

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique**



**Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou**

**Faculté de génie de la construction**

**Département de génie mécanique**



# **Mémoire de fin d'étude**

**EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME MASTER II EN GENIE  
MECANIQUE**

**OPTION : ENERGETIQUE ACADEMIQUE**

## **Thème :**

**Etude et réalisation d'un échangeur de  
chaleur récupérateur de l'énergie issue des  
gaz brulés de combustion d'un chauffage  
domestique.**

**Etudiées par :**

**M<sup>lle</sup> CHELMOUNI Sofia**

**M<sup>lle</sup> DEKKAL Liza**

**Encadré par : M<sup>r</sup> ZOUAOUI Salah**

**Promotion : 2017-2018.**

## Sommaire

Liste des figures.

Liste des tableaux.

Nomenclature.

Introduction générale.

### CHAPITRE I:

I-1-Introduction.....	3
I -2-Définition.....	3
I -3-Fonctionnements.....	4
I -4- Critères de classement des échangeurs .....	5
-I-4-1-Classement suivant le mode de transfert de chaleur.....	5
-I-4-2- Classement suivant le procédé de transfert de chaleur.....	5
-I-4-3- Classement fonctionnel .....	5
-I-4-4- Classement suivant la compacité de l'échangeur .....	5
-I-4-5-Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	5
-I-4-6- Classement technologique .....	5
I -5- Echanges thermiques .....	12
-I -5-1- La conduction .....	13
-I-5-2- La convection .....	13
-I-5-3- Le rayonnement.....	15
I-6- Les courants de transfert.....	15
-I-6-1- à co-courant (anti-méthodique) .....	17
-I-6-2- à contre-courant (méthodique) .....	20
-I-6-3- à courant croisé.....	22
I-7- Efficacité.....	24
I-8- Méthodes de calculs d'un échangeur .....	25
-I-8-1- méthode $\Delta TLM$ .....	25
-I-8-2- méthode de $\epsilon$ -NUT.....	25
I-9- Conclusion .....	28

### CHAPITRE II :

II- 1- Introduction .....	32
II-2- Présentation du système .....	32
-II-2-1- L'échangeur (La spirale).....	33
-II-2-2- Le cumulus .....	35

II-3- Principe de fonctionnement.....	36
II-4- Méthode de calcul .....	37
-II-4-1- Méthode $\Delta TLM$ .....	38
-II-4-2- Méthode d'unité de transfert (NUT) .....	51
II-5- Conclusion.....	57
CHAPITRE III:	
III-1- Spirale N°1 .....	61
-III-1-1- Essai N°1 .....	61
-III-1-2- Essai N°2 .....	63
III-2- Spirale N°2.....	65
-III-2-1- Essai N°1 .....	65
-III-2-2- Essai N°2 .....	67
-III-2-3- Essai N°3 .....	69
III-3- Spirale N°3.....	71
-III-3-1- Essai N°1 .....	71
-III-3-2- Essai N°2 .....	73
III-4-Conclusion .....	75
Conclusion générale .....	61
Liste de références.	
Annexe.	

## Listes des figures :

### CHAPITRE I :

Figure [I-1]: Echangeur de chaleur. ....	3
Figure [I-2] : Echangeur de chaleur tubulaire à monotube. ....	6
Figure [I-3] : Echangeur de chaleurs tubulaires coaxiales. ....	6
Figure [I-4] : Echangeur de chaleur multitubulaire à tubes séparés. ....	7
Figure [I-5] : Echangeur de chaleur multitubulaire à tubes rapprochés. ....	7
Figure [I-6] : Echangeur de chaleur multitubulaire à tubes ailettes. ....	8
Figure [I-7] : Echangeur de chaleur multitubulaire à tubes et calendre. ....	8
Figure [I-8] : Echangeur de chaleur à plaque à surface primaire. ....	9
Figure [I-9] : Echangeur de chaleur à plaque et joints. ....	10
Figure [I-10] : Echangeur de chaleur à caloduc. ....	12
Figure [I-11] : Représentation du transfert thermique.....	16
Figure [I-12] : Echangeur à tubes coaxiaux. ....	17
Figure [I-13] : Evolution des températures dans un échangeur à co-courant.....	19
Figure [I-14] : Evolution des températures dans un échangeur à contre-courant. ....	21
Figure [I-15] : Les profils de température en fonction de $C_c$ et $C_f$ . ....	23
Figure [I-16] : Les deux types du courant croisé.....	24
Figure [I-17] : Représente les facteurs de correction pour un courant croisé brassé ou non brassé. ....	24

### CHAPITRE II :

Figure [II-1] : Représentation de l'installation. ....	32
Figure [II-2] : Spirale et son boîtier.....	33
Figure [II-3] : Représentation de la spirale N°1. ....	34
Figure [II-4] : Représentation en 3D et photo de la spirale N°2. ....	34
Figure [II-5] : Représentation en 3D et photo de la spirale N°3. ....	35
Figure [II-6] : Cumulus avec modification.....	35

Figure [II-7] : Calcul de $h_e$ pour les trois échangeurs par la méthode $\Delta TLM$ .....	35
Figure [II-8] : Calcul de l'efficacité à co-courant par la méthode NUT .....	51
Figure [II-9] : Calcul de l'efficacité à contre-courant par la méthode NUT .....	54
Figure [II-10] : Histogramme des résultats de calculs effectué.....	57

### CHAPITRE III :

Figure [III-1] : Représentation de l'installation de l'échangeur en forme de spirale dans son enveloppe à la sortie des gaz d'échappement sur un chauffage fonctionnant au gaz. ....	60
Figure [III-2] : Evolution des températures d'entrées et sortie de la spirale N°1 en fonction du temps. ....	62
Figure [III-3] : Evolution des températures de la spirale et des gaz grulés en fonction du temps. ....	64
Figure [III-4] : Evolution des températures de la spirale en fonction du temps de l'essai N°1. .....	66
Figure [III-5] : Evolution des températures de la spirale et des gaz en fonction du temps de l'essai N°2. ....	68
Figure [III-6] : Evolution des températures de la spirale et des gaz en fonction du temps de l'essai N°3 .....	70
Figure [III-7] : Evolution des températures de la spirale en fonction du temps de L'essai N°1. ....	72
Figure [III-8] : Evolution des températures de la spirale et des gaz en fonction du temps de l'essai N°2. ....	74

## Liste des tableaux :

### CHAPITRE II :

Tableau [II-1] : Données des trois échangeurs.....	37
Tableau [II-2] : Représentation des débits volumiques de la spirale 1. ....	40
Tableau [II-3] : Représentation des débits volumiques de la spirale 2. ....	44
Tableau [II-4] : Représentation des débits volumiques de la spirale 3. ....	47
Tableau (II-5) : Représente l'ensemble des résultats des trois spirales.....	56

### CHAPITRE III :

Tableau [III-1] : Evolution des températures de l'eau à l'entrée et à la sortie de la spirale N° 1.....	61
Tableau [III-2] : Evolution des différentes températures de la spirale et celle des gaz. ....	63
Tableau [III-3] : Evolution des différentes températures de la spirale N°2 pour l'essai N°1.....	65
Tableau [III-4] : Evolution des différentes températures de la spirale N°2 pour l'essai N°2.....	67
Tableau [III-5] : Evolution des différentes températures de la spirale N°2 pour l'essai N°3.....	69
Tableau [III-6] : Evolution des différentes températures de la spirale N°3 pour l'essai N°1.....	71
Tableau [III-7] : Evolution des différentes températures de la spirale N°3 pour l'essai N°2.....	73

## Nomenclature:

$h_c$ : coefficient d'échange convectif du fluide chaud	[W. m <sup>-2</sup> . °C <sup>-1</sup> ].
$h_e$ : coefficient d'échange convectif du fluide froid	[W. m <sup>-2</sup> . °C <sup>-1</sup> ].
$e$ : épaisseur de la paroi d'échange	[mm].
$\Phi$ : flux de chaleur	[W].
$\Delta T$ : différence de température	[°C].
$R_{thT}$ : résistance thermique totale	[W. m <sup>-2</sup> ].
$T_c$ : température du fluide chaud	[°C].
$T_f$ : température du fluide froid	[°C].
$S$ : surface d'échange	[m <sup>2</sup> ].
$U$ : coefficient d'échange global	[W. m <sup>-2</sup> . °C <sup>-1</sup> ].
$\lambda$ : conductivité thermique	[W. m <sup>-1</sup> . K <sup>-1</sup> ].
$re_c$ : résistance thermique d'encrassement du fluide chaud	[m <sup>2</sup> . °C. W <sup>-1</sup> ].
$re_f$ : résistance thermique d'encrassement du fluide froid	[m <sup>2</sup> . °C. W <sup>-1</sup> ].
$S_f$ : surface d'échange du fluide froid	[m <sup>2</sup> ].
$S_c$ : surface d'échange du fluide chaud	[m <sup>2</sup> ].
$D_c$ : diamètre du tube du fluide chaud	[m].
$D_f$ : diamètre du tube du fluide froid	[m].
$U_f$ : coefficient d'échange global du fluide froid	[W. m <sup>-2</sup> . °C <sup>-1</sup> ].
$U_c$ : coefficient d'échange global du fluide chaud	[W. m <sup>-2</sup> . °C <sup>-1</sup> ].
$t$ : temps	[s].
$L$ : longueur	[m].
$T_{cs}$ : température de sortie du fluide chaud	[°C].
$T_{fs}$ : température de sortie du fluide froid	[°C].
$T_{fe}$ : température d'entrée du fluide froid	[°C].
$T_{ce}$ : température d'entrée du fluide chaud	[°C].
$q_{mc}$ : débit massique du fluide chaud	[Kg. s <sup>-1</sup> ].

$q_{mf}$ : débit massique du fluide froid [kg. s<sup>-1</sup>].

$\mu$ : viscosité dynamique [kg. m<sup>-1</sup>. s<sup>-1</sup>]

$C_{pc}$ : capacité thermique spécifique du fluide chaud [J. kg<sup>-1</sup>. °K<sup>-1</sup>].

$C_{pf}$ : capacité thermique spécifique du fluide froid [J. kg<sup>-1</sup>. °K<sup>-1</sup>].

$C_f$ : débit de capacité thermique du fluide froid [J. s<sup>-1</sup>. °K<sup>-1</sup>].

$C_c$ : débit de capacité thermique du fluide chaud [J. s<sup>-1</sup>. °K<sup>-1</sup>].

$T_p$ : température à la paroi de l'échangeur [°C].

$T_{\infty}$ : température à l'infini [°C].

$C_{min}$ : débit de capacité thermique minimale [J. s<sup>-1</sup>. °K<sup>-1</sup>].

R: rapport entre le débit de capacité thermique du fluide chaud et celui du fluide froid.

r: rapport entre le débit de capacité thermique du fluide froid et celui du fluide chaud.

$\varphi$ : défini la richesse de la combustion.

$AFR_{stock}$ : le rapport air carburant stoechiométrique.

$AFR_{réel}$ : le rapport air carburant réel.

$m_a$ : la masse de l'air [kg].

$m_c$ : la masse de carburant [kg].

$n$ : nombre de mole [mol].

$M$ : la masse molaire [kg × mol<sup>-1</sup>].

$q_{v_a}$ : le débit volumique de l'air [m<sup>3</sup> × s<sup>-1</sup>].

$q_{v_c}$ : le débit volumique du carburant [m<sup>3</sup> × s<sup>-1</sup>].

$q_{v_{eau}}$ : le débit volumique de l'eau [m<sup>3</sup> × s<sup>-1</sup>].

$T_{moyenne}$ : la température moyenne [°C].

$\rho$ : la masse volumique [kg × s<sup>-1</sup>].

$E_{c-c}$ : efficacité pour un échangeur à contre courant [%].

$E_{co-c}$ : efficacité pour un échangeur à co – courant [%].

Nombre sans dimension :

*Pr: Nombre de Prandtl.*

*Gr : Nombre de Grashof.*

*Nu: Nombre de Nusselt.*

*Ra: Nombre de Rayleigh.*

# **Introduction générale**

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermiques et énergétiques. Il permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux. Le même fluide peut conserver son état physique liquide ou gazeux, ou se présenter successivement sous les deux phases.

Sans conteste les échangeurs de chaleur occupent une place primordiale et indispensable dans tous les systèmes thermiques, on estime que presque toute l'énergie thermique transite au moins une fois par un échangeur de chaleur.

Aujourd'hui avec une croissance permanente des prix de l'énergie et face aux objectifs du développement durable, la maîtrise de l'énergie thermique est devenue un enjeu majeur dans tous les domaines d'activités. Pour les professionnels de cette énergie, le premier enjeu est de concevoir des systèmes et procédés énergétiques avec de meilleures efficacités. Ces derniers doivent être à la fois économiques et respectueux des normes environnementales en vigueur. L'innovation que nous étudions dans ce mémoire est conçue dans ce même contexte.

Par ailleurs, notre étude est basée sur un prototype réalisé et testé en 2014 et breveté en 2015 par notre co-encadreur Mr OURAD. Ce prototype est un échangeur de chaleur conçu dans le souci de la réduction de la consommation d'énergie et de l'eau.

Les échangeurs (spirale) que nous avons dimensionnés sont à co-courant d'ensemble en forme conique. En effet, celui-ci récupère les gaz brûlés d'un chauffage classique comme on en utilise dans des dizaines de milliers de foyers en Algérie et en Europe, pour chauffer une quantité d'eau à moindre coût pour ne pas dire gratuitement pendant la période où le besoin d'eau chaude est le plus élevé, à savoir en hiver.

Le liquide (eau) est chauffé par convection naturelle qui est favorisée par la forme conique.

Notre travail est réparti en trois chapitres :

Le premier chapitre est consacré pour la recherche bibliographique sur les échangeurs de chaleur.

Le deuxième chapitre présente les parties qui composent notre système et les méthodes de dimensionnement.

Enfin, dans le troisième chapitre, nous nous intéressons aux résultats obtenus lors des tests et de leurs interprétations.

**CHAPITRE I :**  
Recherche bibliographique  
(généralités sur les échangeurs).

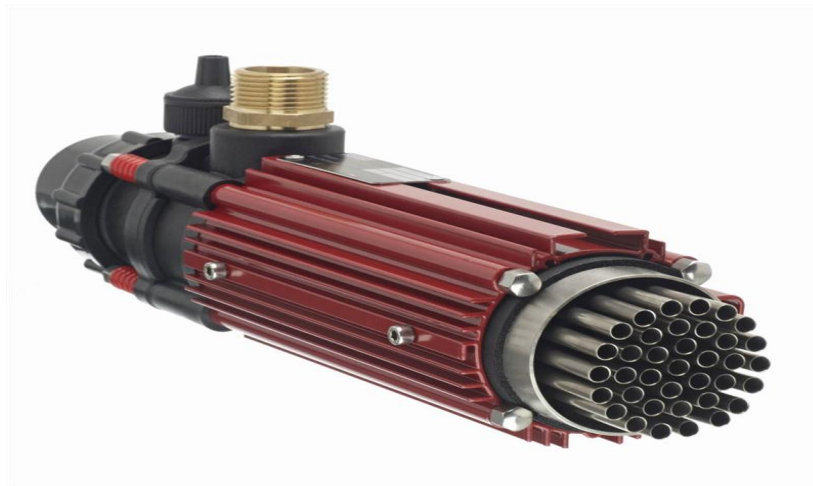
## **I-1-Introduction :**

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre, il est indispensable dans toute maîtrise de l'énergie. Ils sont utilisés dans différentes applications telles que les chauffages, la climatisation, le stockage d'énergie, le refroidissement, ... Etc. Il existe plusieurs types d'échangeurs et cela selon des critères de classement. Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi dans laquelle les échanges se font par conduction. La transmission fluide-paroi relève essentiellement de la convection. Dans ce chapitre nous allons aborder les différents types d'échangeurs ainsi que les échanges thermiques de ce dernier et d'une manière détaillée toutes les relations concernant les calculs dans les échangeurs que ce soit à contre ou à co-courant ou bien à courant croisé.

## **I -2-Définition:**

Un échangeur de chaleur comme celui représenté sur (la figure I-1) est un appareil où le transfert de chaleur se fait entre deux fluides possédant des températures différentes. Il permet l'échange de chaleur sans les mélanger et sans transfert de matière entre eux. Ils sont utilisés dans plusieurs secteurs comme : l'industrie, le transport, le résiduel ou le tertiaire.

Le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur implique la présence de l'effet de la convection dans chaque fluide et la conduction à travers la paroi séparant les deux fluides. [5].



**Figure I-1:** échangeur de chaleur.

### **I -3-Fonctionnements:**

Le principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur est défini par la circulation de deux fluides (chaud et froid) à travers des conduites qui les mettent en contact thermique à travers une paroi généralement métallique. Ce qui favorise l'échange entre eux, de manière générale, c'est le fluide chaud qui transfère de la chaleur au fluide froid.

La difficulté réside dans la définition d'une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour le transfert d'une quantité de chaleur donnée. Cette dernière ne dépend pas uniquement de la surface, mais aussi des températures d'entrée, des caractéristiques thermiques (chaleur spécifique, conductivité thermique) et des coefficients d'échange par convection. [1], [8].

Ils possèdent le même fonctionnement suivant les processus physiques d'échange:

- Echangeur de chaleur par les parois: la conduction.
- Echange de chaleur entre les parois et les fluides : la convection.
- Echangeur radiatif entre les parois et les fluides souvent négligeable : le rayonnement.

Il existe aussi trois modes d'écoulement dans les échangeurs de chaleur :

- Co-courant : écoulement parallèle des fluides et dans la même direction.
- Contre-courant : écoulement parallèle des fluides mais dans des directions inverses.
- Courants croisés : écoulement perpendiculaire entre les deux fluides.

## **I -4- Critères de classement des échangeurs:**

On a recensé ici quelques critères permettant de classer les échangeurs:

### **-I-4-1-Classement suivant le mode de transfert de chaleur :**

Il existe trois modes de transfert de chaleur conduction, convection et rayonnement. Pour les échangeurs à transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient. [4].

### **-I-4-2- Classement suivant le procédé de transfert de chaleur :**

Suivant qu'il y ait ou non stockage de chaleur, on définit le fonctionnement en récupérateur pour le transfert sans stockage ou le fonctionnement en régénérateur pour le transfert avec stockage. [4].

### **-I-4-3- Classement fonctionnel :**

Ce type de classement est basé sur le fluide, car son passage dans l'échangeur peut s'effectuer avec changement de phase (diphasique) ou sans changement de phase (monophasique) [4]. On rencontre alors les types suivants :

- Les deux fluides possèdent un écoulement monophasique.
- Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, comme dans les évaporateurs ou les condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement diphasique, comme dans les évapocondenseurs.

### **-I-4-4- Classement suivant la compacité de l'échangeur :**

La compacité est le rapport entre la surface d'échange et le volume de l'échangeur [4].

### **-I-4-5-Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange [4]:**

Il existe deux types de paroi:

- Les échangeurs métalliques en : acier, cuivre, aluminium, superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- Les échangeurs non métalliques en : plastique, céramique, graphite ET verre.

### **-1-4-6- Classement technologique [4] :**

Il existe principalement deux catégories technologiques d'échangeurs qui sont :

- Echangeur à tube : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- Echangeur à plaque : à surface primaire ou à surface secondaire.

Il existe aussi d'autres types, qui sont à contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

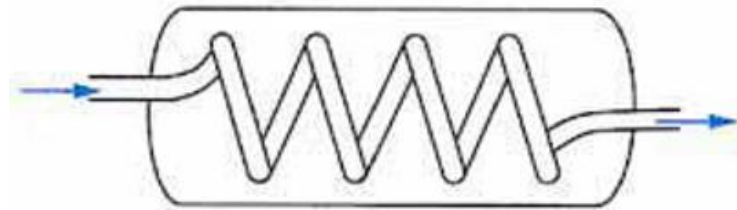
Dans ce classement les deux catégories existantes représentent les types d'échangeurs, illustrés ci-dessous :

-I-4-6-1- Échangeur de chaleur tubulaire (à tube) :

Les échangeurs tubulaires sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange, ce type d'échangeurs est les plus répandus pour des raisons historiques et économiques [5], il existe trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement pour une meilleure efficacité :

A- Les échangeurs monotube (figure I-2):

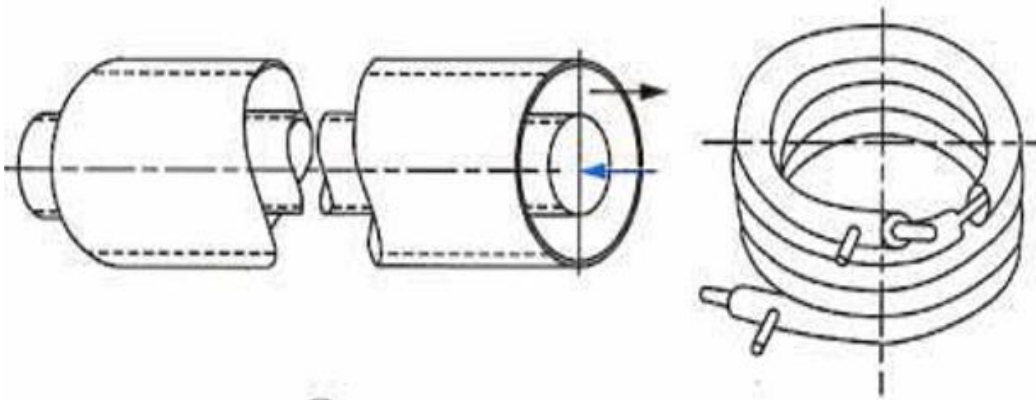
Les tubes, sous la forme d'un serpentín, sont placés à l'intérieur du réservoir.



**Figure I-2 : échangeur de chaleur tubulaire à monotube.**

B- Les échangeurs coaxiaux (figure I-3) :

Les tubes sont généralement cintrés et leurs particularités résident dans le fait que le fluide chaud (à haute pression) s'écoule dans le tube intérieur.



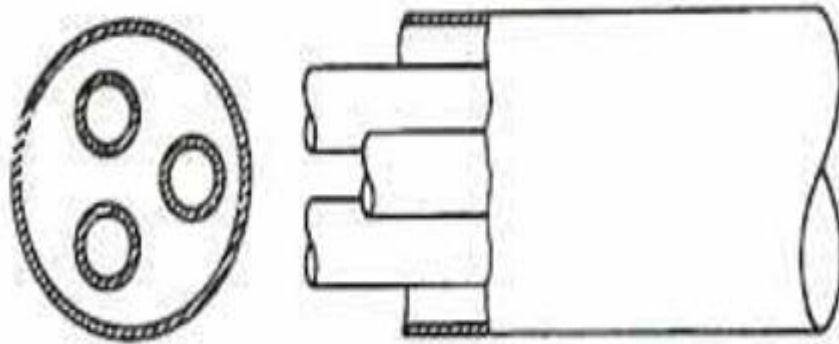
**Figure I-3: échangeur de chaleurs tubulaires coaxiales.**

C- Les échangeurs multitubulaires :

Il existe quatre formes pour ces échangeurs :

a-Échangeur à tubes séparés (figure I-4) :

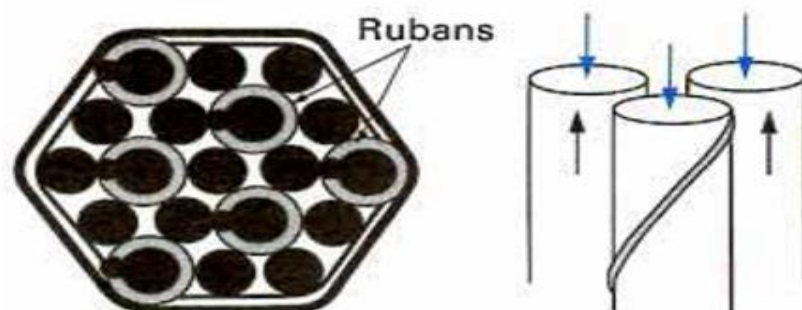
Ces échangeurs contiennent à l'intérieur un tube de diamètre suffisant où sont placés des tubes de petits diamètres maintenus et écartés par des entretoises.



**Figure I-4: échangeur de chaleur multitubulaire à tubes séparés.**

b- Échangeur à tubes rapprochés (figure I-5) :

Des rubans enroulés sont placés autour des tubes, pour les maintenir et obtenir un passage suffisant du fluide vers l'extérieur.

