste encore, et toujours, l'un des préoccupations des chercheurs.

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tours de refroidissement [2]. En principe, pour les échangeurs les plus courants dans l'industrie, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison à faible inertie thermique au travers de laquelle les échanges se font par conduction. En effet, la chaleur que l'un des fluides cède à la paroi par convection le long de la surface de contact est transférée par conduction et, est cédée à l'autre fluide par convection le long de l'autre face. Le rayonnement n'intervient de manière significative que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide et la paroi.

Parmi les échangeurs thermiques les plus utilisés, les échangeurs dits à tubes et calandre (objet de notre étude): ils consistent en une série de tubes de faibles diamètres arrangés à l'intérieur d'une calandre de plus grand diamètre. Etant donné leur large utilisation, ces appareil sont l'objet d'une normalisation de la procédure de conception ;la norme la plus couramment utilisé est le standard TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) .

Le but de notre travail est l'étude théorique et par simulation avec le code de calcul FLUENT d'un échangeur tubes calandre type BEM-TEMA .pour cela notre mémoire est structurer en quatre chapitres :

-Dans le premier chapitre : « généralités sur les échangeurs de chaleurs » nous donnons la définition, les classifications et les types des échangeurs de chaleur.

-dans le seconde : « théories des échangeurs de chaleurs » nous exposons une étude théorique sur les échangeurs de chaleur en considérant les deux cas de figure d'écoulement des fluides (co-courant et contre courant).

-le troisième chapitre : « étude bibliographique et position du problème »est consacré à l'étude bibliographique et à la position de la problématique et des hypothèses considérées.

-Dans le quatrième chapitre : « résultats et discussions » nous exposons les résultats de la simulation et leurs interprétations.

Chapitre 01 :

Généralités sur les échangeurs

I.1.Introduction :

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés.

On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Définition : Il s'agit de tout dispositif permettant l'échange de chaleur entre deux fluides à des températures différentes sans qu'ils soient mélangés.

I.2 Fluide caloporteur :

Un fluide caloporteur (lit. porte-chaleur) est un fluide chargé de transporter la chaleur entre deux ou plusieurs sources de température. Le terme « caloporteur » est synonyme de « caloripporteur ».

Ces fluides interviennent dans les échangeurs de chaleur, par exemple les systèmes de refroidissement des moteurs thermiques (tel un moteur de voiture), les réfrigérateurs, les chaudières, les climatiseurs, les capteurs solaires thermiques, les radiateurs des circuits électriques (cas des transformateurs électriques de forte puissance) ou électroniques, les centrales électriques thermiques au charbon, au fioul, au gaz ou nucléaires, les échangeurs de chaleur d'eaux usées.

Chaque fluide caloporteur est choisi en fonction de ses propriétés physico-chimiques, telles la viscosité, la capacité thermique volumique, la chaleur latente de vaporisation (ou de liquéfaction) en cas de changement de phase, la conductivité thermique, les propriétés anticorrosives, son coût et il doit être assez inoffensif pour le milieu.

Les conditions climatiques interviennent donc dans le choix des fluides des machines exposées aux intempéries, par exemple les liquides utilisés dans les véhicules ne doivent pas geler.

Rôle d'un fluide caloporteur :

Ainsi, le fluide caloporteur effectue un simple transport de la chaleur entre deux niveaux de température. Il est donc capable :

- d'emmagasiner l'énergie produite par une source de chaleur sous forme généralement de chaleur sensible (chauffage du fluide), mais également de chaleur latente (grâce à l'évaporation du fluide) .
- de véhiculer cette énergie jusqu'à son point d'utilisation par circulation naturelle (comme cela est le cas dans un circuit à thermosiphon ou dans un caloduc) ou, plus fréquemment, par circulation forcée grâce à l'utilisation de pompes, de ventilateurs ou de compresseurs dans le circuit caloporteur.

– de transmettre l'énergie thermique par contact direct avec le produit comme dans un four de cuisson ou par contact indirect grâce à un échangeur comme dans grand nombre de procédés industriels tels que les centrales électriques avec générateur de vapeur.

✚ Principaux fluides caloporteurs :

- Les fluides caloporteurs les plus courants sont, bien entendu, l'eau et l'air, de par leur provenance naturelle et leur quantité illimitée. L'air, comme tous les gaz, peut être utilisé à toutes températures, mais son emploi est limité par un coefficient de transmission thermique médiocre. L'eau en phase liquide ou vapeur est un fluide caloporteur courant dont l'emploi est fortement handicapé par sa pression de vapeur (15 bar à 200 °C). Eau et air présentent les atouts de forte stabilité, faible coût, grande sûreté d'utilisation (inflammabilité, non toxicité).
- Les fluides organiques possèdent une faible pression de vapeur et une température de congélation basse. Leur utilisation, par contre, impose certaines précautions vis-à-vis des risques d'incendie, de la dégradation thermique et de la toxicité.
- Les sels fondus et les métaux liquides sont réservés aux hautes températures et leur utilisation nécessite des grandes précautions en termes de sécurité et de corrosion. Les plages de température d'utilisation des différentes familles de fluides caloporteurs sont illustrées dans le tableau 1.

Tableau 1 – Températures d'utilisation des fluides caloporteurs	
Fluide	Domaine usuel de température d'utilisation (°C)
Gaz (air, CO ₂ , He...)	Ambiant à 1 000
Vapeur d'eau	100 à 600
Eau	Ambiant à 200
Fluides organiques	Ambiant à 350
Sels fondus	150 à 500
Métaux liquides	200 à 700

I.3 Différents modes de circulation des fluides caloporteurs dans un échangeur :

- courants parallèles de même sens ou de sens contraires
- courants croisés
- combinaison des deux types précédents

I.4 Classification des échangeurs :

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

I.4.1 Classement technologique :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

I.4.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur :

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

I.4.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur :

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu ;
- transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique.

I.4.4 Classement fonctionnel :

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ; suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs ;
- les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs.

I.4.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

On retiendra deux types de paroi :

- les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

I.5 Différents types d'échangeurs de chaleur :

I.5.1 Les échangeurs tubulaires :

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée [1].

I.5.1.1 Échangeur monotube :

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín comme montré à la figure au dessous.



Figure 1 Échangeur monotube en serpentín [1]

I.5.1.2 Échangeur coaxial :

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la figure au dessous [1].

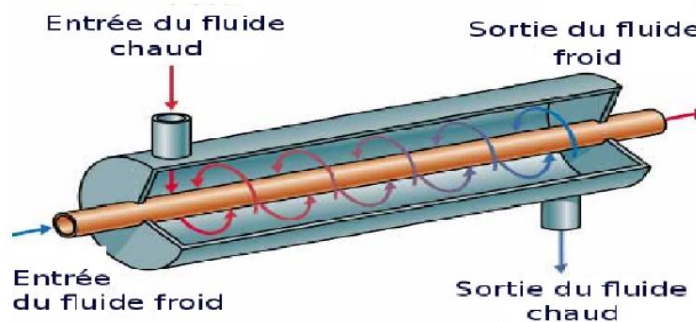


Figure 2 Échangeur coaxial [2]

I.5.1.3 Échangeur multitubulaire :

Existant sous quatre formes :

a- Échangeur à tubes séparés :

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé [1].

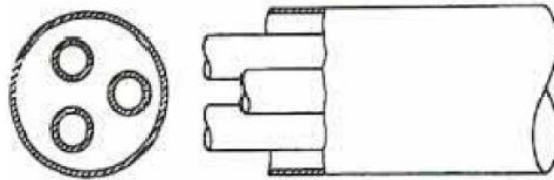


Figure 3 Échangeur à tube séparé [1].

b- Échangeur à tubes rapprochés :

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

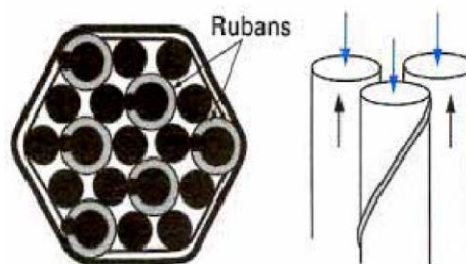


Figure 4 Échangeur à tube rapproché [1].

I.5.1.4 Échangeur à tubes ailettes :

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique ; différents types d'ailettes sont toutefois présentés si contre.

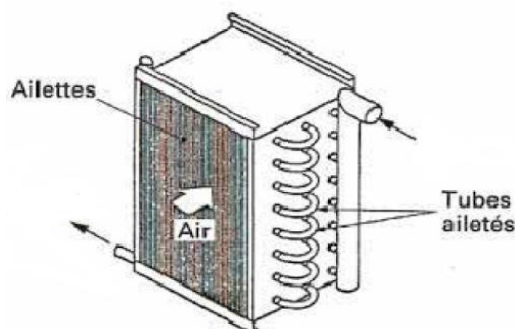


Figure 5 Échangeur à tube ailette [1].

• **Ailettes transversales :**

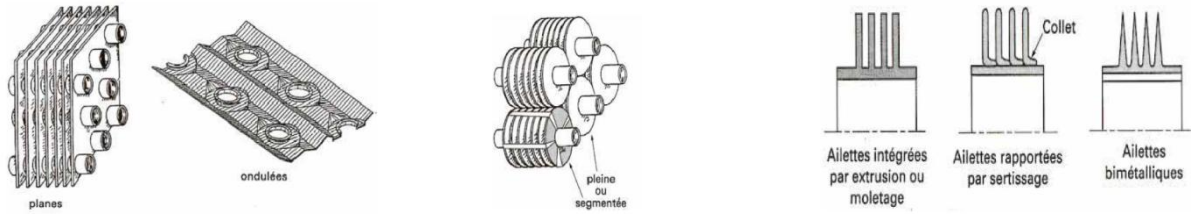


Figure 6 Ailettes continue [1]. Figure 7 Ailettes indépendant [1]. Figure 8 Ailettes annulaire [1].

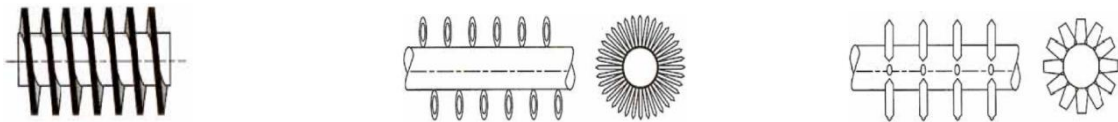


Figure 9 Ailettes spirale

Figure 10 Ailettes à fils préformés.

Figure 11 Ailettes poinçonnées

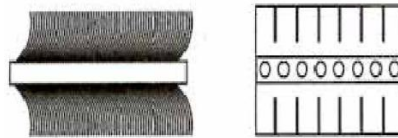


Figure 12 Ailettes en brosse

• **Ailettes longitudinal :**

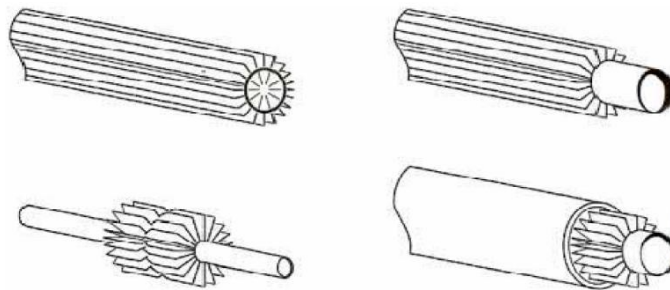


Figure 13 Autre différent type d'aitettes [1].

I.5.2 Echangeur à tube et calandre :

Il est composé généralement de :

1-Une calandre (ou virole) :

C'est l'enveloppe métallique cylindrique entourant le faisceau tubulaire. Son matériau doit être compatible avec le fluide utilisé. Les valeurs de diamètre vont de 100 à 3 000 mm

2- Boîte d'échangeur :

C'est l'organe qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. Il y a une boîte à chaque extrémité de l'échangeur, sauf pour le type à tubes en U. La disposition interne des boîtes dépend du nombre de passes en tubes : des cloisons permettent de configurer jusqu'à 12 passes. Les boîtes sont le plus souvent réalisées avec un matériau peu différent de celui des tubes.

3-Plaques tubulaires :

Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités. Leur épaisseur (1 à 10 cm) est calculée en fonction de la différence de pression entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boîtes d'une part, des contraintes dues aux différences de dilatation entre les tubes et la calandre d'autre part.

4-Tubes :

Ce sont généralement des tubes normalisés dont l'épaisseur est fonction des pressions intérieures et extérieures aux tubes . Ces tubes sont généralement de longueur standard 2,44 ; 3,05 ; 3,66 ; 4,88 ou 6,10 m.. Les matériaux utilisés dépendent des fluides choisis. Les plus courants sont les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre, le laiton, les cupronickels, le graphite, le verre ou les matières plastiques.

5-Chicanes :

Elles ont pour rôle d'augmenter la vitesse du fluide dans la calandre et d'assurer la rigidité du faisceau.

I.5.2.1 Echangeur de chaleur à tête flottante :

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre [3].

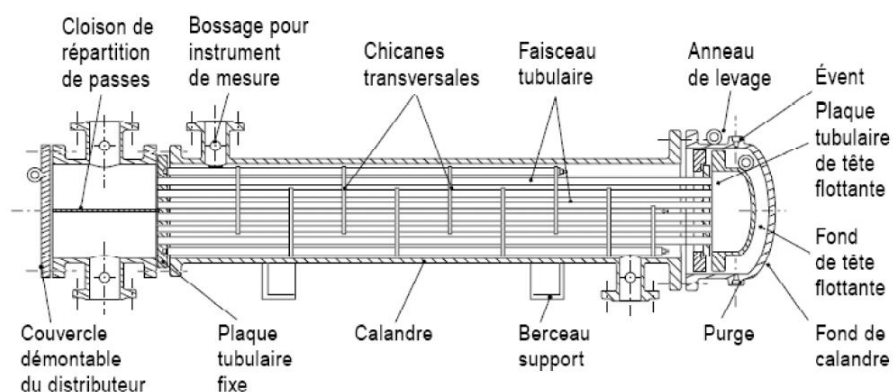


Figure 14 Échangeur à tête flottante [3].

I.5.2.2 Echangeur à plaque tubulaires fixes :

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre [3].

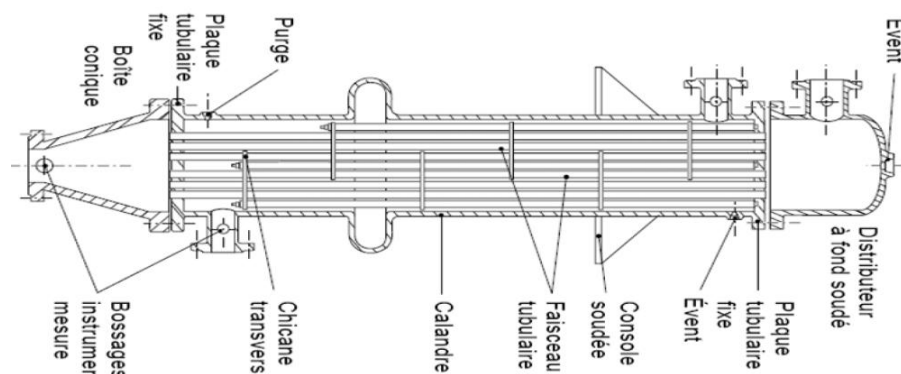


Figure 15 Échangeur à plaque tubulaire fixe [3]

I.5.2.3 Echangeur à tubes en U :

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique [3].

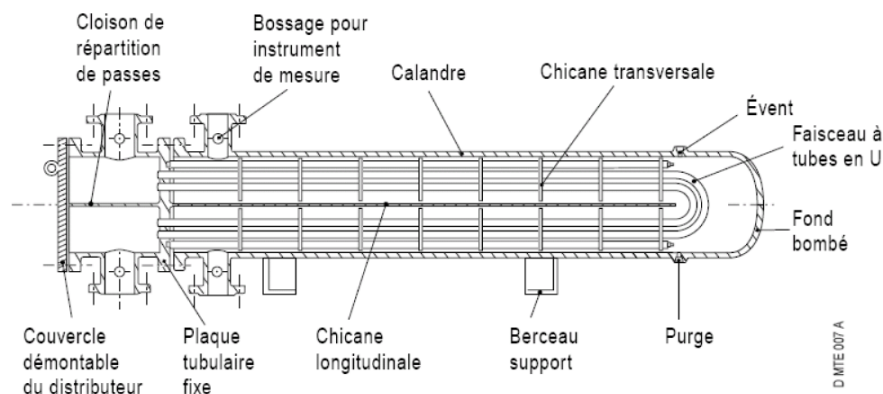


Figure 16 Échangeur à tube en U [3].

