



Université Mohamed Khider de Biskra
Faculté des Sciences et de la technologie
Département : Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Réf. :

Présenté et soutenu par :

Maroua FERHAT

Le : dimanche 7 juillet 2019

Etude expérimentale d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique pour différents arrangements

Jury :

Dr	Tahar MASRI	MCB	Université de Biskra	Président
Dr	Nora BOULTIF	MCB	Université de Biskra	Rapporteur
Dr	Adel BENCHABANE	Professeur	Université de Biskra	Examineur

Dédicace

Au nom de l'amour de l'obéissance et du respect, je dédie ce travail :

A mes très chers parents.

Papa 'MOUSSA', ce grand homme, toujours près à me tendre la main lorsqu'e j'en Ai besoin, ce repère toujours présent pour guider mes pas, ce merveilleux père qui n'a jamais hésité à tout sacrifier pour ces enfants.

Maman 'ZOUBIDA', cette amie qui m'a donné la vie, cette déesse de douceur toujours prête à dire que tout ira bien, cette maman, qui partage avec nous les joies et les peines avec tout son cœur.

Aujourd'hui et du fond de mon cœur, je vous dis 'MERCI mes parant 'la source de courage.

A mes chers frères SIF EDDINE et MOHAMED RAOUF.

A mes adorables sœurs : MOUNA, SAMIHA et SABRINE.

A MA grande famille et surtout mes cousines.

A mes camarades : Hadjila Saad Saoud , Khalida Mimoune, Kamilia Chebabi , Amel Abdeddaim.

A mes amis de la promotion.

Maroua FERHAT

Remerciements

Avant tout, je remercie DIEU le tout-puissant de m'avoir donné le courage, la volonté, la patience et la santé durant toutes ces années d'études, et que grâce à lui ce travail a pu être réalisé.

*Le moment est venu d'exprimer toute ma reconnaissance à mon encadreur Docteur **Nora BOULTIF** Maître de Conférences à l'Université de Mohamed Khider, Biskra, pour avoir accepté de diriger ce travail, pour ces précieux conseils qu'ils n'ont cessé de me prodiguer tout au long de la réalisation de ce travail ainsi que pour sa disponibilité quotidienne.*

*Je tiens très sincèrement à remercier Monsieur le Docteur **Tahar MASRI**, Maître de Conférences à l'Université de Mohamed Khider, Biskra, pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury et pour toute l'aide qu'il m'a apportée.*

*Je remercie également Monsieur le Professeur **Adel BECHABANE**, Professeur à l'Université de Mohamed Khider, Biskra, qui m'a fait l'honneur de participer au jury.*

*Je remercie Monsieur le Docteur **Chawki MAHBOUB** et le **Amar ROUAG** ainsi que tout l'effectif du hall technologique de l'université de Biskra.*

*Je tiens très sincèrement à remercier Monsieur **Sadam Houcine SELLAM**, doctorant à l'Université Mohamed Khider, Biskra, pour son aide.*

*Je tiens à remercier mes collègues **Ihab AYAYDEH**, **Nour Elhouda TORKI** pour leur aide et pour leur encouragement et surtout pour leurs efforts à achever ce travail.*

Finalement j'adresse mes sincères remerciements à tous les enseignants du département de génie mécanique.

Dédicace.....	I
Remerciement	II
Table des matières.....	III
Liste des Figures.....	VI
Liste des Tableaux.....	VIII
Nomenclature.....	X
Introduction Générale.....	1

CHAPITRE I. SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE

Introduction.....	5
1. Revues bibliographiques.....	5

CHAPITRE II. RAPPELS ET GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

1. Introduction.....	15
2. l'échangeur de chaleur	15
3. Fonctions d'un échangeur thermique.....	15
4. Les modes de transfert de chaleur dans les échangeurs.....	16
4.1. Conduction.....	16
4.2. Convection.....	17
4.3. Rayonnement.....	17
5. Les différentes circulations dans l'échangeur de chaleur.....	18
5.1. Co-courants ou courants parallèles	18
5.2. Contre-courants.....	18
5.3. Courants croisés.....	18
5.4. Les différents arrangements dans l'échangeur à triple tube concentrique	19
6. Classification des échangeurs.....	20
6.1. Classification selon leurs procédés de transfert thermique.....	20
6.2. Classification selon la compacité de surface	21
6.3. Classification selon le nombre de fluide.....	21
6.4. Classification suivant le mécanisme de transfert de chaleur.....	21
6.5. Selon le circuit des fluides	22

6.6. Selon la construction.....	23
6.7. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	24
7. Les applications des différents types d'échangeurs.....	24

CHAPITRE III. CALCUL DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR

1. Introduction.....	27
2. Calcul des performances thermique d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique.....	27
2.1. Principales Températures.....	27
2.1.1. Circulation à Contre –courant.....	28
2.1.2. Circulation à Co –courant.....	29
2.1.3. Circulation à Co –courant/ Contre –courant.....	29
2.1.4. Circulation à Contre –courant/ Co –courant.....	30
2.1.5. Température moyenne.....	31
2.1.6. Différence de températures moyenne logarithmique ΔT_{ml}	31
3. Flux thermique	31
4. Efficacité d'un échangeur.....	31
5. Rapport des capacités calorifiques.....	32
6. Nombre d'unité de transfert NUT.....	32
7. Expression de l'efficacité (ϵ) en fonction de (R et NUT).....	33
8. Coefficient d'échange de chaleur global	34
9. Méthodes de calculs.....	35
9.1. La méthode DMLT.....	35
9.2. La méthode de NUT.....	36

CHAPITRE IV. CONCEPTION ET REALISATION EXPERIMENTALES

1. Introduction	38
2. Description de l'appareil.....	38
3. Instruments et accessoires.....	40
4. Expériences.....	42
4.1. Première expérience arrangement Co- courant.....	42
4.2. Deuxième expérience arrangement Contre- courant.....	44
4.3. Troisième expérience arrangement Contre-courant /Co-courant.....	45
4.4. Quatrième expérience arrangement Co-courant/ Contre- courant.....	47