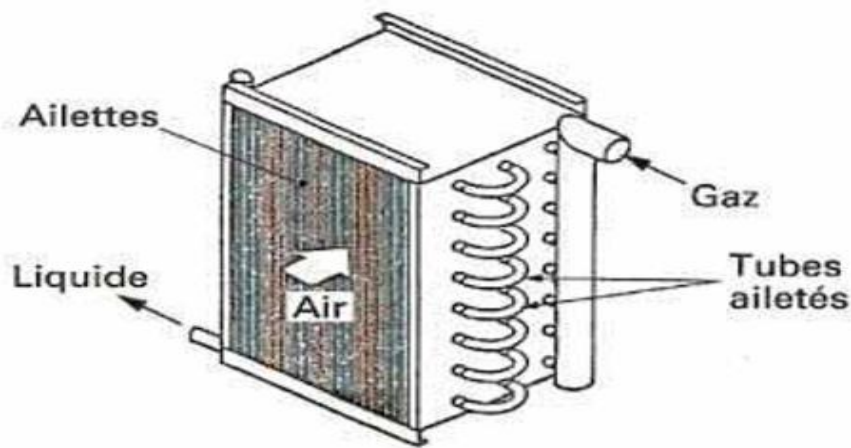


**Figure I-5: échangeur de chaleur multitubulaire à tubes rapprochés.**

c- Échangeurs à tubes ailettés (figure I-6) :

Les ailettes sont utilisées autour des tubes ou dans les tubes quand l'un des fluides dans l'échangeur s'avère nettement moins bon calo-vecteur que l'autre afin que la résistance thermique globale ne soit pas due au fluide qui a le coefficient d'échange thermique faible.

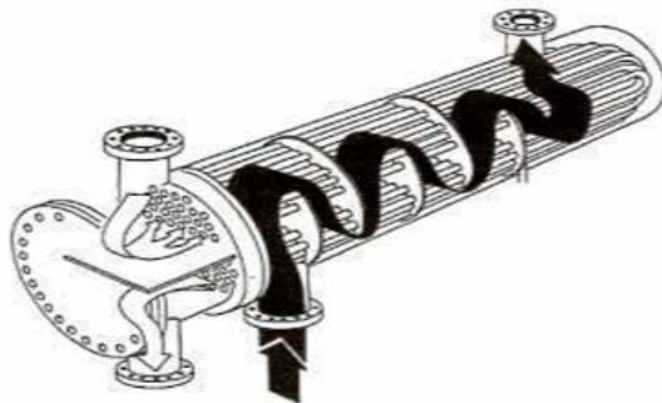
C'est le cas dans l'échangeur gaz-liquide, qui est appelé « batteries à ailettes ». Ces dernières sont constituées d'un faisceau de tubes répartis en rangs nappes où circule un fluide caloporteur d'un bon coefficient d'échange. Pour diminuer l'écart entre les résistances thermiques externes et internes il est nécessaire d'utiliser un ailetage externe des tubes car le fluide externe est un gaz.



**Figure I-6:** échangeur de chaleur multitubulaire avec tubes à ailettes.

d- Échangeurs à tubes et calandre (figure I-7) :

Se sont les échangeurs le plus répandus sur dans industrie, pour faire un premier choix les deux paramètres principaux sont l'encrassement et l'écart de températures entre les deux fluides.



**Figure I-7:** échangeur de chaleur multitubulaire à tubes et calandre.

#### -I-4-6-2- Échangeurs à plaques :

Leur concept date du début du siècle ; à l'origine, ces échangeurs sont utilisés dans l'industrie laitière, puis par la suite dans plusieurs branches de l'industrie (chimie, nucléaire, et autres processus). Ils sont constitués par un empilement de plaques écartées les unes des autres par des entretoises pour former un ensemble de conduits plats [5].

On distingue deux catégories de ce type d'échangeur. Selon la géométrie du canal utilisé, les échangeurs à surface primaire et échangeurs à surface secondaire, comme suit :

##### A- Échangeur à surface primaire (figure I-8) :

Ces échangeurs sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. La construction des plaques est variée, mais elle a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact.

Les applications sur cette catégorie d'échangeurs sont limitées par la pression maximale de service et celle différentielle entre les deux fluides ; la température maximale de service est limitée par la nature des joints.



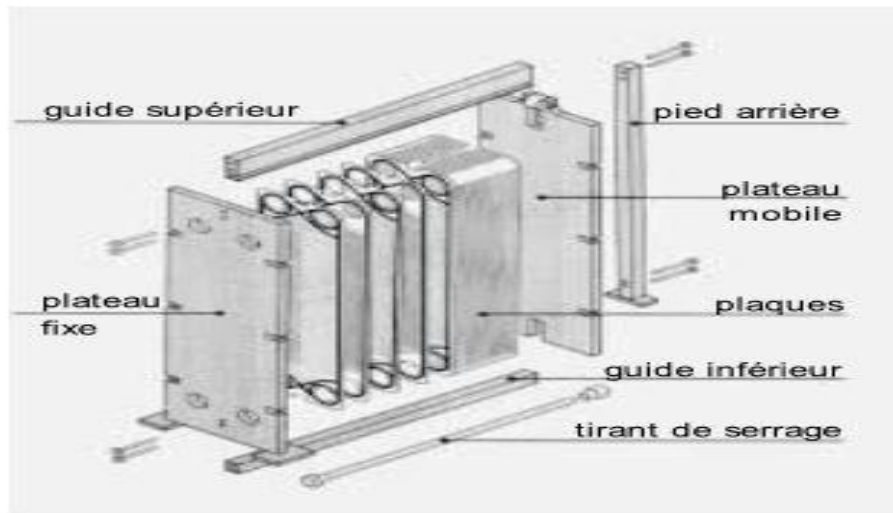
**Figure I-8: échangeur de chaleur à plaque à surface primaire.**

On peut distinguer deux catégories d'échangeurs à plaque :

##### a- Échangeur à plaque et joints (figure I-9) :

Ce sont des échangeurs composés d'un grand nombre de plaques métalliques minces conçues pour le transfert de chaleur d'un liquide à un autre. Un jeu de joints en caoutchouc sépare et étanche les plaques minces pour avoir la distribution voulue des liquides sur les plaques. Un jeu de tirants est utilisé pour fournir les raccords pour les liquides.

Grace à cet assemblage de blocs, on obtient le compromis recherché entre un bon coefficient de transfert et une perte de charge admissible. Malgré la forme des plaques leur rôle est d'assurer une bonne distribution du liquide et l'augmentation de la turbulence ainsi la surface d'échange.



**Figure I-9: échangeur de chaleur à plaques et joints.**

b- Échangeurs à plaques soudées ou brasées :

Ils sont utilisés en récupérateurs de chaleur dans les domaines de l'industrie chimique, de la pétrochimie ainsi de dans d'autres domaines. Il en existe différents types et parmi eux:

- Échangeur platulaire : Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il peut fonctionner à des températures allant jusqu'à 600°C de température et des pressions de 30 à 40 bars.

- Échangeur compabloc : Il est constitué de plaques corruguées identiques à celles des échangeurs à plaque et joints, la circulation des fluides est à courant croisé. Il peut être utilisé jusqu'à des températures de 300°C et des pressions de 40 bars.

- Échangeur packinox : C'est un échangeur à plaque soudée de grandes dimension et ayant un nombre d'unités de transfert élevé. Il peut atteindre des températures de 600°C et des pressions de 50 bars.

- Échangeur lamellaire : C'est la variante de l'échangeur de type tubes et calandres. Leur faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Les limites de fonctionnement de ce type d'échangeur sont de 350°C en température et 25 bars en pression.

- Échangeur à spirale : Il est constitué de deux rubans de tôle gaufrée, enroulés et maintenus en parallèles. Il peut atteindre des températures de 300°C et des pressions de 25 bars.

- Échangeur brasé : c'est en fait un échangeur plaques et à joints conventionnel, mais qui ne possède pas des joints d'étanchéité, ni tirants de serrage. Cet échangeur est petit de taille, en peut atteindre des pressions de 30 bars et des températures de 225°C.

B- Échangeur à surface secondaire:

Ils sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable, ils sont constitués par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées pas des tôles planes. Il existe deux modèles d'échangeurs selon le mode de fabrication et des matériaux utilisés :

a- Échangeurs à plaques serties:

Ils sont constitués des tôles planes parallèles entre lesquelles sont disposées des ailettes .Ils sont fabriqués en tôlerie légère (acier galvanisé, acier inoxydable,...etc.). Les fluides empruntent un canal sur deux et la circulation peut être à contre-courant ou à courant croisé. Ils sont utilisés pour la récupération de l'air.

b- Échangeurs à plaques brasées:

Ils sont en aluminium brasé. Les fluides circulent dans des passages définis par deux tôles planes consécutives et fermés latéralement pas des barres.

-I-4-6-3- Autres types d'échangeurs [5] :

Il existe d'autres échangeurs outre que ceux cités ci-dessus, représentés comme suit :

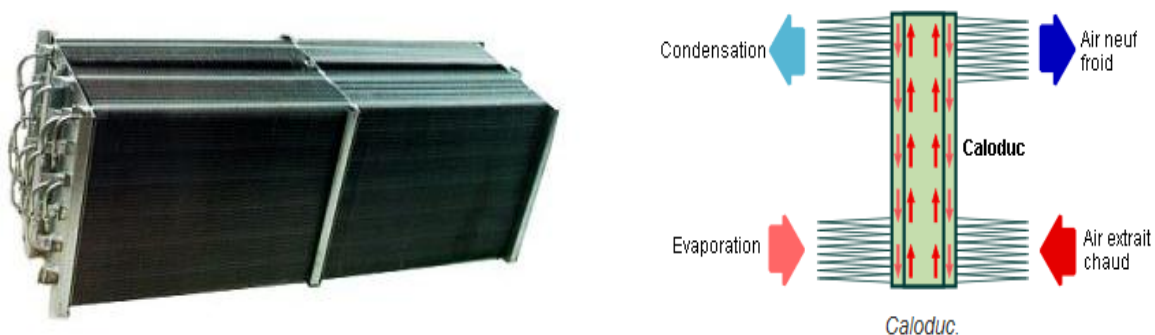
a- Échangeur à caloducs :

Le caloduc (figure I-10) est un super-conducteur de chaleur fonctionnant en cycle fermé selon le principe évaporation-condensation. Son intérêt provient de la valeur très élevée de la chaleur latente de changement de phase comparée à la chaleur spécifique.

Il est constitué d'une enceinte hermétiquement scellée, contenant un fluide frigorigène. Le choix du fluide caloporteur dépend de la température de travail prévue.

Le liquide s'évapore dans la zone chauffée (évaporateur) tandis que la vapeur se condense dans la zone refroidie (condenseur). La vapeur retourne vers l'évaporateur soit par des forces de gravité ou des forces de capillarité.

Généralement, ce sont des échangeurs à courant croisé (perpendiculaire). Ils sont caractérisés par leur faible masse, absence de pièce en mouvement et encombrement réduit. Les conduits d'air (repris et neuf) doivent être proches.



**Figure I-10 : échangeur de chaleur à caloduc.**

#### b- Échangeurs à lit fluidisé:

C'est un ensemble de particules baignant dans un fluide en mouvement. Le fluide circulant entre les particules échange de la chaleur avec le lit fluidisé ainsi qu'avec la surface d'échange dans quelques cas.

On peut distinguer plusieurs conceptions de ces échangeurs comme : échangeur à lit mince ou épais, échangeur à un ou plusieurs étages, échangeur à lit fluidisé direct ou indirect et échangeur à lit inerte ou actif.

Ses principaux avantages sont :

- 1- Un bon transfert de chaleur entre gaz et particules.
- 2- Un coefficient d'échange thermique élevé entre le lit et les surfaces d'échange.
- 3- Une distribution uniforme de la température du lit.
- 4- Un effet d'auto-nettoyage des surfaces d'échange.

#### c- Échangeur de chaleur à contact direct :

Dans ces échangeurs, les deux fluides ne sont pas séparés par une paroi et entrent en contact direct, échangent de la chaleur et sont ensuite séparés. En raison de l'absence de paroi, des approches de température plus proches sont atteintes. Très souvent, dans le type à contact direct, le processus de transfert de chaleur s'accompagne également d'un transfert de masse.

Divers types d'échangeurs de chaleur à contact direct comprennent :

- (a) un échangeur de fluide non miscible.
- (b) un échangeur gaz-liquide.
- (c) un échangeur liquide-vapeur.

Les tours de refroidissement et les laveurs sont des exemples d'échangeurs de chaleur à contact direct.

### **I -5- Echanges thermiques :**

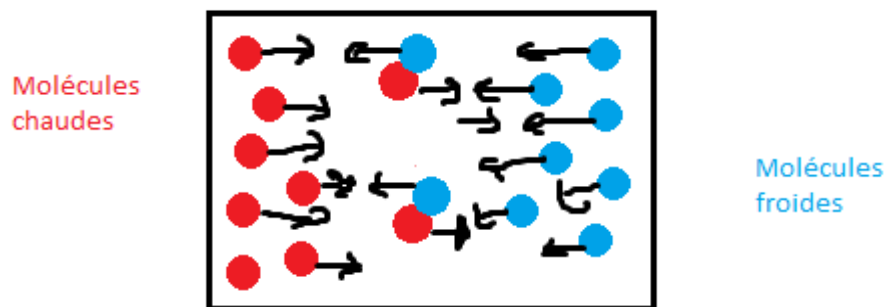
Avant d'introduire la notion de transfert thermique, il est primordial de définir la chaleur car elle entretient souvent des ambiguïtés et des confusions notamment avec la température. Cependant cette dernière représente un paramètre d'état thermodynamique intensif d'un système traduisant à l'échelle macroscopique l'état énergétique de la matière à l'échelle microscopique qui montre si un système est en équilibre thermique avec un autre système. Tant dit que la chaleur est aussi appelé transfert thermique est l'un des modes d'échanges d'énergie thermique entre deux systèmes, c'est une notion fondamentale de la thermodynamique qui est définie comme étant un transfert d'énergie microscopique désordonné. Cela correspond en réalité à un transfert d'agitation thermique entre particules au gré des chocs aléatoire qui se produisent à l'échelle microscopique.

Dans un échangeur de chaleur, cette chaleur est transférée par conduction et/ou convection au sein de chaque fluide et par conduction au sein du matériau qui les sépare. Il peut également y avoir transfert par rayonnement si le niveau des températures dépasse les 100°C. Les échanges sont représentés comme suit :

#### **-I-5-1- La conduction :**

C'est un échange d'énergie qui se produit au sein d'un même système sans déplacement de matière, ce qui veut dire que la conduction a lieu dans un corps ou bien entre deux corps qui sont en contact. Il apparaît sous l'influence d'un gradient de température. C'est un mode qui est spécifié pour les solides et une faible transmission dans les gaz.

Au niveau moléculaire c'est l'énergie cinétique des molécules qui est responsable du transfert par conduction.

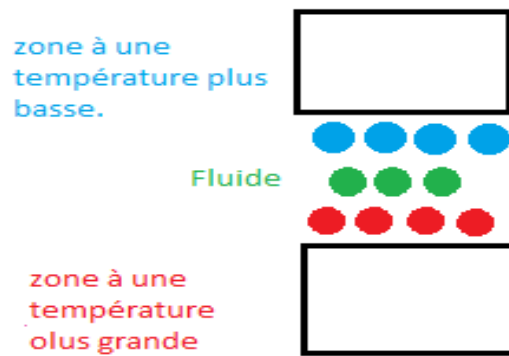


Ce sont les collisions aléatoires entre ses molécules qui font que l'énergie cinétique se transforme en chaleur. Cette dernière se propage à l'intérieur du corps par deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou les molécules et une transmission par les électrons libres. Considérons l'exemple suivant : imaginons une barre en métal chauffée à une de ses extrémités laquelle était initialement à température ambiante. La chaleur reçue par cette extrémité de la barre se propagera tout le long de celle-ci. Ceci induira une augmentation de température sur toute la longueur de la barre.

#### **-I-5-2- La convection :**

La convection est une autre forme d'échange thermique qui s'effectue essentiellement dans les fluides (gaz et liquide). C'est l'échange d'énergie sous forme de chaleur entre un fluide en mouvement et la surface d'un corps solide avec des températures différentes.

Considérons un fluide entre deux zones de température différentes comme il est illustré ci-dessous :



Les particules en contact avec la surface chaude sont chauffées par conduction. Le fluide chaud est composé de molécules qui ont une énergie cinétique plus importante donc, par conséquent il est moins dense (sa masse volumique diminue) que les particules qui sont en contact avec la surface froide lesquelles ont une énergie cinétique moins importante (leur masse volumique augmente). Comme la masse volumique des particules chaudes va diminuer, elles auront tendance à s'élever, contrairement aux particules froides sont poussées par les particules chaudes vers le bas en créant un mouvement de convection.



C'est la variation de la masse volumique qui engendre la circulation des particules, il existe deux types de convection :

- **La convection forcée :**

Le processus de cette convection est le même que celui de la convection naturelle. La différence est que le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante du gradient de température (pompe, ventilateur, ..., etc).

- **La convection naturelle :**

Le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de masse volumique résultant de la différence de température aux frontières. La distribution de température engendre son propre mouvement en créant des forces d'Archimède rotationnelles, et un champ de force extérieur (la pesanteur).

Compte tenu du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est nécessaire de considérer la nature du régime d'écoulement (turbulent ou laminaire).

La quantité de chaleur  $\delta\Phi$  qui traverse une surface pendant un intervalle de temps  $dt$ , peut s'écrire :  $\delta\Phi = h(T_p - T_\infty) dS dt$ , quelque soit le type de convection et le régime d'écoulement du fluide, cette relation est dite relation de Newton. Dans tout cas de résolution d'un problème de convection le coefficient convectif ( $h$ ) reste à déterminer, il dépend de nombreux paramètres: caractéristiques du fluide, nature de l'écoulement, la température et la forme de la surface d'échange [6], [7].

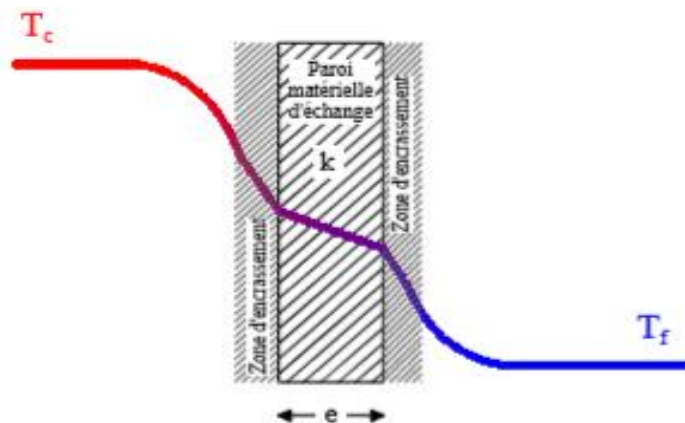
### -I-5-3- Le rayonnement:

Les molécules sont composées de particules d'électrons et de protons permettent l'accélération de ces molécules que l'on appelle rayonnement électromagnétique ayant à l'origine l'agitation atomique à la surface du corps

Le mécanisme de rayonnement est créé par l'émission et l'absorption des ondes électromagnétique porteuse d'énergie rayonnante et par la transmission de celle-ci en chaleur avec le changement d'état énergétique (énergie interne) des corps qui la retienne [6].

### I-6- Les courants de transfert :

Dans l'échangeur de chaleur, la conduction intervient à travers la paroi séparant les deux fluides et la convection dans chacun de ces derniers.



**Figure I-11** : représentation du transfert thermique.

Le cas d'une paroi séparant deux fluides est représenté dans la figure (I-11). Dans le cas parfait, le fluide chaud à  $T_c$  subit une diminution de température dû à la convection avec la paroi par le biais d'un coefficient  $h_c$ , la température diminue ensuite par conduction à travers de la paroi d'échange d'épaisseur  $e$ , en direction du fluide froid. [2].

En existence d'un transfert convectif caractérisé par  $h_f$ , on :

$$\text{L'équation du flux : } \Phi = \frac{\Delta T}{R_{thT}} ;$$

Comme :  $\Delta T = T_c - T_f$  et  $R_{thT} = \frac{1}{h_c S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_f S}$ ,

$$\text{On aura : } \Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_f S}} \quad [\text{I-1}]$$

$$\text{Le flux de chaleur s'écrit donc : } \Phi = US(T_c - T_f) \quad [\text{I-2}]$$

A partir des deux équations [1] et [2], on extrait l'expression de U qui est donné généralement sous forme inverse par :

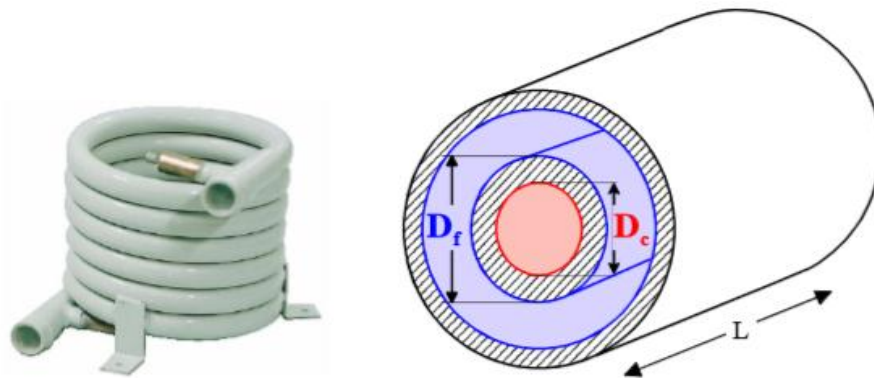
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f} \quad [\text{I-3}]$$

Dans le cas réelle où y'a d'encrassement, on aura une présence d'une autre résistance thermique qu'on notera  $re_c$ , le flux de chaleur échangé sera de :

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

$$\text{Avec : } \frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + re_c + \frac{e}{\lambda} + re_f + \frac{1}{h_f} \quad [\text{I-4}]$$

Dans l'expression du flux, le coefficient U est rapporté à la surface S. Dans le cas d'une plaque plane, la surface est identique à chaque coté de la paroi, ce qui n'est pas le cas dans tous les échangeurs, comme par exemple l'échangeur cylindrique représenté sur la figure ci-dessous :



**Figure I-12** : échangeur à tube coaxial.

Le flux de chaleur est donc exprimé comme suit :

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S_c} + \frac{re_c}{S_c} + \frac{1}{2\pi\lambda L} \ln \frac{D_f}{D_c} + \frac{re_f}{S_f} + \frac{1}{h_f S_f}} \quad [\text{I-5}]$$

Selon la surface choisie, on aura :

$$\Phi = U_c S_c (T_c - T_f) = \frac{S_c (T_c - T_f)}{\frac{1}{h_c} + re_c + \frac{D_c \ln \frac{D_f}{D_c} + re_f \frac{D_c}{D_f} + \frac{1}{h_f}}{D_c}} ; \quad \text{Avec } S_c = \pi D_c L \quad [5a]$$

$$\Phi = U_f S_f (T_c - T_f) = \frac{S_f (T_c - T_f)}{\frac{1}{h_c} \frac{D_f}{D_c} + re_c \frac{D_f}{D_c} + \frac{D_f \ln \frac{D_f}{D_c} + re_f + \frac{1}{h_f}}{D_c}} ; \quad \text{Avec } S_f = \pi D_f L \quad [5b]$$

Quelque soit la valeur de  $U_c$  et  $U_f$ , on aura toujours le même flux qui est donné :

$$\Phi = U_c S (T_c - T_f) = U_f S (T_c - T_f)$$

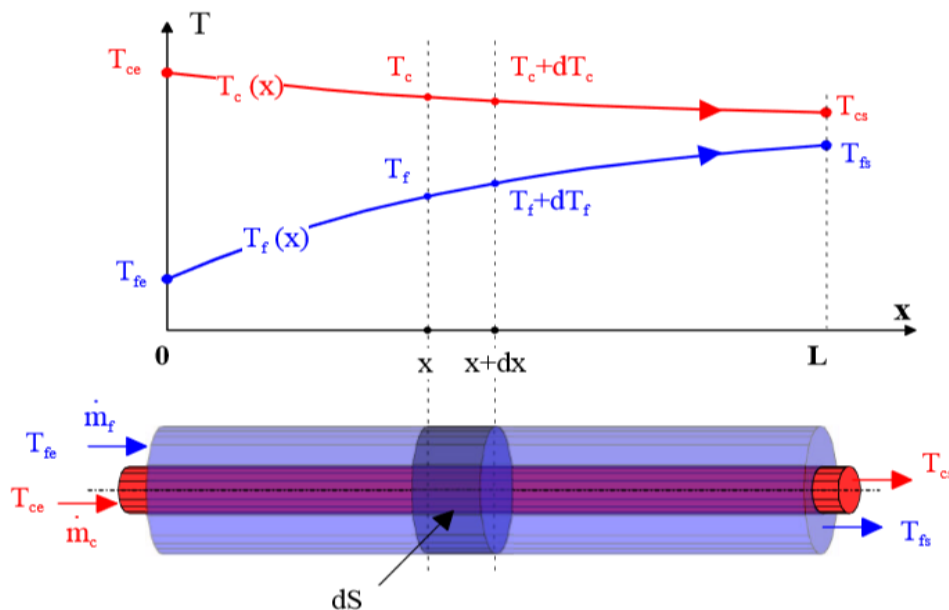
Pour ces calculs, certaines hypothèses sont posées :

- Le régime est permanent, pas de variations en fonction du temps  $\frac{\partial}{\partial t}$  ;
- L'échangeur est adiabatique, pas d'échange de chaleur avec l'extérieur ;
- Les propriétés thermo-physiques des fluides restent constantes dans les intervalles de température envisagés.
- Les températures sont dans la seule direction de l'écoulement, monodirectionnel,
- Pas de pertes de charge (pression).