I.5.3 Échangeur à plaques :

On regroupe sous ce vocable différentes technologies dont certaines sont d'un développement assez récent. On distingue suivant la géométrie de canal utilisée les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire.

I.5.3.1 Échangeurs à surface primaire :

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguée, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact [1].

Les différentes géométries de plaques les plus couramment rencontrées sont présentées sur la figure 17).



Figure 17 Différentes plaques

I.5.3.1.1 Échangeurs à plaques et joints :

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques ou de plaques en graphite de forme rectangulaire, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile (figure 18) [1].

Un rail fixé sur le flasque fixe et sur un pied supporte l'ensemble des plaques et le flasque mobile et permet le déplacement de ceux-ci pour les manutentions (montage, nettoyage, etc.).

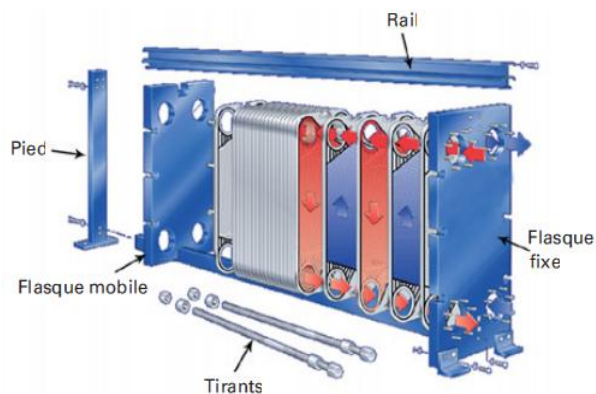


Figure 18 Échangeur à plaques et joints

I.5.3.1.2 Échangeurs à plaques soudées ou brasées :

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques soudées ou brasées. On distingue.

I.5.3.1.3 -Échangeur à spirale :

Il fait figure d'ancêtre des échangeurs à plaques soudées puisqu'il a été inventé il y a près de 200 ans. Il est constitué de deux rubans de tôle gauffrée ou planes et munies de picots, enroulés et maintenus parallèles (figure 19). La distance entre les surfaces échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés.

La dernière spire est réalisée en tôle plus épaisse pour constituer la calandre sur laquelle sont soudées deux brides. Deux flasques de forme quasi circulaires complètent l'échangeur.

La taille des picots, la longueur et la largeur des plaques sont adaptées aux conditions de service. La circulation en monocanal destine ce type d'échangeur à des fluides visqueux, chargés ou encrassant. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 3 MPa et des températures de l'ordre de 350°C [1]. La surface échange varie entre 1 et 3 000 m²

. Il est plutôt utilisé pour des liquides mais certaines applications existent en évaporation ou en condensation (§ 3.3).

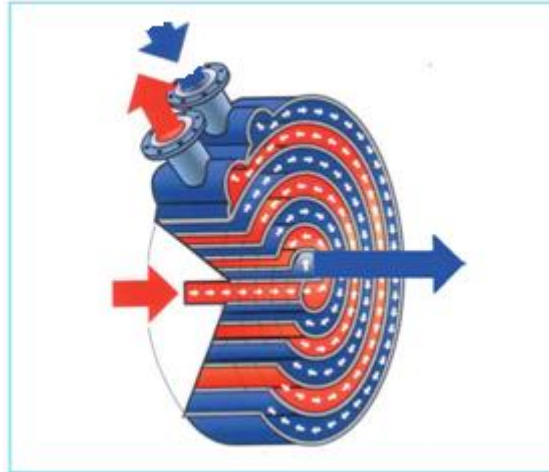


Figure 19 Echangeur spiral

- Échangeur platulaire
- Échangeur Hybride
- Échangeur « Compabloc »
- Échangeur brasé, etc.

I.5.3.2 Échangeurs à surface secondaire :

Ces échangeurs sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable. Ils sont constitués par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées par des tôles planes. on distingue :

I.5.3.2.1 Échangeurs à plaques serties :

Ces échangeurs sont constitués de tôles planes parallèles entre lesquelles sont disposées des ailettes. Ils sont en général fabriqués en tôle légère (acier galvanisé, acier inoxydable, aluminium, etc.). Les fluides empruntent un canal sur deux et la circulation est, soit à contre-courant, soit à courants croisés. Les ailettes sont de types très variés. Ces échangeurs sont en général utilisés en récupération de chaleur sur l'air.

I.5.3.2.2 Échangeurs à plaques brasées :

Les échangeurs en aluminium brasé sont constitués par un empilage de tôles gaufrées, délimitant ce que l'on appelle les ondes, séparées par des tôles planes consécutives et fermées latéralement par des barres. Les fluides circulent dans les passages définis par deux tôles planes consécutives et fermées latéralement par deux barres (figure 20).

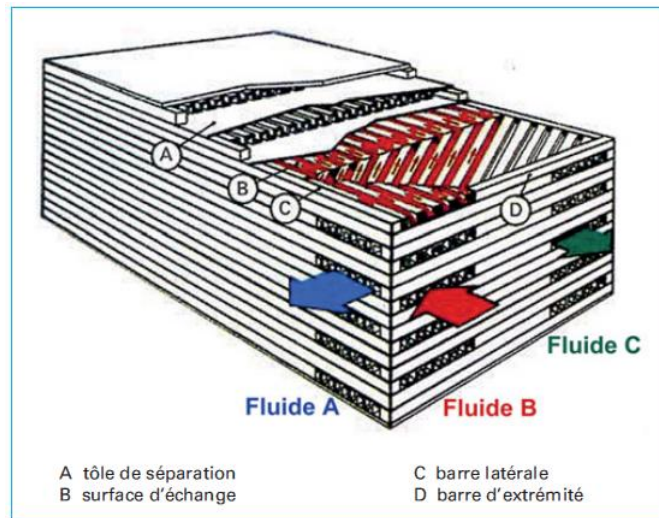


Figure 20 Échangeurs à plaques brasées

I.6 Coefficient d'échange global :

Le transfert thermique qui a lieu au sein d'un échangeur fait intervenir le mode conductif au travers de la paroi séparant les deux fluides et le mode convectif dans chacun de ces derniers. Généralement, le rayonnement intervient peu et sera, de toute façon, négligé dans ce qui suit.

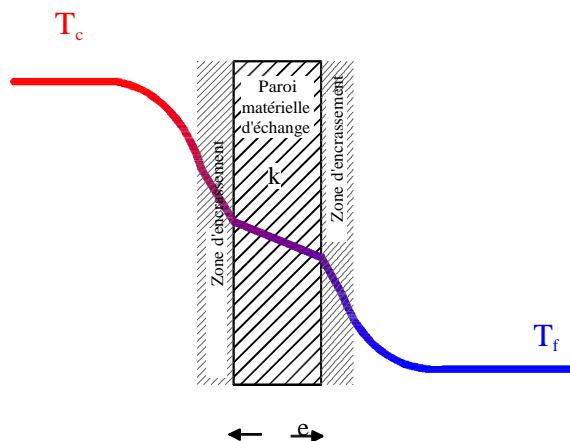


Figure 21 Représentation schématique du transfert thermique au travers des différents milieux composant un échangeur de chaleur

La représentation du transfert thermique dans le cas d'une paroi plane séparant deux fluides est effectuée dans la figure 2. Le fluide chaud à T_c subit une première diminution de température due à la convection avec la paroi par le biais d'un coefficient h_c .

Vient ensuite une inévitable zone d'encrassement due, soit à l'accumulation de particules apportées par le fluide en circulation, soit par dépôt de tartre ou bien de micro-organismes d'origine biologique, soit encore par apparition de corrosion sur la surface d'échange.

Ce phénomène se caractérise alors par une résistance thermique supplémentaire (par unité de surface) due à cet encrassement et que l'on notera ici re_c .

La température diminue ensuite par conduction (conductivité k) au travers de la paroi d'échange d'épaisseur e .

Au-delà et en direction du fluide froid à T_f , on retrouve à nouveau une résistance thermique d'encrassement notée re_f et un transfert convectif caractérisé par h_f . L'expression du flux qui est transféré entre les deux fluides est alors de la forme :

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{re_c}{S} + \frac{e}{kS} + \frac{re_f}{S} + \frac{1}{h_f S}} \quad (1)$$

La représentation analogique équivalente est faite dans la figure 22 où sont insérées en série les 5 résistances thermiques.

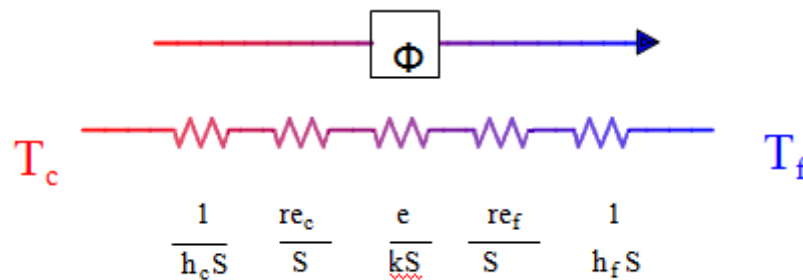


Figure 22 Représentation analogique du transfert de chaleur au travers des différentes résistances thermiques.

Ce flux, s'écrit par ailleurs selon :

$$\Phi = US(T_c - T_f) \quad (2)$$

Par identification, on extrait des deux équations précédentes 1 et 2 l'expression de U , appelé coefficient d'échange global. Par commodité il est souvent donné sous sa forme inverse par :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + re_c + \frac{e}{k} + re_f + \frac{1}{h_f} \quad (3)$$

Quelques ordres de grandeurs de résistances d'encrassement sont données à titre d'exemple dans le tableau 2.

Tableau 2 : Valeurs usuelles de résistances d'encrassement.

Fluides et conditions	Résistance d'encrassement
Eau de mer (T<50°C)	1x10 ⁻⁴
Eau de mer (T>50°C)	2x10 ⁻⁴
Eau de ville (T<50°C)	2x10 ⁻⁴
Eau de ville (T>50°C)	3.5x10 ⁻⁴
Eau d'alimentation traitée pour chaudière	1x10 ⁻⁴
Eau de refroidissement moteur	1 à 2x10 ⁻⁴
Air industriel	4x10 ⁻⁴
Liquides réfrigérants	2x10 ⁻⁴
Fluides hydrauliques	2x10 ⁻⁴
Huiles de lubrification de moteurs	2x10 ⁻⁴
Fumées de combustibles gazeux (propre)	2 à 5x10 ⁻⁴
Fumées de combustibles lourds (fortement)	5 à 40x10 ⁻⁴

Concernant la détermination des coefficients d'échanges convectifs locaux (h_c et h_f), on se reportera aux ouvrages traitant du sujet. L'annexe 1 présente toutefois quelques-unes des corrélations les plus utilisées dans le domaine des échangeurs thermiques et le tableau 2 rappelle les ordres de grandeurs que l'on peut néanmoins retenir pour ces coefficients.

Tableau 3 : Ordres de grandeur des valeurs de coefficient d'échange convectif h de différents fluides (5).

Fluides et conditions	Coefficient d'échange convectif h (W.m ⁻² .K ⁻¹)
Gaz en convection forcée	30 < h < 300
Gaz en convection naturelle	10 < h < 30
Eau en convection forcée	300 < h < 10000
Eau en convection naturelle	100 < h < 900
Condensation	50000 < h < 110000
Ébullition	3000 < h < 50000

Concernant la part conductivité au travers de la paroi, le tableau 3 donne les conductivités thermiques des principaux matériaux utilisés, ainsi que leurs rapports avec l'ordre de grandeur des épaisseurs de métal généralement rencontrées dans les échangeurs. On notera à ce propos la très relative influence que peut avoir la résistance thermique à la conduction dans le cas des échangeurs (faibles épaisseurs), en comparaison à celle d'origine convective, exception faite lorsqu'il y a changement de phase.

Tableau 4 : Valeurs de conductivité des principaux matériaux utilisés dans les échangeurs et valeurs de conductances généralement rencontrées.

Matériau	Conductivité thermique K (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	Conductance k/e (W.m ⁻² .K ⁻¹)		
		Épaisseurs		
		0.5 mm	1 mm	2 mm
Acier	40-50	80000	40000	20000
Acier Inox	15-20	40000	20000	10000
Aluminium	200	400000	200000	100000
Cuivre	380	760000	380000	190000

Dans l'expression $\Phi = US (T_c - T_f)$, le coefficient d'échange global est rapporté a la surface S.

Dans le cas de la plaque plane, cette surface est identique de chaque coté de la paroi. Or, si tel n'est le cas, comme par exemple lorsque cette paroi est cylindrique, U doit être rapporté à l'une des deux surfaces. Ainsi, si on suppose un écoulement de deux fluides (chaud au centre et froid dans l'espace annulaire) conformément au schéma de la figure 23, le flux échangé entre les deux fluides prend alors la forme :

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S_c} + \frac{r e_c}{S_c} + \frac{1}{2\pi k L} \ln \frac{D_f}{D_c} + \frac{r e_f}{S_f} + \frac{1}{h_f S_f}} \quad (4)$$

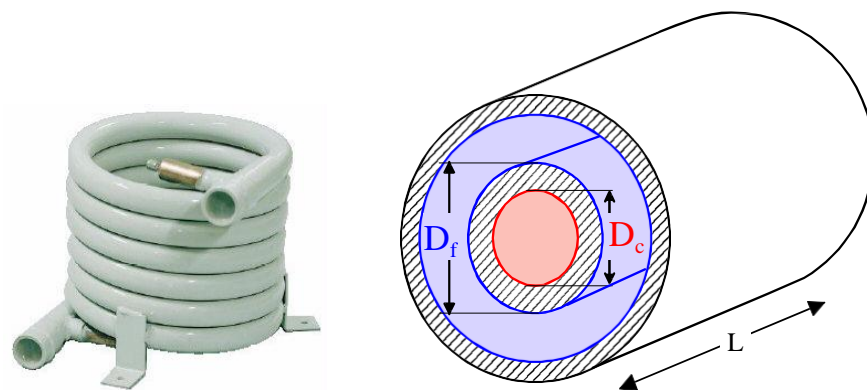


Figure 23 Echangeur à tube coaxial.

Selon le choix de l'une ou l'autre des surfaces choisies comme référence, le flux s'écrit alors :

$$\Phi = U_c S_c (T_c - T_f) = \frac{S_c (T_c - T_f)}{\frac{1}{h_c} + r e_c + \frac{D_c}{2k} \ln \frac{D_f}{D_c} + r e_f \frac{D_c}{D_f} + \frac{1}{h_f} \frac{D_c}{D_f}} \quad \text{Avec } S_c = \pi D_c L \quad (5a)$$

Ou bien

$$\Phi = U_f S_f (T_c - T_f) = \frac{S_f (T_c - T_f)}{\frac{1}{h_c} \frac{D_f}{D_c} + r e_c \frac{D_f}{D_c} + \frac{D_f}{2k} \ln \frac{D_f}{D_c} + r e_f + \frac{1}{h_f}} \quad \text{Avec } S_f = \pi D_f L \quad (5b)$$

Quel que soit ce choix, U_c et U_f satisfont de toute façon à $U_c S_c = U_f S_f$ et le flux de chaleur est indifféremment donné par :

$$\Phi = U_c S_c (T_c - T_f) = U_f S_f (T_c - T_f)$$

I.7 Encrassement :

L'encrassement, qui, sous sa forme la plus générale, peut être défini comme le dépôt de matériaux ou de substances indésirables sur une paroi, affecte une grande variété d'opérations industrielles. Dans le cas des échangeurs, la présence d'un fort gradient thermique près de cette paroi rend beaucoup plus complexes les mécanismes d'encrassement par rapport au cas isotherme rencontré, par exemple, lors de l'utilisation de membranes ou de filtres.