Table des matières

5. Calcul des performances.....	49
5.1. Détermination des températures moyennes logarithmiques.....	49
5.1.a. Co-courant.....	49
5.1. b. Contre-courant.....	49
5.2. Détermination de la puissance thermique Φ	49
5.3. Détermination du coefficient d'échange global K	50
5.4. Détermination de l'efficacité de l'échangeur.....	50
6. Résultats.....	52
6.1. Tableaux des résultats.....	52
6.2. Courbes et interprétations.....	54
6.2.1. Comparaison.....	54
6.2.2. L'effet de la variation du débit du fluide chaud.....	56
6.2.2.1. Variation de la puissance des trois fluides en fonctions du débit de fluide chaud pour les différents arrangements.....	56
6.2.2.2. Variation de l'efficacité de l'échangeur thermique en fonction du débit du fluide chaud pour les différents arrangements.....	57
6.2.2.3. Variation des coefficients d'échanges globaux en fonction du débit du fluide chaud pour les différent arrangements.....	58
6.2.3. L'effet de la variation du débit du fluide normal 1.....	59
6.2.3.1. Variation de la puissance des trois fluides en fonctions du débit du fluide normal 1 pour différents arrangement.....	59
6.2.3.2. Variation de l'efficacité de l'échangeur thermique en fonction du débit du fluide normal 1 pour les différents arrangements.....	60
6.2.3.3. Variation des coefficients d'échanges globaux en fonction du débit du fluide normal 1 pour les différents arrangements.....	61
Conclusion Générale	62
Références bibliographiques	64
Annexe	68

Liste des Figures

N° Figure	Figure	N° page
I.1.	La variation du taux de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur pour différents débits d'entrée	6
I.2.	Variation de température dans l'arrangement (N-H-N)	8
I.3.	Variation de température dans l'arrangement (C-H-C)	8
I.4.	Les températures de sortie des trois pour les différents cas (sans nervures) et avec nervures (4mm et 8mm)	11
I.5.	Géométrie de l'échangeur à trois fluides	13
II.1.	La conduction	17
II.2.	La convection	17
II.3.	Le rayonnement	18
II.4.	les modes de circulation les trois fluide	19
III.1.	Principales températures dans un échangeur à triple concentrique à circulation (Contre -courant).	28
III.2.	Principales températures dans un échangeur à triple concentrique à circulation (Co-courant).	29
III.3.	Principales températures dans un échangeur à triple concentrique à circulation (Co-courant /Contre -courant).	29
III.4.	Principales températures dans un échangeur à triple concentrique à circulation (Contre –courant/ Co-courant).	30
III.5.	Schéma de calcul par la méthode du DMLT	35
III.6.	Schéma de calcul par la méthode du nombre d'unité de transfert	36
IV.1.	Réalisation de d échangeur de chaleur à triple tube concentrique	39
IV.2.	banc d'essai d échangeur de chaleur à triple tube	39
IV.3.	Dimensions des tubes composant l'échangeur de chaleur	40
IV.4.	Isolant thermique.	40
IV.5.	Thermomètre à affichage numérique	41
IV.6.	Tube de venturi	41

Liste des Figures

IV.7.	Circulation Co-courant	42
IV.8.	Circulation Contre-courant	44
IV.9.	Circulation Contre-courant/ Co-courant	45
IV.10.	Circulation Co-courant/ Contre-courant	47
IV.11.	Comparaison entre l'efficacité d'ETTC et EDTC	55
IV.12.	A. Variation de la puissance des trois fluides en fonctions du débit de fluide chaud pour différentes arrangements	56
IV.13.	La variation de l'efficacité en fonction du débit de fluide chaud	57
IV.14.	Variation des coefficients d'échanges globaux en fonction du débit fluide chaud pour différentes arrangements	58
IV.15.	A. Variation de la puissance des trois fluides en fonctions du débit de fluide normal 1 pour différentes arrangements	59
IV.16.	La variation de l'efficacité en fonction du débit de fluide normal 1	60
IV.17.	Variation des coefficients d'échanges globaux en fonction du débit fluide normal 1 pour différentes arrangement	61

Liste des Tableaux

N° Tableau	Tableau	N° page
II.1.	Les modes de circulation des fluides	19
II.2.	les applications des différents types d'échangeurs	24
III.1.	L'efficacité et le NUT pour les quatre arrangements	32
IV.1.	Résultats de la circulation Co-courant	43
IV.2.	Résultats de la circulation Co-courant	43
IV.3.	Résultats de la circulation Contre-courant	44
IV.4.	Résultats de la circulation Contre-courant	45
IV.5.	Résultats de la circulation Contre-courant/ Co-courant	46
IV.6.	Résultats de la circulation Contre-courant/ Co-courant	47
IV.7.	Résultats de la circulation Co-courant /Contre-courant	48
IV.8.	Résultats de la circulation Co-courant /Contre-courant	48
IV.9.	L'effet de la variation du débit de «fluide chaud » Circulation Co-courant de 1 ^{er} expérience	52
IV.10.	L'effet de la variation du débit de «fluide normal 1 » Circulation Co-courant de 2 ^{eme} expérience	52
IV.11.	L'effet de la variation du débit de «fluide chaud » Circulation Contre-courant de 1 ^{er} expérience	52
IV.12.	L'effet de la variation du débit de «fluide normal 1 » Circulation Contre-courant de 2 ^{eme} expérience	53
IV.13.	L'effet de la variation du débit de «fluide chaud » Circulation Contre-courant/Co-courant de 1 ^{er} expérience	53
IV.14.	L'effet de la variation du débit de «fluide normal 1 » Circulation Contre-courant/Co-courant de 2 ^{eme} expérience	53

Liste des Tableaux

IV.15.	L'effet de la variation du débit de «fluide chaud » Circulation Co-courant/Contre-courant de 1 ^{er} expérience	54
IV.16.	L'effet de la variation du débit de «fluide normal 1 » Circulation Co-courant/Contre-courant de 2 ^{eme} expérience	54
IV.17.	de comparaison entre l'(EDTC) et (ETTC)	55

Nomenclature

Alphabet latin

C	Capacité calorifique en (W /K)
C_p	Chaleur massique a pression constante (J/kg. K)
d_i, d_e	Diamètres interne et externe (m)
E	Efficacité (%)
F	Coefficient correctif
h	Coefficient d'échange de chaleur par convection (W/m ² .K)
h_i et h_e	Coefficient d'échange de chaleur par convection interne et externe (W/m ² .K)
K	Coefficient d'échange de chaleur global (W/m ² .K)
L	Longueur de l'échangeur de chaleur en (m)
<i>m</i>	Débit du fluide en (kg/s)
NUT	Nombre d'unité de transfert
R	Rapport des capacités calorifiques
R_e et R_i	Résistances thermiques d'encrassement en (m ² K/W)
R_p	Résistance thermique de la paroi métallique séparatrice en (m ² .K/W)
S	Surface de l'échangeur (m ²).
S_e et S_i	Surfaces externe et interne de la paroi d'échange en (m ²)
S_m	Surface moyenne de la paroi d'échange en (m ²)
T_e, T_s	Températures d'entrée et de sortie (°C)
T_m	Température moyenne (°C)
T_p	Température de paroi (°C)