Comme illustrer ci-dessous, il existe trois types de courants pour les échangeurs de chaleur, comme illustrés ci-dessous:

#### -I-6-1- à co-courant (anti-méthodique):

C'est un appareil géométriquement simple. Il est aussi nommé à courant parallèle où les deux fluides circulent dans le même sens [2], comme illustrer dans la figure (1-13).



**Figure I-13:** évolution des températures dans un échangeur à co-courant.

Des paramètres sont supposés connus :

- Les débits de l'eau chaude et l'eau froide.
- Les températures d'entrées des fluides chaud et froid  $T_{ce}$  et  $T_{fe}$ .
- Le coefficient d'échange global  $U$ .

On cherche à obtenir le flux de chaleur échangé et les températures de sortie des deux fluides  $T_{cs}$  et  $T_{fs}$ .

Soit la surface d'échange de l'échangeur est de  $dS$ . Dans cet intervalle, la température du fluide chaud passe de  $T_c$  à  $T_c + dT_c$  et celle du fluide froid de  $T_f$  à  $T_f + dT_f$ . Pour  $T_f > 0$  et  $T_c < 0$ , le système d'équation à résoudre devient :

$$\begin{cases} d\Phi = U(T_c - T_f)dS \\ d\Phi = -q_{mc}C_{pc} dT_c \\ d\Phi = q_{mf}C_{pf}dT_f \end{cases} \quad [I-6]$$

On obtient, les équations (6b) et (6c) :  $dT_c = \frac{-d\Phi}{q_{mc}C_{pc}}$  et  $dT_f = \frac{d\Phi}{q_{mf}C_{pf}}$ , que l'on combine pour avoir :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -d\Phi \left[ \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} + \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right]$$

Sa substitution dans l'équation (6a), permet l'obtention de la forme suivante :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = - \left( \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} + \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right) U dS \quad [I-7]$$

Après intégration entre  $x=0$  et  $x$ , on aura :

$$\ln \frac{T(x)_c - T(x)_f}{T_{ce} - T_{fe}} = -U \left[ \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} + \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right] S(x) \quad [I-8]$$

Pour  $x=L$  et pour :  $T(x)_c = T_{cs}$ ,  $T(x)_f = T_{fs}$ ,  $S(L)=S$ ,  $\Phi = -q_{mc}C_{pc}(T_{cs} - T_{ce})$  et  $\Phi = q_{mf}C_{pf}(T_{fs} - T_{fe})$ , on obtient :

$$\begin{aligned} \ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} &= -US \left[ \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} + \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right] = -\frac{US}{\Phi} [(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{cs})] \\ &= \frac{US}{\Phi} [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})] ; \end{aligned}$$

Que l'on écrit généralement sous forme de :

$$\Phi_{co-c} = US \frac{[(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})]}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} \quad [I-9]$$

Après arrangement, on aura :

$$\begin{cases} \Phi_{co-c} = US \frac{[(T_{cs}-T_{fs})-(T_{ce}-T_{fe})]}{\ln \frac{T_{cs}-T_{fs}}{T_{ce}-T_{fe}}} \\ \Phi = -q_{mc}C_{pc}(T_{cs} - T_{ce}) \\ \Phi = q_{mf}C_{pf}(T_{fs} - T_{fe}) \end{cases} \quad [I-10]$$

De [10], on peut donc obtenir les équations suivantes :

$$\begin{cases} \Phi_{co-c} = US \frac{[(T_{cs}-T_{fs})-(T_{ce}-T_{fe})]}{\ln \frac{T_{cs}-T_{fs}}{T_{ce}-T_{fe}}} \\ T_{cs} = T_{ce} - \frac{\Phi}{q_{mc}C_{pc}} \\ T_{fs} = T_{fe} + \frac{\Phi}{q_{mf}C_{pf}} \end{cases} \quad [I-11]$$

A partir de [11], l'expression du flux de chaleur devient alors:

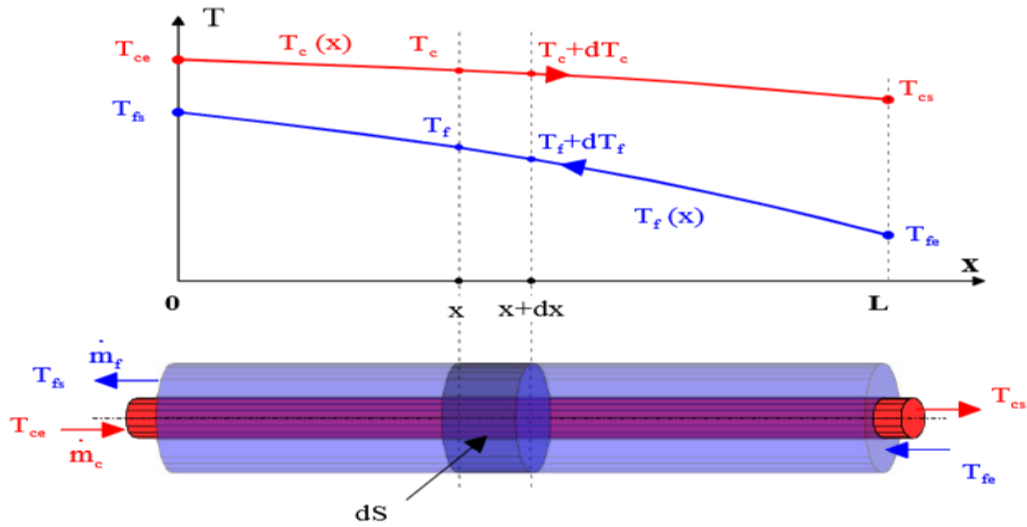
$$\Phi_{co-c} = \frac{q_{mc}C_{pc}q_{mf}C_{pf}(T_{ce}-T_{fe})}{q_{mc}C_{pc}+q_{mf}C_{pf}} \left( 1 - e^{-US \left( \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} + \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right)} \right) \quad [I-12]$$

La combinaison de cette dernière expression avec celle de [8] et [9], on obtient donc les équations de température suivantes :

$$\begin{cases} \frac{T_{cs}-T_{ce}}{T_{ce}-T_{fe}} = -\frac{q_{mf}C_{pf}}{q_{mc}C_{pc}+q_{mf}C_{pf}} \left[ 1 - e^{-U \left( \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} + \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right) S(x)} \right] \\ \frac{T_{fs}-T_{fe}}{T_{ce}-T_{fe}} = \frac{q_{mc}C_{pc}}{q_{mf}C_{pf}+q_{mc}C_{pc}} \left[ 1 - e^{-U \left( \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} + \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right) S(x)} \right] \end{cases} \quad [I-13]$$

**-I-6-2- à contre-courant (méthodique) :**

Pour ce type d'échangeur, les deux fluides circulent en sens opposé, par exemple à  $x = 0$  sera l'entrée du fluide chaud, tandis que le fluide froid aura une entrée à  $x = L$  [2]. L'évolution de la température est représentée sur la figure ci-dessous :



**Figure I-14:** évolution des températures dans un échangeur à contre-courant.

Les hypothèses sont conservées pour l'étude de cet échangeur mais en notant que

$dT_f < 0$ , on peut écrire :

$$\begin{cases} d\Phi = U(T_c - T_f)dS \\ d\Phi = -q_{mc}C_{pc} dT_c \\ d\Phi = -q_{mf}C_{pf} dT_f \end{cases} \quad [I-14]$$

En adoptant le même raisonnement que celui du co-courant, on aboutit à :

$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -\left(\frac{1}{q_{mc}C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf}C_{pf}}\right)UdS$ , après intégration sur  $x = 0$  à  $x$ , l'équation devient :

$$\ln \frac{T(x)_c - T(x)_f}{T_{ce} - T_{fs}} = -U \left[ \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right] S(x) \quad [I-15]$$

Pour  $x=L$  et pour :  $T(L)_c = T_{cs}$ ,  $T(x)_f = T_{fs}$ ,  $S(L)=S$ ,  $\Phi = -q_{mc}C_{pc}(T_{cs} - T_{ce})$  et  $\Phi = q_{mf}C_{pf}(T_{fs} - T_{fe})$ , on obtient :

$$\begin{aligned} \ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fs}} &= -US \left[ \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right] = -\frac{US}{\Phi} [(T_{ce} - T_{cs}) - (T_{fs} - T_{cs})] \\ &= \frac{US}{\Phi} [(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})], \end{aligned}$$

Que l'on écrit sous forme :

$$\Phi_{c-c} = US \frac{[(T_{cs}-T_{fe})-(T_{ce}-T_{fs})]}{\ln \frac{T_{cs}-T_{fe}}{T_{ce}-T_{fs}}} \quad [I-16]$$

Après arrangement des équations du flux, on aura :

$$\begin{cases} \Phi_{c-c} = US \frac{[(T_{cs}-T_{fe})-(T_{ce}-T_{fs})]}{\ln \frac{T_{cs}-T_{fe}}{T_{ce}-T_{fs}}} \\ \Phi = -q_{mc}C_{pc}(T_{cs} - T_{ce}) \\ \Phi = q_{mf}C_{pf}(T_{fs} - T_{fe}) \end{cases} \quad [I-17]$$

Ces équations sont transformées en :

$$\begin{cases} \Phi_{c-c} = US \frac{[(T_{cs}-T_{fe})-(T_{ce}-T_{fs})]}{\ln \frac{T_{cs}-T_{fe}}{T_{ce}-T_{fs}}} \\ T_{cs} = T_{ce} - \frac{\Phi}{q_{mc}C_{pc}} \\ T_{fs} = T_{fe} + \frac{\Phi}{q_{mf}C_{pf}} \end{cases} \quad [I-18]$$

L'équation (18a), devient :

$$\Phi_{c-c} = US \frac{-\frac{\Phi}{q_{mc}C_{pc}} + \frac{\Phi}{q_{mf}C_{pf}}}{\ln \frac{T_{ce} - \frac{\Phi}{q_{mc}C_{pc}} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe} + \frac{\Phi}{q_{mf}C_{pf}}}}, \text{ on aura donc l'expression du flux de chaleur de :}$$

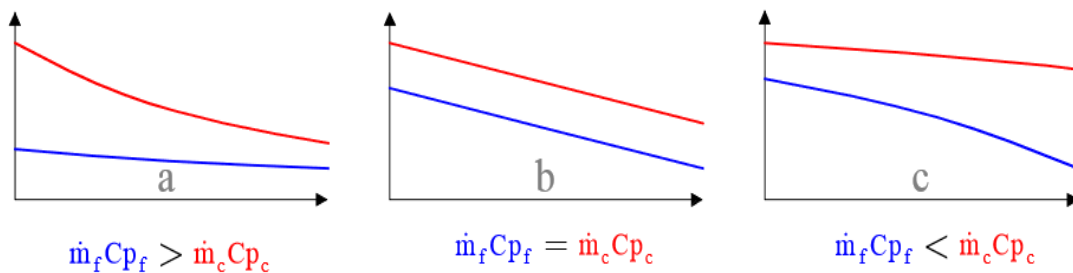
$$\Phi_{c-c} = (T_{ce} - T_{fe}) \frac{\left[ 1 - e^{-US \left( \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right)} \right]}{\left[ \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} e^{-US \left( \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right)} \right]} \quad [I-19]$$

La combinaison de cette dernière avec les équations (18b) et (18c) permet d'avoir les deux températures de sortie :

$$\begin{cases} T_{cs} = T_{ce} - \frac{T_{ce}-T_{fe}}{q_{mc}C_{pc}} \frac{\left[ 1 - e^{-US \left( \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right)} \right]}{\left[ \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} e^{-US \left( \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right)} \right]} \\ T_{fs} = T_{fe} + \frac{T_{ce}-T_{fe}}{q_{mf}C_{pf}} \frac{\left[ 1 - e^{-US \left( \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right)} \right]}{\left[ \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} e^{-US \left( \frac{1}{q_{mc}C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right)} \right]} \end{cases} \quad [I-20]$$

L'échangeur de chaleur à contre-courant est particulier, car les profils de température ne représentent pas toujours une même allure selon les valeurs de  $q_{mc}$  et  $q_{mf}$  que l'on notera généralement  $C_c$  et  $C_f$ .

Il existe trois cas de figure pour ces allures comme représenté ci-dessous :



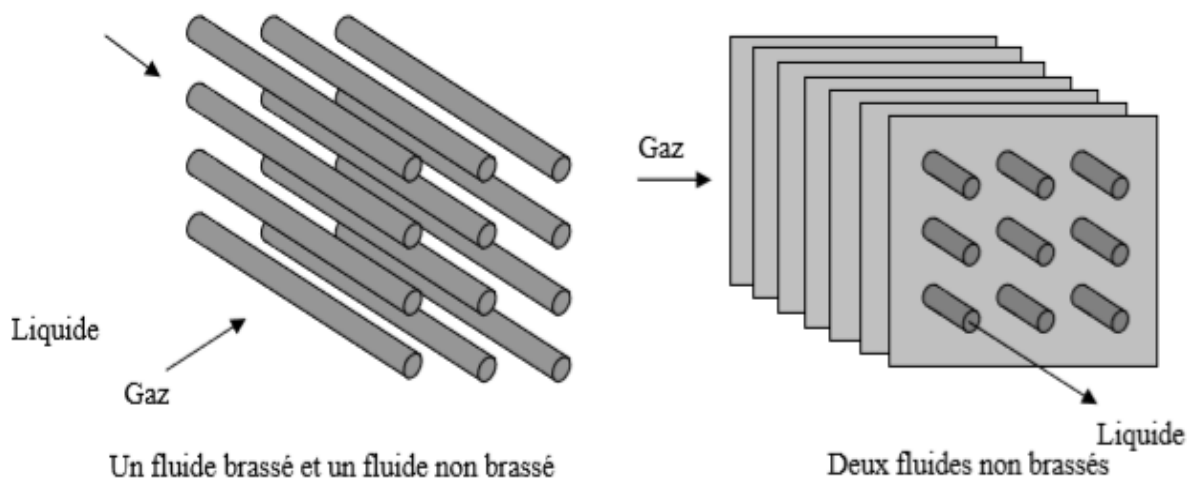
**Figure I-15** : Les profils de température en fonction de  $C_c$  et  $C_f$

### -I-6-3- à courant croisé :

Dans ce cas de figure, les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre.

Il existe deux types de ce courant. Le premier est dit non brassé si un des fluides s'écoule dans une veine divisé en plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section et le second est dit brassé dans le cas contraire. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans la section droite de la veine.

Les échangeurs à courant croisé sont beaucoup plus utilisés pour des échanges entre gaz (dans la calandre) et un liquide (dans les tubes) [9].



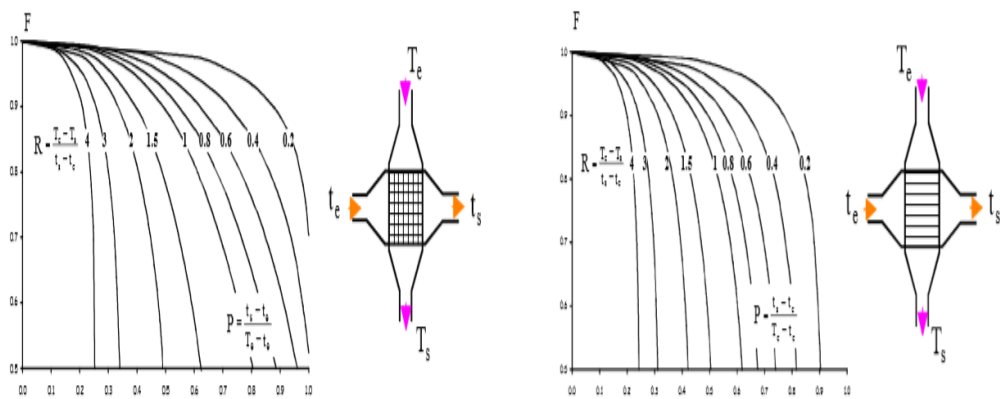
**Figure I-16** : les deux types du courant croisé.

Pour cette configuration l'expression du flux de chaleur est comparée à celle à contre courant qui sera corrigé par l'intermédiaire d'un facteur de correction issu dans la courbe (I-17) caractérisé par F, ce qui nous donne l'équation du flux comme suit:

$$\Phi_{c.croisé} = F \cdot \Phi_{c.c}$$

Ce qui donne :

$$\Phi_{c.croisé} = F \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \frac{\left[ \frac{1}{1 - e^{-US \left( \frac{1}{q_{mc} C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf} C_{pf}} \right)}} \right]}{\left[ \frac{1}{q_{mc} C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf} C_{pf}} \right] e^{-US \left( \frac{1}{q_{mc} C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf} C_{pf}} \right)}} \quad [I-21]$$



**Figure I-17:** représente les facteurs de correction pour un courant croisé brassé ou non brassé.

### I-7- Efficacité :

On peut aussi la nommée performance, qui est définie comme étant le rapport du flux réellement échangé sur le flux maximum échangeable, elle est prise entre 0 et 1, qui s'écrit comme suit :

$$E = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{\Phi_{\text{max}}} \quad [\text{I-22}]$$

Où on peut distinguer deux catégories en fonction du débit de capacité thermique. Dans les deux catégories c'est le fluide dont le débit de capacité thermique est minimale qui gouverne l'échange de chaleur, ce qui donne :

$$- 1^{\text{er}} \text{ cas : } q_{\text{mc}}C_{\text{pc}} < q_{\text{mf}}C_{\text{pf}} \Rightarrow C_{\text{min}} = q_{\text{mc}}C_{\text{pc}} ;$$

Flux réel : le fluide chaud se refroidit, ce qui donne :  $\Phi_{\text{réel}} = C_{\text{min}}(T_{\text{ce}} - T_{\text{cs}})$ .

Flux maximal est de :  $\Phi_{\text{max}} = C_{\text{min}}(T_{\text{ce}} - T_{\text{fe}})$ .

$$\text{Donc, on aura : } E_c = \frac{C_{\text{min}}(T_{\text{ce}} - T_{\text{cs}})}{C_{\text{min}}(T_{\text{ce}} - T_{\text{fe}})} = \frac{(T_{\text{ce}} - T_{\text{cs}})}{(T_{\text{ce}} - T_{\text{fe}})}$$

$$- 2^{\text{ème}} \text{ cas : } q_{\text{mf}}C_{\text{pf}} < q_{\text{mc}}C_{\text{pc}} \Rightarrow C_{\text{min}} = q_{\text{mf}}C_{\text{pf}} ;$$

Flux réel échangé par le fluide froid est de :  $\Phi_{\text{réel}} = C_{\text{min}}(T_{\text{fs}} - T_{\text{fe}})$ .

Flux maximal est de :  $\Phi_{\text{max}} = C_{\text{min}}(T_{\text{ce}} - T_{\text{fe}})$ .

$$\text{Donc, on aura : } e_f = \frac{C_{\text{min}}(T_{\text{fs}} - T_{\text{fe}})}{C_{\text{min}}(T_{\text{ce}} - T_{\text{fe}})} = \frac{(T_{\text{fs}} - T_{\text{fe}})}{(T_{\text{ce}} - T_{\text{fe}})} \quad (*)$$

$$\text{On a : } q_{\text{mc}}C_{\text{pc}}(T_{\text{ce}} - T_{\text{cs}}) = q_{\text{mf}}C_{\text{pf}}(T_{\text{fs}} - T_{\text{fe}})$$

$$\Rightarrow (T_{\text{fs}} - T_{\text{fe}}) = \frac{q_{\text{mc}}C_{\text{pc}}}{q_{\text{mf}}C_{\text{pf}}}(T_{\text{ce}} - T_{\text{cs}}) = R(T_{\text{ce}} - T_{\text{cs}}).$$

$$\text{On remplace dans (*), on aura : } e_f = \frac{R(T_{\text{ce}} - T_{\text{cs}})}{(T_{\text{ce}} - T_{\text{fe}})} = R \cdot E_c.$$

$$\text{On a aussi : } E_c = r \cdot e_f ; \text{ avec } r = \frac{1}{R}.$$

## I-8- Méthodes de calculs d'un échangeur :

Il existe deux méthodes essentielles pour le calcul d'efficacité d'un échangeur, qui sont :

### -I-8-1- méthode $\Delta TLM$ :

Elle représente l'écart de température logarithmique moyen, il est utilisé comme une des méthodes de dimensionnement des échangeurs :

#### -I-8-1-1- à co-courant :

D'après l'expression de l'équation (11a), on a :

$$\Phi_{co-c} = U \cdot S_{co-c} \cdot \Delta TLM_{co-c}$$

Avec :  $\Delta TLM_{co-c} = \frac{[(T_{cs}-T_{fs})-(T_{ce}-T_{fe})]}{\ln \frac{T_{cs}-T_{fs}}{T_{ce}-T_{fe}}} = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}}$ . Qui représente la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides.

#### -I-8-1-2- à contre courant :

D'après l'expression de l'équation (18a), on a :

$$\Phi_{c-c} = U \cdot S_{c-c} \cdot \Delta TLM_{c-c}$$

Avec  $\Delta TLM_{c-c} = \frac{[(T_{cs}-T_{fe})-(T_{ce}-T_{fs})]}{\ln \frac{T_{cs}-T_{fe}}{T_{ce}-T_{fs}}} = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}}$ . Qui représente aussi la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides.

- Remarque :  $\Delta TLM_{c-c} > \Delta TLM_{co-c} \Rightarrow \Phi_{c-c} > \Phi_{co-c}$ . Pour avoir le même flux, on doit avoir:  $S_{co-c} > S_{c-c}$ .

### -I-8-2- méthode de $\epsilon$ -NUT :

Dans ce chapitre, en calculant les écarts de température d'entrées et de sorties dans les échangeurs, les rapports  $\frac{US}{C_c}$  et  $\frac{US}{C_f}$  apparaissent. Ces nombres sont appelés nombres d'unités de transfert et noté  $NUT_c$  coté fluide chaud et  $NUT_f$  coté fluide froid.

Pour le fluide qui possède le plus petit débit thermique unitaire  $C_{min}$ , son nombre d'unité de transfert est noté NUT :  $NUT = \frac{US}{C_{min}}$ . [3]

L'efficacité sera exprimée en fonction de NUT et R, pour le co-courant, le contre courant et d'autre configuration:

#### -I-8-2-1- à co-courant [3]:

Partons de l'expression 12 du flux dans un échangeur à courant parallèle :

$$\Phi_{co-c} = \frac{C_c C_f (T_{ce} - T_{fe})}{C_c + C_f} \left( 1 - e^{-US \left( \frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right)} \right).$$

Avec pour l'efficacité d'après :  $E = \frac{\Phi_{réel}}{C_{min}(T_{ce} - T_{fe})}$ .

D'où l'expression de l'efficacité:  $E = \frac{1}{C_{\min}} \frac{\left(1 - e^{-US\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right)}\right)}{\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}}$ .

Que l'on peut écrire comme suit :  $E = \frac{\left(1 - e^{-\left(\frac{C_{\min}}{C_c} + \frac{C_{\min}}{C_f}\right)\frac{US}{C_{\min}}}\right)}{\frac{C_{\min}}{C_c} + \frac{C_{\min}}{C_f}}$  [I-23]

Comme :  $R = \frac{C_c}{C_f}$  et  $NUT = \frac{US}{C_{\min}}$ , on aura :  $E = \frac{(1 - e^{-(1+R)NUT})}{1+R}$  [I-24]

-I-8-2-2- à contre courant [3] :

D'après l'expression (19), qui est :

$$\Phi_{c-c} = (T_{ce} - T_{fe}) \frac{\left[1 - e^{-US\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f}\right)}\right]}{\left[\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f} e^{-US\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f}\right)}\right]}$$

Et celle de l'efficacité :  $E = \frac{\Phi_{réel}}{C_{\min}(T_{ce} - T_{fe})}$ .