Cet encrassement, souvent inévitable dans les installations industrielles, produit deux types d'effets, on observe généralement :

- une augmentation des pertes de charge par frottement sur les parois puis une réduction de la section de passage du fluide dans l'appareil, pouvant aller jusqu'au bouchage partiel ou total de l'échangeur. Dans ce cas, on utilise le terme « colmatage » ;
- une dégradation des échanges de chaleur car l'encrassement crée une résistance thermique additionnelle entre les fluides chaud et froid.

I.7.1 Encrassement particulaire :

Il s'agit du dépôt puis de l'accumulation sur les surfaces d'échange de particules solides transportées par l'écoulement des fluides industriels :

- l'eau des chaudières contenant des produits de corrosion, celle des tours de refroidissement, des particules transportées par l'air et des produits de corrosion (oxydes et hydroxydes de fer);
- les écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières ;
- les fumées industrielles ou de moteurs thermiques comprenant des résidus solides de combustion.

I.7.2 Encrassement biologique :

Il est dû au développement de micro-organismes (bactéries, algues ou champignons) qui créent un film au contact de la surface d'échange : il peut même, à l'échelle macroscopique, être caractérisé par le développement de coquillages.

Les actions de prévention consistent soit à détruire les micro-organismes, soit à empêcher leur développement. Les traitements correspondants utilisent des biocides et il est essentiel de maintenir la concentration du produit pendant le temps de réaction. Le biocide le plus utilisé est le chlore qui est toxique pour la plupart des micro-organismes et a une action rapide. Le choix final du traitement à adopter est en général un compromis entre les problèmes de toxicité, de pollution, de coût et de maintenance. La tendance à l'encrassement biologique est naturelle puisque les bactéries sont omniprésentes dans l'eau ; en outre, les conditions physico-chimiques rencontrées dans les échangeurs sont le plus souvent favorables à leur développement.

I.7.3 Encrassement par réaction chimique :

On rencontre ce type d'encrassement quand une réaction chimique se produit près d'une surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Cette réaction est souvent une polymérisation ; il en résulte la formation d'un dépôt. Les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique (craquage thermique des hydrocarbures lourds [9]), l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) et les circuits de chauffage utilisant des fluides organiques.

I.7.4 Corrosion :

L'encrassement par corrosion (§ 2) est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent l'encrassement. Il s'agit là d'un mécanisme de corrosion in situ. Lorsque l'encrassement est dû à des produits de corrosion générés ex situ, l'encrassement correspondant est du type particulière.

I.7.5 Entartrage :

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide. Il dépend donc de la composition de l'eau industrielle. Lorsque les sels dissous sont, comme le carbonate de calcium, à solubilité inverse, le liquide devient sursaturé au voisinage de la surface d'échange plus chaude ; la cristallisation se produit alors sur la surface et le dépôt est dur et adhérent ; dans le cas contraire d'une cristallisation se produisant au sein même d'un liquide plus chaud que la surface, le dépôt est plus mou et friable. L'encrassement par les sels à solubilité normale existe, même s'il est plus rare. L'entartrage peut se produire dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer ou saumâtre, dans les chaudières, dans les échangeurs de l'industrie agroalimentaire, dans les systèmes géothermiques. Il existe différentes méthodes de prévention de l'entartrage (§ 1.4). Il faut signaler le cas des saumures géothermales à forte teneur en silice.

Chapitre 02 :

**Méthodes de calcul des
échangeurs**

II.1 Différence de température moyenne logarithmique :

Nous allons poser dans ce qui suit, certaines hypothèses : [5]

- Le régime est permanent : tous les paramètres, toutes les variables sont constantes dans le temps ($\partial/\partial t=0$)
- L'échangeur est adiabatique : il n'échange pas de chaleur avec l'extérieur
- Les propriétés thermo-physiques des fluides restent constantes dans les intervalles de températures envisagées,
- Les températures ne varient que dans la seule direction de l'écoulement, le problème est mono dimensionnel,
- Il y'a des pertes de charge

II.1.1. Echangeurs Co-courant :

Dans ce type d'échangeur, que l'on dénomme aussi à courants parallèles, les deux fluides circulent dans le même sens, comme schématisé dans la figure 24.[8]

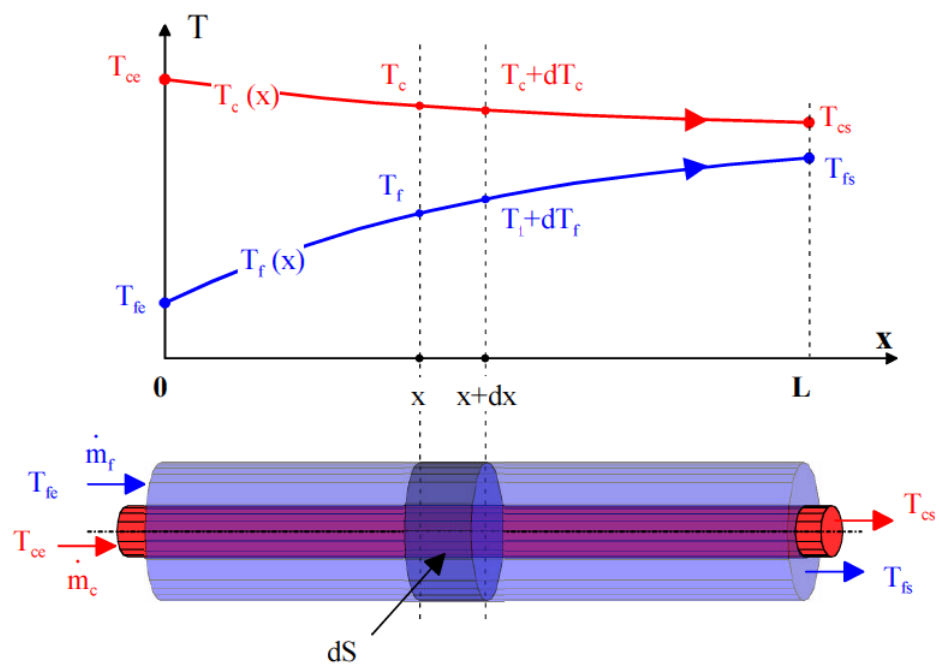


Figure 24 Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur Co-courant.

- Sont supposés connus,
- Les débits des fluides chaud et froid \dot{m}_c et \dot{m}_f ,
- Les températures d'entrée des fluides chauds et froid T_{ce} et T_{fe} ,
- Le coefficient d'échange global U défini précédemment (soit d'après l'exploitation de documents de constructeurs d'échangeurs, soit d'après la connaissance de chacune des contributions locales : convection, encrassement, conduction, encrassement, convection).

L'objectif est alors de déterminer les performances de l'échangeur, c'est à dire de calculer :

- les températures de sortie des fluides chauds et froids T_{cs} et T_{fs} ,
- le flux de chaleur échangé Φ ,
- l'éventuelle répartition spatiale des températures de fluides chaud $T_c(x)$, et froid $T_f(x)$ le long de l'échangeur.[6]
- Compte tenu des hypothèses énoncées plus haut, l'application du premier principe de la thermodynamique à la tranche de fluide chaud d'épaisseur dx échangeant la quantité de chaleur élémentaire $d\Phi_c$ conduit à :

$$\frac{d\mathcal{H}_c}{dt} = 0 = d\Phi_c + \dot{m}_c [\bar{h}_c - (\bar{h}_c + d\bar{h}_c)]$$

Où h_c représente l'enthalpie spécifique (massique) du fluide chaud et $\frac{d\mathcal{H}_c}{dt}$ la variation de son énergie interne au cours du temps .

Si cette enthalpie varie avec la température selon $dh_c = C_{pc} dT_c$, où C_{pc} représente la capacité calorifique à pression constante du fluide chaud et si on considère que le régime est établi, alors l'expression du premier principe devient :

$$0 = d\Phi_c + \dot{m}_c C_{pc} [T_c - (T_c + dT_c)], \text{ soit encore :}$$

$$d\Phi_c = \dot{m}_c C_{pc} dT_c \quad (1)$$

Le même raisonnement, assorti des mêmes hypothèses concernant le fluide froid, conduit alors à :

$$d\Phi_f = \dot{m}_f C_{pf} dT_f \quad (2)$$

Or, les deux quantités $d\Phi_c$ et $d\Phi_f$ sont égales et de signes opposés, si bien que l'on peut convenir de la définition de $d\Phi = -d\Phi_c = d\Phi_f > 0$.

Compte tenu de l'expression du flux élémentaire que l'on dérive de l'équation :

$$\Phi = US(T_c - T_f) \quad (3)$$

le système d'équations à résoudre devient :

$$\begin{cases} d\Phi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c \\ d\Phi = \dot{m}_f C_{pf} dT_f \\ d\Phi = U dS(T_c - T_f) \end{cases} \quad (4)$$

On tire tout d'abord, des équations (a) et (b) :

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

Que l'on combine ensuite pour aboutir à :

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

La substitution de cette expression dans l'équation c permet alors d'obtenir l'équation différentielle décrivant le comportement de l'écart de température $T_c - T_f$ avec la surface S

$$d(T_c - T_f) = -U dS (T_c - T_f) \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right)$$

Soit encore sous une forme plus habituelle

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) dS$$

Si on suppose que le coefficient d'échange global U et les deux capacités calorifiques C_{p_c} et C_{p_f} demeurent constantes le long de l'échangeur, on peut intégrer l'équation suivante de 0 à x pour obtenir :

$$\int_{x=0}^x \frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = \ln \frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fe}} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x),$$

Soit encore :

$$\frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fe}} = e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x)} \quad (5)$$

Cette équation montre que l'écart de température entre les deux fluides est une évolution exponentielle décroissante de l'aire d'échange $S(x)$. Cet écart tend d'ailleurs vers 0 lorsque S tend vers ∞ , propriété à priori évidente.

L'équation (5) étant valable quel que soit x , elle l'est donc pour la valeur particulière $x=L$ et pour laquelle $T_c(L)=T_{cs}$, $T_f(L)=T_{fs}$, $S(L)=S$ (surface totale), $\Phi = -\dot{m}_c C_{p_c} (T_{cs} - T_{ce})$ et $\Phi = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe})$.

On obtient alors l'expression :

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) = -\frac{US}{\Phi} [(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})] = \frac{US}{\Phi} [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})]$$

Écrite plus commodément :

$$\Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} = US \Delta T_{LM} \quad (6)$$

Où ΔT_{LM} représente la Différence de Température Logarithmique Moyenne (DTLM) entre les deux fluides. Ainsi, le calcul du flux de chaleur dépend du produit US que nous avons introduit en première partie et de cet écart de température.[7]

Si cette expression s'avère simple à utiliser, elle n'en reste pas moins dépendante des températures de sortie qui sont, dans une majorité de cas pratiques, à priori inconnues.

Lever cette indétermination suppose la résolution du système :

$$\begin{cases} \Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} \\ \Phi = -\dot{m}_c C p_c (T_{cs} - T_{ce}) \\ \Phi = \dot{m}_f C p_f (T_{fs} - T_{fe}) \end{cases} \quad (7)$$

La première étape consiste à exprimer le flux de chaleur indépendamment des températures de sortie. La transformation du systèmes (7) donne:

$$\begin{cases} \Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{ce}) - (T_{fs} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} \\ T_{cs} = T_{ce} - \frac{\Phi}{\dot{m}_c C p_c} \\ T_{fs} = T_{fe} + \frac{\Phi}{\dot{m}_f C p_f} \end{cases} \quad (8)$$

(a) devient alors :

$$\Phi = -US \frac{\Phi \left[\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} + \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right]}{\ln \frac{T_{ce} - T_{fe} - \Phi \left[\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} + \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right]}{T_{ce} - T_{fe}}}$$

Soit encore :

$$\ln \left[1 - \frac{\Phi}{T_{ce} - T_{fe}} \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} + \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right) \right] = -US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} + \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right)$$

L'expression du flux de chaleur est alors donné par :

$$\Phi = \frac{T_{ce} - T_{fe}}{\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} + \frac{1}{\dot{m}_f C p_f}} \left(1 - e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} + \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right)} \right)$$

Soit encore :

$$\Phi = \frac{\dot{m}_c C_{p_c} \dot{m}_f C_{p_f} (T_{ce} - T_{fe})}{\dot{m}_c C_{p_c} + \dot{m}_f C_{p_f}} \left(1 - e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right)} \right) \quad (9)$$

La combinaison de cette dernière expression avec celles de (b) et (c) permettent alors de donner les expressions finales des températures de sortie :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{T_{cs} - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fe}} = -\frac{\dot{m}_f C_{p_f}}{\dot{m}_c C_{p_c} + \dot{m}_f C_{p_f}} \left[1 - e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x)} \right] \\ \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{\dot{m}_c C_{p_c}}{\dot{m}_c C_{p_c} + \dot{m}_f C_{p_f}} \left[1 - e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x)} \right] \end{array} \right. \quad (10) \text{ et } (11)$$

Ce résultat aurait très bien pu être aussi obtenu à partir de la combinaison de (a) et de (c) qui nous donne :

$$\frac{dT_c}{(T_c - T_f)} = -\frac{U dS}{\dot{m}_c C_{p_c}}$$

La multiplication de cette expression membre à membre avec l'équation donne alors :

$$\frac{dT_c}{T_{ce} - T_{fe}} = -\frac{U}{\dot{m}_c C_{p_c}} e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x)} dS$$

Qui après intégration entre $x=0$ et x conduit à :

$$\frac{T_c(x) - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} \frac{1}{\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right)} \left[e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x)} - 1 \right] \quad (12)$$

Forme strictement égale à celle de (a). On obtiendrait de la même manière l'expression de $T_f(x)$. Dans le cas où cet échangeur à courant parallèle serait infiniment long, les températures de sortie se rejoignent alors en une seule et unique valeur dont l'expression est donnée par :

$$T_\infty = \frac{\dot{m}_c C_{p_c} T_{ce} + \dot{m}_f C_{p_f} T_{fe}}{\dot{m}_c C_{p_c} + \dot{m}_f C_{p_f}} \quad (13)$$

Cette valeur limite correspond en fait à la température issue du mélange des deux fluides pris dans les mêmes conditions d'écoulement et aux mêmes températures d'entrée.

II.1.2. Echangeurs Contre-courant : [8]

Dans ce type d'échangeur, les deux fluides circulent dans le sens contraire, l'entrée de l'un des fluides étant à l'opposé de l'autre. On attribue par exemple l'abscisse $x=0$ à l'entrée du fluide chaud et $x=L$ à celle du fluide froid. Les évolutions des températures chaude et froide peuvent être représentées schématiquement comme dans la figure 25.

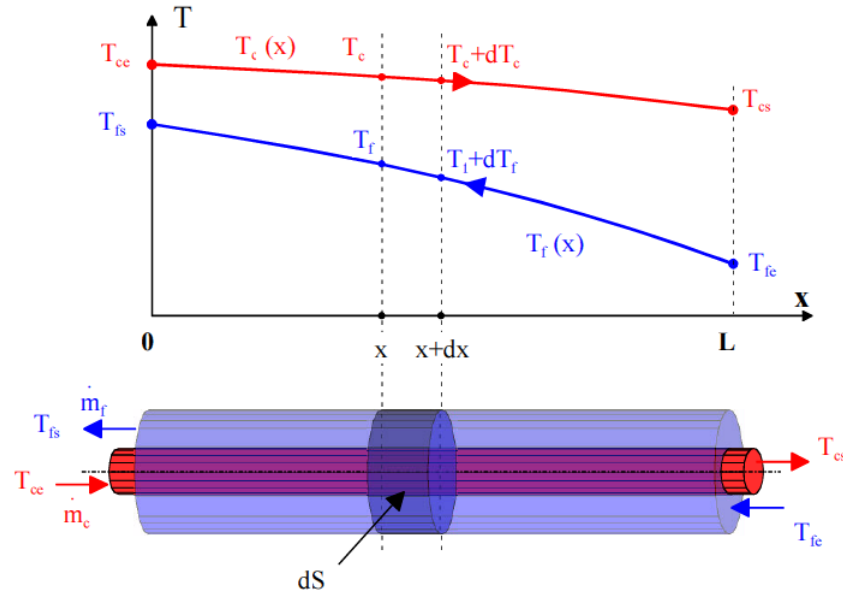


Figure 25 Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur Contre-courant.