Abréviations

EDTC	Echangeur de chaleur a double tube concentrique
ETTC	Echangeur de chaleur a triple tube concentrique

Nomenclature

Lettres grecques

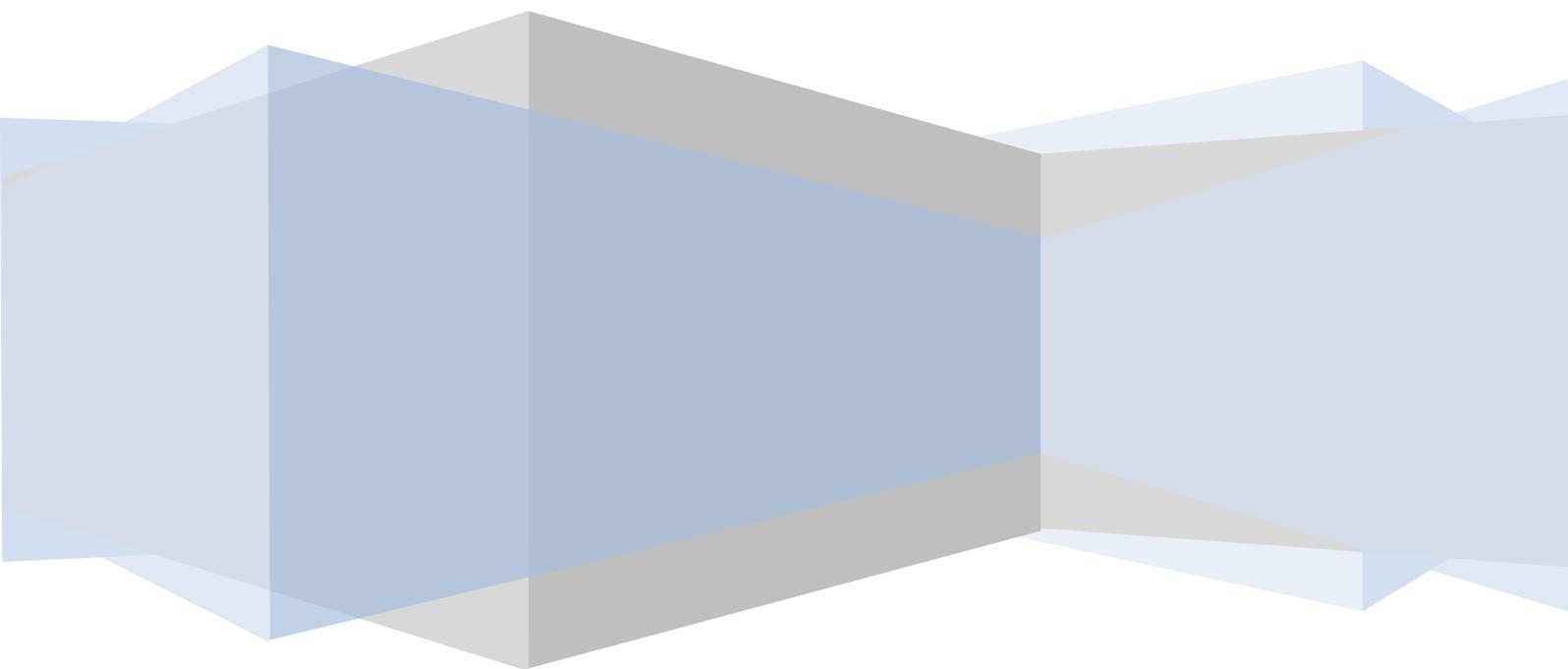
δ_{enc}	L'épaisseur en (m)
λ_j	conductivité thermique de la j ème paroi en (W/mK).
π	3.14159 radians
ρ	Masse volumique du fluide en (kg/m ³)
ΔT	Ecart de température dans chaque tube (°C)
$\Delta T_e, \Delta T_s$	Ecart de température à l'entrée et à la sortie (°C)
ΔT_{max}	Ecart de température maximum (°C)
ΔT_{ml}	différence de température moyenne logarithmique (°C)
Φ	Flux de chaleur (W)
Φ_{max}	Flux thermique maximum transférable (W)

Indices

e	entrée, externe
s	sortie
i	interne
j	nombre entier
m	moyenne
max	maximum
min	minimum
n	nombre entier
p	paroi
N₁, N₂	l'eau Normale(1) et l'eau Normale(2)
C	l'eau chaude

INTRODUCTION

GÉNÉRALE



Introduction générale

Les échanges thermiques interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines. La nécessité de transférer la chaleur d'un fluide à un autre rend inévitable l'utilisation de dispositifs de transfert de chaleur. Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs utilisés pour transférer de la chaleur entre deux ou plusieurs courants de fluide à des températures différentes. Le chauffage des locaux, la production d'énergie, le refroidissement électronique, la réfrigération, la climatisation, l'industrie chimiques et l'industrie automobile font partie des domaines d'application de ces appareils.

Il existe plusieurs types d'échangeurs de chaleur, tels que l'échangeur de chaleur à plaques, l'échangeur de chaleur tubes et calandre, l'échangeur à tubes concentriques, l'échangeur de chaleur à tube hélicoïdal, etc....

Les échangeurs de chaleur à tubes concentriques jouent un rôle primordial dans la satisfaction des besoins des échangeurs de chaleur dans l'industrie alimentaire. L'échangeur de chaleur le plus couramment utilisé est un échangeur de chaleur à double enveloppe. Il est utilisé dans différents produits tels que les industries laitière, alimentaire, des boissons et pharmaceutique. Avec des efforts croissants pour améliorer les performances des ces dispositifs de transfert de chaleur, des recherches sont nécessaires pour améliorer les performances thermohydrauliques des échangeurs thermiques, le développement des échangeurs de chaleur multifluides va dans ce sens.

Un échangeur de chaleur à trois fluides peut être considéré comme étant meilleur que les échangeurs de chaleur conventionnels en ce qu'il permet un flux de fluide supplémentaire, ce qui peut améliorer les performances globales du système. Le remplacement des échangeurs de chaleur conventionnels par des échangeurs de chaleur à trois fluides pourrait jouer un rôle important en répondant aux besoins croissants d'efficacité accrue de ces dispositifs. Parmi les applications pratiques des échangeurs de chaleur à trois fluides figure la pétrochimie, la séparation de l'air, l'aérospatiale, la purification et la liquéfaction de l'hydrogène, etc.

L'objectif de ce projet de fin d'étude est la réalisation d'un échangeur à triple tube concentrique et d'étudier les performances de ce type d'échangeurs pour les quatre arrangements possible co-courant, contre-courant, co-courant/contre-courant et contre-courant/co-courant.