On aura :  $E = \frac{1}{C_{\min}} \frac{\left[1 - e^{-US\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f}\right)}\right]}{\left[\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f} e^{-US\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f}\right)}\right]}$ .

Que l'on peut écrire aussi :  $E = \frac{\left[1 - e^{-\frac{US}{C_{\min}}\left(\frac{C_{\min}}{C_c} - \frac{C_{\min}}{C_f}\right)}\right]}{\left[\frac{C_{\min}}{C_c} - \frac{C_{\min}}{C_f} e^{-\frac{US}{C_{\min}}\left(\frac{C_{\min}}{C_c} - \frac{C_{\min}}{C_f}\right)}\right]}$  [I-25]

Comme :  $R = \frac{C_c}{C_f}$  et  $NUT = \frac{US}{C_c}$  ; (25) devient :

$$E = \frac{1 - e^{[-(1-R)NUT]}}{1 - Re^{[-(1-R)NUT]}}$$
 [I-26]

-I-8-2-3- à courant croisé :

Il existe aussi une relation entre l'efficacité et le nombre d'unité de transfert dans ces courants [9], pour les différents types :

Les deux fluides sont non brassés, on a :

$$E = 1 - e^{\left[\frac{e^{(-R NUT^{0,78})} - 1}{R NUT^{-0,22}}\right]}$$

Les deux fluides sont brassés, donne :

$$E = \left[ \frac{1}{1-e^{(-NUT)}} + \frac{R}{1-e^{(-R.NUT)}} - \frac{1}{NUT} \right]^{-1}.$$

Un fluide non brassé :

- Fluide commandant le transfert  $C_{c,min}$  non brassé :

$$E = \frac{1}{R} \{1 - e^{[-R(1-e^{-NUT})]}\}.$$

- Fluide commandant le transfert  $C_{c,min}$  brassé :

$$E = 1 - e^{\left\{-\left(\frac{1}{R}\right)[1-e^{(-R.NUT)}]\right\}}.$$

### **I-9- Conclusion :**

Nous nous sommes limités dans ce chapitre à quelques notions de base sur les échangeurs, car ce sont des systèmes très complexes et leurs études se relèvent des plus compliquées. Le but recherché étant surtout de définir le fonctionnement général d'un échangeur et d'aborder en détail les échanges qui se font à l'intérieure, ainsi que tous les calculs nécessaires pour dimensionner un échangeur de chaleur.

**CHAPITRE II :**  
Matériel et méthodes.

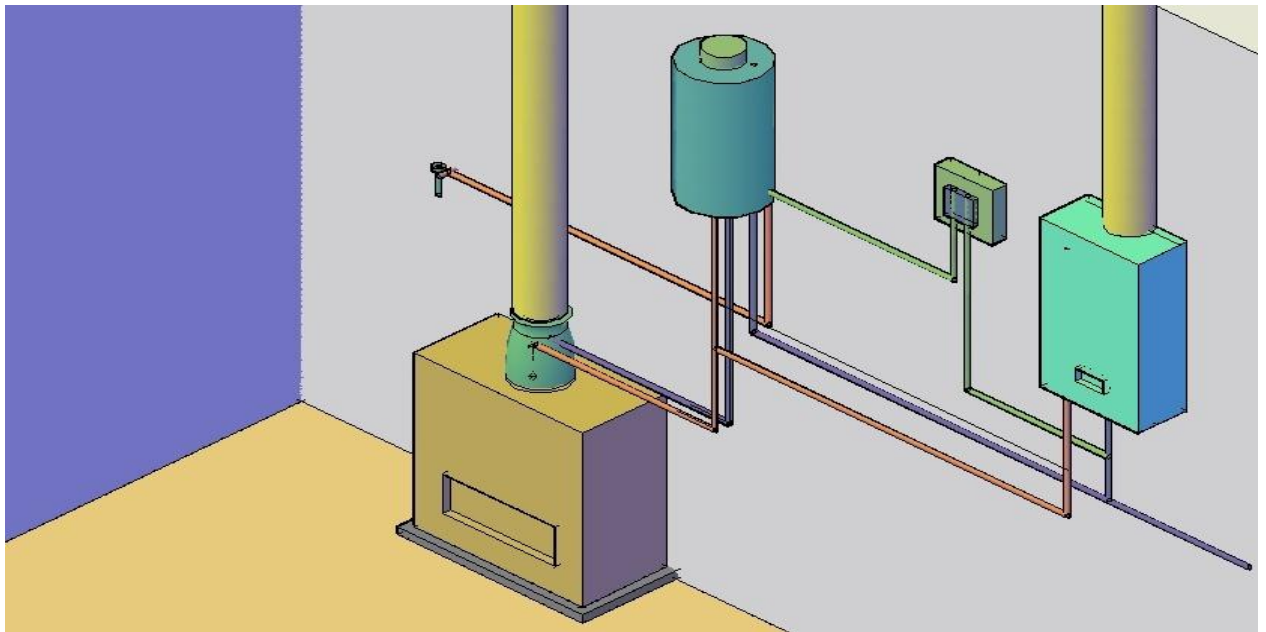
## II- 1- Introduction :

Ce présent chapitre comprend au premier lieu les éléments regroupant notre installation, puis son fonctionnement pour conclure par son dimensionnement qui est basé sur deux méthodes de calcul afin d'estimer l'efficacité de nos trois échangeurs.

## II-2- Présentation du système :

Comme il est indiqué sur cette figure (II-1) notre installation est constituée essentiellement d' :

- Un chauffage domestique.
- Un cumulus (réservoir isotherme) modifié avec thermostat.
- Un Chauffe bain (facultatif).
- Une spirale (l'échangeur) isolée avec la laine de verre.



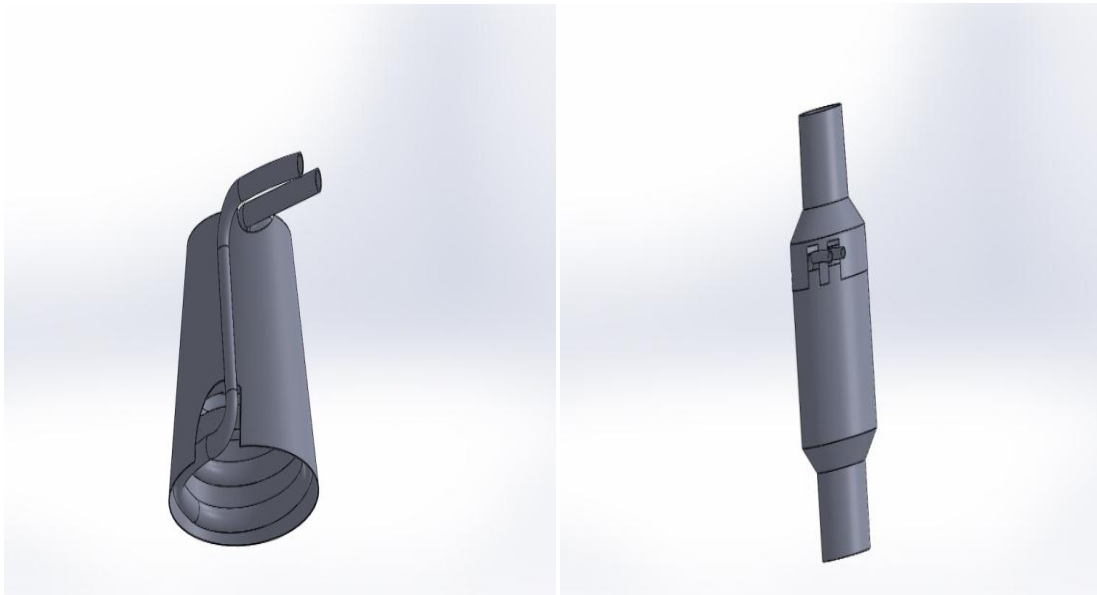
**Figure II-1 : Représentation de l'installation.**

Les deux principaux organes de cette installation sont discrétisés comme suit :

**-II-2-1- L'échangeur (La spirale) :**

L'échangeur (Figure II-2) est en forme conique fabriqué avec un tube en cuivre, elle est spécialement conçue pour extraire et récupérer l'énergie des gaz brûlés du chauffage et le transférer au circuit pour chauffer l'eau. Cette eau perpendiculaire au gaz qui provient du cumulus s'écoule directement dans la spirale. La circulation de l'eau est engendrée par une convection naturelle (sans organe extérieur ou circulation forcée) : c'est l'effet thermosiphon.

Ce dernier est favorisé par la forme conique qui provoque une différence de température entre le haut et le bas de la spirale.



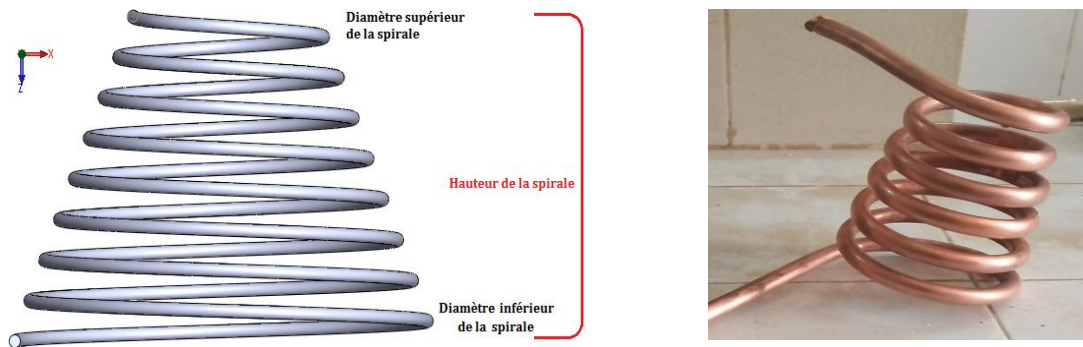
**Figure II-2 : la spirale et son boîtier.**

Nous disposons de 3 spirales à étudier :

**- II-2-1-1- Spirale N°1 :**

Les caractéristiques géométriques de cette spirale sont citées ci-dessous :

- Tube : - diamètre extérieur du tube = 12mm.  
- diamètre intérieur du tube = 10mm.
- Diamètre de la partie supérieure de la spirale N°1 = 8cm.
- Diamètre à la base de la spirale N°1 = 10,5cm.
- Hauteur de la spirale N°1 = 14 cm.

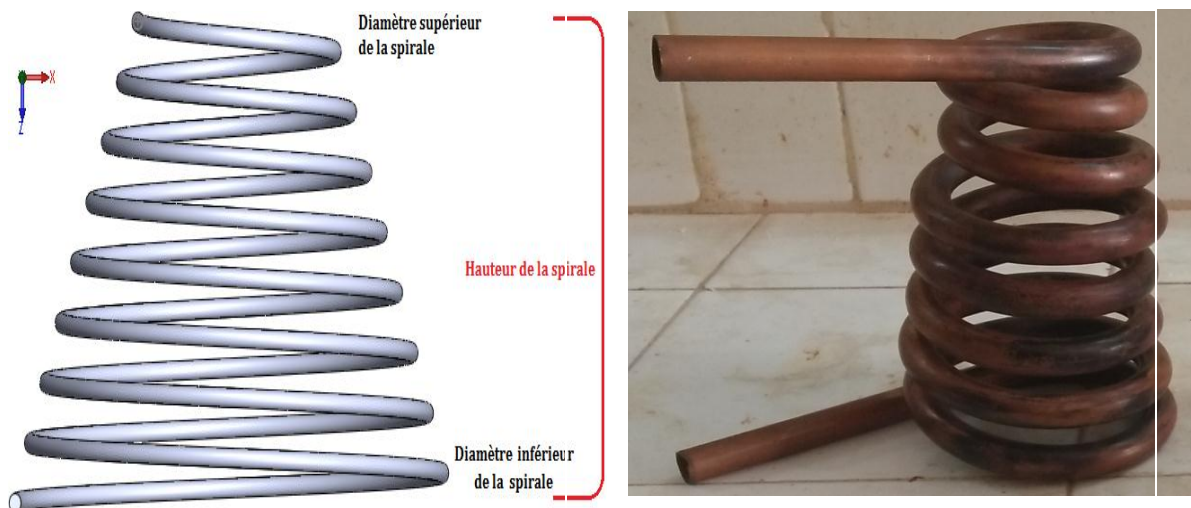


**Figure II-3 : Représentation de la spirale N°1.**

**- II-2-1-2- Spirale N°2 :**

Elle est caractérisée par :

- Tube : - diamètre extérieur = 14mm.
- diamètre intérieur = 12mm.
- Le diamètre supérieur de la spirale N°2 = 7,5cm.
- Le diamètre inférieur de la spirale N°2 = 10cm.
- La hauteur de la spirale N°2 = 15cm.

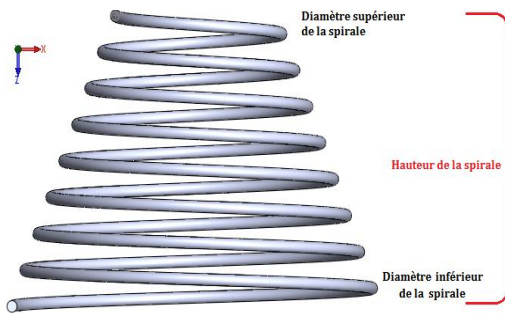


**Figure II-4: Représentation en 3D et photo de la spirale N°2.**

**- II-2-1-3- Spirale N°3 :**

Elle est caractérisée par :

- Tube : - diamètre extérieur = 10cm.
- diamètre intérieur = 08cm.
- Diamètre supérieur = 6,17cm.
- Diamètre à la bas = 10,85cm.
- Hauteur = 10,10 cm.



**Figure II-5: Représentation en 3D et photo de la spirale N°3.**

**-II-2-2- Le cumulus :**

Le cumulus (figure II-3) est un composant essentiel du système il joue le rôle d'un réservoir d'eau chaude qui prévient directement de la spirale, de légères modifications s'imposent à savoir :

A- Une entrée d'eau, et une sortie sont ajoutées en plus des deux existantes dans un cumulus standard.

B- Pour une installation avec chauffe-eau, la résistance est supprimée car le cumulus ne servira plus à chauffer de l'eau par une énergie électrique.

C- Pour une installation sans chauffe-eau, la résistance est maintenue, mais ne se déclenche que si le chauffage est éteint ou si la température du cumulus a baissé.



**Figure II-6 : le cumulus avec modification.**

### **II-3- Principe de fonctionnement :**

Le système que nous avons étudié est conçu pour fonctionner grâce à l'effet thermosiphon.

Le concepteur a fait en sorte que le système puisse fonctionner sans aucune circulation forcée à l'aide d'une pompe ou tout procédé mécanique. La seule exigence pour son fonctionnement est que le réservoir du liquide (eau) à chauffer soit placé à une certaine hauteur de la source de chaleur et de l'échangeur.

La partie active du système est composée d'une spirale conique entourée mais sans contact avec un corps de chauffe en métal. Afin de créer la plus grande différence de température entre la spirale et l'entrée du liquide vers celle-ci, l'entrée est le mieux possible isolée de la partie chauffée de la spirale.

C'est cette différence de température qui déclenche l'effet thermosiphon sans aucun besoin de procédé mécanique pour alimenter le réservoir en eau chaude.

Dès que le liquide a atteint une certaine température, il monte vers la partie haute du réservoir et est immédiatement remplacé par un liquide plus froid par la partie basse du réservoir (entrée de la spirale).

Le système peut ainsi fonctionner pendant tout le temps que le chauffage alimente l'échangeur en chaleur des gaz brûlés. Ainsi, le liquide dans le réservoir augmente en température à chaque tour de celui-ci dans la spirale.

Pour ce qui est de la sécurité notre système est équipé d'un groupe de sécurité installé à l'entrée de l'eau froide du cumulus.

#### II-4- Méthode de calcul :

Il est évident que dans la réalité les échangeurs industriels sont différents dans leur construction ainsi leur conception et comportement par rapport à ceux abordés dans le 1<sup>er</sup> chapitre. Nous disposons d'un échangeur à co-courant d'ensemble et à courant croisé d'échange afin de dimensionner celui-ci nous allons utiliser deux méthodes de calcul :

Les deux méthodes utilisés sont celle de  $\Delta TLM$  et celle de NUT, avec des données pour chaque spirale représenté dans le tableau ci-dessous :

	Spirale (1)	Spirale (2)	Spirale (3)
Diamètre (mm)	10-12	12-14	8-10
Surface ( $m^2$ )	0,05652	0,06594	0,0471
Débit volumique du fluide froid (liquide) ( $m^3/s$ ).	0,004261	0,004676	0,003543
Débit volumique du gaz butane $m^3/s$	1,059	1,059	1,059
Température d'entrée du fluide froid ( $^{\circ}C$ ).	26	26	28,6
Température de sortie du fluide froid ( $^{\circ}C$ ).	76	88,3	80,1
Température d'entrée du fluide chaud ( $^{\circ}C$ ).	335	335	247
Température de sortie du fluide chaud ( $^{\circ}C$ ).	223	182	150
Capacité thermique du fluide froid ( $J/kg^{\circ}C$ )	4181	4184	4183
Capacité thermique du fluide chaud ( $J/kg^{\circ}C$ )	1294,59	1290,22	1277,564
Masse volumique ( $kg/m^3$ )	987,79	983,78	985,5275
Volume de spirales (L)	0,214	0,297	0,126

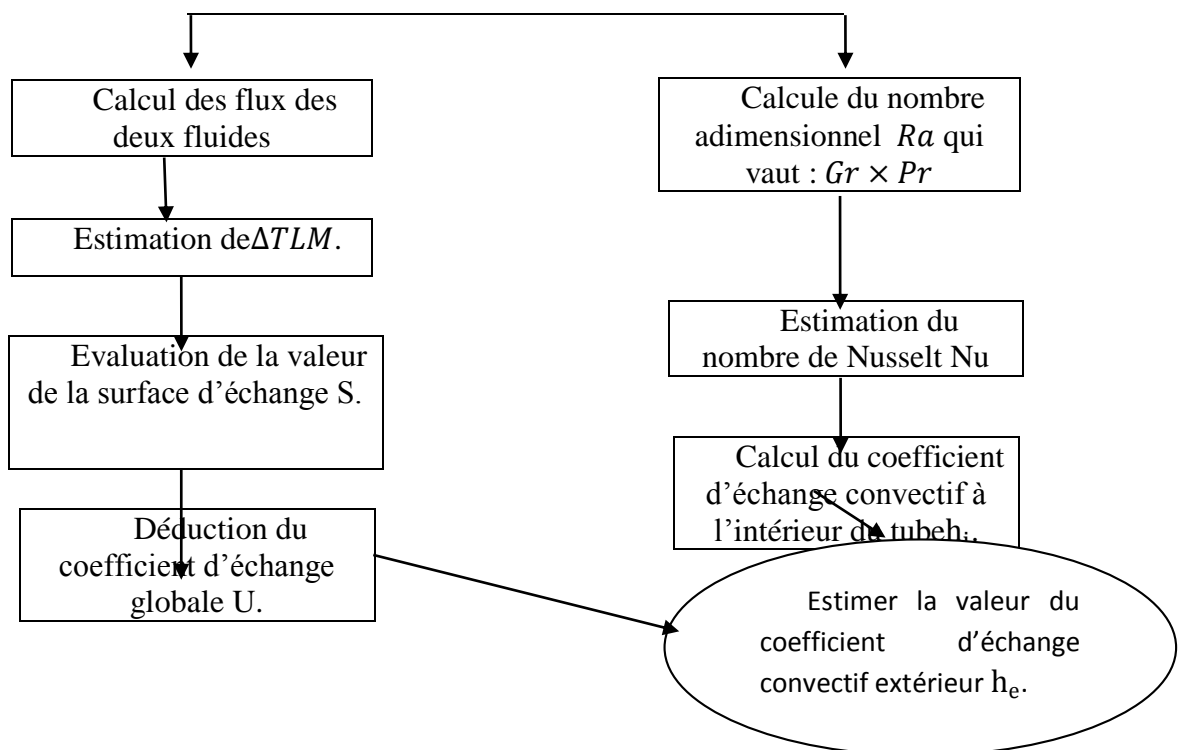
**Tableau II-1: les données des trois échangeurs.**

#### -II-4-1- Méthode de $\Delta TLM$ :

Dans notre cas cette méthode est utilisée pour pouvoir calculer le coefficient d'échange convectif du fluide chaud (gaz brûlés)  $\alpha_e$ , en suivant les étapes suivantes :

- 1- Premièrement, calcul du flux de chaleur des deux fluides (chaud et froid) pour chaque spirale, et vérifier qu'ils soient sensiblement équivalents.
- 2- Deuxièmement, nous allons calculer l'écart de température logarithmique moyenne à partir des valeurs de températures prises lors des essais pour chaque spirale.
- 3- Troisièmement, nous allons utiliser [l'équation [2] chapitre I] pour déduire le coefficient d'échange global, sachant que nous avons la surface, le flux de chaleur et l'écart de température logarithmique moyen calculé précédemment.
- 4- Puis, nous allons calculer le coefficient convectif du fluide froid (eau)  $\alpha_i$ , en utilisant les corrélations nécessaires pour les nombres sans dimension pour notre étude.
- 5- Finalement, nous allons utiliser [L'équation [3] chapitre I] pour déduire et calculer le coefficient d'échange convectif du fluide chaud (gaz brûlés)  $\alpha_e$ .