En conservant les mêmes hypothèses que lors de l'étude de l'échangeur Co-courant et en notant cette fois ci que $dT_f < 0$ (compte tenu du sens de l'écoulement opposé à celui de l'axe des x) on peut écrire :

$$\begin{cases} d\Phi = -\dot{m}_c C_{p_c} dT_c \\ d\Phi = -\dot{m}_f C_{p_f} dT_f \\ d\Phi = U dS (T_c - T_f) \end{cases} \quad (14)$$

Une démarche similaire à celle adoptée dans le cas du Co-courant conduit alors à

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) dS$$

Qui après intégration entre les bornes $x=0$ et $x=x$, devient :

$$\frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{cc} - T_{fs}} = e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right)} \quad (15)$$

Lorsque $x=L$ on a :

$$T_c(L) = T_{cs}$$

$$T_f(L) = T_{fs}$$

$$S(L) = S$$

S : (surface totale)

$$\Phi = -\dot{m}_c C_{p_c} (T_{cs} - T_{ce}) \quad \text{et} \quad \Phi = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe})$$

L'expression précédente devient alors :

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = -US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) = -\frac{US}{\Phi} [(T_{ce} - T_{cs}) - (T_{fs} - T_{fe})] = \frac{US}{\Phi} [(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})]$$

Que l'on écrit plus commodément :

$$\Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}} = US \Delta T_{LM} \quad (16)$$

La détermination des lois d'évolution des deux températures le long de l'échangeur $T_c(x)$ et $T_f(x)$ est issue de la combinaison de (a) et (c) qui donne :

$$\frac{dT_c}{(T_c - T_f)} = -\frac{UdS}{\dot{m}_c C_{p_c}} \quad (17)$$

Cette dernière expression multipliée membre à membre avec (15) conduit à :

$$\frac{dT_c}{T_{ce} - T_{fe}} = -\frac{U}{\dot{m}_c C_{p_c}} e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x)} dS$$

Qui après intégration entre $x=0$ et x et réarrangement conduit à :

$$\frac{T_c(x) - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fs}} = -\frac{\dot{m}_f C_{p_f}}{\dot{m}_f C_{p_f} - \dot{m}_c C_{p_c}} \left[1 - e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x)} \right] \quad (18a)$$

On obtiendrait de la même manière :

$$\frac{T_f(x) - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fs}} = -\frac{\dot{m}_c C_{p_c}}{\dot{m}_f C_{p_f} - \dot{m}_c C_{p_c}} \left[1 - e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x)} \right] \quad (18b)$$

L'expression du flux de chaleur est donné par :

$$\Phi = (T_{ce} - T_{fe}) \frac{\left(1 - e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right)} \right)}{\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right)}} \quad (19)$$

Les expressions du flux de chaleur échangé qui ont été obtenues dans les équations 10 pour le cas Co-courant et 17 pour le cas contre-courant s'écrivent de façon similaire $\Phi = US \cdot \Delta TLM$, même si jusqu'ici, l'écart de température logarithmique moyen s'exprime différemment en fonction des 4 températures T_{ce} , T_{fe} , T_{cs} et T_{fs} . Il est toutefois possible de conserver une seule expression de ΔTLM en fonction des écarts de température à gauche (ΔT_a) et à droite de l'échangeur, comme schématisé dans la figure 26.

En adoptant cette convention, l'expression générale $\Phi = US \cdot \Delta TLM = US \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}}$ reste valable dans tous les cas.

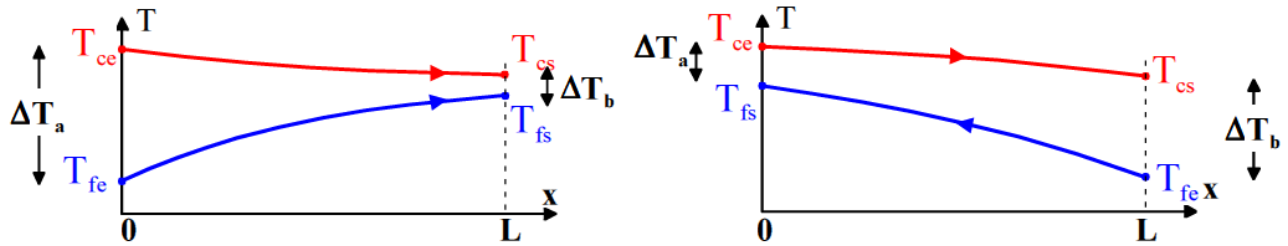


Figure 26 Schématisation de la convention permettant une seule expression $\Phi=US \cdot \Delta TLM$ dans le cas de l'échangeur Co-courant et contre courant.

Elle offre de plus, l'avantage de pouvoir traiter le cas particulier où l'un des fluides conserve une température quasi uniforme tout au long de l'échangeur. On observe notamment le cas lorsque le débit de capacité thermique de l'un des fluides est très nettement supérieur à celui de l'autre ($m \cdot f C_{pf} \gg m \cdot c C_{pc}$ ou $m \cdot f C_{pf} \ll m \cdot c C_{pc}$) ou encore lorsque le transfert de chaleur s'effectue de façon isotherme comme c'est le cas lors de la condensation ou l'évaporation d'un fluide pur.

Ainsi, lorsqu'il n'y a plus de différence entre les températures de sortie et d'entrée de l'un des fluides, la distinction Co-courant ou contre-courant disparaît. Les profils que l'on obtient sont alors ceux que l'on peut voir sur la figure 27(a) pour le cas où $T_c = T_{ce} = T_{cs}$ (cas du condenseur) et (b) pour le cas où $T_f = T_{fs} = T_{fe}$ (cas de l'évaporateur).

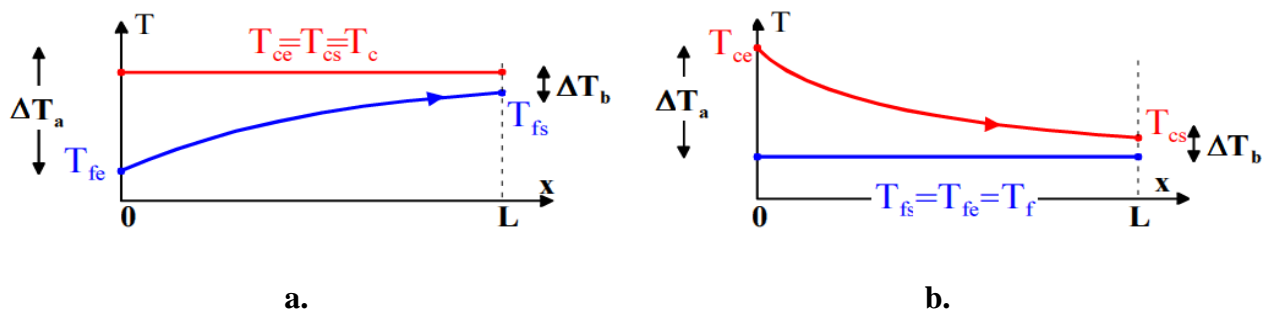


Figure 27 Evolution de la température : a) cas d'un condenseur et b) cas d'un évaporateur

Dans le cas de ces échangeurs plus élaborés, la quantité ΔT_{LM} que nous avons vu jusqu'ici ne représente plus exactement l'écart de température logarithmique moyen mais on le calcule toujours d'après l'expression : [8]

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}}$$

Issue de l'étude des échangeurs contre-courant. L'expression du flux est alors corrigée par l'intermédiaire d'un facteur correctif F issu d'abaques et devient :

$$\Phi = F \cdot U \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \quad (20)$$

Quelques cas particuliers sont présentés dans les figures 28 et 29. De façon générale, ce facteur F est sélectionné d'après deux grandeurs caractéristiques de l'échangeur :

$$R = \frac{\dot{m}_t C_{p_t}}{\dot{m}_T C_{p_T}} = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} \quad \text{et} \quad P = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e}$$

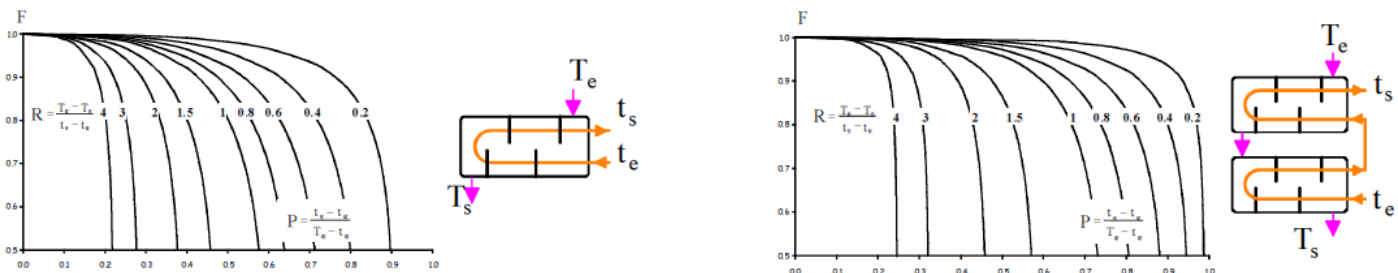


Figure 28 facteurs de correction à prendre en compte dans le cas d'un échangeur constitué :

- D'une calandre et un multiple de 2 passes de tubes (à gauche),
- De 2 calandres et un multiple de 2 passes de tubes (à droite).

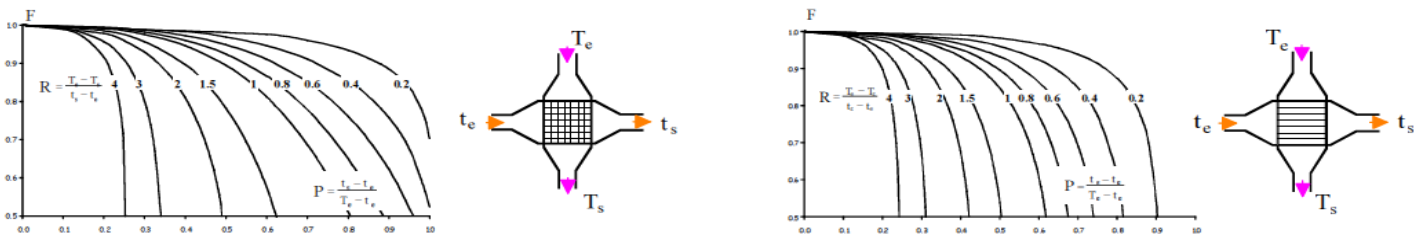


Figure 29 facteurs de correction à prendre en compte dans le cas : d'un échangeur à courants croisés, aucun fluide n'étant mélangé (à gauche), D'un échangeur à courant croisé, seul un des fluides étant mélangé (à droite).

II.2 Méthode du nombre d'unités de transferts (NUT) :[9]

Cette méthode, plus structurée, comme nous allons le voir, repose sur la définition du flux thermique maximum d'une part et de l'efficacité d'autre part, notions qui sont introduites ci-dessous.

Le flux thermique maximum transférable par un échangeur est atteint dans un échangeur contre-courant infiniment long. Dans une telle configuration, l'un des fluides subit le changement de température le plus élevé. Si on est dans le cas où $C_c < C_f$ cet écart de température est atteint par le fluide chaud qui voit sa température évoluer de T_{ce}

Vers T_{fe} . Le flux maximal est alors donné par $\Phi_{max} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{fe}) = C_c (T_{ce} - T_{fe})$.

Si, au contraire on se trouve dans le cas où $C_f < C_c$, c'est dans ce cas le fluide froid qui subit le plus grand écart de température de T_{fe} vers T_{ce}

Conduisant au flux de chaleur maximal

$$\Phi_{max} = \dot{m}_f C_{pf} (T_{ce} - T_{fe}) = C_f (T_{ce} - T_{fe}) .$$

Ainsi, de façon générique, le flux

Maximal s'exprime dans tous les cas par :

$$\Phi_{max} = \dot{m}_{min} C_{p_{min}} (T_{ce} - T_{fe}) = C_{min} (T_{ce} - T_{fe})$$

La notion d'efficacité découle de cette dernière valeur puisqu'elle caractérise le rapport entre le flux effectivement transmis, au flux maximum transférable et s'écrit:

$$E = \frac{\Phi}{\Phi_{max}} = \frac{\dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs})}{\dot{m}_{min} C_{p_{min}} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})}{\dot{m}_{min} C_{p_{min}} (T_{ce} - T_{fe})} \quad (21)$$

Selon les cas ($C_f < C_c$ ou $C_f > C_c$), cette efficacité prendra différentes formes :

	$\dot{m}_{min} C_{p_{min}} = C_{min} = \dot{m}_c C_{pc} = C_c$	$\dot{m}_{min} C_{p_{min}} = C_{min} = \dot{m}_f C_{pf} = C_f$
E	$E = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$	$E = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})}$

Cette notion d'efficacité est particulièrement intéressante puisqu'elle permet d'accéder directement à la Puissance échangée selon tout en ne faisant intervenir que les températures d'entrées.

$$\Phi = E \cdot \dot{m}_{min} C_{p_{min}} (T_{ce} - T_{fe}) = E \cdot C_{min} (T_{ce} - T_{fe})$$

Cas de l'échangeur Co-courant

Nous avons vu précédemment que $\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) = -\frac{US}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right)$

soit :

$$\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = e^{-\frac{US}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right)} \tag{22}$$

Si on se place dans le cas où $C_{min} = C_c$, l'efficacité s'écrit $E = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$

Or $T_{fs} = T_{fe} + \frac{C_c}{C_f} (T_{ce} - T_{cs})$.

en remplaçant dans l'équation (22), l'expression de l'efficacité devient :

$$E = \frac{1 - e^{-\frac{US}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right)}}{1 + \frac{C_c}{C_f}}$$

Il est aisé de constater que dans le cas inverse où $C_{min} = C_f$, la valeur de l'efficacité est donnée par :

$$E = \frac{1 - e^{-\frac{US}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right)}}{1 + \frac{C_f}{C_c}}$$

De façon générale :

$$E = \frac{1 - e^{-\frac{US}{C_{min}} \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}} \right)}}{1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}}$$

Cas de l'échangeur contre-courant

De même on aboutit à :

$$E = \frac{e^{-\frac{US}{C_{min}} \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \right)} - 1}{\frac{C_{min}}{C_{max}} e^{-\frac{US}{C_{min}} \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \right)} - 1}$$

Généralement, la quantité adimensionnelle US/C_{min} appelé Nombre d'Unités de Transfert est noté NUT et la quantité C_{min}/C_{max} , rapport des débits de capacité thermique, est noté C_r .

Ainsi, le calcul des efficacités dans le cas du co et du contre courant se réduit aux expressions du tableau suivant :

Co-courant	Contre courant
$E = \frac{1 - e^{-NUT(1+C_r)}}{1 + C_r}$	$E = \frac{e^{-NUT(1-C_r)} - 1}{C_r e^{-NUT(1-C_r)} - 1}$

Chapitre 03 :

Etude bibliographique et position du problème

III.1.Revue bibliographique:

L'échangeur de chaleur à tubes et calandre est un échangeur de chaleur classique, vu la diversité des modèles disponibles, le cahier de charge qui doit remplir et le nombre important des variables qui doivent être calculés peut rendre son dimensionnement une opération très complexe. Actuellement, les recherches se concentrent sur l'utilisation des techniques d'optimisation avancées pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur.

L'échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques est similaire à l'échangeur de chaleur à tubes calandre, ce dernier est inventé par notre équipe [9] et la recherche le concernant est presque inexistante. Ainsi, l'état de l'art sera consacré autour des échangeurs de chaleur à tubes et calandre. Dans ce qui suit on cite les études qui nous paraissent les plus importantes sur le dimensionnement des échangeurs de chaleur à tubes et calandre en utilisant les techniques d'optimisation et surtout la méthode de l'algorithme génétique.