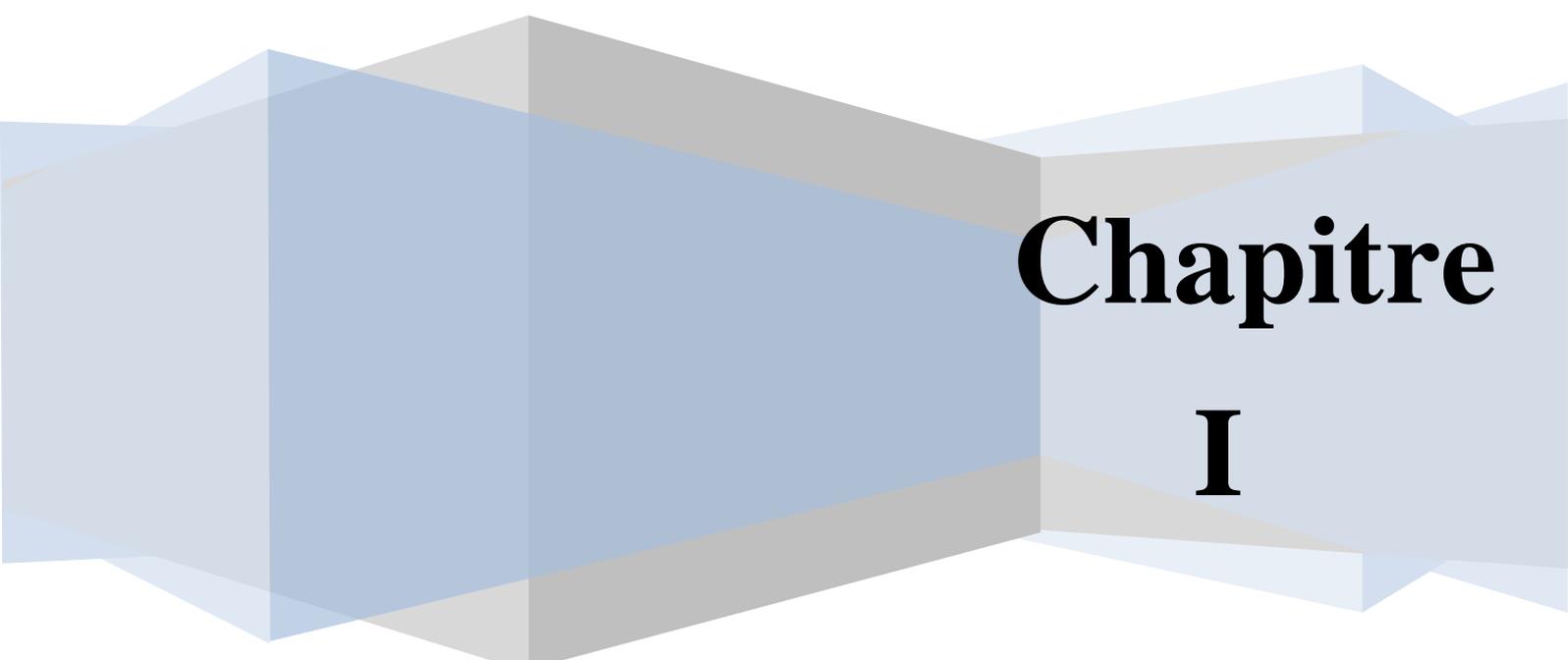
Le manuscrit du mémoire est structuré en quatre chapitres et une conclusion générale

- Le premier chapitre présente une synthèse bibliographique couvrant les études théoriques et expérimentales réalisées sur les échangeurs de chaleur à triple tube concentrique.

Introduction générale

- Dans le deuxième chapitre des généralités sur les échangeurs de chaleur (leurs types et le domaine d'utilisation de chaque type) sont explicitées.
- Le Troisième chapitre s'intéresse au calcul des performances thermiques d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique pour les différents agencements (températures principales, flux thermique, efficacité, etc...)
- Quatrième chapitre est consacré à l'étude expérimentale de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique (réalisation et résultats).
- Le manuscrit du mémoire est achevé par une conclusion générale

SYNTHÈSE
BIBLIOGRAPHIQUE



Chapitre

I

I.1.Introduction

L'échangeur de chaleur à triple tube concentrique est une version légèrement modifiée d'un échangeur à double tube concentrique où le nombre de tubes concentriques est de trois au lieu de deux. Il a des avantages évidents par rapport à un échangeur de chaleur à double tube, telles que : les grandes surfaces de transfert de chaleur par unité de longueur et la hausse des niveaux de coefficients de transfert de chaleur en raison d'un passage d'écoulement supplémentaire.

I.2.Revues bibliographiques

Plusieurs études analytiques, numériques et expérimentales ont été mené sur les échangeurs impliquant trois fluides on cite les suivantes :

Zuritz [1], a développé un ensemble d'équations analytiques pour un échangeur de chaleur à trois tubes. Les équations permettent des calculs d'une manière indépendante par rapport aux fluides utilisés. Elles permettent d'avoir les températures des fluides à n'importe quel emplacement axial le long de l'échangeur de chaleur. Ces équations sont valables pour les configurations à co-courant et à contre-courant.

Les débits massiques, les températures d'entrée des fluides et les coefficients de transfert de chaleur sont des paramètres d'entrée requis pour les calculs de température. Une équation approximative simplifiée pour le taux de transfert de chaleur, en termes de différences de température moyenne logarithmiques, était dérivée pour les échangeurs de chaleur bien isolés et testée avec les équations analytiques. Une étude de cas est présentée et la procédure de calcul est discutée. Les résultats obtenus avec l'équation simplifiée du taux total de transfert de chaleur étaient en excellent accord avec ceux obtenus avec les équations analytiques. La simulation montre que la création d'une région annulaire dans le tube interne augmente l'efficacité globale du transfert de chaleur et réduit la longueur requise pour l'échangeur thermique de 25%.

Touatit et al. [2], une étude numérique est effectuée pour la détermination des températures des trois fluides, ainsi que les différents coefficients d'échange de chaleur, la puissance consommée et les pertes de charge dans un échangeur de chaleur à triple tube concentrique fonctionnant en régime permanent pour les deux circulations Contre-courant et Co-courant.

Les auteurs ont donné une méthode technico-économique pour l'optimisation en déterminant le diamètre optimal correspondant au coût total minimal.