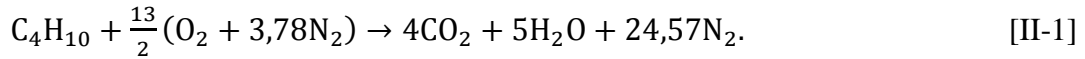
Qui est résumé dans l'organigramme suivant :



**Figure II-7 :** Le déroulement de calcul de  $h_e$  pour les trois échangeurs par la méthode de  $\Delta TLM$

#### -II-4-1-1-La spirale N°1 :

Nous allons commencer par calculer le débit massique ( $q_{mc}$ ) des gaz brûlés de notre chauffage domestique, que nous allons obtenir à partir de l'équation de combustion. Nous avons le débit volumique du gaz butane qui est de  $1,059 \text{ m}^3/\text{h}$  et supposons que notre combustion soit aux conditions stœchiométrique c'est-à-dire la richesse vaut un (la richesse  $\phi = 1$ ), ce qui donne :



Commençons par le calcul du rapport air carburant stœchiométrique :

$$\phi = \frac{\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{\text{stoch}}}{\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{\text{réel}}} = \frac{\text{AFR}_{\text{stoch}}}{\text{AFR}_{\text{réel}}} = 1 \Rightarrow \text{AFR}_{\text{stoch}} = \text{AFR}_{\text{réel}}.$$

Calculons de prime abord la masse de l'air et celle du carburant à partir de

L'équation [II-1] :

$$m_a = n_{\text{air}} \times M_{\text{air}} = \frac{13}{2} \times ((2 \times 16) + 3,74 \times (2 \times 14,05)) = 891,112 \text{ kg}.$$

$$m_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = n_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \times M_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 1 \times (12 \times 4 + 1 \times 10) = 58 \text{ kg}.$$

$$\text{Donc, nous allons avoir : } \text{AFR}_{\text{stoch}} = \frac{m_{\text{O}_2}}{m_{\text{C}_4\text{H}_{10}\text{stoch}}} = \frac{891,112}{58} = 15,364$$

$$\text{Comme : } \text{AFR}_{\text{stoch}} = \text{AFR}_{\text{réel}}$$

$$\text{Nous aurons : } \text{AFR}_{\text{réel}} = \frac{q_{va}}{q_{vcréel}} = 15,364$$

$$\Rightarrow q_{va\text{réel}} = q_{vcréel} \times \text{AFR}_{\text{réel}} = 1,059 \times 15,364 = 16,27 \text{ m}^3/\text{h}.$$

$$q_{va\text{réel}} = 16,27 \text{ m}^3/\text{h} = 0,004519 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Pour pouvoir calculer le débit massique, nous devons calculer la masse volumique de l'air à une température ambiante de  $T = 26^\circ\text{C} = 299\text{K}$ , suivant la relation :

$$\rho = 1,292 \times \frac{273,5}{T} \Rightarrow \rho_{\text{air}} = 1,292 \times \frac{273,5}{299} = 1,11817 \text{ kg}/\text{m}^3.$$

$$\text{Ainsi nous aurons le débit volumique de l'air : } q_{m\text{air}} = \rho_{\text{air}} \times q_{va\text{réel}}$$

$$q_{m\text{air}} = 1,11817 \times 0,004519 = 0,005041 \text{ [kg/s]}.$$

Pour le butane, nous avons sa masse volumique qui est de  $2,48 \text{ kg}/\text{m}^3$  et un débit volumique de :  $q_{vcréel} = 0,0002942 \text{ m}^3/\text{s}$

$$\Rightarrow q_{m_{\text{carburant}}} = 2,48 \times q_{v_{\text{cr\u00e9el}}} \Rightarrow q_{m_{\text{carburant}}} = 2,48 \times 0,0002942 = 0,000729 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right].$$

Dans une relation de combustion la somme des r\u00e9actifs \u00e9quivaut \u00e0 la somme des produits, alors :  $q_{m_{\text{gaz brul\u00e9s}}} = q_{m_{\text{carburant}}} + q_{m_{\text{air}}}$ .

$$q_{m_c} = q_{m_{\text{gaz brul\u00e9s}}} = 0,005341 + 0,000729$$

$$q_{m_c} = q_{m_{\text{gaz brul\u00e9s}}} = 0,00607 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right].$$

Apr\u00e8s le calcul du d\u00e9bit massique des gaz ( $q_{m_c}$ ), nous proc\u00e9dons au calcul du d\u00e9bit massique de l'eau ( $q_{mf}$ ). Pour calculer ce dernier, nous avons opt\u00e9s pour la m\u00e9thode exp\u00e9rimentale qui consiste \u00e0 injecter une quantit\u00e9 de colorant \u00e0 l'entr\u00e9e de la spirale tout en chronom\u00e9trant le parcours de ce dernier jusqu' \u00e0 la sortie et ce pendant 12 quart-heure, pour un volume dans la spirale de 0.214L. Comme repr\u00e9sent\u00e9 dans le tableau ci-dessous :

Temps de prise [s]	Temps [s]	Le d\u00e9bit $\frac{l}{s}$
0	0	0
15	49,008	0,004366
30	50,080	0,004273
45	48,001	0,004458
60	45,042	0,004751
75	47,006	0,004552
90	53,016	0,004036
105	46,091	0,004642
120	42,034	0,005091
135	46,075	0,004644
150	45,045	0,004750
165	43,039	0,004972
180	44,018	0,004861

**Tableau II-2** : Repr\u00e9sentation des d\u00e9bits volumiques de la spirale1.

Nous avons pris la moyenne des débits obtenus, ce qui donne :

$$q_{\text{veau\_moye}} = \frac{10^{-3} \times (4,366 + 4,273 + 4,458 + 4,751 + 4,552 + 4,036 + 4,642 + 5,091 + 4,644 + 4,750 + 4,972 + 4,861)}{13}$$

$$q_{\text{vf}} = q_{\text{veau\_moye}} = 0,004261 \text{ l/s} = 0,00469 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Pour le débit massique de l'eau, nous allons calculer la masse volumique en fonction de la température moyenne entre celles d'entrées et celles de sorties [Annexe 2] :

$$\text{à: } T_{\text{moyenne}} = 50,5^\circ\text{C} \Rightarrow \rho = 987,79 \text{ kg/m}^3.$$

$$\text{Ce qui va donner : } q_{\text{mf}} = q_{\text{vf}} \times \rho = 0,004209 \text{ kg/s}.$$

Il reste à déterminer les flux de chaleur pour les deux fluides :

1- Le flux du fluide froid :

$$\Phi_f = q_{\text{mf}} \times C_{\text{pf}} \times (T_{\text{fs}} - T_{\text{fe}}) = 0,004209 \times 4181 \times (76 - 26) = 968,5\text{W}$$

$$\Phi_f = 879,89\text{W}.$$

2- Le flux du fluide chaud :  $\Phi_c = -q_{\text{mc}} \times C_{\text{p}_{\text{cmoyen}}} \times (T_{\text{ce}} - T_{\text{cs}})$ .

$C_{\text{p}_{\text{cmoyen}}}$ , pour une température moyenne de [annexe 1]:

$$T_{\text{moyenne}} = \frac{T_{\text{entrée}} + T_{\text{sortie}}}{2} = \frac{335 + 223}{2} = 279^\circ\text{C} = 552\text{K}$$

$$\begin{aligned} \text{Puisque : } C_{\text{p}_{\text{moyen}}} &= \% \times \frac{C_{\text{p}_{\text{CO}_2}}}{M_{\text{CO}_2}} + \% \frac{C_{\text{p}_{\text{H}_2\text{O}}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + \% \frac{C_{\text{p}_{\text{N}_2}}}{M_{\text{N}_2}} \\ &= \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_T} \times \frac{C_{\text{p}_{\text{CO}_2}}}{M_{\text{CO}_2}} + \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_T} \times \frac{C_{\text{p}_{\text{H}_2\text{O}}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + \frac{M_{\text{N}_2}}{M_T} \times \frac{C_{\text{p}_{\text{N}_2}}}{M_{\text{N}_2}} \\ &= \frac{1}{M_T} (C_{\text{p}_{\text{CO}_2}} + C_{\text{p}_{\text{H}_2\text{O}}} + C_{\text{p}_{\text{N}_2}}). \text{ Avec: } M_T = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} \pm + \\ &\quad M_{\text{N}_2}. \end{aligned}$$

Avec :  $C_{\text{p}_{\text{CO}_2}} = a + b \times T$ , a et b sont des constantes. a=32,477 et b=0,00862.

$$C_{\text{p}_{\text{H}_2\text{O}}} = a + b \times T, a=44,319 \text{ et } b= 0,0073$$

$$C_{\text{p}_{\text{N}_2}} = a + b \times T, a=29,231 \text{ et } b= 0,00307$$

$$\Rightarrow C_{p_{\text{moyen}}} = \frac{1}{(12 + (16 \times 2) + (1 \times 2) + 16 + (14 \times 2)) \times 10^3} \\ \times [(32,477 + (0,00862 \times 552)) + (44,319 + (0,0073 \times 552)) + (29,231 + (0,00307 \times 552))]$$

$$C_{p_{\text{moyen}}} = 1294,59 \text{ J/kg} \times \text{K}$$

Ce qui donne le flux de chaleur du fluide chaud :

$$\Phi_c = -q_{mc} \times C_{p_{\text{moyen}}} \times (T_{cs} - T_{ce}).$$

$$\Rightarrow \Phi_c = -0,00607 \times 1294,59 \times (223 - 315) = 968,83 \text{ W}$$

$$\Phi_c = 880,11 \text{ W}.$$

Nous avons donc :  $\Phi_c \approx \Phi_f$ , alors nous pouvons appliquer l'équation générale du flux de chaleur pour déduire le coefficient d'échange globale, qui est exprimé comme suit :

$$\Phi = S \times U \times \Delta TLM \Rightarrow U = \frac{\Phi}{S \times \Delta TLM}.$$

[II-2]

Déterminons la surface d'échange et le  $\Delta TLM$  :

- Le  $\Delta TLM$  :

$$\Delta TLM = \frac{[(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})]}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} = \frac{(223 - 76) - (335 - 26)}{\ln \frac{223 - 76}{335 - 26}}$$

$$\Delta TLM = 218,06^\circ\text{C}.$$

- La surface d'échange :

$$S = 2 \times \pi \times R \times L, \text{ avec : } R : \text{ le rayon extérieure du tube.}$$

Et : L : la longueur du tube.

$$S = 2 \times 3,14 \times 6 \times 10^{-3} \times 1,5 \Rightarrow S = 0,05652 \text{ m}^2$$

$$\text{Donc l'expression [2] nous donne : } U = \frac{879,89}{0,05652 \times 218,06} = 71,392 \text{ W/m}^2\text{C}.$$

Par la suite, calculons le coefficient d'échange convectif dans le tube, appelé  $h_i$ , et pour cela nous allons utilisés des corrélation pour une convection naturelle en régime laminaire, pour déduire les nombres sans dimension, Nusselt (Nu), Grashof (Gr) et Prandtl (Pr) :

$$Nu = C \times (Gr \times Pr)^m = C \times Ra^m$$

Avec : m et C des constantes qu'on peut avoir selon le régime de l'écoulement, qui sont donnés dans le tableau ci-dessous :

$Gr \times Pr$	C	M
Entre $10^4$ et $10^9$	0,59	$\frac{1}{4}$
Entre $10^9$ et $10^{13}$	0,021	$\frac{2}{5}$

Pour le Gr, Pr et Nu, nous avons les correlations suivantes :

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{\lambda} = \frac{4181 \times 0,000538}{0,64} = 3,51465.$$

$$Gr = \frac{\alpha \times g \times \Delta T \times \rho^2 \times D^3}{\mu^2}$$

$$\text{Avec : } \alpha = \frac{1}{T_m} = \frac{1}{51+273} = 0,0030864$$

$$\text{Et } T_m = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2} = \frac{76+26}{2} = 51^\circ\text{C}.$$

$$\Delta T = T_{fs} - T_{fe} = 76 - 26 = 50^\circ\text{C}.$$

$$Gr = \frac{0,0030864 \times 9,81 \times 50 \times 987,56^2 \times 0,01^3}{0,000538^2}$$

$$Gr = 5,1009803 \times 10^6.$$

Pour la viscosité de l'eau et la masse volumique, à une température moyenne de  $51^\circ\text{C}$ , sont :  $\mu = 0,000538 \text{ kg/m.s}$  et  $\rho = 987,56 \text{ kg/m}^3$

$$\Rightarrow Ra = 1,792816 \times 10^7$$

Comme Rayleigh est entre  $10^4$  et  $10^9$ , nous aurons :

$$Nu = 0,59 \times Ra^{1/4} = 0,59 \times (1,792816 \times 10^7)^{1/4} = 38,39.$$

$$\text{Par ailleurs : } Nu = \frac{h_i \times D}{\lambda} \Rightarrow h_i = \frac{Nu \times \lambda}{D} = \frac{38,39 \times 0,64}{0,01} = 2456,96 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$$

Au final, pour calculer le coefficient d'échange convectif des gaz brulés  $h_e$ , en utilise :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{2\pi\lambda L} \ln \frac{D_e}{D_i} + \frac{1}{h_e}$$

$$\Rightarrow h_e = 73,805 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$$

-II-4-1-2- La spirale N°2 :

Pour un volume de  $V=0,297L$ , les quantités de débit représentée dans le tableau ci-dessous :

Temps de prise [s]	Temps [s]	Le débit $l/s$
0	0	0
15	54,070	0,005492
30	36,092	0,008228
45	63,029	0,004712
60	61,064	0,004863
75	56,034	0,005300
90	64,092	0,004633
105	54,051	0,005494
120	71,055	0,004179
135	71,000	0,004183
150	67,078	0,004427
165	64,028	0,004638
180	60,450	0,004913

**Tableau II-3 : Représentation des débits volumiques de la spirale 2.**

La moyenne de ces débits obtenus, donne :

$$q_{\text{veau}_{\text{moye}}} = \frac{10^{-3} \times (5,492 + 8,228 + 4,712 + 4,863 + 5,3 + 4,633 + 5,494 + 4,179 + 4,183 + 4,427 + 4,638 + 4,913)}{13}$$

$$q_{\text{vf}} = q_{\text{veau}_{\text{moye}}} = 0,004676 \text{ l/s} = 0,004676 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Pour le calcul du débit massique de l'eau, nous allons utiliser la même méthode comme celle pour la spirale 1 [Annexe 2] :

$$\text{à: } T_{\text{moyenne}} = 58,2^\circ\text{C} \Rightarrow \rho = 983,78 \text{ kg/m}^3.$$

$$\text{Ce qui va donner : } q_{\text{mf}} = q_{\text{vf}} \times \rho = 0,0046 \text{ kg/s}.$$

Il nous reste à déduire les flux de chaleur pour les deux fluides :

1- Le flux du fluide froid :

$$\Phi_f = q_{\text{mf}} \times C_{\text{pf}} \times (T_{\text{fs}} - T_{\text{fe}}) = 0,0046 \times 4184 \times (88,3 - 26) = 1199,05\text{W}$$

$$\Phi_f = 1199,05\text{W}.$$

2- Le flux du fluide chaud :  $\Phi_c = -q_{\text{mc}} \times C_{\text{p}_{\text{cmoyen}}} \times (T_{\text{ce}} - T_{\text{cs}})$

Pour ce flux nous avons le meme débit volumique des gaz brulés que celui pour la spirale précédente qui est :  $q_{mc} = q_{m_{\text{gaz brulés}}} = 0,00607 \text{ [kg/s]}$ .

Pour le  $C_{p_{\text{moyen}}}$ , nous allons utiliser la température moyenne entre l'entrée et la sortie [annexe 1]:

$$T_{\text{moyenne}} = \frac{T_{\text{entrée}} + T_{\text{sortie}}}{2} = \frac{335 + 182}{2} = 258,5^\circ\text{C} = 531,5\text{K}$$

$$\begin{aligned} \text{Puisque : } C_{p_{\text{moyen}}} &= C_{p_{\text{moyen}}} = \% \times \frac{C_{p_{\text{CO}_2}}}{M_{\text{CO}_2}} + \% \frac{C_{p_{\text{H}_2\text{O}}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + \% \frac{C_{p_{\text{N}_2}}}{M_{\text{N}_2}} \\ &= \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_T} \times \frac{C_{p_{\text{CO}_2}}}{M_{\text{CO}_2}} + \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_T} \times \frac{C_{p_{\text{H}_2\text{O}}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + \frac{M_{\text{N}_2}}{M_T} \times \frac{C_{p_{\text{N}_2}}}{M_{\text{N}_2}} \\ &= \frac{1}{M_T} (C_{p_{\text{CO}_2}} + C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} + C_{p_{\text{N}_2}}). \text{ Avec: } M_T = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2}. \end{aligned}$$

Avec :  $C_{p_{\text{CO}_2}} = a + b \times T$ , a et b sont des constantes. a=32,477 et b=0,00862.

$$C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} = a + b \times T, a=44,319 \text{ et } b= 0,0073$$

$$C_{p_{\text{N}_2}} = a + b \times T, a=29,231 \text{ et } b= 0,00307$$

$$\Rightarrow C_{p_{\text{moyen}}} = \frac{1}{(12 + (16 \times 2) + (1 \times 2) + 16 + (14 \times 2)) \times 10^3} \times (32,477 + (0,00862 \times 531,5)) + (44,319 + (0,0073 \times 531,5)) + (29,231 + (0,00307 \times 531,5))$$

$$C_{p_{\text{moyen}}} = 1290,22 \text{ J/kg} \times \text{K}$$

Ce qui va nous donner le flux de chaleur du fluide chaud :

$$\Phi_c = - q_{mc} \times C_{p_{\text{moyen}}} \times (T_{cs} - T_{ce}).$$

$$\Rightarrow \Phi_c = -0,00607 \times 1290,22 \times (182 - 335) = 1198,24\text{W}$$

$$\Phi_c = 1198,24\text{W}.$$

Nous avons donc :  $\Phi_c = \Phi_f$ , appliquons l'équation générale du flux de chaleur pour déduire le coefficient d'échange globale, qui est exprimé comme suit :

$$\Phi = S \times U \times \Delta TLM \Rightarrow U = \frac{\Phi}{S \times \Delta TLM} \quad [\text{II-3}]$$

Calculons la surface d'échange et le  $\Delta TLM$  :

- Le  $\Delta TLM$  :

$$\Delta TLM = \frac{[(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})]}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} = \frac{(182 - 88,3) - (335 - 26)}{\ln \frac{182 - 88,3}{335 - 26}}$$

$$\Delta TLM = 180,43^\circ C.$$

- La surface d'échange :

$$S = 2 \times \pi \times R \times L, \text{ avec : } R : \text{ le rayon extérieure du tube.}$$

Et : L : la longueur du tube.

$$S = 2 \times 3,14 \times 7 \times 10^{-3} \times 1,5 \Rightarrow S = 0,06594 m^2$$

$$\text{Donc l'expression [3] nous donne : } U = \frac{1199,05}{0,06594 \times 180,43} = 100,781 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ C.$$

Comme pour la spirale précédente, nous allons déterminer le coefficient d'échange convectif dans le tube, appelé  $hi$ , et pour cela nous allons utilisés les memes corrélation

$$Nu = C \times (Gr \times Pr)^m = C \times Ra^m$$

Avec : m et C des constantes qu'on peut avoir selon le régime de l'écoulement, qui sont donnés dans le tebleau ci-dessous :

$Gr \times Pr$	C	M
Entre $10^4$ et $10^9$	0,59	$1/4$
Entre $10^9$ et $10^{13}$	0,021	$2/5$

Pour le Gr, Pr et Nu, nous avons la corrélation suivantes :

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{\lambda} = \frac{4184 \times 0,0004796}{0,64} = 3,1354.$$

$$Gr = \frac{\alpha \times g \times \Delta T \times \rho^2 \times D^3}{\mu^2}$$

$$\text{Avec : } \alpha = \frac{1}{T_m} = \frac{1}{57,2+273} = 0,003028$$

$$\text{Et } T_m = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2} = \frac{88,3 + 26}{2} = 57,2^\circ C.$$

$$\Delta T = T_{fs} - T_{fe} = 88,3 - 26 = 62,3^\circ C.$$

$$Gr = \frac{0,003028 \times 9,81 \times 62,4 \times 984,056^2 \times 0,012^3}{0,0004796^2}$$

$$Gr = 1,3462878 \times 10^7.$$

Pour la viscosité de l'eau et la masse volumique, à une température moyenne de 57,15°C:  $\mu = 0,0004796 \text{ kg/m.s}$  et  $\rho = 984,056 \text{ kg/m}^3$

$$\Rightarrow Ra = 4,221151 \times 10^7$$

Comme rayleigh est entre  $10^4$  et  $10^9$ , nous allons donc avoir :

$$Nu = 0,59 \times Ra^{1/4} = 0,59 \times (4,221151 \times 10^7)^{1/4} = 47,556$$

$$\text{Par ailleurs : } Nu = \frac{h_i \times D}{\lambda} \Rightarrow h_i = \frac{Nu \times \lambda}{D} = \frac{47,556 \times 0,64}{0,012} = 2536,32 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$$

Au final, pour calculer le coefficient d'échange convectif des gaz brûlés  $h_e$ , on utilise :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{2\pi\lambda L} \ln \frac{D_e}{D_i} + \frac{1}{h_e}$$

$$\Rightarrow h_e = 105,43 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$$

#### -II-4-1-3- La spirale N°3 :

Pour un volume qui veut  $V=0,126\text{L}$ , nous obtenons le tableau ci-dessous :

Temps de prise [s]	Temps [s]	Le débit $l/s$
0	0	0
15	37,070	0,003398
30	34,044	0,003698
45	38,074	0,003309
60	40,011	0,003149
75	31,065	0,004056
90	30,097	0,004186
105	31,082	0,004053
120	35,076	0,003592
135	31,050	0,004183
150	30,074	0,004189
165	31,074	0,004050
180	30,025	0,004196

**Tableau II-4 : Représentation des débits volumiques de la spirale 3.**

La moyenne de ces débits obtenus, donne :

$$q_{v_{\text{eau moye}}} = \frac{10^{-3} \times (3,398 + 3,698 + 3,309 + 3,149 + 4,056 + 4,186 + 4,053 + 3,592 + 4,183 + 4,189 + 4,05 + 4,196)}{13}$$

$$q_{v_f} = q_{v_{\text{eau moye}}} = 0,003543 \text{ l/s} = 0,003543 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Comme pour les deux spirales précédentes à partir de [Annexe 2] :

$$\dot{a}: T_{\text{moyenne}} = 55,25^\circ\text{C} \Rightarrow \rho = 985,5275 \text{ kg/m}^3.$$

$$\Rightarrow q_{m_f} = q_{v_f} \times \rho = 0,003543 \times 10^{-3} \times 985,5275 = 0,003491 \text{ kg/s}.$$

Il reste à calculer les flux de chaleur pour les deux fluides :

1- Le flux du fluide froid :

$$\Phi_f = q_{m_f} \times C_{p_f} \times (T_{fs} - T_{fe}) = 0,003491 \times 4183 \times (80,1 - 28,6) = 752,05\text{W}$$

$$\Phi_f = 752,05\text{W}.$$

2- Le flux du fluide chaud :  $\Phi_c = -q_{m_c} \times C_{p_{\text{cmoyen}}} \times (T_{ce} - T_{cs})$

Pour ce flux nous avons le meme débit volumique des gaz brulés que celui pour les spirales précédentes qui est :  $q_{m_c} = q_{m_{\text{gaz brulés}}} = 0,00607 \text{ [kg/s]}$ .

Pour le  $C_{p_{\text{cmoyen}}}$ , nous allons utilisés la température moyenne entre l'entrée et la sortie [annexe 1] :

$$T_{\text{moyenne}} = \frac{T_{\text{entrée}} + T_{\text{sortie}}}{2} = \frac{247 + 150}{2} = 198,5^\circ\text{C} = 471,5\text{K}$$

$$\begin{aligned} \text{Nous avons : } C_{p_{\text{moyen}}} &= C_{p_{\text{moyen}}} = \% \times \frac{C_{p_{\text{CO}_2}}}{M_{\text{CO}_2}} + \% \frac{C_{p_{\text{H}_2\text{O}}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + \% \frac{C_{p_{\text{N}_2}}}{M_{\text{N}_2}} \\ &= \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_T} \times \frac{C_{p_{\text{CO}_2}}}{M_{\text{CO}_2}} + \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_T} \times \frac{C_{p_{\text{H}_2\text{O}}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + \frac{M_{\text{N}_2}}{M_T} \times \frac{C_{p_{\text{N}_2}}}{M_{\text{N}_2}} \\ &= \frac{1}{M_T} (C_{p_{\text{CO}_2}} + C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} + C_{p_{\text{N}_2}}). \text{ Avec: } M_T = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2}. \end{aligned}$$

Avec :  $C_{p_{\text{CO}_2}} = a + b \times T$ , a et b sont des constantes. a=32,477 et b=0,00862.

$$C_{p_{H_2O}} = a + b \times T, a=44,319 \text{ et } b= 0,0073$$

$$c_{p_{N_2}} = a + b \times T, a=29,231 \text{ et } b= 0,00307$$

$$\Rightarrow C_{p_{moyen}} = \frac{1}{(12 + (16 \times 2) + (1 \times 2) + 16 + (14 \times 2)) \times 10^3} \times (32,477 + (0,00862 \times 471,5)) + (44,319 + (0,0073 \times 471,5)) + (29,231 + (0,00307 \times 471,5))$$

$$C_{p_{moyen}} = 1277,564 \text{ J/kg} \times K.$$

Ce qui va nous donner le flux de chaleur du fluide chaud :

$$\Phi_c = - q_{mc} \times C_{p_{moyen}} \times (T_{cs} - T_{ce}).$$

$$\Rightarrow \Phi_c = -0,00607 \times 1277,564 \times (150 - 247) = 752,22W$$

$$\Phi_c = 752,22W.$$

Nous avons donc :  $\Phi_c = \Phi_f$ . En appliquant l'équation générale du flux de chaleur pour déduire le coefficient d'échange global qui est exprimé comme suit :

$$\Phi = S \times U \times \Delta TLM \Rightarrow U = \frac{\Phi}{S \times \Delta TLM}. \quad [II-4]$$

Calculons la surface d'échange et le  $\Delta TLM$  :

- Le  $\Delta TLM$  :

$$\Delta TLM = \frac{[(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})]}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} = \frac{(150 - 80,1) - (247 - 28,6)}{\ln \frac{150 - 80,1}{247 - 28,6}}$$

$$\Delta TLM = 130,35^\circ C.$$

- La surface d'échange :

$$S = 2 \times \pi \times R \times L, \text{ avec : } R : \text{ le rayon extérieure du tube.}$$

Et : L : la longueur du tube.

$$S = 2 \times 3,14 \times 5 \times 10^{-3} \times 1,5 \Rightarrow S = 0,0471m^2$$

$$\text{Donc l'expression [4] nous donne : } U = \frac{752,02}{0,0471 \times 130,35} = 122,49 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ C.$$

Pareillement pour cette spirale, nous allons calculer le coefficient d'échange convectif dans le tube, nous allons utiliser les memes corrélation que celles utilisées précédament

$$Nu = C \times (Gr \times Pr)^m = C \times Ra^m$$

Avec : m et C des constantes que nous pouvons obtenir selon le régime de l'écoulement, qui sont données dans le tableau ci-dessous :

$Gr \times Pr$	C	M
Entre $10^4$ et $10^9$	0,59	$\frac{1}{4}$
Entre $10^9$ et $10^{13}$	0,021	$\frac{2}{5}$

Pour le Gr, Pr et Nu, nous avons la corrélation suivantes :