Resat S, Onder K, Marcus R [10], 45 (2006) 268–275

ont appliqué l'algorithme génétique pour la conception optimale de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre en faisant varier les variables de conception :

diamètre extérieur du tube, arrangement des tubes, nombre de passes de tubes, diamètre de la calandre, l'espace entre chicanes et la coupe de chicane. Les auteurs montrent l'application réussite de l'algorithme génétique pour la conception optimale de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre. Ils ont conclu que les algorithmes combinatoires tels que l'algorithme génétique peut fournir une amélioration significative sur le plan optimisation et cela en se comparant aux méthodes de conception traditionnelle.

L'application de l'algorithme génétique détermine le coût global minimum de l'échangeur de chaleur nettement plus rapide et a un avantage sur les autres méthodes pour l'obtention des solutions multiples de même qualité. Ainsi, elle fournit une plus grande flexibilité au concepteur.

M. Fesanghary, E. Damangir a, I. Soleimani [11] 29 (2009) 1026–1031 ont utilisé l'analyse de sensibilité globale (GSA) et l'algorithme de recherche d'harmonique (HSA) pour l'optimisation de la conception de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre du point de vue économique, les variables de conception sont choisies en utilisant l'analyse de sensibilité globale (GSA) qui permet d'écarter les paramètres géométriques qui influencent peu le coût global de l'échangeur et réduit la taille du problème d'optimisation. Pour démontrer l'efficacité et la précision de l'algorithme proposé, un exemple illustratif est étudié. En comparant les résultats de HSA avec ceux obtenus en utilisant l'Algorithme Génétique (GA) révèle que le HSA peut converger vers une solution optimale avec plus de précision.

André L.H. Costa, Eduardo, M. Queiroz. [12], 28 (2008) 1798–1805

ont optimisé la conception d'échangeurs de chaleur à tubes et calandre en minimisant la surface d'échange de chaleur pour un certain service, en impliquant des variables de décision discrètes :

diamètre extérieur des tubes, diamètre intérieur des tubes, nombre totale des tubes, longueur des tubes, nombre des passes, espace entre chicanes, coupe des chicanes. Des contraintes supplémentaires représentent des caractéristiques géométriques et des conditions de vitesse doivent être respectées afin de parvenir à une solution plus réaliste pour la tâche du processus.

L'algorithme d'optimisation est basé sur une recherche le long de la table de calcul où les contraintes établies et les variables de conception du cas étudié sont utilisés pour éliminer les alternatives non optimales, réduisant ainsi le temps de calcul.

La performance de l'algorithme et de ses composants d'individus sont explorés à travers deux exemples de conception. Les résultats obtenus illustrent la capacité de la modélisation proposée pour diriger l'optimisation vers des conceptions plus efficaces, tenu compte des contraintes généralement ignorées dans la littérature.

Jiangfeng Guo, Mingtian Xu, Lin Cheng [13], 86 (2009) 2079–2087

ont appliqué le principe de nombre de champ de synergie pour la conception optimale de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre. Le nombre de champ de synergie qui est défini comme l'indicateur de la synergie entre le champ de vitesse et le flux de chaleur est considéré comme la fonction objectif.

L'algorithme génétique est utilisé pour résoudre les problèmes d'optimisation d'échangeur de chaleur avec plusieurs variables de conception. L'approche de maximisation de champ de nombre de synergie pour l'optimisation de la conception d'échangeur de chaleur est ainsi formulée. En comparaison avec la conception initiale, la conception optimale conduit à une réduction de coût significative, d'une part et une amélioration de la performance de l'échangeur de chaleur d'autre part. La comparaison avec l'approche traditionnelle d'optimisation de conception échangeur de chaleur avec la fonction objectif est le coût total, montre que l'approche de maximisation de champ de nombre de synergie est plus avantageuse.

Sepehr Sanaye, Hassan Hajabdollahi [14], 30 (2010) 1937-1945

Ont optimisé l'échangeur de chaleur à tubes et calandre en multiobjectif par l'étude de deux fonctions objectifs, maximiser l'efficacité et minimiser le coût total, qui est la somme de coût d'investissement (surface d'échange) et le coût de fonctionnement (puissance nécessaire pour vaincre les pertes de charge). Les variables de conception sont : arrangement de tubes, diamètre de tubes, distance entre chicanes, coupe de chicanes, nombre de tubes, longueur des tubes. La modélisation thermique basée sur la méthode NUT a été appliquée pour calculer le coefficient de transfert de chaleur par convection et le calcul des pertes de charge. La technique d'optimisation utilisée c'est l'Algorithme Génétique pour maximiser l'efficacité et minimiser au même temps le coût total.

Les résultats trouvés sont une série des solutions optimales appelées solutions optimales de Pareto et pour montrer l'importance de chaque variable de conception sur la conception optimale de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre une analyse de sensibilité de chaque variable a été faite.

Arzu Sencan Sahin, Bayram Kılıç, Ulas Kılıç [15], 52 (2011) 3356–3362

Ont utilisé la méthode de la Colonie d'Abeilles Artificielle (ABC) (Artificial Bee Colony) pour optimiser la conception de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre afin de minimiser.

Le coût total de l'équipement, y compris le coût d'investissement et la somme de la valeur actualisée des dépenses annuelles d'énergie liés au pompage de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre en faisant varier les différentes variables de conception tels que la longueur du tube, le diamètre extérieur du tube, la taille du pas, l'espace entre chicanes, ... etc.

Les résultats obtenus sont comparés à ceux de la littérature. Les résultats obtenus indiquent que l'algorithme de la Colonie d'Abeilles Artificielle (ABC) peut être appliquée avec succès pour la conception optimale de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre.

Dogan Eryener [16] 47 (2006) 1478–1489

trouve que malgré l'importance de l'analyse thermoéconomique de la conception de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre, la détermination de l'espace optimal entre chicanes à l'aide de l'analyse thermoéconomique est généralement négligée dans la littérature. D'autre part, l'espace entre les chicanes est l'un des paramètres importants les plus utilisés dans la conception des échangeurs de chaleur à tubes et calandre, et il n'existe aucun critère précis pour la détermination de l'espace entre chicanes. Il a utilisé l'analyse thermoéconomique pour déterminer l'espace optimal entre chicanes lors de la conception de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre, accompagné d'un exemple d'une telle optimisation de l'espace entre chicanes pour un échangeur de chaleur à tubes et calandre. Les résultats de cet exemple sont ensuite utilisés pour démontrer comment le ratio optimal de l'espace entre chicanes et le diamètre de la calandre est déterminé de façon précise et affectés par les différentes valeurs des paramètres géométriques.

Enfin, les résultats sont comparés à ceux obtenus par les simulations classiques.

Fettaka S, Thibault J, Gupta Y [17] 60(2013):343–354

ont utilisé l'optimisation multi objectives par la méthode des algorithmes génétiques pour minimiser la puissance de pompage et la surface d'échange pour un échangeur de chaleur à tubes et calandre, les variables de conception sont : l'épaisseur des tubes, nombre de tubes par passes, nombre de passe, distance entre chicanes, coupe des chicanes, longueur des tubes, arrangement, diamètre extérieur de tubes. Ils ont déterminé les effets de l'utilisation des valeurs continues de l'épaisseur, la longueur et le diamètre du tube sur la puissance de pompage et de transfert de chaleur optimal

Ponce-Ortega JM, Serna-Gonzalez M, Jimenez-Gutierrez A. [18] 2009, 29 203–211.

ont utilisé la méthode de Bell Delaware pour la description de l'écoulement du côté calandre sans simplifications dans un algorithme génétiques pour la conception optimale des échangeurs de chaleur à tubes et calandre.

Les variables de décision sélectionnés étaient: diamètres standards internes et externes tube, nombre de tubes par passes, type de tête, fluides répartition, le nombre de bandes d'étanchéité.

Ils concluent que les algorithmes génétiques fournissent un outil précieux pour la conception optimale des échangeurs de chaleur.

Les algorithmes génétiques et la méthode de minimisation de génération l'entropie sont utilisées par **Huang and al.**

Afin d'optimiser la conception des échangeurs de chaleur. Les résultats ont également démontré leur efficacité et la faisabilité de l'utilisation.

Antonio C, Pacifico M. Pelagage, Paolo Salini. [19] 28, 2008, 1151–1159

ont donné une méthode de solution du problème d'optimisation de la conception d'échangeurs de chaleur à tubes et calandre basée sur l'utilisation d'un algorithme génétique.

Il réduit le coût total de l'équipement, y compris le coût d'investissement et le coût de fonctionnement lié aux dépenses énergétiques annuelles de pompage. Afin de vérifier la capacité de la méthode proposée, trois cas sont présentés montrant que des réductions importantes de coûts sont faisables en ce qui concerne les échangeurs de design traditionnel. En particulier, dans les cas examinés une réduction des coûts totaux à plus de 50% a été observée

Mansouri Larbi, Mourad Balistrrou, Bernard Baudoin [20] , 29 mai - 1er juin 2012

ont étudié numériquement la convection forcée laminaire stationnaire en régime dynamique

établi dans la zone d'entrée d'un échangeur de chaleur tubulaire.

Les auteurs ont supposé que le transfert de chaleur dans l'échangeur est sans pertes thermique, bidimensionnel (axisymétrique) en régime stationnaire. Le modèle mathématique établi est mis sous forme adimensionnelle.

L'équation de conservation d'énergie est résolue pour les trois zones de l'échangeur à savoir le fluide 1, le fluide 2 et la paroi séparant ces deux fluides en adoptant une méthode de discrétisation par volumes finis. L'influence du nombre de Peclet des écoulements 1 et 2 sur l'évolution spatiale de la température moyenne adimensionnelle et du nombre de Nusselt local, est donnée :

- Les effets de la diffusion axiale de la chaleur disparaissent pour des valeurs supérieures ou égales à 50 du nombre de Peclet (les nombres de Peclet étant les mêmes pour les deux écoulements)
- Pour des nombres de Peclet inférieurs à 50, la diffusion axiale de la chaleur prise en compte dans notre modèle mathématique devient prépondérante et son effet augmente à mesure que Pe diminue.
- La conduction axiale de la chaleur dans les fluides chaud et froid engendre des conditions défavorables d'échange thermique dans les échangeurs de chaleur si ces derniers sont utilisés dans les systèmes de récupération d'énergie (échauffement d'un fluide par exemple).

Cependant, l'emploi de ces appareils dans les systèmes de refroidissement peut améliorer les performances énergétiques de ceux-ci.

Bekkouche Mohammed Ismail, Trari Mansour [21] 2013

ont traité le comportement dynamique et thermique d'un écoulement en convection forcée turbulente à l'aide du modèle Kw pour deux différentes conditions thermiques aux limites (flux de chaleur, température), utilisées pour améliorer les performances des échangeurs de chaleur à deux tubes coaxiaux. Cette étude a permis aux auteurs de conclure qu'une augmentation de la vitesse à l'entrée de tube intérieur près de la partie arrondie de l'échangeur est observée et qui est générée tout d'abord par la présence des zones de recirculation qui résulte d'un changement brusque du sens d'écoulement de l'air.

Une proportionnalité inverse entre l'évolution de la vitesse axiale de l'écoulement et la distribution de la température dans chaque section transversale. L'utilisation des valeurs du nombre de Reynolds importantes, donc de forte vitesse améliore nettement le taux de coefficient de frottement et le taux de transfert thermique.

III.2. Formulation du problème

Hypothèses simplificatrices :

Il est maintenant nécessaire d'effectuer un certain nombre d'hypothèses afin d'établir un modèle mathématique simple qui décrit la physique de ce problème, donc on adopte les hypothèses suivantes :

- L'écoulement et le transfert de chaleur sont bidimensionnels.
- Le fluide est Newtonien et incompressible.
- L'écoulement est laminaire (Reynolds est Diminuer) et stationnaire. $\frac{\partial}{\partial t} = 0$, Et rétabli.
- Le transfert de chaleur par rayonnement et conduction est négligeable.
- La gravité est négligeable.
- Les propriétés physiques du fluide (C_p, μ, h, ρ) constantes.

Équation de continuité :

Le principe de conservation de la masse peut être décrit par l'équation de continuité sous plusieurs formes différentes

Vue les hypothèses considérées dans notre étude, l'équation de continuité se réduit à :

Formule Mathématique :

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0$$

Équation de Navier Stokes :**Suivant (x) :**

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} + W \frac{\partial U}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + U \left(\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right)$$

Suivant (y) :

$$\frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} + W \frac{\partial V}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + U \left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} \right)$$

Suivant (z) :

$$\frac{\partial W}{\partial t} + U \frac{\partial W}{\partial x} + V \frac{\partial W}{\partial y} + W \frac{\partial W}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + U \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} \right)$$

Équation d'énergie :

$$\partial Q \left(\frac{\partial T}{\partial t} + U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial y} + W \frac{\partial T}{\partial z} \right) = -\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q$$

Chapitre 04 :

Résultats et discussions

IV.1. Model géométrique

Notre model géométrique tridimensionnel est un échangeur de chaleur tube calandre type BEM TEMA (figure 30). Il est constitué de :

- Une calandre ou virole cylindrique de longueur $L=2\text{m}$ et de diamètre $D_c=400\text{mm}$ doté de deux ouvertures constituant l'entrée et la sortie du fluide froid .
- Une boîte dans chaque extrémité qui recueille et distribue le fluide chaud (elles sont disposées pour une seule passe du fluide chaud)
- Deux plaques tubulaires.
- Cinq tubes de longueur $L=2\text{m}$ et de diamètre $D_t=50\text{mm}$ chacun où circule le fluide chaud.
- quatre chicanes disposées deux à deux à égale distance.

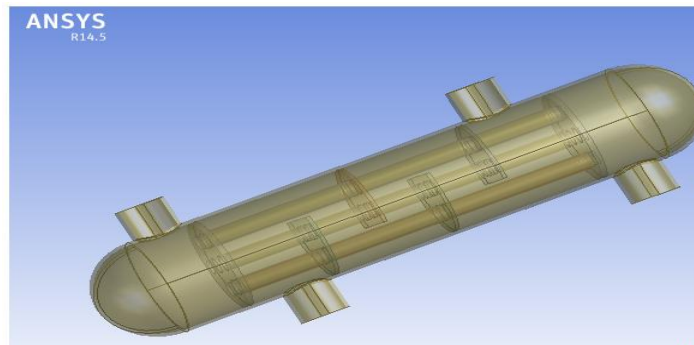


Figure 30 un échangeur de chaleur tube calandre type BEM TEMA

En raison de la complexité de l'étude tridimensionnelle d'un tel model nous avons choisis de le simplifier en éliminant : les plaques tubulaires, les quatre chicanes et la calandre. Notre model se réduit donc à un domaine fluide froid de forme cylindrique de longueur $L=2\text{m}$ et de diamètre $D_c=400\text{mm}$ traversé par cinq tubes de même longueur, de diamètre $D_t=50\text{mm}$ et d'épaisseur négligeable dans lesquels circule le fluide chaud

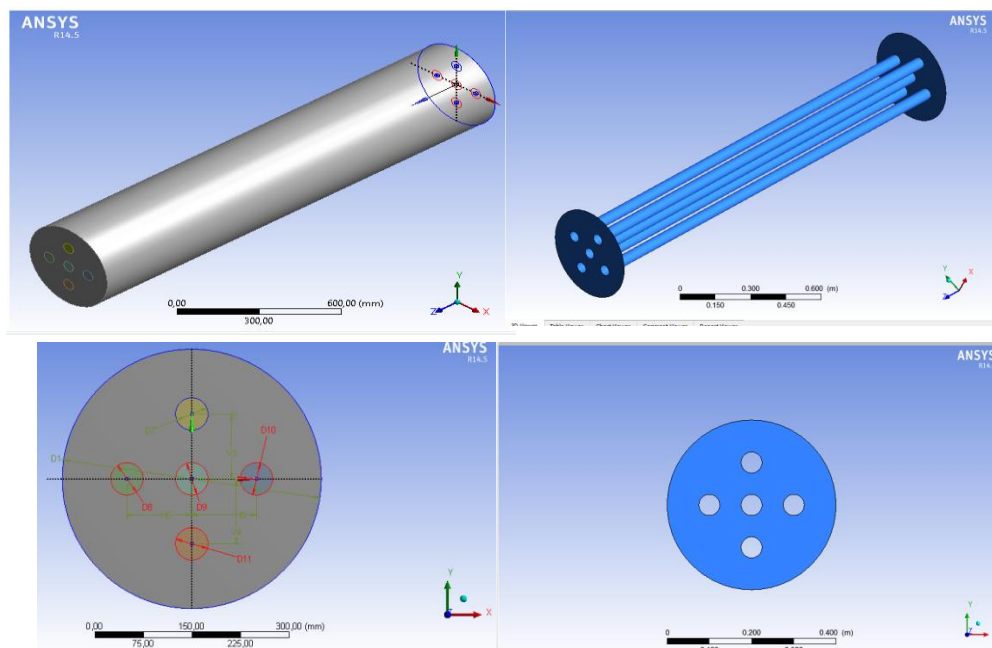


Figure 31 Aspects Model géométrique

Le model ainsi reconstruit et modélisé en utilisant le code ANSYS R14.5.