Saraireh [3], une étude expérimentale et numérique des performances thermiques de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique est réalisée pour l'arrangement (N-C-N). L'ensemble d'expériences en régime permanent pour différents débits sont menées. La variation de température de l'eau chaude et normale le long de l'échangeur de chaleur est présentée. En outre, le taux de transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur est obtenu pour différents débits (Figure I.1). L'auteur a constaté que le taux de transfert de chaleur augmente avec le débit volumique, il prend sa valeur maximale pour les débits élevés de d'eau chaude et normale. Les résultats expérimentaux sont comparés avec des résultats de simulation numérique pour valider le modèle numérique.

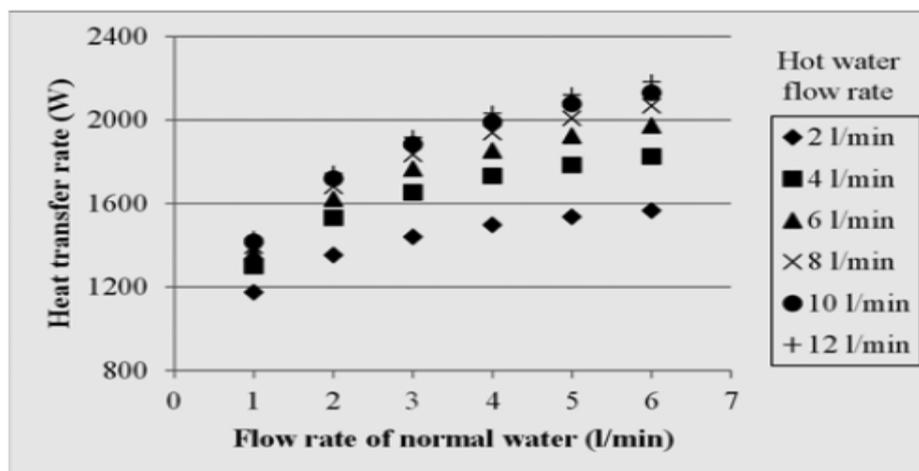


Figure I.1. La variation du taux de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur pour différents débits d'entrée [3].

Radulescu et al. [4], dans leur étude, les auteurs ont effectué une analyse du transfert de chaleur réalisé lors du refroidissement d'un produit pétrolier avec de l'eau dans les échangeurs de chaleur à triple et double tube concentrique. Sur la base de données expérimentale obtenue en laboratoire, les valeurs des principaux paramètres ont été comparées pour évaluer les différences de chaleur transférées dans les deux échangeurs de chaleur. Les résultats montrent que pour une même longueur d'échangeur de chaleur, la surface de transfert de chaleur et les coefficients de transfert de chaleur globaux pour l'échangeur de chaleur à triple tube sont supérieurs à ceux de l'échangeur à double tube.

Sahoo et al. [5], une étude expérimentale sur un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques hélicoïdaux est proposée, fabriquée et expérimentée pour étudier le comportement d'échange de chaleur entre les trois fluides (eau normale, eau chaude et eau normale) pour différentes conditions de fonctionnement. Les résultats sont présentés en termes de variation de température de trois fluides sur la longueur de l'échangeur de chaleur. L'efficacité de l'échangeur de chaleur à différents arrangements de flux est également comparée. Les arrangements d'écoulement de (N-H-C) et de (C-H-N) sont étudiés pour les deux agencements co-courant et contre-courant pour des différents débits de fluide chaud.

Les observations et les conclusions suivantes sont tirées de l'expérience :

- l'arrangement (N-H-C) est plus efficace et a un taux de transfert de chaleur supérieur à (C-H-N) pour les deux cas à courant parallèle et à contre-courant.
- En cas d'écoulement parallèle, des points de croisement sont observés pour la distribution de température car les trois fluides s'écoulent dans le même sens et une interaction thermique accrue se produit entre fluide froid et chaud en raison d'une plus grande différence de température.
- L'efficacité de l'échangeur thermique est supérieure jusqu'à 20% pour le cas contre-courant (N-H-C), par rapport à contre-courant (C-H-N).
- L'efficacité de l'échangeur thermique est supérieure jusqu'à 28% supérieure pour le cas courant parallèle par rapport à co-courant (C-H-N) qui présente la valeur d'efficacité minimale.

Wafelkar et al. [6], une analyse expérimentale des performances d'un échangeur de chaleur triple concentrique est présentée en référence à un échangeur de chaleur à double tube.

Pour améliorer l'efficacité, des fossettes ont été réalisés sur le tube central. Le fluide utilisé est de l'eau. L'eau chaude circule dans l'espace annulaire central tandis que le fluide froid s'écoule dans le tube interne et l'espace annulaire externe. Cette recherche expérimentale est effectuée pour différents débits de fluide chaud et froid. La relation entre différents paramètres de performance tels que le nombre de Nusselt, le nombre de Prandtl, le facteur de friction et l'efficacité de l'échangeur de chaleur a également été présentée.

Les conclusions suivantes ont été observées au cours de ces expériences :

1. Pour un même nombre de Reynolds, l'efficacité de l'échangeur de chaleur à trois tubes est supérieure de 60% celle de l'échangeur de chaleur à double tube.

2. D'après les données expérimentales, ils ont constaté que le nombre de Nusselt correspond à 1,25 fois le nombre de Nusselt prévu.
3. L'augmentation de l'efficacité de 0,27 à 0,5 par rapport au débit massique d'eau froide dans la même plage de «Re» varie de 1500 à 4500.
4. Le facteur de friction côté fluide chaud diminue à mesure que le 'Re' augmente, ce qui réduit la puissance de pompage.

Pancholi et al. [7], dans leur recherche, on réalise un montage expérimental concernant l'étude de l'échangeur de chaleur à triple tube pour les deux configurations (N-H-N) et (C-H-C). Dans le (N-H-N), l'eau à température normale passe du tube interne et de l'anneau externe et de l'eau chaude de l'anneau interne. En (C-H-C), l'eau à basse température passe du tube interne et de l'anneau externe et de l'eau chaude de l'anneau interne. Ils ont conclu que L'échangeur de chaleur à triple tube offre de meilleures performances en configuration (C-H-C) et de contre-courant à contre-courant par rapport à l'échangeur de chaleur à double tube en termes de taux de transfert de chaleur et d'efficacité voir figures (Figure I.2) et (Figure I.3).