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{\lambda} = \frac{4183 \times 0,000502}{0,64} = 3,2810.$$

$$Gr = \frac{\alpha \times g \times \Delta T \times \rho^2 \times D^3}{\mu^2}$$

$$\text{Avec : } \alpha = \frac{1}{T_m} = \frac{1}{54,35+273} = 0,0030548$$

$$\text{Et } T_m = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2} = \frac{80,1 + 28,6}{2} = 54,35^\circ C.$$

$$\Delta T = T_{fs} - T_{fe} = 80,1 - 28,6 = 51,5^\circ C.$$

$$Gr = \frac{0,0030548 \times 9,81 \times 51,5 \times 985,5275^2 \times 0,008^3}{0,000502^2}$$

$$Gr = 3,045503 \times 10^6.$$

Pour la viscosité de l'eau et la masse volumique, par interpolation à une température moyenne de  $54,45^\circ C$ , qui nous donne:

$$\mu = 0,000502 \text{ kg/m}^3 \text{ et } \rho = 985,5275 \text{ kg/m}^3$$

$$\Rightarrow Ra = 9,9922955 \times 10^6$$

Comme notre rayleigh est entre  $10^4$  et  $10^9$ , nous allons donc avoir :

$$Nu = 0,59 \times Ra^{1/4} = 0,59 \times (9,9147664 \times 10^7)^{1/4} = 33,17$$

$$\text{Par ailleurs : } Nu = \frac{h_i \times D}{\lambda} \Rightarrow h_i = \frac{Nu \times \lambda}{D} = \frac{33,17 \times 0,64}{0,008} = 2653,6 W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$$

Au final, pour calculer le coefficient d'échange convectif des gaz brûlés  $h_e$ , nous utilisons:

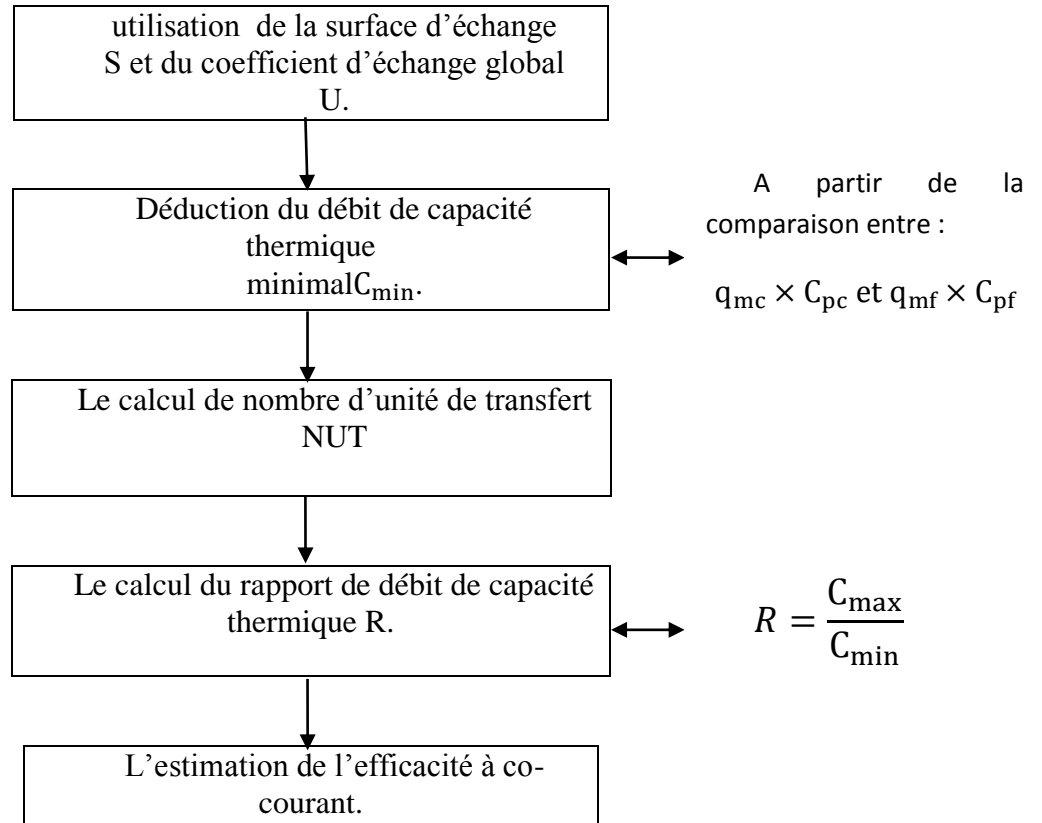
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{2\pi\lambda L} \ln \frac{D_e}{D_i} + \frac{1}{h_e}$$

$$\Rightarrow h_e = 129,68 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$$

**-II-4-2- Méthode d'unité de transfert (NUT) :**

Cette méthode est conçue pour calculer l'efficacité (E) de nos échangeurs :

Le déroulement de calcul de l'efficacité est comme suit :



**Figure II-8 :** Le déroulement de calcul de l'efficacité à co-courant par la méthode de NUT.

#### -II-4-2-1- La spirale N°1 :

Le calcul de l'efficacité de cet échangeur à co-courant repose sur le calcul du nombre d'unité de transfert (NUT), et le rapport de débit de la capacité thermique obtenus par les formules suivantes :

$$NUT = \frac{US}{C_{\min}} \text{ et } R = \frac{C_c}{C_f}.$$

$$\text{Avec : } C_c = q_{mc} \times C_{pc} = 0,00607 \times 1294,59 = 7,8581613 [\text{J} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{°K}^{-1}].$$

$$C_f = q_{mf} \times C_{pf} = 0,004209 \times 4181 = 17,597829 [\text{J} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{°K}^{-1}]$$

Comme :  $C_c < C_f$ , donc:  $C_{\min} = C_c$  est celui du fluide chaud, alors :

$$NUT = \frac{71,392 \times 0,05652}{7,8581613} = 0,513488.$$

$$\text{Et : } R = \frac{C_c}{C_f} = \frac{7,8581613}{17,597829} = 0,446542.$$

$$\text{Ainsi nous avons : } E = \frac{(1 - e^{-(1+R)NUT})}{1+R} = \frac{1 - e^{-(1+0,446542) \times 0,513488}}{1+0,446542}$$

$$E = 0,3624 = 36,24\%.$$

Afin de confirmer ce résultat, nous avons calculé l'efficacité d'une autre manière, qui est la suivante:

$$C_c < C_f \Rightarrow C_{\min} = C_c \Rightarrow E = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{q_{mc} \times C_{pc}(T_{ce} - T_{cs})}{C_{\min}(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$$

$$E = \frac{(335 - 223)}{(335 - 26)} = 0,3625 = 36,25\%.$$

#### -II-4-2-2- La spirale N°2 :

Comme pour la spirale précédente, le calcul de l'efficacité de cet échangeur à co-courant repose sur le calcul du nombre d'unités de transfert (NUT) et le rapport de débit de capacité thermique qui sont obtenus par les formules suivantes:

$$NUT = \frac{US}{C_{\min}} \text{ et } R = \frac{C_c}{C_f}.$$

$$\text{Avec : } C_c = q_{mc} \times C_{pc} = 0,00607 \times 1290,22 = 7,8316354 [\text{J} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{°K}^{-1}].$$

$$C_f = q_{mf} \times C_{pf} = 0,0046 \times 4184 = 19,2464 [\text{J} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{°K}^{-1}]$$

Comme :  $C_c < C_f$ , donc:  $C_{\min} = C_c$  est celui du fluide chaud, alors :

$$NUT = \frac{100,781 \times 0,06594}{7,8316354} = 0,848545.$$

$$\text{Et : } R = \frac{C_c}{C_f} = \frac{7,8316354}{19,2464} = 0,40691.$$

$$\text{Ainsi nous avons : } E = \frac{(1 - e^{-(1+R)NUT})}{1+R} = \frac{1 - e^{-(1+0,40691) \times 0,84853}}{1+0,40691}$$

$$E = 0,4954 = 49,54\%.$$

Pour confirmer ce résultat, nous avons calculé l'efficacité d'une autre manière, qui est :

$$C_c < C_f \Rightarrow C_{\min} = C_c \Rightarrow E = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{q_{mc} \times C_{pc}(T_{ce} - T_{cs})}{C_{\min}(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$$

$$E = \frac{(335 - 182)}{(335 - 26)} = 0,4951 = 49,51\%.$$

#### -II-4-2-3- La spirale N°3 :

Pour cette spirale la méthode est toujours la même, ce qui donne les formules ci-dessous :

$$NUT = \frac{US}{C_{\min}} \text{ et } R = \frac{C_c}{C_f}.$$

$$\text{Avec : } C_c = q_{mc} \times C_{pc} = 0,00607 \times 1277,564 = 7,7548135 [\text{J} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{°K}^{-1}].$$

$$C_f = q_{mf} \times C_{pf} = 0,003491 \times 4183 = 14,602853 [\text{J} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{°K}^{-1}]$$

Comme :  $C_c < C_f$ ,

Donc :  $C_{\min} = C_c$  est celui du fluide chaud, alors :

$$NUT = \frac{122,49 \times 0,0471}{7,7548135} = 0,743961.$$

$$\text{Et : } R = \frac{C_c}{C_f} = \frac{7,7548135}{14,602853} = 0,531048.$$

$$\text{Ainsi nous avons : } E = \frac{(1 - e^{-(1+R)NUT})}{1+R} = \frac{1 - e^{-(1+0,531048) \times 0,744136}}{1+0,531048}$$

$$E = 0,4441 = 44,41\%.$$

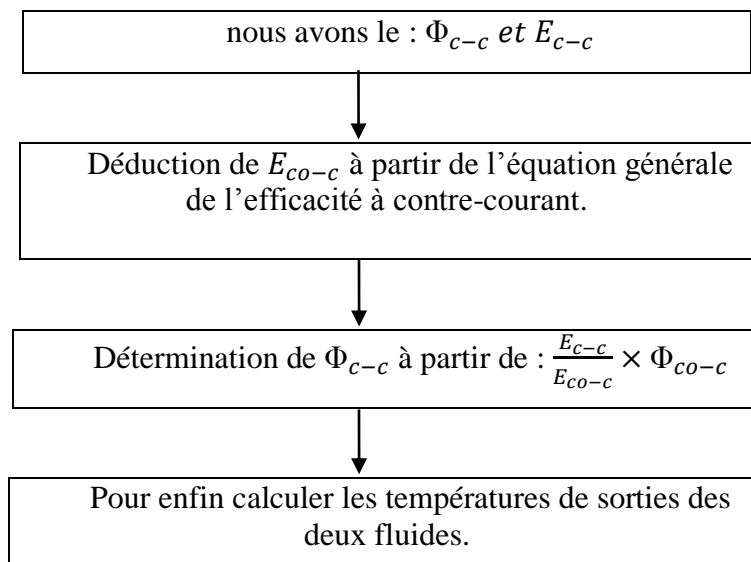
Et pour confirmer ce résultat, nous avons calculé l'efficacité d'une autre manière, qui est :

$$C_c < C_f \Rightarrow C_{\min} = C_c \Rightarrow E = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{q_{\text{mc}} \times C_{\text{pc}}(T_{\text{ce}} - T_{\text{cs}})}{C_{\min}(T_{\text{ce}} - T_{\text{fe}})} = \frac{(T_{\text{ce}} - T_{\text{cs}})}{(T_{\text{ce}} - T_{\text{fe}})}$$

$$E = \frac{(247 - 150)}{(247 - 28,6)} = 0,4441 = 44,41\%.$$

La meilleure configuration étant le contre-courant, nous allons transiter de notre cas à ce dernier par l'intermédiaire de l'équation de l'efficacité. Étant donné que le nombre d'unités de transfert (NUT), le rapport de capacité de débit et le flux maximal sont les mêmes que dans notre cas.

Pour calculer finalement les températures de sorties des fluides chaud et froid, on suivant l'organigramme ci-dessous :



**Figure II-9** : Le déroulement de calcul de l'efficacité à contre-courant par la méthode de NUT

$$\text{Ce qui implique : } \Phi_{c-c} = E_{c-c} \times \Phi_{\text{max}} \quad [\text{II-5}]$$

$$\Phi_{co-c} = E_{co-c} \times \Phi_{\text{max}} \quad [\text{II-6}]$$

$$\text{Le rapport de [6] sur [5], nous donne : } \Phi_{c-c} = \frac{E_{c-c}}{E_{co-c}} \times \Phi_{co-c}$$

Avant de calculer ce flux de chaleur, nous allons d'abord calculer son efficacité, en utilisant l'équation de l'efficacité à contre-courant, ce qui donne :  $E_{c-c} = \frac{1 - e^{-(1-R)NUT}}{1 - Re^{-(1-R)NUT}}$

1. Spirale N°1 :

$$E_{c-c} = 0,3727 = 37,27\% \Rightarrow \Phi_{c-c} = 905,12W.$$

2. Spirale N°2 :

$$E_{c-c} = 0,5244 = 52,44\% \Rightarrow \Phi_{c-c} = 1270W.$$

3. Spirale N°3 :

$$E_{c-c} = 0,4710 = 47,10\% \Rightarrow \Phi_{c-c} = 797,63W$$

Ainsi, nous allons obtenir les températures de sortie en mode contre-courant pour les deux fluides (chaud et froid) en combinant les relations suivantes:

$$\Phi_{c-c} = US \frac{[(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})]}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}}$$

$$T_{cs} = T_{ce} - \frac{\Phi}{q_{mc} C_{pc}}$$

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{\Phi}{q_{mf} C_{pf}}$$

Pour obtenir au final :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{cs} = T_{ce} - \frac{T_{ce} - T_{fe}}{q_{mc} C_{pc}} \frac{\left[ 1 - e^{-US \left( \frac{1}{q_{mc} C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf} C_{pf}} \right)} \right]}{\left[ \frac{1}{q_{mc} C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf} C_{pf}} e^{-US \left( \frac{1}{q_{mc} C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf} C_{pf}} \right)} \right]} \\ T_{fs} = T_{fe} + \frac{T_{ce} - T_{fe}}{q_{mf} C_{pf}} \frac{\left[ 1 - e^{-US \left( \frac{1}{q_{mc} C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf} C_{pf}} \right)} \right]}{\left[ \frac{1}{q_{mc} C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf} C_{pf}} e^{-US \left( \frac{1}{q_{mc} C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf} C_{pf}} \right)} \right]} \end{array} \right.$$

Donc :

	Spiral 1	Spiral 2	Spiral 3
$T_{cs}$	219,8	172,9	144,1
$T_{fs}$	77,40	91,9	83,2

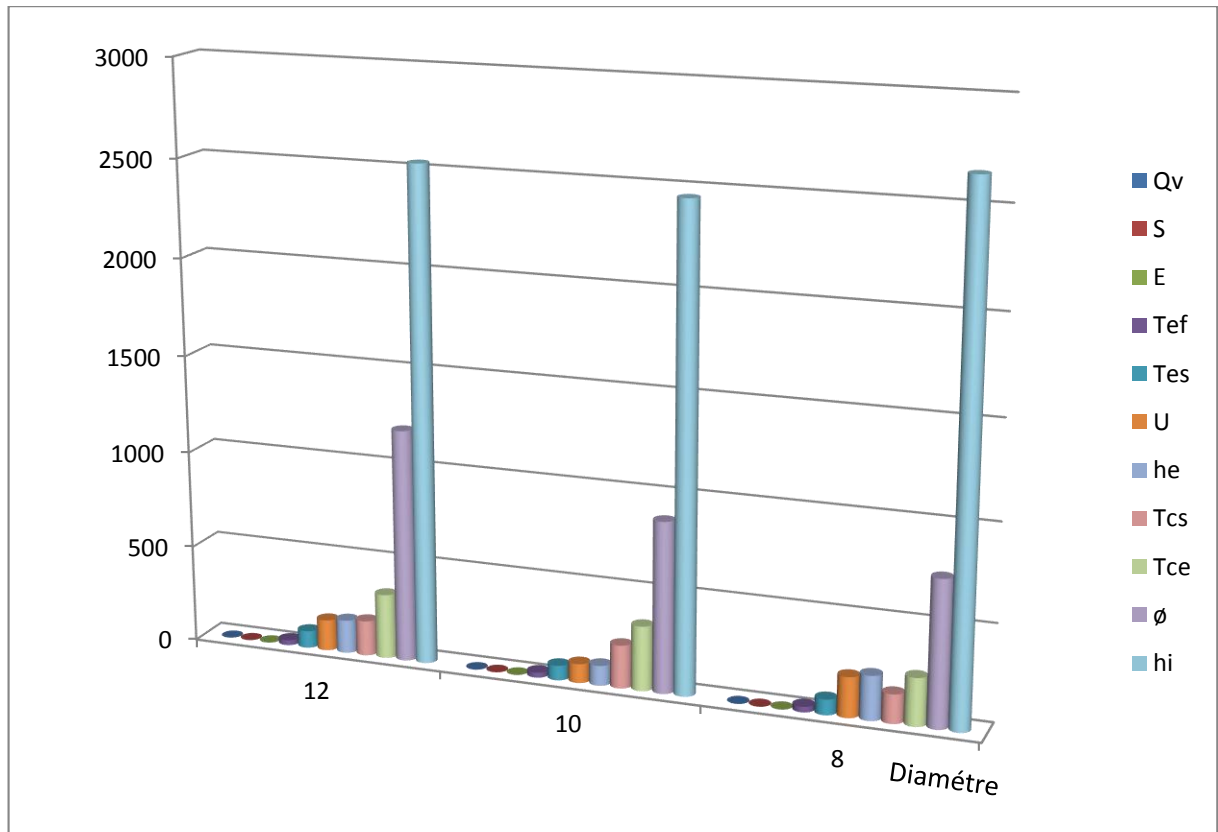
Le tableau ci-dessous représente l'ensemble des résultats des calculs effectués sur les trois spirales :

	Spirale 1	Spirale 2	Spirale 3
Flux de chaleur à co-courant du fluide froid (W)	879,89	1199,05	752,05
Flux de chaleur à co-courant du fluide chaud (W)	880,11	1198,2	752,22
Coefficient d'échange global U ( $W/m^2\text{°C}$ )	98,86	160,69	208,3
Nombre de Prandtl	3,51465	3,1354	3,2810
Nombre de Grashof	$5,1009803 \times 10^6$	$1,3462878 \times 10^7$	$3,045503 \times 10^6$
Nombre de Rayleigh	$1,792816 \times 10^7$	$4,221151 \times 10^7$	$9,9922955 \times 10^6$
Nombre de Nusselt	38,39	47,556	33,17
Coefficient d'échange convectif interne $h_i$ ( $W/m^2\text{°C}$ )	2456,96	2536,32	2653,6
Coefficient d'échange convectif externe $h_e$ ( $W/m^2\text{°C}$ )	73,805	105,43	129,68
L'écart de température logarithmique moyen $\Delta TLM$	218,06	180,43	130,35
Nombre d'unité de transfert (NUT)	0,513487	0,848545	0,743961
Rapport du débit de capacité thermique (R)	0,446542	0,40691	0,531048
Efficacité à co-courant (%)	36,24	49,54	44,41
Efficacité à contre-courant (%)	37,27	52,44	47,1
Flux de chaleur à contre-courant (W)	905,12	1270	797,63
Température de sortie du fluide chaud ( $^{\circ}\text{C}$ )	219,8	172,9	144,1
Température de sortie du fluide FROID ( $^{\circ}\text{C}$ )	77,4	91,9	83,2

**Tableau (II-5) :** Représente l'ensemble des résultats des trois spirales.

## II-5- Conclusion :

Les données que nous disposons, nous ont permis de dimensionner nos échangeurs représentés sur la figure ci-dessous. Au cours de cette étude, on a pu constater :



**Figure II-10 :** Histogramme des résultats de calculs effectués.

- Le flux de chaleur de la deuxième spirale est plus important que les deux autres ( $\Phi_2 > \Phi_1 > \Phi_3$ ) car le débit de cette dernière est supérieure à celui de la première spirale puis celui de la troisième spirale.
- Le coefficient d'échange  $U$  de la troisième spirale est plus grand que celui des deux autres ( $U_3 > U_2 > U_1$ ) car  $S \times \Delta TLM$  de cette dernière est inférieure par rapport à ceux de la deuxième spirale et de la première spirale respectivement.
- Le coefficient d'échange convectif intérieur dans le tube de la troisième spirale est supérieur au coefficient de la deuxième et la première spirale respectivement, qui est due à :  $\left(\left(\frac{Nu}{D}\right)_3 > \left(\frac{Nu}{D}\right)_2 > \left(\frac{Nu}{D}\right)_1\right)$ .
- Le coefficient d'échange convectif extérieur de la troisième spirale est important que celui de celles de la deuxième et la première spirale respectivement.

- Pour l'efficacité, nous déduisons que la deuxième spirale est la plus performante avec une efficacité de 49,54% par rapport à la spirale une et la trois qui sont de 36,24% et 44,41% respectivement, cela est dû au fait que l'écart de température diffère d'un échangeur à un autre ( $\Delta T_2 > \Delta T_3 > \Delta T_1$ ).

**CHAPITRE III :**  
Résultats et discussion.

Nous avons conduit des tests sur les trois différents échangeurs possédant une forme de spirale. Les trois échangeurs différents de par leur diamètre intérieur de tube à savoir : 8mm, 10mm et 12 mm. Pendant la campagne de mesures, un seul ballon d'eau chaude (cumulus) d'une capacité de 15l a été employé. Pour nous assurer que les tests soient réalisés dans les mêmes conditions nous avons pris et noté les températures suivantes :

- Température ambiante.
- Température de l'eau de la conduite qui alimente le réservoir d'eau (cumulus).
- Température à l'entrée et à la sortie de chaque spirale à tester, lesquelles à chaque début de test équivalent à la température ambiante ( $\pm 0,5$  à  $1^{\circ}\text{C}$ ).

Les paramètres et les résultats obtenus pendant l'expérimentation de chaque spirale sont représentés dans les tableaux et les courbes ci-dessous :



**Figure III-1** : représentation de l'installation de l'échangeur en forme de spirale dans son enveloppe à la sortie des gaz d'échappement sur un chauffage fonctionnant au gaz.

### III-1- Spirale N°1 :

#### -III-1-1- Essai N°1 :

L'essai N°1 impliquant la spirale N°1 a été réalisée en respectant les paramètres expérimentaux énumérés ci-dessous :

- Température ambiante = 29°C.
- Température d'entrée de l'eau vers le cumulus = 29,4°C
- Temps de mesure : 3h45min.

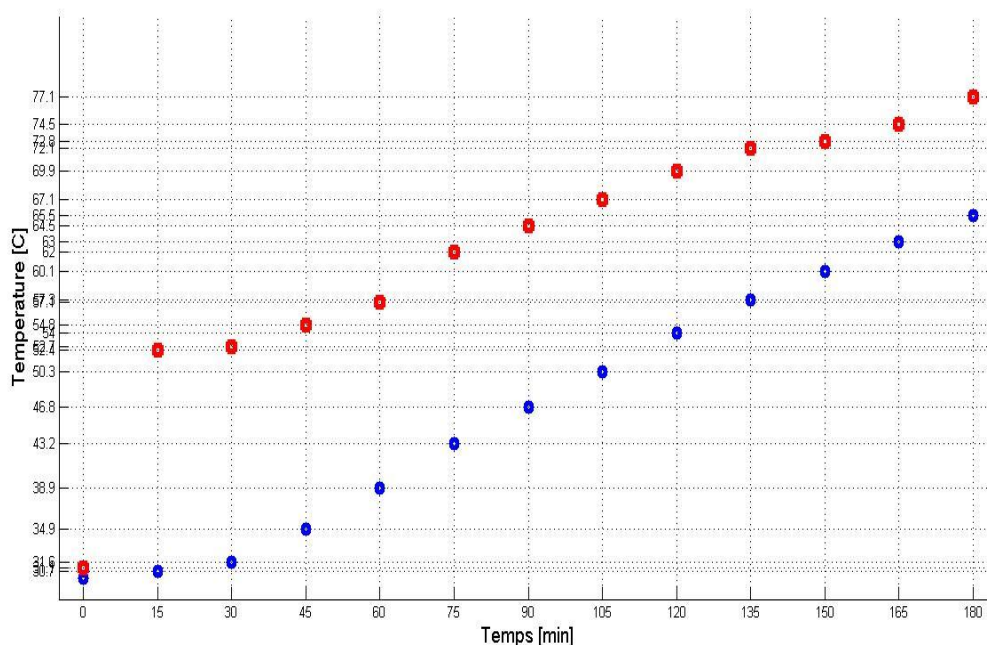
- Le tableau ci-dessous décrit les différentes températures de l'eau à l'entrées de la spirale comme à la sortie et cela en fonction du temps :

Temps [min]	Températures d'entrée de l'eau vers la spirale [°C]	Températures de sortie de l'eau de la spirale [°C]	Températures d'entrée des gaz brûlés [°C]	Températures de sorties des gaz brûlés [°C]
0	31,1	31,1	-	-
15	30,7	52,4	> 150	-
30	31,6	52,7	> 150	-
45	34,9	54,8	> 150	-
60	38,9	57,1	> 150	-
75	43,2	62,0	> 150	-
90	46,8	64,5	> 150	-
105	50,3	67,1	> 150	-
120	54,0	69,9	> 150	-
135	57,3	72,1	> 150	-
150	60,1	72,8	> 150	-
165	63,0	74,5	> 150	-
180	65,5	77,1	> 150	-
195	67,8	78,1	> 150	-
210	69,8	79,3	> 150	-
225	72,1	81,7	> 150	-

**Tableau III-1** : évolution des températures de l'eau à l'entrée et à la sortie de la spirale N°

1.