Environ cellules ont été utilisées pour discrétiser notre model numérique. Le domaine fluide froid est représenté par des éléments quadrilatères alors que le domaine chaud avec des cellules tétraédriques (figure 32).

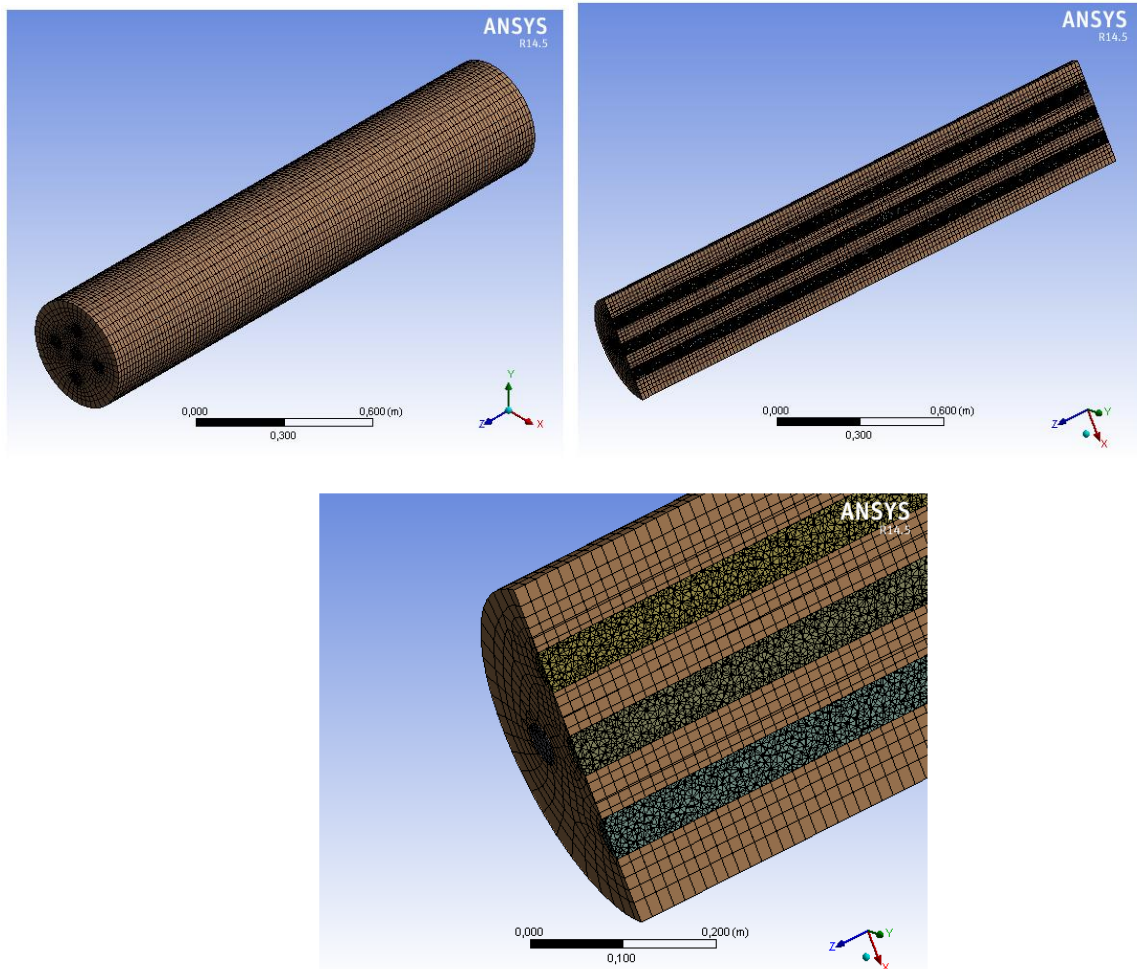


Figure 32 Aspects de maillage

IV.2.Résultats Et Discussions

Notre étude consiste à voir l'influence de la variation des débits des fluides chaud et froid sur les caractéristiques thermodynamiques (température, pression et vitesse d'écoulement) de notre échangeur. Nous supposons les deux cas de figures des écoulements, à savoir l'écoulement co-courant et contre-courant.

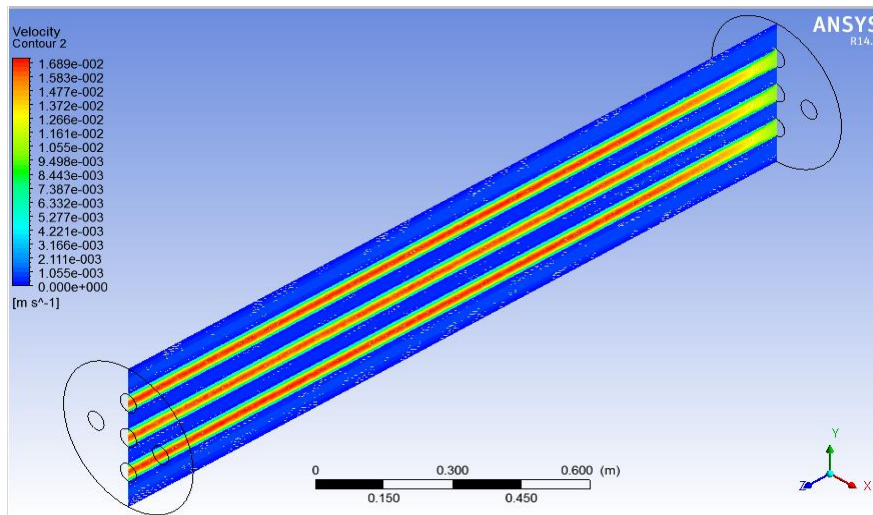
IV.2.1.Cas Co-courant

Les deux fluides ont la même entrée ($z=0$) et la même sortie à $z=2m$.

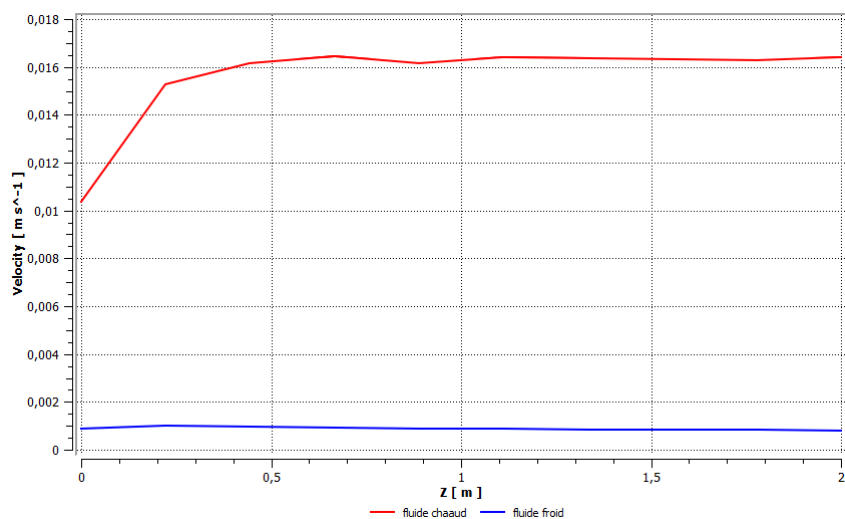
IV.2.1.1.les deux débits son égaux ($\dot{m}_c=\dot{m}_f$)

Les deux fluides (l'eau chaude et froide) entrent dans l'échangeur avec le même débit massique ($\dot{m}_c = \dot{m}_f = 0.1 \text{ kg/s}$).

La figure 33 montre en a) le contour de la vitesse d'écoulement de l'eau chaude et froide dans un plan de symétrie longitudinal, et en b) la variation de cette vitesse le long de deux lignes parallèles à l'écoulement ; la première dans le tube central (eau chaude) et la seconde dans la zone annulaire (eau froide). on remarque que la vitesse croit de la valeur initiale imposée (pour $z=0$) jusqu'à une valeur $v=0.016 \text{ m/s}$; cette croissance est une période transitoire pour atteindre un régime établi.



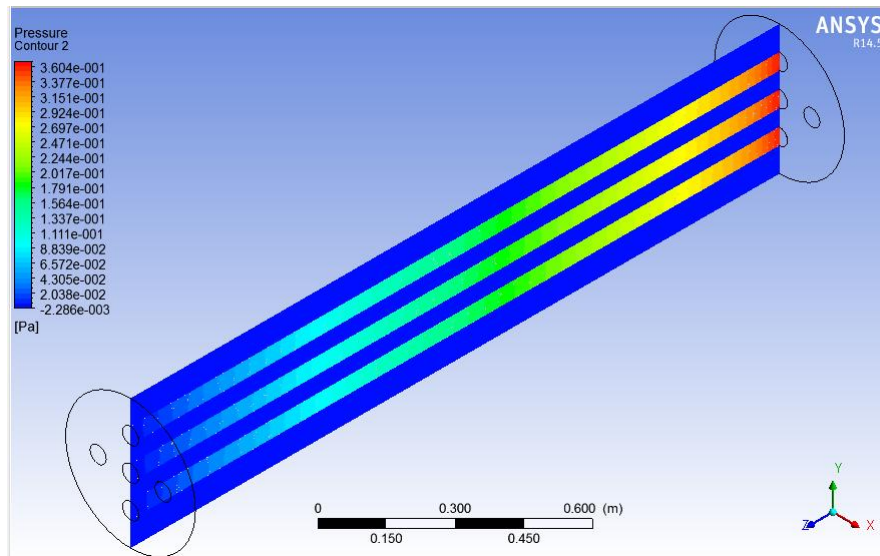
a) le contour de la vitesse d'écoulement de l'eau chaude et froide



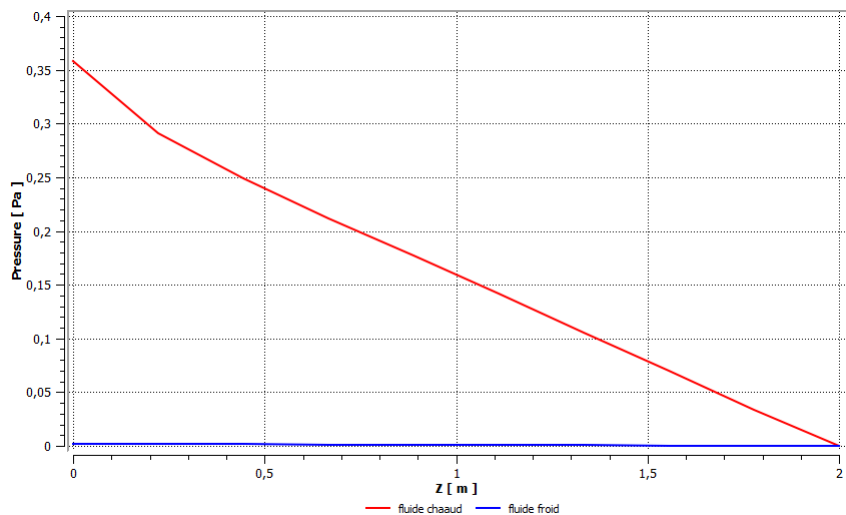
b) variation de la vitesse de l'eau chaude et froide le long de l'échangeur

Figure 33 distribution et variation des vitesses de l'écoulement ($\dot{m}_c = \dot{m}_f$)

De même la figure 34 montre en a) le contour de la pression dans les deux fluides (eau chaude et froide) sur le même plan de symétrie que précédemment, et en b) la variation de la pression dans le domaine eau chaude et le domaine eau froide. On distingue une chute de pression dans les deux domaines, une chute qui est due aux pertes de charges linéaires dans les deux canalisations. Ces pertes de charges sont plus grandes dans le domaine chaud ce qui est assez logique lorsqu'on sait que les pertes de charges linéaires sont inversement proportionnelles aux diamètres des canalisations ($D_t=50\text{mm}$ est inférieur à $D_c=400\text{mm}$).



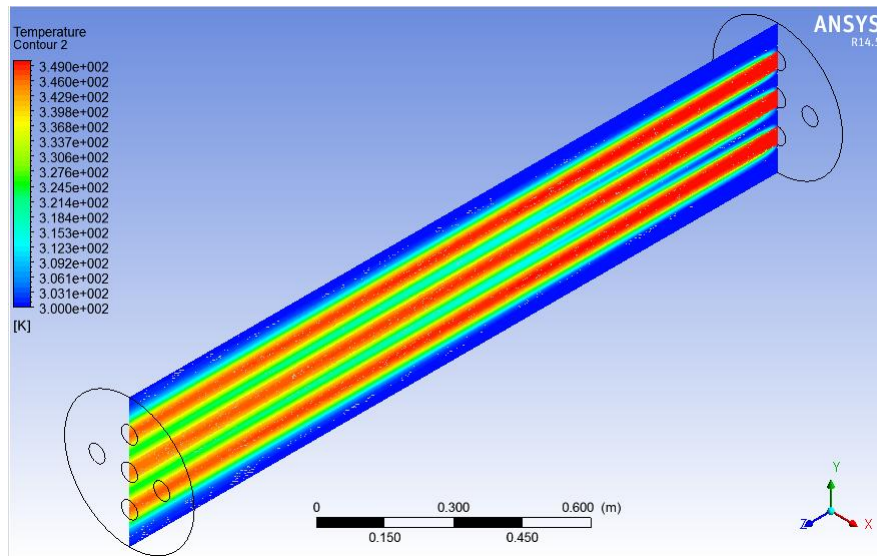
a) le contour de la pression dans les deux fluides



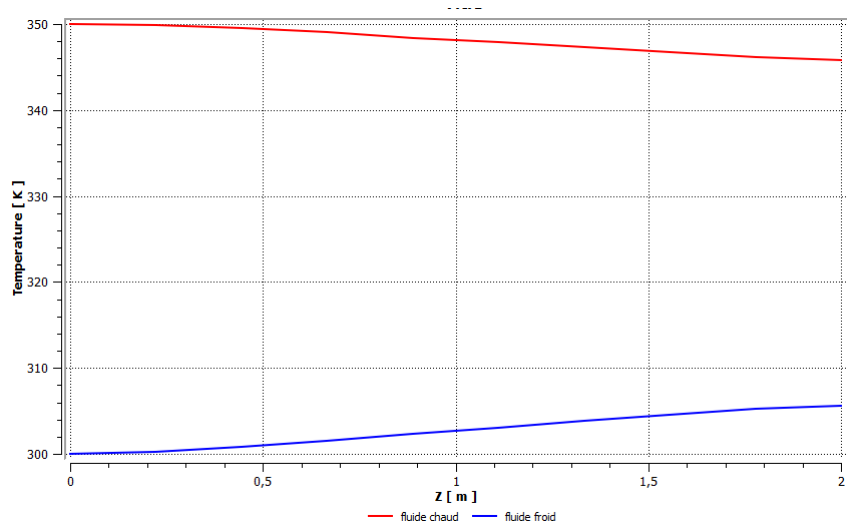
b) la variation de la pression

Figure 34 distribution et variation des pressions le long de l'échangeur ((mc)=(mf))

La figure 35 représente en a) le contour de la température de l'eau chaude et froide dans un plan de symétrie et en b) la variation de cette température dans le domaine chaud et froid. On distingue que l'eau chaude se refroidit de la température d'entrée $T_{ce}=350\text{K}$ jusqu'à la température de sortie $T_{cs}=345.5\text{K}$ cad que $\Delta T_c=4.5\text{K}$, alors que celle de l'eau froide augmente de $T_{fe}=300\text{K}$ à $T_{fs}=305.5$ cad $\Delta T_f=5.5\text{K}$ qui est inférieur à ΔT_c . Or nous avons déjà vu dans la l'étude théorique que $\Delta T_c= \Delta T_f$ lorsque les deux débits sont égaux. Cette différence est due au fait que nous avons supposé un écoulement parfait dans l'étude théorique et un écoulement réel dans la simulation.



a) le contour de la température

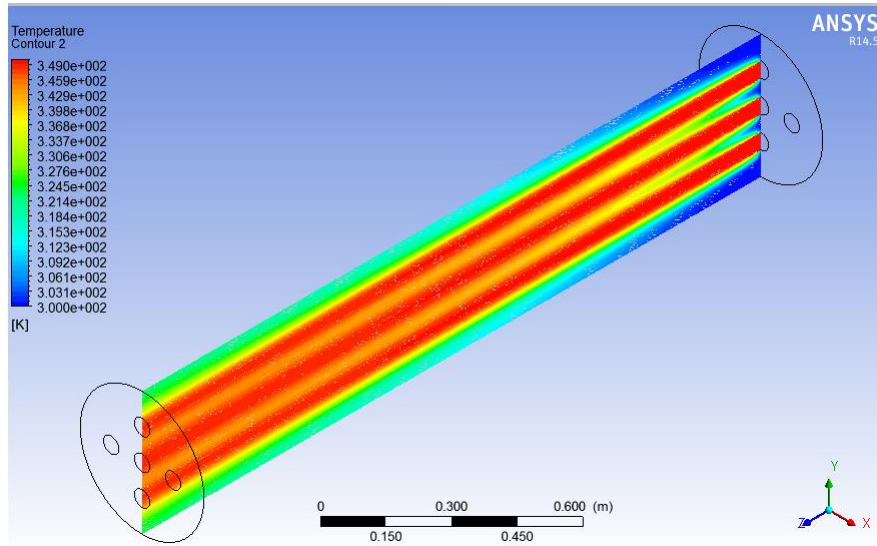


b) la variation de cette température dans le domaine chaud et froid.