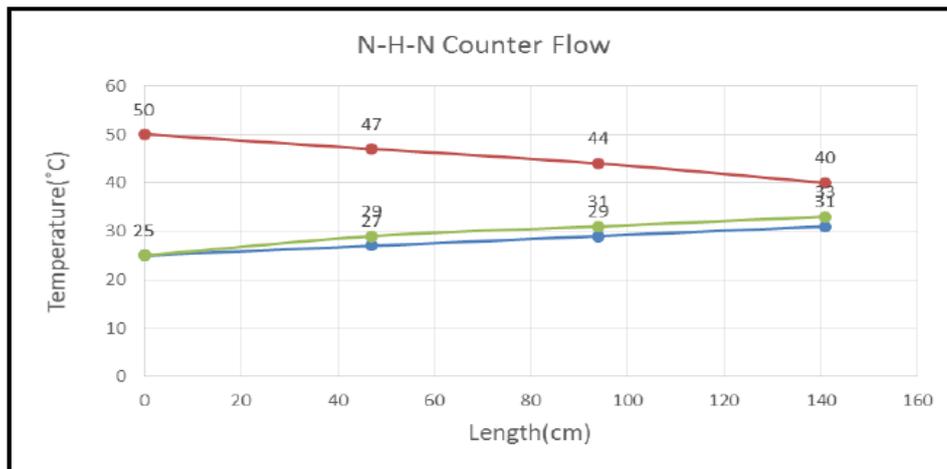


Figure I.2. Variation de température dans l'arrangement (N-H-N) [7].

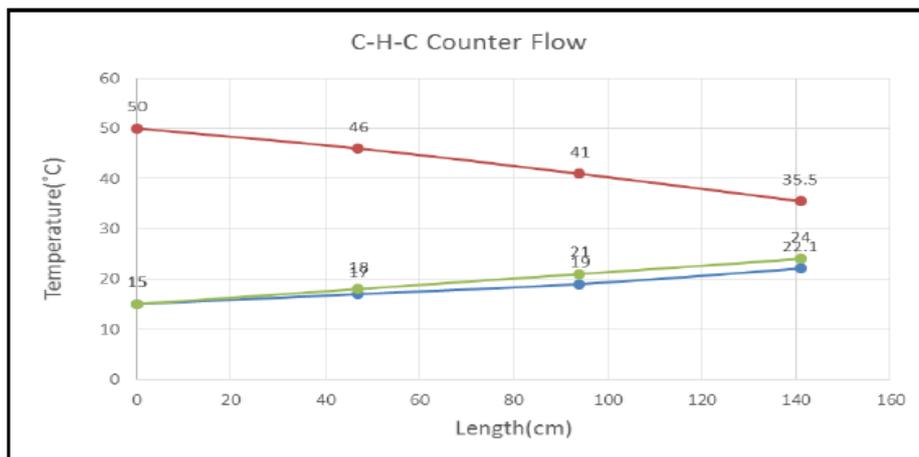


Figure I.3. Variation de température dans l'arrangement (C-H-C) [7].

Boultif [8], a étudié numériquement un échangeur de chaleur à triple tube concentrique, pour les deux régimes de fonctionnement transitoire et permanent. Les températures (fluides et parois), des deux coefficients d'échange globaux, des pertes de charge des trois fluides en fonction du temps, ainsi que les réponses transitoires aux différentes sollicitations sur les températures d'entrées des fluides (échelon, rampe, sinusoïdale et exponentielle). Les quatre configurations résultantes de circulation des trois fluides : (co-courant), (contre-courant), (contre-courant/co-courant) et (co-courant/contre-courant) sont étudiées. Elle a conclu que la circulation à contre-courant reste la plus efficace même pour ce type d'échangeur de chaleur. Une comparaison entre l'échangeur à triple tube concentrique et l'échangeur de chaleur à double tube concentrique pour différentes combinaisons des diamètres et des positions des fluides chaud et froid, Le résultat montre que l'échangeur à double enveloppe peut avoir une efficacité meilleur à celle d'un échangeur de chaleur à triple tube dans le cas de configuration à co-courant et pour une longueur infinie de l'échangeur de chaleur.

Sagar et al. [9], dans cette étude les chercheurs ont examiné les caractéristiques de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur horizontal à trois tubes : tube du milieu fileté et le tube centrale avec fossettes. Ils ont donné les conclusions suivantes :

- Les fossettes et le filetage sur le tube sont plus efficaces.
- Un meilleur taux de transfert de chaleur est observé lorsque la turbulence augmente, une augmentation du facteur de friction est observée.
- Le coefficient de transfert de chaleur dans le l'échangeur à tube triple est supérieure à celle de l'échangeur de chaleur à double tube.

Shinde et al. [10], ils ont réalisé une étude expérimentale sur un échangeur à triple tube concentrique (ETTC) pour augmenter le taux de transfert thermique et le coefficient d'échange global. L'ETTC se compose de trois tubes concentriques de diamètre 38,1 mm, 25,4 mm, 12,7 mm et une longueur de 1098 mm, 1148 mm et 1198 mm de l'extérieur vers l'intérieur respectivement. L'épaisseur des tubes est de 2,0 mm, 1,5 mm 1,0 mm respectivement. Les deux tubes intérieurs sont en cuivre et les tubes les plus extérieurs sont en fonte.

Ils ont constaté que le taux de transfert de chaleur et le coefficient de transfert de chaleur global sont beaucoup plus élevés dans le (ETTC) que dans l'échangeur de chaleur à double tube. (ETTC) offre un gain de place considérable et une économie de matière importante par

rapport à un échangeur de chaleur à double tube. Ils ont observé également que le taux de transfert de chaleur est plus élevé lorsque le débit est plus élevé dans les trois tubes.

Touatit et Bougriou [11], ils effectuée une étude numérique pour la détermination des températures des trois fluides, les différents coefficients de transfert de chaleur, la puissance et les pertes de charge dans un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en régime permanent. Le système est composé de trois tubes, l'hydrogène pénètre dans le tube central, l'azote traverse l'anneau intérieur et l'oxygène pénètre dans l'anneau externe pour les deux circulations à co-courant et à contre-courant. Les propriétés thermo physiques utilisées dans cette étude sont supposées variablement avec la température. Ils ont utilisé dans cette étude une méthode techno-économique pour optimiser l'échangeur de chaleur en déterminant un diamètre optimal correspondant au coût total minimal de l'échangeur de chaleur (fonctionnement et investissement). Après, ils ont seulement un diamètre de tube optimal pour chaque échangeur de chaleur qui correspond au coût total minimal de l'échangeur (dépense totale de frottement et la fabrication de l'échangeur de chaleur), contrairement aux études précédentes dans la littérature, où ils avait deux diamètres de tube optimaux: le premier correspond à l'efficacité maximale de l'échangeur de chaleur et le dernier à la consommation d'énergie minimale requise pour surmonter la chute de pression dans l'échangeur de chaleur.