- La figure (3) ci-dessous montre l'évolution des différentes températures d'entrées et de sorties de cette spirale :



**Figure III-2** : évolution des températures d'entrées et sortie de la spirale N°1 en fonction du temps.

#### Interprétation :

La différence de température entre l'entrée de la spirale et sa sortie est due à une erreur au tout début du test. Nous avons notamment omis de remplir le réservoir avant d'allumer le chauffage. Bien que nous ayons éteint la température de chauffage avant d'ouvrir le robinet d'alimentation du réservoir, l'eau plus froide de la conduite qui a alimenté la spirale chauffée à sec, a engendré un léger choc thermique.

Afin de pouvoir bien suivre et étudier le fonctionnement d système nous avons opté pour une mesure temporelle de 15 min d'intervalle (voir tableau1).

Nous constatons aussi que les températures à l'entrée de la spirale et à la sortie de celle-ci tendent à décrire un palier de stabilisation après un certain tems en fonctionnement. Après trois heures de fonctionnement, nous pouvons observer que la différence de température entre l'entrée et la sortie se rapprochent.

Après 3h45min, nous constatons que pour une température d'entrée de l'eau vers la spirale de 72,1°C et une température de sortie de la spirale de 81,7°C, nous obtenons une température de l'eau en sortie du cumulus de 64°C.

Pour les gaz brulés dans ce test on a pu obtenir des températures d'entrées supérieures à 150°C. Nous n'avons pas pu déterminer ces températures à cause de la gamme de mesure du thermomètre limitée à 150°C.

### **-III-1-2- Essai N°2 :**

L'essai N°2 impliquant la spirale N°2 a été réalisée en respectant les paramètres expérimentaux énumérés ci-dessous :

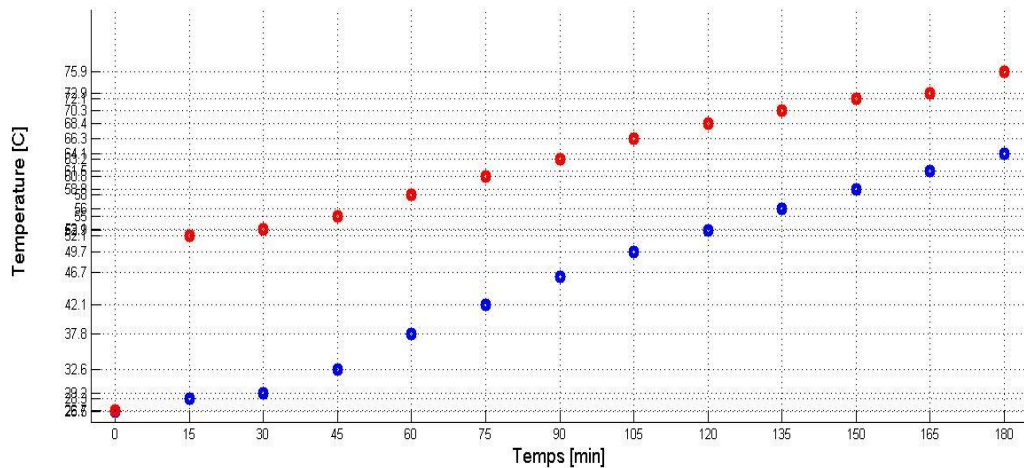
- Température ambiante = 26°C.
- Température d'entrée de l'eau vers le cumulus = 28,3°C.
- Le temps de mesure est de 3h.

- Le tableau ci-dessous décrit les différentes températures de la spirale et celle des gaz brûlés :

Temps [min]	Température d'entrée de l'eau vers la spirale [°C]	Température de sortie de l'eau de la spirale [°C]	Température d'entrée des gaz brûlés [°C]	Température de sortie des gaz brûlés [°C]
0	26,0	26,7	-	-
15	28,3	52,1	335	230
30	29,2	53,1	260	232
45	32,6	55,0	257	208
60	37,8	58,0	276	211
75	42,1	60,8	288	213
90	46,1	63,2	303	228
105	49,7	66,3	320	238
120	52,9	68,4	270	226
135	56,0	70,3	304	216
150	58,8	72,1	286	219
165	61,5	72,9	293	216
180	64	76	300	223

**Tableau III-2 : évolution des différentes températures de la spirale et celle des gaz.**

- La figure ci-dessous décrit les différences d'entrées et de sorties de l'eau et des gaz :



**Figure III-3 : évolution des températures de la spirale et des gaz grillés en fonction du temps.**

Interprétation:

Après avoir connecté convenablement tous les composants du système et mis en marche le système, nous constatons qu'au bout de 15 min, la température de l'eau sortant de la spirale augmente rapidement contrairement à celle d'entrée vers la spirale qui augmente lentement ou de manière insignifiante. Cette différence de températures peut être interprétée de deux manières différentes :

- Lenteur de la manifestation du phénomène physique de l'effet thermosiphon.
- Prise d'air au niveau de la spirale et les raccords avec le réservoir.

Notre système fonctionne sans présence d'organe extérieur (pompe...etc.), la circulation de l'eau est engendrée par convection naturelle: c'est l'effet thermosiphon (chapitre1).

Nous pouvons aussi constater que la différence entre la température d'entrée de l'eau vers la spirale et celle de sortie diminue et ce converge à chaque prise avant de se stabiliser avec un écart de plus ou moins 10°C.

Après 3h de test (à la fin du test) pour une température d'entrée de l'eau vers la spirale de 64°C et une température de sortie de la spirale de 75,9°C, nous obtenons une température de 59,8°C à la sortie de cumulus. (Eau mélangée à celle de la conduite qui remplit le cumulus au fur et à mesure que le celui-ci se vide).

Pour les gaz brûlés nous avons relevé les températures en amont, et en aval du boîtier contenant la spirale.

### III-2- Spirale N°2 :

#### -III-2-1- Essai N°1 :

L'essai N°1 impliquant la spirale N°2 a été r

Réalisée en respectant les paramètres expérimentaux énumérés ci-dessous :

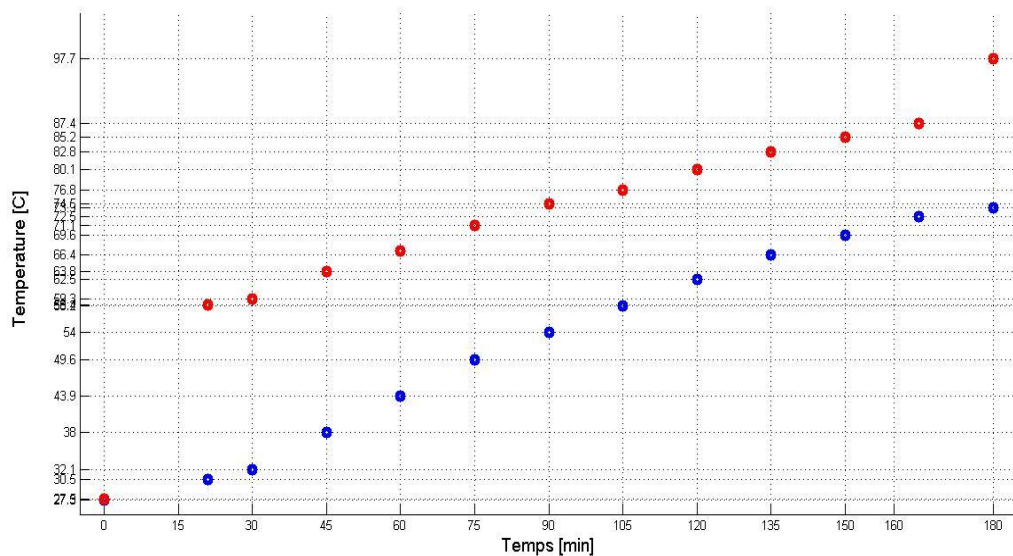
- Température ambiante = 27°C.
- Température d'entrée de l'eau vers le cumulus = 28,5°C.
- Temps de mesure et de 3h.

- Le tableau ci-dessous décrit les différentes températures de l'eau de la spirale et celles des gaz :

Temps [min]	Température de l'eau d'entrée vers la spirale [°C]	Température de l'eau de sortie de la spirale [°C]	Température d'entrée des gaz brulés [°C]
000	27,3	27,5	-
015	30,5	58,4	+ de 150
030	32,1	59,3	+ de 150
045	38,0	63,8	+ de 150
060	43,9	67,1	+ de 150
075	49,6	71,1	+ de 150
090	54,0	74,5	+ de 150
105	58,2	76,8	+ de 150
120	62,5	80,1	+ de 150
135	66,4	82,8	+ de 150
150	69,6	85,2	+ de 150
165	72,5	87,4	+ de 150
180	73,9	97,7	+ de 150

**Tableau III-3** : Evolution des différentes températures de la spirale N°2 pour l'essai N°1

- La figure ci-dessous décrit les différentes températures d'entrées et de sorties de l'eau et des gaz :



**Figure III-4:** évolution des températures de la spirale en fonction du temps de l'essai N°1.

#### Interprétation :

Après avoir vérifié toute l'installation et en tenant compte des 15 min de prise, nous avons constaté que les deux températures (celle d'entrée vers la spirale et celle de sortie) augmentent et que la différence tend à se réduire. Nous avons constaté qu'en fonction du temps et l'augmentation des températures (entrée et sortie), l'écart de température tend à se stabiliser et la convergence des deux entre l'entrée et la sortie se stabilise vers les 10°C degrés. Il est important de noter que plus les températures ne sont élevées, plus l'écart entre les deux se stabilise et ne se réduit que de manière insignifiante.

Après 3h de test (à la fin du test) pour une température d'entrée de l'eau vers la spirale de 73,9°C et une température de sortie de la spirale de 97,7°C, nous obtenons une température de 67,4°C à la sortie de cumulus. (Eau mélangée à celle de la conduite qui remplit le cumulus au fur et à mesure que le celui-ci se vide).

Par manque d'instruments de mesure (thermomètre) nous n'avons pas pu mesurer les températures des gaz brûlés. Nous avons constaté que les températures dépassent 150°C qui représente la valeur maximale mesurée pas le thermomètre dont nous disposions.

Nous avons constaté que cette spirale est puissante pour chauffer l'eau de notre cumulus. Car d'après les débits cette spirale chauffe 16 l d'eau pendant les 3h du teste, qui veut dire un volume plus grand que celui que nous avons.

### -III-2-2- Essai N°2 :

L'essai N°2 impliquant la spirale N°2 a été réalisée en respectant les paramètres expérimentaux énumérés ci-dessous :

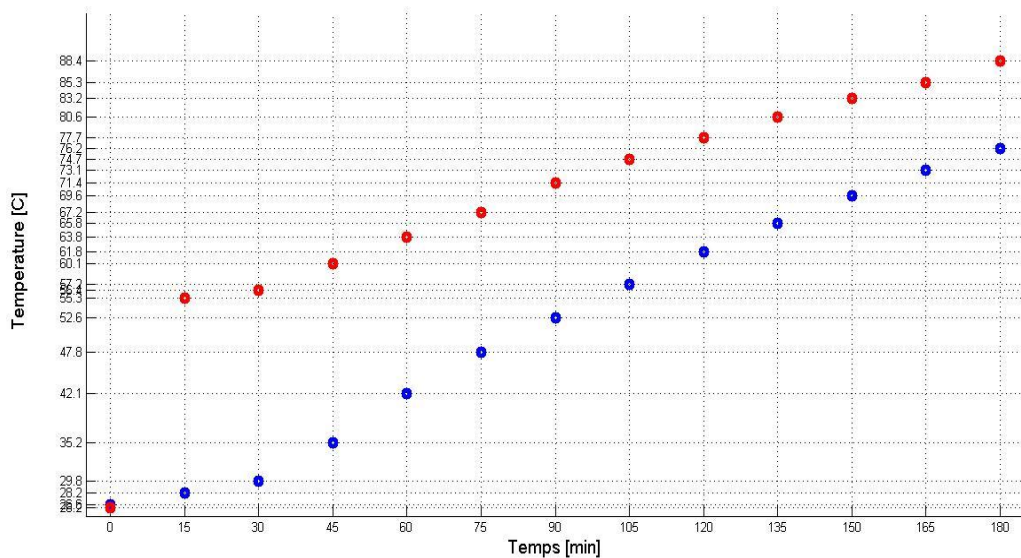
- La température ambiante = 26°C.
- La température d'entrée de l'eau vers le cumulus = 27,7°C.
- Le temps de mesure est de 3h.

- Le tableau ci-dessous décrit les différentes températures de la spirale et celles des gaz brûlés :

Temps [min]	Température d'entrée de l'eau vers la spirale [°c]	Température de sortie de la spirale [°c]	température des gaz brûlés d'entrées (°C)	température des gaz brûlés de sorties 1 (°C)	température des gaz brûlés de sorties 2 (°C)
00	26	26	-	-	-
15	28,2	55,3	335	206	150
30	29,8	56,4	325	198	126
45	35,2	60,1	352	219	161
60	42,1	63,8	300	227	162
75	47,8	67,2	312	207	158
90	52,6	71,4	318	245	157
105	57,2	74,7	333	235	157
120	61,8	77,7	319	228	163
135	65,8	80,6	322	225	164
150	69,6	83,2	343	238	169
165	73,1	85,3	322	240	159
180	76,2	88,3	311	182	164

**Tableau III-4** : Evolution des différentes températures de la spirale N°2 pour l'essai N°2.

- La figure ci-dessous décrit les différentes températures d'entrées et de sorties de l'eau et des gaz :



**Figure III-5:** évolution des températures de la spirale et des gaz en fonction du temps de l'essai N°2.

#### Interprétation :

Afin de confirmer les résultats des tests précédents, nous avons décidé de conduire des tests de contrôle. Afin de pouvoir réaliser deux tests par jour, nous avons décidé de limiter à 3h le temps de prise des températures à intervalle de 15 mn. En résumé, nous voulions que les tests de contrôle soient effectués dans les mêmes conditions que les tests précédents.

Durant ce test, la différence de température entre l'entrée et la sortie de la spirale se réduit pendant toute la période du test pour se stabiliser à 12,2°C à T=165 min.

Nous avons encore constaté que la température de sortie de la spirale augmente rapidement contrairement à celle d'entrée et qu'elle évolue de 3 à 4°C pour chaque prise.

Après 3h de test (à la fin du test) pour une température d'entrée de l'eau vers la spirale de 76,2°C et une température de sortie de la spirale de 88,4°C, nous obtenons une température de 68°C à la sortie de cumulus. (Eau mélangée à celle de la conduite qui remplit le cumulus au fur et à mesure que le celui-ci se vide).

Par apport au gaz brûlés nous avons atteint des températures d'entrées de 300°C. Nous avons aussi pris des températures de sorties à deux endroits différents.

### **-III-2-3- Essai N°3 :**

L'essai N°3 impliquant la spirale N°2 a été réalisée en respectant les paramètres expérimentaux énumérés ci-dessous :

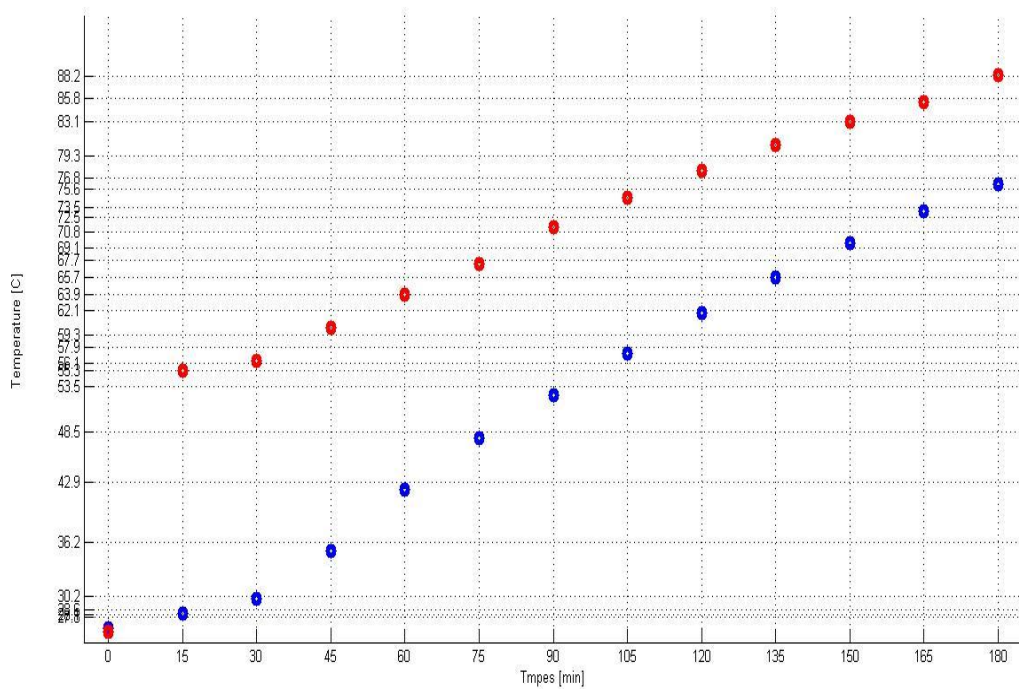
- La température ambiante = 27°C.
- La température d'entrée de l'eau vers le cumulus = 28,2°C.
- Le temps de mesure est de 3h.

- Le tableau ci-dessous décrit les différentes températures de la spirale et celles des gaz brûlés :

Temps [min]	Température d'entrée de l'eau vers la spirale [°C]	Température de sortie de l'eau de la spirale [°C]	Température des gaz brûlés d'entrée [°C]	Température des gaz brûlés de sortie(1) [°C]	Température des gaz brûlés de sortie(2) [°C]
0	28,1	27,8	-	-	-
15	28,6	55,3	335	212	165
30	30,2	56,1	370	219	155
45	36,2	59,3	357	217	157
60	42,9	63,9	385	221	165
75	48,5	67,7	350	223	167
90	53,5	70,8	330	236	150
105	57,9	73,5	346	221	158
120	62,1	76,8	350	225	155
135	65,7	79,3	368	218	145
150	69,1	83,1	382	214	150
165	72,5	85,8	356	228	165
180	75,6	88,2	344	209	165

**Tableau III-5** : Evolution des différentes températures de la spirale N°2 pour l'essai N°3.

- La figure ci-dessous décrit les différentes températures d'entrées et de sorties de l'eau et des gaz :



**Figure III-6:** évolution des températures de la spirale et des gaz en fonction du temps de l'essai N°3.

Interprétation :

Après avoir trouver une anomalie entre la dernière prise de la température du premier test qui est de 97.7°C et le second test qui est de 88.4°C nous avons refait un troisième test de même durée et de même écart de prise. Nous remarquons que ce troisième teste est presque identique au deuxième test.

Après 3h de test (à la fin du teste) pour une température d'entrée de l'eau vers la spirale de 75,6°C et une température de sortie de la spirale de 88,2°C, nous obtenons une température de 67,7°C à la sortie de cumulus. (Eau mélangée à celle de la conduite qui remplit le cumulus au fur et à mesure que le celui-ci se vide).

### III-3- Spirale N°3 :

#### -III-3-1- Essai N°1 :

L'essai N°1 impliquant la spirale N°3 a été réalisée en respectant les paramètres expérimentaux énumérés ci-dessous :

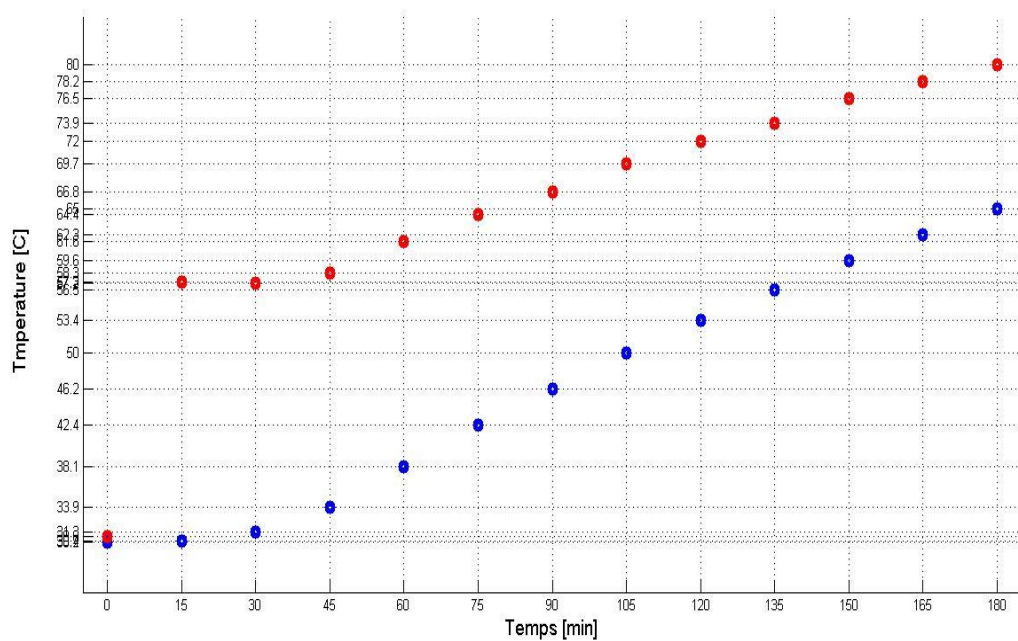
- Température ambiante = 29°C.
- Température d'entrée de l'eau vers le cumulus = 29,8°C.
- Temps de mesure : 3h.

- Le tableau ci-dessous décrit les différentes températures de l'eau d'entrées vers la spirales, celles de sorties et celles des gaz en fonction du temps :

Temps [min]	Température d'entrée de l'eau vers la spirale [°C]	Température de sortie de l'eau de la spirale [°C]	Température des Gaz brulés d'entrée [°C]	Température des gaz brulés de sortie [°C]
0	30,2	30,8	-	-
15	30,4	57,3	≥150	-
30	31,3	57,2	≥150	-
45	33,9	58,3	≥150	-
60	38,1	61,6	≥150	-
75	42,4	64,4	≥150	-
90	46,2	66,8	≥150	-
105	50,0	69,7	≥150	-
120	53,4	72,0	≥150	-
135	56,5	73,9	≥150	-
150	59,6	76,5	≥150	-
165	62,3	78,2	≥150	-
180	65,0	80,0	≥150	-

**Tableau III-6** : Evolution des différentes températures de la spirale N°3 pour l'essai N°1.

- La figure ci-dessous décrit les différentes températures d'entrées et de sorties de l'eau et des gaz :



**Figure III-7:** évolution des températures de la spirale en fonction du temps de l'essai N°1.

Interprétation :

Pour la troisième spirale, le test s'est déroulé dans de bonnes conditions durant 3h. Au début du test (après 15 min) la température de sortie de la spirale c'est élevé de 30,8C° à 57,3C°. Cette augmentation soudaine est due à une présence d'air dans la spirale (prise d'air), contrairement à l'entrée de la spirale qui ne s'est élevée que de 0,02C°.

En outre nous avons remarqué que les deux températures (entrée et sortie) augmentent à chaque prise et la différence entre elle tend à se réduire pour se stabiliser à un écart qui se situe entre 12 °C pour les 165 min qu'a duré le test.

Après 3h de test pour une température d'entrée de l'eau vers la spirale de 65°C et une température de sortie de la spirale de 80,0°C, nous obtenons une température de 61,2°C à la sortie de cumulus.(eau mélangée à celle de la conduite qui remplit le cumulus au fur et à mesure que le celui-ci se vide).

Au final nous avons constaté aussi que cette spirale est idéale pour un cumulus de 15 litres.