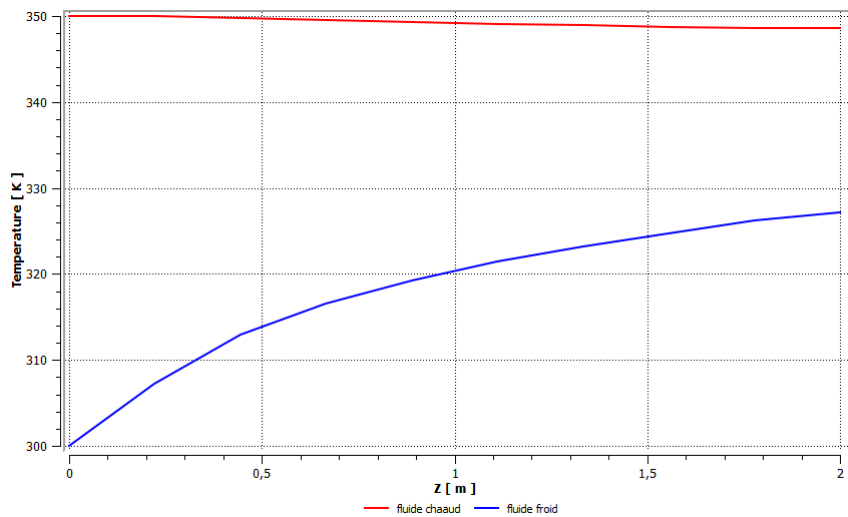
Figure 35 distribution et variation des températures le long de l'échangeur (mc)=(mf)

IV.2.1.2. le débit chaud est supérieur au débit froid ($\dot{m}_c = 10 \cdot \dot{m}_f$)

La figure 36 montre nettement que l'eau chaude est dominante sur l'eau froide ce qui explique le fait que $\Delta T_c = 2K$ est très petit devant $\Delta T_f = 27K$. Dans ce cas l'échangeur favorise plus le réchauffement de l'eau froide.



a) Contour de la température



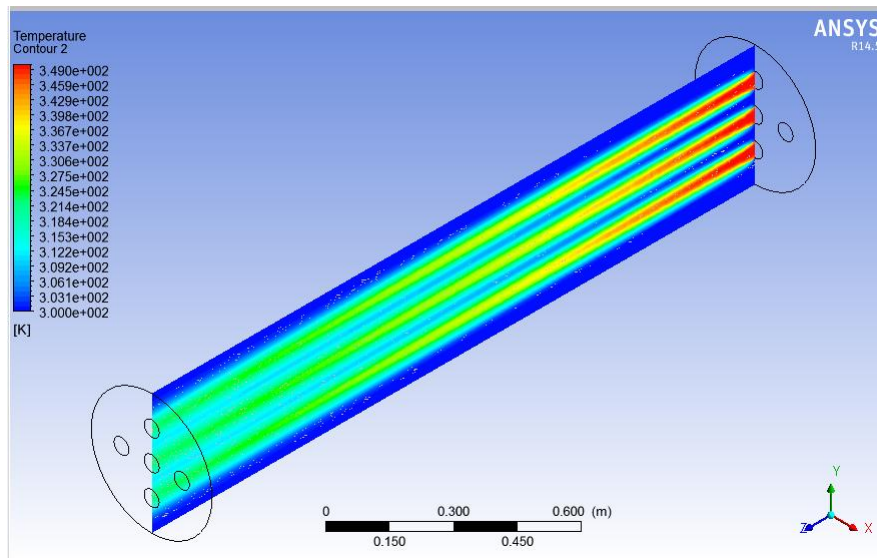
b) variation de la température le long de l'échangeur

Figure 36 distribution et variation des températures ($\dot{m}_c = 10 \cdot \dot{m}_f$)

IV.2.1.3. le débit froid est supérieur au débit chaud ($\dot{m}_f = \dot{m}_c \cdot 10$)

Contrairement au cas précédent le débit de l'eau froide est $\dot{m}_f = 0.1 \text{ kg/s}$ et le débit de l'eau chaude est $\dot{m}_c = 0.01 \text{ kg/s}$.

La figure 37 montre contrairement au cas précédent que l'eau froide est dominante sur l'eau chaude et que $\Delta T_f = 3 \text{ K}$ est très petit devant $\Delta T_c = 26 \text{ K}$. Dans ce cas l'échangeur favorise plus le refroidissement de l'eau chaude.



a) Contour de la température

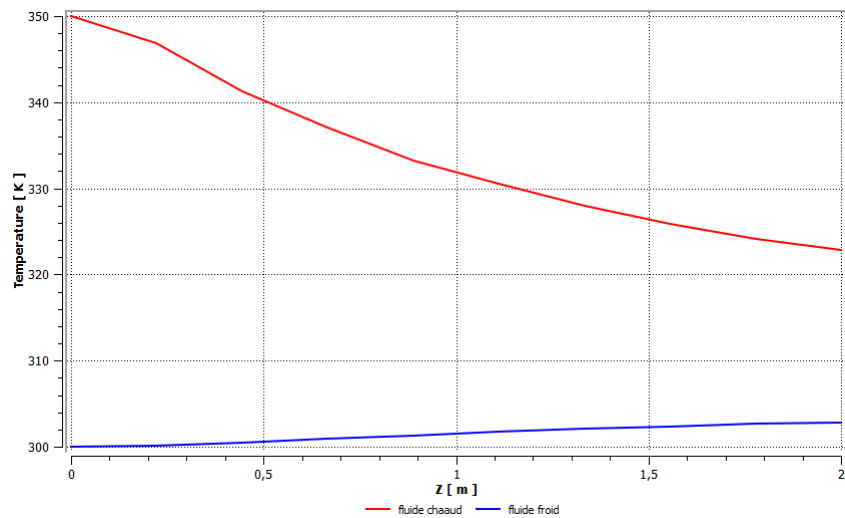


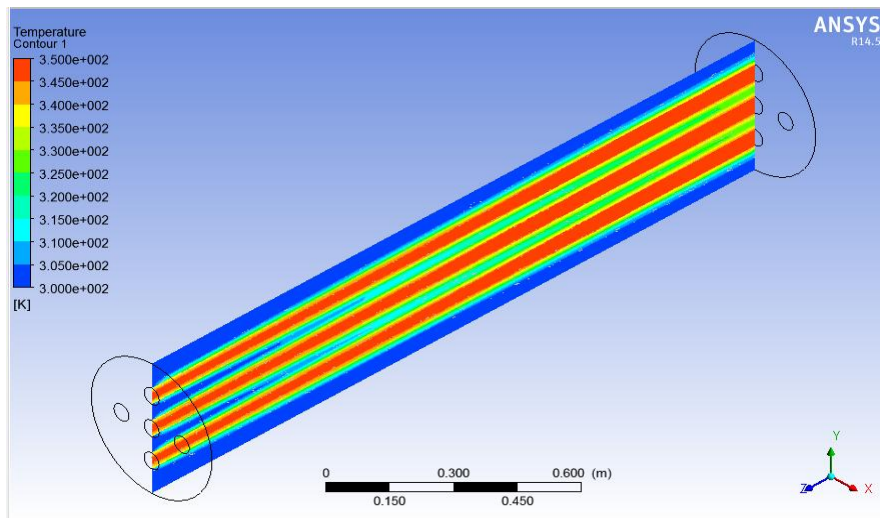
Figure 37 distribution et variation des températures ($\dot{m}_f = \dot{m}_c \cdot 10$)

IV.2.2.Cas contre-courant

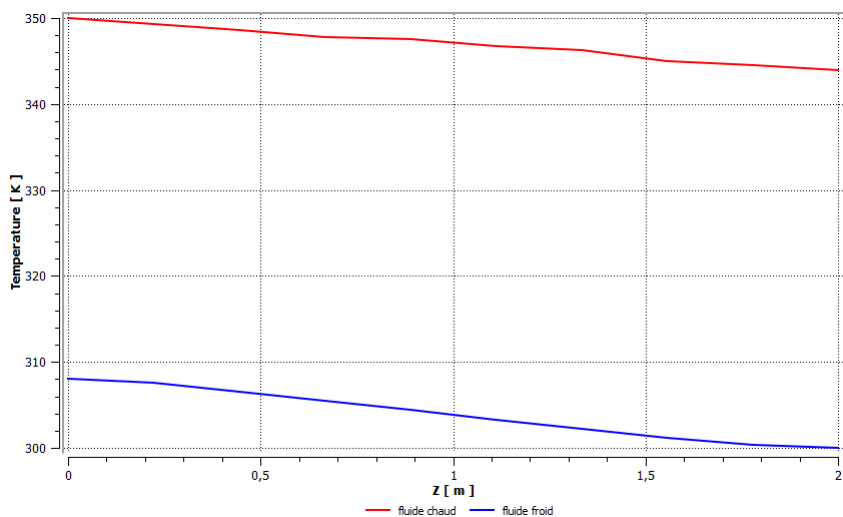
Dans ce cas l'entrée du fluide chaud en $z=0$ correspond à la sortie du fluide froid.

IV.2.2.1.les deux débits son égaux ($\dot{m}_c = \dot{m}_f = 0.1 \text{ kg/s}$)

Figure 38 montre respectivement le contour et la variation de la température le long de l'échangeur dans le cas contre courant. On peut faire les mêmes remarques que pour un écoulement à co-courant ; en plus on voit nettement que dans le cas contre-courant, ΔT_c comme ΔT_f sont supérieures que celles relevées dans le cas co-courant et donc que le flux échangé dans le cas contre-courant est supérieur, chose qui confirme la conclusion faite dans l'étude théorique du chapitre II qui dit que la configuration contre courant est plus rentable que la configuration co-courant.



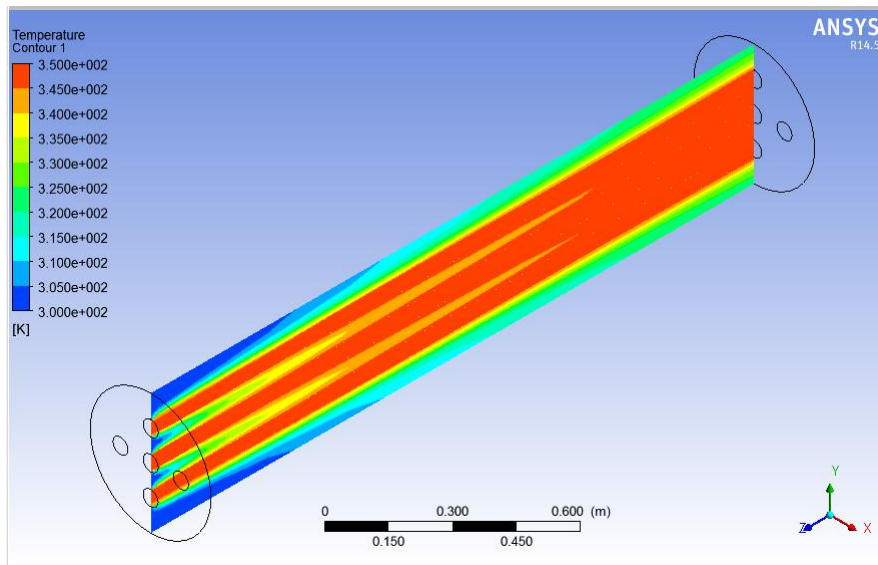
a) contour de la température



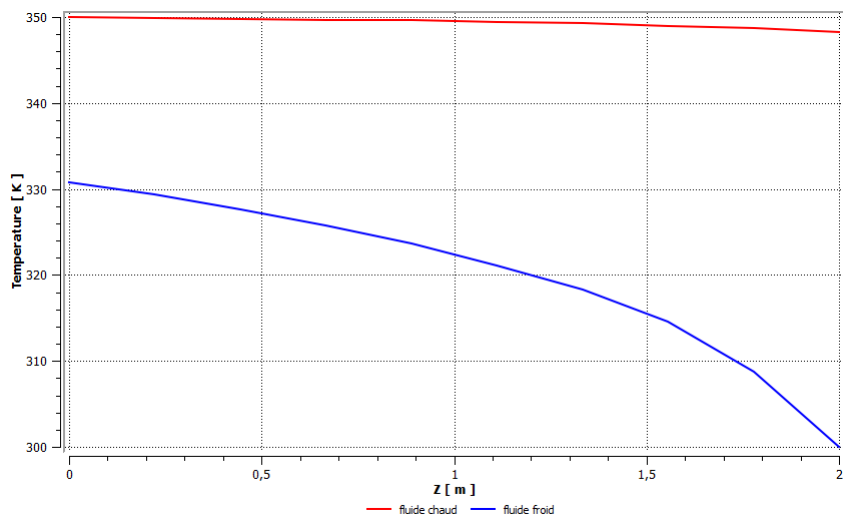
a) variation de la température le long de l'échangeur

Figure 38 distribution et variation de la température ($\dot{m}_c = \dot{m}_f = 0.1 \text{ kg/s}$)

IV.2.2.2. le débit chaud est supérieur au débit froid ($\dot{m}_c = 10 \cdot \dot{m}_f$)



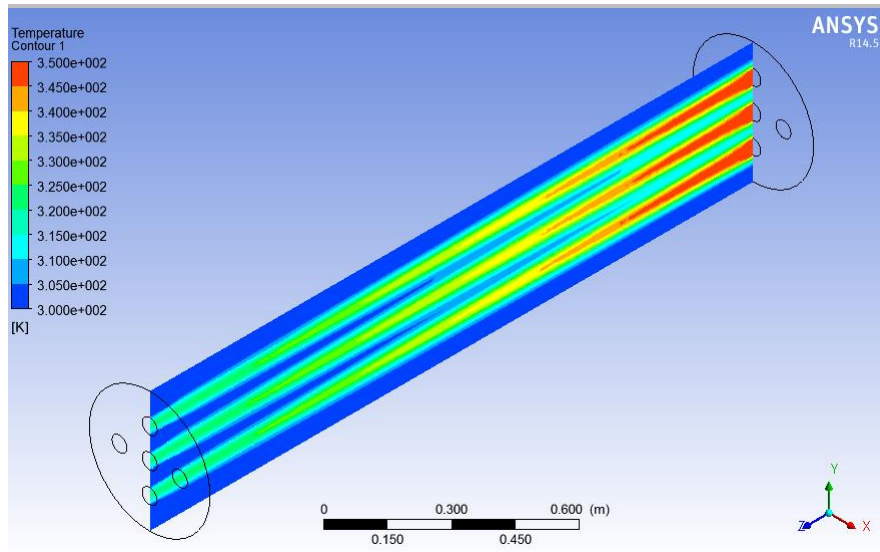
a) contour de la température le long de l'échangeur