Amanuel et Mishra [12], dans cette étude, l'optimisation des caractéristiques de transfert de chaleur et de perte de charge dans un échangeur de chaleur à triple tubes concentriques a été réalisée à l'aide des résultats de la simulation numérique. Le logiciel commercial ANSYS Fluent v17.0 a été utilisé pour simuler le flux et le transfert de chaleur, tandis que l'optimisation a été effectuée à l'aide de la méthode de surface de réponse (RSM) et de l'algorithme génétique (GA). Les paramètres effectifs de l'étude sont le nombre de Reynolds ($2500 \leq Re \leq 10\ 000$) et le rapport de la longueur au diamètre hydraulique ($100 \leq L / D_h \leq 220$). Les valeurs optimales, ainsi que la relation fonctionnelle entre les facteurs de conception (Re et L / D_h) et les variables de réponse (Nu et f). Il a été constaté que les deux facteurs de conception (Re et L / D_h) ont une forte influence sur les variables de réponse (Nu et f) avec l'augmentation de Re (débit), une forte augmentation du nombre de Nusselt et une diminution du facteur de friction ont été observées. Cependant, avec l'augmentation de L / D_h , une diminution considérable du nombre de Nusselt et du facteur de friction a été constatée.

Amanuel et Mishra [13], les auteurs ont utilisé le nano fluide (CuO / eau) dans un échangeur de chaleur à triple tubes concentriques. L'objectif de l'étude est la détermination des caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression du (CuO/eau) en régime d'écoulement turbulent. Le nombre de Reynold pour le nano fluide est considéré dans la gamme de 2500 à 10 000 avec une concentration volumique en nanoparticules de 0% à 3%. Les effets du débit, de la concentration en volume de nanoparticules et arrangement d'écoulement sur le transfert de chaleur sur les performances de transfert de chaleur du nano fluide ont été étudiés pour les quatre configurations d'écoulement. La comparaison de la performance avec et sans nano fluide a été faite. Il a été constaté que la performance thermique et l'efficacité globale ont augmenté avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de la concentration volumique de nanoparticules dans les quatre arrangements d'écoulement pour la gamme de paramètres de fonctionnement considérée.

Singh et Jain [14], ont proposé une étude qui inclut l'analyse de la performance de l'échangeur de chaleur triple tube concentrique avec nervures utilisant ANSYS Fluent 15. L'eau est utilisée comme un fluide de travail. Le tube intérieur permet le passage de l'eau à la température ambiante, l'eau chaude passe dans le tube intermédiaire et l'eau froide s'écoule dans le tube externe (N-H-C) à configuration co-courant. Le tube intermédiaire est constitué de nervures ayant longueur de 4 mm et 8 mm et une largeur de 1 mm. Les résultats sont présentés sous forme de température à l'entrée et à la sortie de tube et l'efficacité des échangeurs de chaleur avec et sans nervures est également présentée. Le résultat obtenu pour le tube avec nervures de 8 mm de longueur.

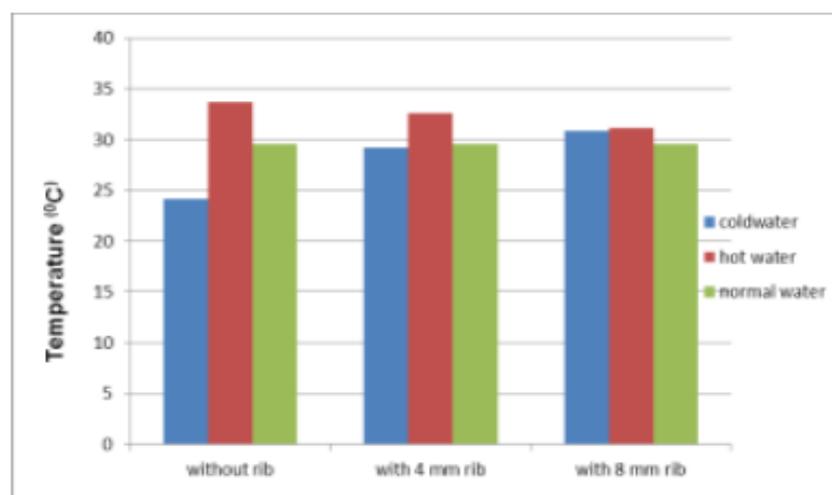


Figure I.4. Les températures de sortie des trois pour les différents cas (sans nervures) et avec nervures (4mm et 8mm) [14].

Peigné et al. [15], cette étude présente des essais expérimentaux menés sur un nouveau système de chauffage à l'air à base de bois destiné aux habitations énergétiques. L'objectif principal est d'évaluer les températures de sortie et la quantité de chaleur récupérées par l'air de ventilation afin d'évaluer la faisabilité et les performances du couplage d'un récupérateur de chaleur à ventilation mécanique et d'un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques intégré dans la cheminée d'un local. Les températures de sortie résultantes des trois fluides l'échangeur de chaleur sont comparés à ceux fournis par les solutions analytiques obtenues avec un modèle mathématique. Ils ont trouvé que les taux de transfert de chaleur sont prédits avec une différence relative inférieure à 5% par rapport aux valeurs expérimentales et qu'un tel système permet de couvrir tout ou une partie des pertes de chaleur dans un bâtiment éco énergétique.

Guellai [16], l'objectif de son étude est de réaliser et prédire les performances de l'échangeur à triple tube concentrique "la puissance thermique, les coefficients d'échange globaux ainsi que l'efficacité". Cet échangeur de chaleur est composé de trois tubes en cuivre de diamètres extérieurs 42 mm, 28 mm, 16 mm et de longueur 1m, 1.4m et 1.6m. Le fluide normal 1 circule dans le tube interne, le fluide froid s'écoule dans l'espace annulaire interne et le fluide normal 2 circule dans l'espace annulaire extérieur (N-C-N), la surface externe est isolé thermiquement.

Les résultats donnent les performances des trois fluides en fonction de la variation des débits confirment que le fluide froid est plus efficace que les deux fluides normale 1 et 2 et que l'arrangement à contre-courant est meilleur que l'agencement co-courant.