### -III-3-2- Essai N°2 :

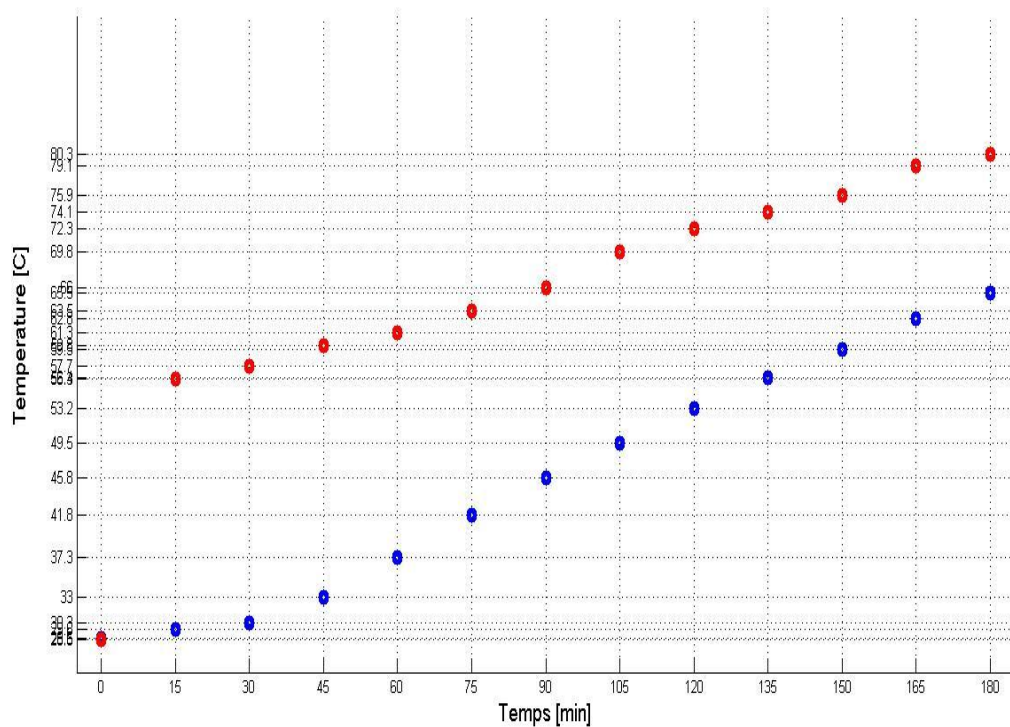
- Température ambiante = 28,4°C.
- Température d'entrée de l'eau vers le cumulus = 27,7°C.
- Temps de mesure : 3h.

- Le tableau ci-dessous décrit les différentes températures de l'eau d'entrées vers la spirales, celles de sorties et celles des gaz en fonction du temps :

Temps [min]	Température d'entrée de l'eau vers la spirale [°C]	Température de sortie de l'eau de la spirale [°C]	Température des gaz brûlés d'entrée [°C]	Température des gaz brûlés de sortie [°C]
0	28,6	28,5	-	-
15	29,6	56,3	247	170
30	30,3	57,7	285	160
45	33,0	59,8	307	150
60	37,3	61,3	311	170
75	41,8	63,5	305	155
90	45,8	66,0	308	150
105	49,5	69,8	315	173
120	53,2	72,3	325	173
135	56,4	74,1	311	156
150	59,5	75,9	299	170
165	62,8	79,1	330	179
180	65,5	80,1	295	150

**Tableau III-7** : Evolution des différentes températures de la spirale N°3 pour l'essai N°2.

- La figure ci-dessous décrit les différentes températures d'entrées et de sorties de l'eau et des gaz :



**Figure III-8:** évolution des températures de la spirale et des gaz en fonction du temps de l'essai N°2.

Interprétation :

Le 1<sup>er</sup> test de la spirale trois et des résultats concluants, un test de confirmation des résultats s'imposait. C'est toujours dans les mêmes conditions et les mêmes règles que les tests précédents que nous avons entamé le test.

Comme dans le premier test, nous avons remarqué une augmentation des températures à l'entrée et à la sortie de la spirale avec une différence de qui se stabilise vers les 14,8°C vers la fin du l'essai.

Après 3h de test (à la fin du test) pour une température d'entrée de l'eau vers la spirale de 65,5°C et une température de sortie de la spirale de 80,3°C, nous obtenons une température de 61,9°C à la sortie de cumulus.( Eau mélangée à celle de la conduite qui remplit le cumulus au fur et à mesure que le celui-ci se vide)

Nous constatons que les deux tests sont presque identiques et que cette spirale est dimensionnée pour un cumulus d'un volume petit.

### **III-4-Conclusion :**

Dans ce chapitre, nous avons interprétés les résultats des tests effectués sur les trois différentes spirales, ces derniers sont réalisés dans le but est de confirmer le fonctionnement du système. Et d'après les interprétations des résultats nous avons remarqués que chaque spirale diffère de l'autre car chacune d'elles possèdent une puissance de chauffe propre à elle. D'après les débits mesurés (chapitre2), nous constatons que la spirale (3) est la plus adaptés au système que nous avions.

# **Conclusion générale**

Dans cette étude nous avons étudiés un nouveau système de chauffage d'eau à moindre cout, à l'aide d'un échangeur récupérant une partie des gaz brulés.

Nous estimons que l'installation participera significativement à la réduction de l'énergie fossile qui est le gaz naturel. Cela pourra représenter une économie substantielle du budget énergétique d'une famille ou d'une institution et encore une bonne économie d'énergie avec des implications positives à l'échelle micro-économique et macro-économique. Les effets sur l'environnement sont aussi évidents. Il est clair que le fait de récupérer une partie des gaz brûlés d'un chauffage pour produire de l'eau chaude, élimine le besoin de faire fonctionner un chauffe-eau pendant la période de l'année où la demande en énergie est la plus fort (hiver). Ceci engendre une réduction des émissions en gaz carbonique (CO<sub>2</sub>), azote (N<sub>2</sub>) et autres gaz à effet de serre.

Après avoir réalisé et tester notre prototype nous pouvons dire que qu'il fonctionne et la température moyenne dans le cumulus a atteint une température de 80.2°C. Et après avoir effectué un dimensionnement pour trois spirales différentes (même longueur avec des diamètres différents), nous avons déduit que la spirale de diamètre le plus grand (spirale2) et la plus performante et cela par apport a sa capacité de chauffé de l'eau à des températures plus élevés que les deux autres à des mêmes périodes. Et que cette même spirale peut être adaptée à des réservoirs de volume plus grand que le nôtre.

## Liste de références :

[1] : Encyclopédie de l'énergie ; Article 055 : les échangeurs de chaleur.

Auteur : Weber Christophe et Magnificat André. En PDF

[2] : Technologie et principe de fonctionnement des échangeurs de chaleur ; Université de Pau et des pays de l'Adour).

Auteur : Jean Castaning-lasvignottes. En PDF.

[3] : Livre, collection technologique : échangeurs thermiques méthodes global de calcul.

Auteur : Jacques Padet, professeur à l'Université de Reims.

[4] : Technique de l'ingénieur: échangeurs de chaleur ; Description. En PDF.

[5] : Technique de l'ingénieur: échangeurs de chaleur ; Description des échangeurs. En PDF

[6] : Livre : Transfert thermique

Auteur : ANA-MARIA BIANCHI, YVES FAUTRELLE et JAQUELINE ETAY.

[7] : Livre : Initiation aux transferts thermiques.

Auteur : J.F. SACADURA.

[8] : Livre : Echangeur de chaleur, technologie, calcul et design.

Auteur : MOUNIR BENNAJAH et NAOIL CHAOUNI.

[9] : Les échangeurs de chaleur ; Ecole des mines DE NANCY, département EPT.

Auteur : YVES JANNOT.

## Annexe :

### Annexe 1 :

Espèce chimique	$C_p = a + bT$		$\Delta_f H^0$ [J/mol]	Espèce chimique	$C_p = a + bT$		$\Delta_f H^0$ [ J/mol ]
	(a)	(b)			(a)	(b)	
	[J/mol.K]				[ J/mol.K ]		
<i>C</i> (Carbone)	20,599	0,00026	716,03	<i>H<sub>2</sub>S</i> (Hydrogen sulfide)	35,514	0,00883	-20,45
<i>C(s)</i> (Graphite (ref.))	14,926	0,00437	0	<i>H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub></i> (Acide sulfurique (g))	101,74	0,02143	-741,63
<i>CH</i> (Méthylidine)	27,645	0,00521	594,98	<i>H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub></i> (Acide sulfurique (g))	144,023	0,02749	-815,16
<i>CH<sub>2</sub></i> (Méthylène)	35,524	0,01	385,78	<i>CH<sub>3</sub></i> (Méthyle)	42,896	0,01388	145,90
<i>CH<sub>4</sub></i> (Méthane)	44,254	0,02273	-74,98	<i>CN</i> (Nitrile)	28,298	0,00469	435,76
<i>CO</i> (Monoxyde de Carbone)	29,613	0,00301	-110,70	<i>N</i> (Nitrogène, monatomique)	20,744	0,00004	473,33
<i>COS</i> (Sulfure de carbonate)	47,604	0,00659	-138,61	<i>NH</i> (Imidogen)	28,017	0,00349	339,39
<i>CO<sub>2</sub></i> (Dioxyde de carbone)	44,319	0,0073	-394,09	<i>NH<sub>2</sub></i> (Amidogen)	33,535	0,00837	167,89
<i>C<sub>2</sub>H</i> (CCH radical)	40,473	0,0088	447,66	<i>NH<sub>3</sub></i> (Ammonia )	38,033	0,01593	-45,97
<i>C<sub>2</sub>H<sub>2</sub></i> (Acetylene)	51,785	0,01383	227,06	<i>NO</i> (Nitric oxide)	30,584	0,00278	90,42
<i>C<sub>2</sub>H<sub>4</sub></i> (Éthylene)	60,244	0,02637	52,54	<i>NO<sub>2</sub></i> (Nitrogen dioxide )	43,701	0,00575	33,14
<i>C<sub>2</sub>H<sub>4</sub>O</i> (Oxyde d'Éthylène)	70,109	0,03319	-52,71	<i>NO<sub>3</sub></i> (Nitrogen trioxide)	61,185	0,00932	71,23
<i>C<sub>2</sub>N<sub>2</sub></i> (Cyanogène)	63,800	0,00913	309,52	<i>N<sub>2</sub></i> (Nitrogen (ref.))	29,231	0,00307	0
<i>H</i> (Hydrogen)	20,786	0	218,3	<i>N<sub>2</sub>H</i> (Diimide)	43,276	0,01466	213,27

<i>HCHO</i> (Formaldehyde)	43,304	0,01465	-116,06	<i>N<sub>2</sub>O</i> (Nitrous oxide)	44,925	0,00693	82,17
<i>HCN</i> (Hydrogen cyanide)	38,999	0,00885	135,34	<i>N<sub>2</sub>O<sub>5</sub></i> (Dinitrogen pentoxide)	122,494	0,01018	11,31
<i>HCO</i> (Formyl)	37,367	0,00766	-12,15	<i>O</i> (Oxygen, monatomic)	21,242	-0,0002	249,55
<i>HNO</i> (Nitroxyl hydride)	38,214	0,0075	99,72	<i>OH</i> (Hydroxyl)	28,074	0,00309	39,52
<i>HN(O)<sub>2</sub></i> (Nitrous acid, cis-)	54,076	0,011	-76,85	<i>O<sub>2</sub></i> (Oxygen)	30,504	0,00349	0
<i>HN(O)<sub>2</sub></i> (Nitrous acid, trans-)	54,506	0,01075	-78,94	<i>O<sub>3</sub></i> (Ozone)	46,380	0,00553	142,88
<i>HN(O)<sub>3</sub></i> (Acide nitrique (g))	68,120	0,01549	-134,50	<i>S(g)</i> (Sulfure, (g))	22,462	-0,0004	279,39
<i>H<sub>2</sub>O<sub>2</sub></i> Hydroperoxyl	38,384	0,00719	20,95	<i>S(l)</i> (Sulfure, (l))	28,501	0,00976	1,43
<i>H<sub>2</sub></i> (Hydrogène (réf.))	27,320	0,00335	0	<i>S(s)</i> (Sulfure, (s) (réf))	13,989	0,02191	0
<i>H<sub>2</sub>O</i> (Eau (g))	32,477	0,00862	-242,17	<i>SO<sub>2</sub></i> (Dioxyde de sulfure)	45,887	0,00574	-297,27
<i>H<sub>2</sub>O<sub>2</sub></i> (Peroxyde d'hydrogène)	41,672	0,01952	-136,30	<i>SO<sub>3</sub></i> (Trioxyde de sulfure)	62,114	0,00877	-396,33

**Table 1:** Capacité calorifique à pression constante de quelques espèces chimiques communes.

Annexe 2 :

Température	Pression référence	Pression de vapeur saturante	Masse volumique (Density)	Chaleur sensible (Enthalpie spécifique)		Chaleur spécifique (ou massique)		Chaleur volumique	Viscosité dynamique de l'eau
				°C	Pa	Pa	kg/m3		
0.00	101325	611	999.82	0.06	0.01	4.217	1.007	4216.10	0.001792
1.00	101325	657	999.89	4.28	1.02	4.213	1.006	4213.03	0.001731
2.00	101325	705	999.94	8.49	2.03	4.210	1.006	4210.12	0.001674
3.00	101325	757	999.98	12.70	3.03	4.207	1.005	4207.36	0.001620
4.00	101325	813	1000.00	16.90	4.04	4.205	1.004	4204.74	0.001569
5.00	101325	872	1000.00	21.11	5.04	4.202	1.004	4202.26	0.001520
6.00	101325	935	999.99	25.31	6.04	4.200	1.003	4199.89	0.001473
7.00	101325	1001	999.96	29.51	7.05	4.198	1.003	4197.63	0.001429
8.00	101325	1072	999.91	33.70	8.05	4.196	1.002	4195.47	0.001386
9.00	101325	1147	999.85	37.90	9.05	4.194	1.002	4193.40	0.001346
10.00	101325	1227	999.77	42.09	10.05	4.192	1.001	4191.42	0.001308
11.00	101325	1312	999.68	46.28	11.05	4.191	1.001	4189.51	0.001271
12.00	101325	1402	999.58	50.47	12.06	4.189	1.001	4187.67	0.001236
13.00	101325	1497	999.46	54.66	13.06	4.188	1.000	4185.89	0.001202
14.00	101325	1597	999.33	58.85	14.06	4.187	1.000	4184.16	0.001170
15.00	101325	1704	999.19	63.04	15.06	4.186	1.000	4182.49	0.001139
16.00	101325	1817	999.03	67.22	16.06	4.185	1.000	4180.86	0.001109
17.00	101325	1936	998.86	71.41	17.06	4.184	0.999	4179.27	0.001081
18.00	101325	2063	998.68	75.59	18.05	4.183	0.999	4177.72	0.001054
19.00	101325	2196	998.49	79.77	19.05	4.182	0.999	4176.20	0.001028
20.00	101325	2337	998.29	83.95	20.05	4.182	0.999	4174.70	0.001003
21.00	101325	2486	998.08	88.14	21.05	4.181	0.999	4173.23	0.000979
22.00	101325	2642	997.86	92.32	22.05	4.181	0.999	4171.78	0.000955
23.00	101325	2808	997.62	96.50	23.05	4.180	0.998	4170.34	0.000933
24.00	101325	2982	997.38	100.68	24.05	4.180	0.998	4168.92	0.000911
25.00	101325	3166	997.13	104.86	25.04	4.180	0.998	4167.51	0.000891
26.00	101325	3360	996.86	109.04	26.04	4.179	0.998	4166.11	0.000871
27.00	101325	3564	996.59	113.22	27.04	4.179	0.998	4164.71	0.000852
28.00	101325	3779	996.31	117.39	28.04	4.179	0.998	4163.31	0.000833
29.00	101325	4004	996.02	121.57	29.04	4.179	0.998	4161.92	0.000815
30.00	101325	4242	995.71	125.75	30.04	4.178	0.998	4160.53	0.000798
31.00	101325	4491	995.41	129.93	31.03	4.178	0.998	4159.13	0.000781
32.00	101325	4754	995.09	134.11	32.03	4.178	0.998	4157.73	0.000765
33.00	101325	5029	994.76	138.29	33.03	4.178	0.998	4156.33	0.000749
34.00	101325	5318	994.43	142.47	34.03	4.178	0.998	4154.92	0.000734
35.00	101325	5622	994.08	146.64	35.03	4.178	0.998	4153.51	0.000720
36.00	101325	5940	993.73	150.82	36.02	4.178	0.998	4152.08	0.000705
37.00	101325	6274	993.37	155.00	37.02	4.178	0.998	4150.65	0.000692

38.00	101325	6624	993.00	159.18	38.02	4.178	0.998	4149.20	0.000678
39.00	101325	6991	992.63	163.36	39.02	4.179	0.998	4147.74	0.000666
40.00	101325	7375	992.25	167.54	40.02	4.179	0.998	4146.28	0.000653
41.00	101325	7777	991.86	171.71	41.01	4.179	0.998	4144.80	0.000641
42.00	101325	8198	991.46	175.89	42.01	4.179	0.998	4143.30	0.000629
43.00	101325	8639	991.05	180.07	43.01	4.179	0.998	4141.80	0.000618
44.00	101325	9100	990.64	184.25	44.01	4.179	0.998	4140.28	0.000607
45.00	101325	9582	990.22	188.43	45.01	4.180	0.998	4138.75	0.000596
46.00	101325	10085	989.80	192.61	46.00	4.180	0.998	4137.20	0.000586
47.00	101325	10612	989.36	196.79	47.00	4.180	0.998	4135.64	0.000576
48.00	101325	11161	988.92	200.97	48.00	4.180	0.998	4134.06	0.000566
49.00	101325	11735	988.47	205.15	49.00	4.181	0.999	4132.47	0.000556
50.00	101325	12335	988.02	209.33	50.00	4.181	0.999	4130.87	0.000547
51.00	101325	12960	987.56	213.51	51.00	4.181	0.999	4129.25	0.000538
52.00	101325	13612	987.09	217.69	52.00	4.182	0.999	4127.61	0.000529
53.00	101325	14292	986.62	221.88	52.99	4.182	0.999	4125.97	0.000521
54.00	101325	15001	986.14	226.06	53.99	4.182	0.999	4124.30	0.000512
55.00	101325	15740	985.65	230.24	54.99	4.183	0.999	4122.63	0.000504
56.00	101325	16510	985.16	234.42	55.99	4.183	0.999	4120.94	0.000496
57.00	101325	17312	984.66	238.61	56.99	4.183	0.999	4119.24	0.000489
58.00	101325	18146	984.16	242.79	57.99	4.184	0.999	4117.52	0.000481
59.00	101325	19015	983.64	246.97	58.99	4.184	0.999	4115.79	0.000474
60.00	101325	19919	983.13	251.16	59.99	4.185	0.999	4114.05	0.000467
61.00	101325	20859	982.60	255.34	60.99	4.185	1.000	4112.30	0.000460
62.00	101325	21837	982.07	259.53	61.99	4.186	1.000	4110.53	0.000453
63.00	101325	22854	981.54	263.72	62.99	4.186	1.000	4108.75	0.000447
64.00	101325	23910	981.00	267.90	63.99	4.187	1.000	4106.97	0.000440
65.00	101325	25008	980.45	272.09	64.99	4.187	1.000	4105.17	0.000434
66.00	101325	26148	979.90	276.28	65.99	4.188	1.000	4103.36	0.000428
67.00	101325	27332	979.34	280.46	66.99	4.188	1.000	4101.54	0.000422
68.00	101325	28561	978.78	284.65	67.99	4.189	1.000	4099.71	0.000416
69.00	101325	29837	978.21	288.84	68.99	4.189	1.001	4097.88	0.000410
70.00	101325	31161	977.63	293.03	69.99	4.190	1.001	4096.03	0.000404
71.00	101325	32533	977.05	297.22	70.99	4.190	1.001	4094.18	0.000399
72.00	101325	33957	976.47	301.41	71.99	4.191	1.001	4092.31	0.000394
73.00	101325	35433	975.88	305.60	72.99	4.192	1.001	4090.45	0.000388
74.00	101325	36963	975.28	309.79	73.99	4.192	1.001	4088.57	0.000383
75.00	101325	38548	974.68	313.99	74.99	4.193	1.001	4086.69	0.000378
76.00	101325	40190	974.08	318.18	76.00	4.194	1.002	4084.80	0.000373
77.00	101325	41890	973.46	322.37	77.00	4.194	1.002	4082.91	0.000369
78.00	101325	43650	972.85	326.57	78.00	4.195	1.002	4081.01	0.000364
79.00	101325	45473	972.23	330.76	79.00	4.196	1.002	4079.11	0.000359
80.00	101325	47359	971.60	334.96	80.00	4.196	1.002	4077.20	0.000355
81.00	101325	49310	970.97	339.16	81.01	4.197	1.002	4075.29	0.000351

81.00	101325	49310	970.97	339.16	81.01	4.197	1.002	4075.29	0.000351
82.00	101325	51328	970.33	343.35	82.01	4.198	1.003	4073.38	0.000346
83.00	101325	53415	969.69	347.55	83.01	4.199	1.003	4071.46	0.000342
84.00	101325	55572	969.04	351.75	84.01	4.200	1.003	4069.54	0.000338
85.00	101325	57803	968.39	355.95	85.02	4.200	1.003	4067.62	0.000334
86.00	101325	60107	967.73	360.15	86.02	4.201	1.003	4065.70	0.000330
87.00	101325	62488	967.07	364.35	87.02	4.202	1.004	4063.78	0.000326
88.00	101325	64947	966.41	368.56	88.03	4.203	1.004	4061.85	0.000322
89.00	101325	67486	965.74	372.76	89.03	4.204	1.004	4059.93	0.000319
90.00	101325	70108	965.06	376.96	90.04	4.205	1.004	4058.00	0.000315
91.00	101325	72814	964.38	381.17	91.04	4.206	1.005	4056.08	0.000311
92.00	101325	75607	963.70	385.38	92.05	4.207	1.005	4054.15	0.000308
93.00	101325	78488	963.01	389.58	93.05	4.208	1.005	4052.23	0.000304
94.00	101325	81460	962.31	393.79	94.06	4.209	1.005	4050.31	0.000301
95.00	101325	84525	961.62	398.00	95.06	4.210	1.006	4048.39	0.000298
96.00	101325	87685	960.91	402.21	96.07	4.211	1.006	4046.47	0.000295
97.00	101325	90943	960.20	406.42	97.07	4.212	1.006	4044.55	0.000291
98.00	101325	94301	959.49	410.64	98.08	4.213	1.006	4042.64	0.000288
99.00	101325	97760	958.78	414.85	99.09	4.214	1.007	4040.73	0.000285
100.00	101325	101325	958.05	419.06	100.09	4.216	1.007	4038.82	0.000282

**Table2** : Représente les caractéristiques de l'eau de l'eau en fonction de la température

Annexe 3 :

**Convection naturelle**

Les relations empiriques utilisées pour le calcul du nombre de Nusselt sont, en général, de la forme :

$$Nu = C.(Gr.Pr)^n$$

$n=1/4$  lorsque la convection est laminaire  
 $n=1/3$  lorsque la convection est turbulente

La valeur du coefficient C est donnée dans le tableau suivant :

Géométrie et orientation de la paroi	Dimension caractéristique	Coefficient C	
		Convection laminaire	convection turbulente
Plaque ou cylindre vertical	Hauteur	$C=0.59$ $10^4 < Gr.Pr < 10^9$	$C=0.13$ $10^9 < Gr.Pr < 10^{13}$
Cylindre horizontal	Diamètre extérieur	$C=0.53$ $10^3 < Gr.Pr < 10^9$	$C=0.10$ $10^9 < Gr.Pr < 10^{13}$
Plaque horizontale chauffant vers le haut	$L_c = A_s / P$ $A_s$ : Surface d'échange $P$ : Périmètre	$C=0.54$ $10^5 < Gr.Pr < 2.10^7$	$C=0.14$ $2.10^7 < Gr.Pr < 3.10^{10}$
Plaque horizontale chauffant vers le bas	$L_c = A_s / P$ $A_s$ : Surface d'échange $P$ : Périmètre	$C=0.27$ $3.10^5 < Gr.Pr < 3.10^{10}$	$C=0.07$ $3.10^{10} < Gr.Pr < 10^{13}$

Indiquons que le nombre sans dimension  $Ra = Gr.Pr$  est le nombre de Raleigh avec :

$$Gr = \beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot \rho^2 \cdot L^3 / \mu^2 = \beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot L^3 / \nu^2 \text{ est le nombre de Grashof}$$

et

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \text{ le nombre de Prandtl}$$

**Table3** : Représente les corrélations utilisées pour les calculs des coefficients