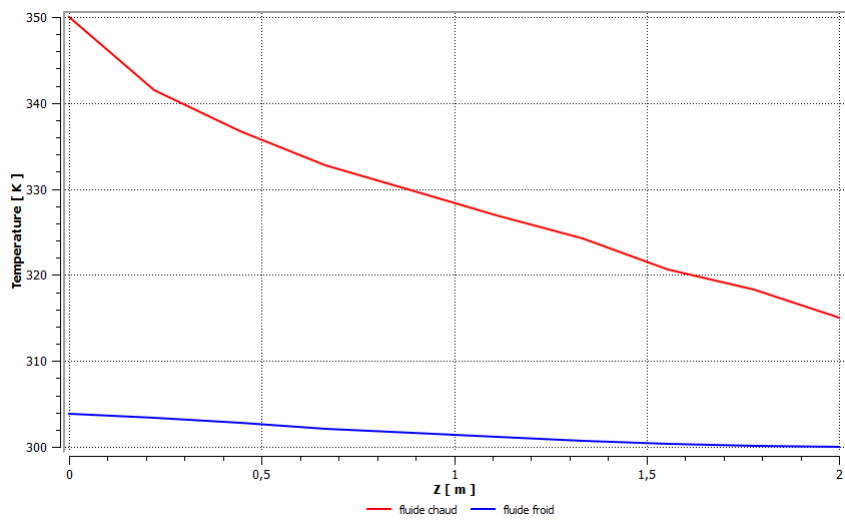
b) variation de la température le long de l'échangeur

Figure 39 distribution et variation de la température ($\dot{m}_c = 10 \cdot \dot{m}_f$)

IV.2.2.3. le débit froid est supérieur au débit chaud ($\dot{m}_f = \dot{m}_c \cdot 10$)



a) contour de la température le long de l'échangeur



b) variation de la température le long de l'échangeur

Figure 40 distribution et variation des températures ($\dot{m}_f = \dot{m}_c \cdot 10$)

Les figures 39 et 40 montrent la dominance de du fluide qui a le plus grand débit à l'entrée de l'échangeur. On remarque en plus que l'échangeur disposé en contre courant est plus efficace que celui disposé en co-courant.

Conclusion général

Conclusion général:

L'objectif de ce travail est l'étude théorique et simulation de deux écoulement dans échangeur de chaleur dans le cas simple

.Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel Fluent qui se base sur la méthode des volumes finis.

De nos résultats obtenus, on a remarqué que :

Pour avoir de bons résultats, il faut choisir le maillage qui conviens a la configuration étudiée ; dans le cas simple on a utilise le maillage carré et on a utilise le maillage triangulaire qui adapter aux géométries complexe.

L'analyse des résultats obtenus a permis d'associer élévations de température du fluide à la sortie de chaque section. Les résultats numériques, obtenus présentés pour analyser le comportement dynamique et thermique de deux écoulement dans un échangeur de chaleur ces résultats constituent un apport important pour l'enrichissement des connaissances sur la convection forcée à l'intérieur des conduites.

-L'ensemble des résultats présentés montre bien la concordance entre l'étude théorique et la simulation.

-le choix des débits des deux fluides est primordiale pour avoir un échangeur plus ou efficace.

-le fluide avec le plus grand débit domine le processus de transfert thermique.

Enfin, plusieurs développements futurs basés sur ce travail sont donc envisageables. Parmi les plus importants, en perspective, nous recommandons dans ce domaine, les points suivants :

- Pour ce type de système, on recommande d'approfondir l'étude pour déterminer la meilleure disposition les paramètres optimaux de la géométrie (tel que : la longueur, le diamètre, l'épaisseur, le nombre de chicanes et leur disposition etc.).

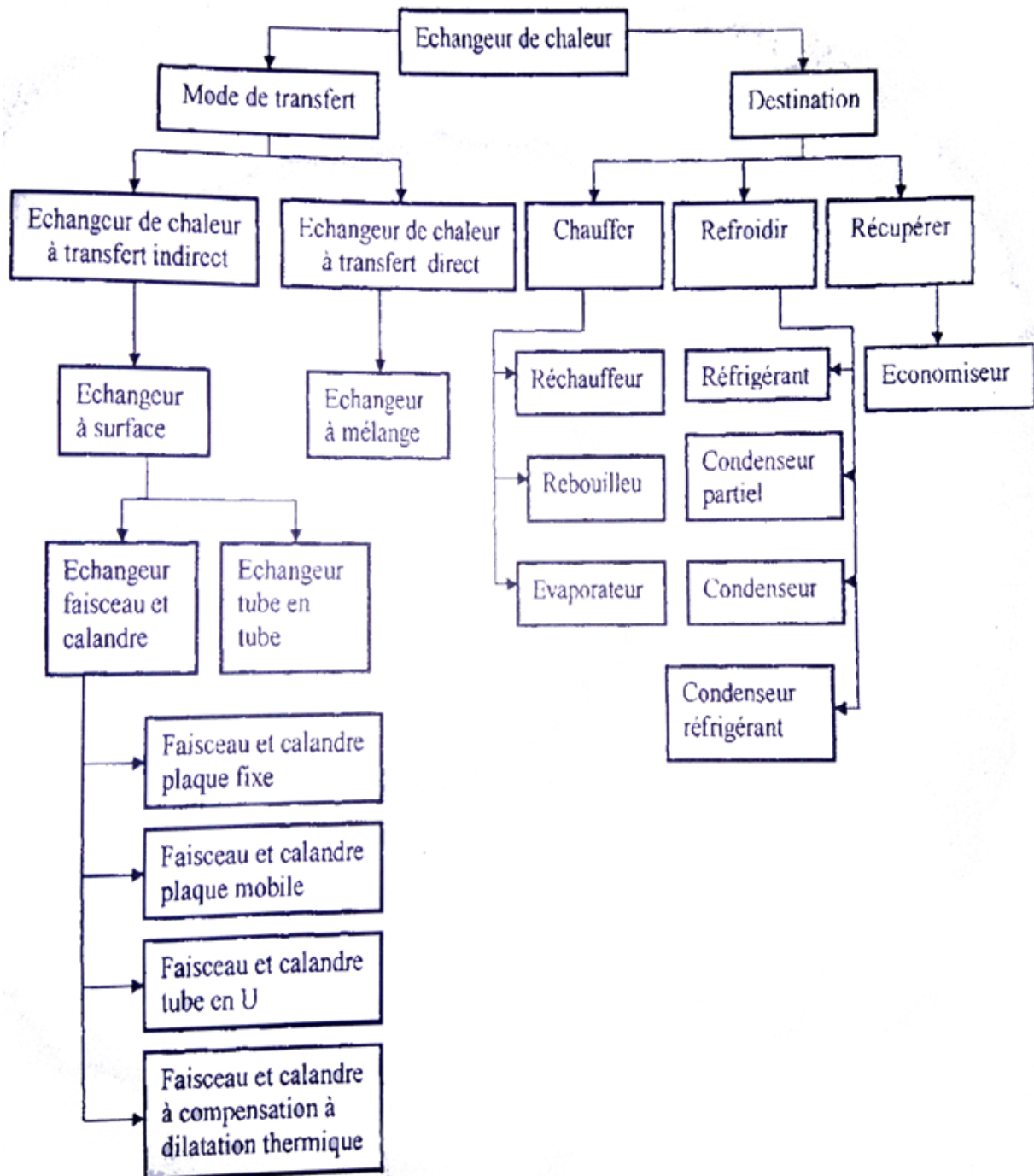
La suite de se travail de mémoire serait dirigée vers les études de modélisation et la simulation à trois dimensions de la totalité d'échangeurs

BIBLIOGRAPHIE

- [1]; André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, R Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL, « Description des échangeurs », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [2]: Adil Ridha, << Transfert de Chaleur ET de Masse >>, Université de Caen (2009/2010)
- [3]: A.MENIDJEL, « Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre », I.AP/SPA. SKIKDA (2009).
- [4]: Y.JANN OT, P.MEUKARM. Simplified estimation method for determination of thermal effusivity and thermal conductivity with a low cost hot strip .measurement science and Technolgy, vol.15, pp.1932-1938, 2004.
- [5]: J .F.SACCADURA. Initiation aux transferts thermiques, paris 4ème tirage 1993.
- [6]: J.FOURIER. Transfert thermique "théorie analytique de la Chaleur" IUP Génie civil,1822.
- [7]: M. MOUSSA, J. MARIE PERRIERCORNET. Echangeur de chaleur échangeur tubulaire et [Echangeur à surface raclée, JEAN CASTAING LASVINOTTES 2002.
- [8]: R.BESSAIH. Transfert de chaleur et de matière, publication de l'université Mentouri Constantine 1994.
- [9]: N.BELLEL. Les échangeurs de chaleurs, cours 1ère post graduation université Mentouri Constantine, Algérie, année 2007-2008.
- [10] Resat S., Onder K., Marcus R., A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view. Chemical Engineering and Processing 45 (2006) 268–275.
- [11] M. Fesanghary, E. Damangir a, I. Soleimani, Design optimization of shell and tube heat exchangers using global sensitivity analysis and harmony search algorithm. Applied Thermal Engineering 29 (2009) 1026–1031
- [12] André L.H. Costa, Eduardo M. Queiroz, Design optimization of shell-and-tube heat exchangers, Applied Thermal Engineering 28 (2008) 1798–1805
- [13] Jiangfeng Guo, Mingtian Xu, Lin Cheng, The application of field synergy number in Shell-and-tube heat exchanger optimization design. Applied Energy 86 (2009) 2079–2087

- [14] Sepehr Sanaye, Hassan Hajabdollahi, Multi-objective optimization of shell and tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1937-1945.
- [15] Arzu Sencan Sahin, Bayram Kılıc , Ulas Kılıc, Design and economic optimization of shell and tube heat exchangers using Artificial Bee Colony (ABC) algorithm. *Energy Conversion and Management* 52 (2011) 3356–3362
- [16] Dogan Eryener, Thermoeconomic optimization of baffle spacing for shell and tube heat exchangers, *Energy Conversion and Management* 47 (2006) 1478–1489
- [17] Fettaka S, Thibault J, Gupta Y, Design of shell-and-tube heat exchangers using multiobjective optimization. *Int J Heat Mass Transf* 60(2013):343–354
- [18] Ponce-Ortega JM, Serna-Gonzalez M, Jimenez-Gutierrez A, Use of genetic algorithms for the optimal design of shell-and-tube heat exchangers, *Appl Therm Eng* 2009, 29 203–211.
- [19] Antonio C, Pacifico M. Pelagagge, Paolo Salini, Heat exchanger design based on economic optimisation, *Applied Thermal Engineering*, 28, 2008,1151–1159
- [20] Mansouri Larbi, Mourad Balistrrou, Bernard Baudoin, Etude numérique de la convection forcée laminaire stationnaire en régime dynamique établi dans la zone d'entrée d'un échangeur de chaleur tubulaire. Congrès français de thermique, SFT2012, Talence, 29 mai - 1er juin 2012
- [21]. Bekkouche Mohammed Ismail, Trari Mansour, Etude numérique comparative entre deux conditions thermiques symétriques (Flux, Température) appliquée, dans les échangeurs de chaleur. MEMOIRE MASTER Université Abou Bekr Belkaïd Tlemcen 2013

ANNEXE



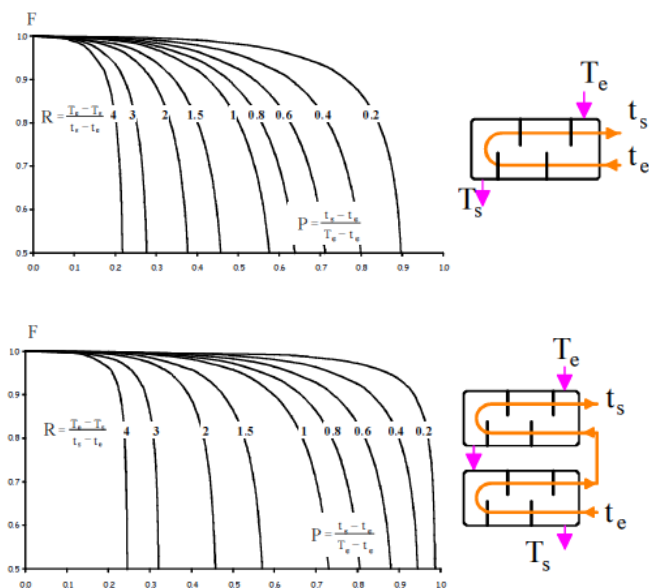


Figure 41 facteurs de correction à prendre en compte dans le cas d'un échangeur constitué :

- D'une calandre et un multiple de 2 passes de tubes (à gauche),
- De 2 calandres et un multiple de 2 passes de tubes (à droite).

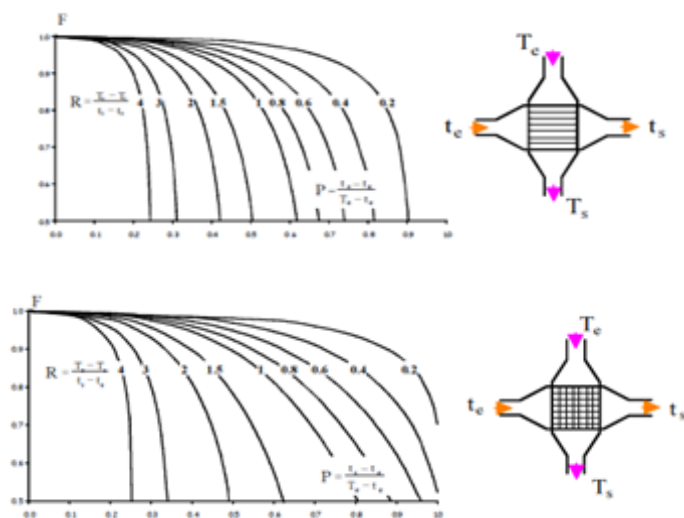


Figure 42 facteurs de correction à prendre en compte dans le cas : d'un échangeur à courants croisés, aucun fluide n'étant mélangé (à gauche), D'un échangeur à courant croisé, seul un des fluides étant mélangé (à droite).

Résumé:

Dans les sociétés industrielles l'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maîtrise de l'énergie, les problèmes relevant de la thermo-hydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils. Pour cela, dans ce travail en va étudié numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement en convection forcée pour deux fluides pour améliorer les performances des échangeurs de chaleur à l'aide de code « FLUENT », dans le cas simple, et le cas avec des Chicanes dans la veine d'écoulement des fluides, pour avoir la différence entre ces deux cas, et pour voir la net amélioration des performances dans l'échangeurs de chaleur.

Mots clés : Echangeur de chaleur, chicanes, maillage

ملخص :

في المجتمعات الصناعية مبادل الحرارة هو عنصر أساسي للحسن استعمال الطاقة، وأهم المشاكل تتعلق بدراسة أبعاد هذا المبادل. لذلك قمنا بدراسة عددية للسلوك الديناميكي و الحراري لتدفق السوائل لتحسين أداء مبادلات الحرارة باستخدام رمز "تدفق"، في أبسط الحالات، و الحال مع حواجز في مرور تدفق السوائل ولمعرفة الفرق بين هاتين الحالتين

كلمات مفتاحية: مبادل الحرارة. الحواجز. شبكة

Abstract:

In industrial societies, the heat exchanger is an essential element for the control of the energy, problems related to thermo-hydraulics concern above all the thermal dimensioning of the devices. For this purpose, the numerical study of the dynamic and thermal behavior of a forced convection flow for two fluids is carried out in order to improve the performance of the heat exchangers using a "FLUENT" code, in the simple case, and Cases with baffles in the fluid flow vein, to have the differential between these two cases, and to see the net improvement in performance in the heat exchangers.

Key mounts: Exchanger of heat, baffles, grid