Mohapatra et al. [17], les auteurs ont présenté des études numériques sur un échangeur thermique à trois fluides, qui constitue une amélioration par rapport à l'échangeur thermique à double tube, dans lequel un tube hélicoïdal est inséré dans l'espace annulaire entre deux tubes droits. Le fluide côté tube hélicoïdal, c'est-à-dire l'eau chaude, transfère en continu la chaleur au fluide côté anneau extérieur et au fluide côté tube intérieur. Les caractéristiques de transfert de chaleur et de perte de charge sont évaluées pour différents débits et températures d'entrée. Avec une augmentation du débit volumétrique du fluide côté tube hélicoïdal et du fluide côté anneau externe, le coefficient de transfert de chaleur global augmente, et l'efficacité diminue pour le transfert de chaleur du fluide côté tube hélicoïdal au fluide côté anneau externe pour les deux configurations à contre-courant et à co-courant. Il est également observé qu'avec l'augmentation de la température d'entrée de fluide côté tube hélicoïdal, le coefficient de

transfert de chaleur global et l'efficacité augmentent pour le transfert de chaleur du fluide côté tube hélicoïdal au fluide côté anneau externe dans les deux configurations d'écoulement. Le facteur JF, a été proposé pour évaluer le comportement thermo-hydraulique de l'échangeur de chaleur, il est obtenu que le comportement de cet échangeur est meilleur à une vitesse de fluide inférieure du tube hélicoïdal et à une vitesse de fluide supérieure du côté de l'anneau externe.

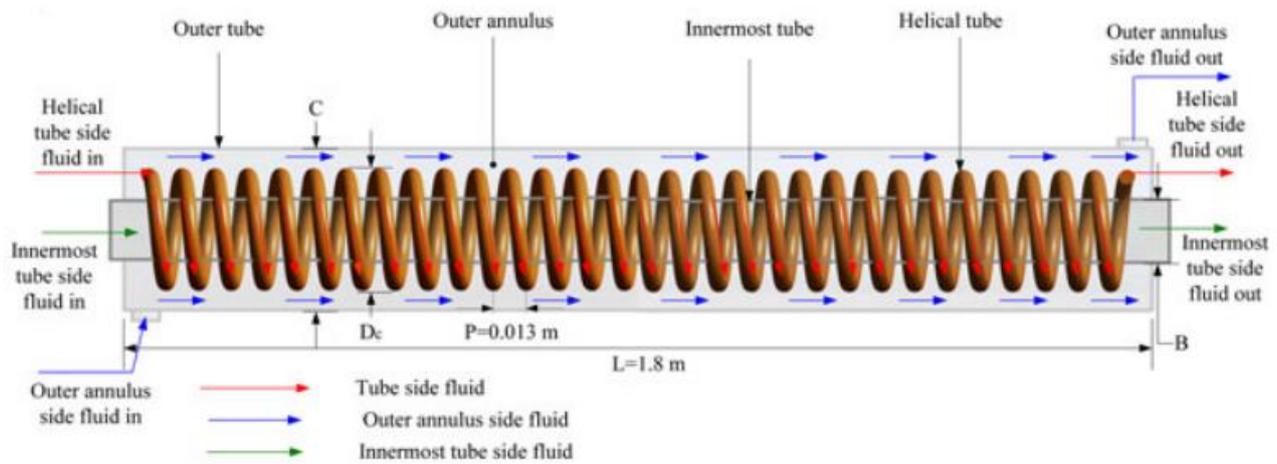


Figure I.5. Géométrie de l'échangeur à trois fluides [17].

***RAPPELS ET
GÉNÉRALITÉS
SUR LES
ÉCHANGEURS DE
CHALEUR***

**Chapitre
II**

II.1. Introduction

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs très utilisés dans l'industrie, on donne dans ce chapitre des généralités sur les échangeurs de chaleur ainsi que les critères de classement et la description des principaux types des échangeurs et leurs arrangements.

II.2. l'échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides généralement sans se mélanger. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi (plane ou tubulaire). La transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid. Les fluides, chauffant et chauffé sont des fluides caloporteurs [18].

II.3. Fonctions d'un échangeur thermique

La fonction principale de l'échangeur thermique est de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre à des niveaux de températures distincts. Les fonctionnalités des échangeurs thermiques sont extrêmement diverses et variées, les principales sont les suivantes : [19].

- **Préchauffeur** ou **refroidisseur** d'un liquide ou d'un gaz (air par exemple) pour lesquels de très nombreux exemples pourraient être rappelés et qui se caractérise par une fonction simple : le contrôle de la température du fluide en un point particulier du procédé.
- **Récupérateur thermique** qui permet d'introduire la récente notion de valorisation de l'énergie thermique d'un procédé. La fonction de cet échangeur est alors d'assurer le transfert d'une capacité thermique maximale afin de permettre une valorisation maximale du rejet thermique sur des critères énergétiques et économiques.
- **Réfrigérants** qui assure la dissipation de l'énergie thermique non valorisable d'un procédé vers le milieu extérieur – fonction essentielle dans de nombreux processus.
- **Capteurs ou émetteurs thermiques** dont les équipements ont pour fonction, respectivement, d'associer réception d'énergie thermique et transmission vers l'usage. Les exemples les plus courants sont les capteurs solaires thermiques ainsi que les radiateurs domestiques qui assurent le confort thermique dans un bâtiment.

- **Déshumidificateurs ou condenseurs partiels** qui assurent la condensation d'une vapeur en mélange avec un gaz incondensable pour obtenir, en fin d'opération, un gaz appauvri en vapeur : l'exemple rencontré fréquemment est le déshumidificateur d'air humide qui permet d'assurer un contrôle de l'humidité de l'air en sortie de Centrale de Traitement d'Air (CTA). D'autres exemples industriels peuvent être cités comme la captation de vapeurs organiques dans les cryo-condenseurs ou les condenseurs de buées fréquemment rencontrés dans les installations de génie chimique.
- **Evaporateurs** qui assurent l'évaporation complète ou partielle d'un liquide dans différents procédés notamment de production d'énergie mécanique (cycle moteur de Rankine, de Hirn) et de production frigorifique : cycle à compression (PAC), réfrigérateur. Condenseurs qui assurent la condensation complète ou partielle d'un gaz (vapeur) là encore par exemple pour la production d'énergie mécanique et frigorifique.
- **Le caloduc** (Heat Pipe), véritable système thermique diphasique, qui permet notamment d'assurer la dissipation de la chaleur générée par les éléments électroniques (Microprocesseur ou électronique embarquée), la récupération d'énergie, le maintien en température stable et uniforme [20,21].

On notera qu'un même échangeur peut assurer plusieurs fonctions dans des domaines applicatifs variés.

II.4. Les modes de transfert de chaleur dans les échangeurs

II.4.1. Conduction

La conduction est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu solide, liquide ou gazeux, ou encore entre deux milieux en contact physique; le milieu n'est le siège d'aucun mouvement macroscopique interne (sans déplacement appréciable des particules de ce corps). Elle se fait par interaction directe des particules voisines et agitation (transfert de mouvement de molécule à molécule), C'est un transfert lent. (La conduction se fait dans les solides et les fluides fixes (au repos)) [22].

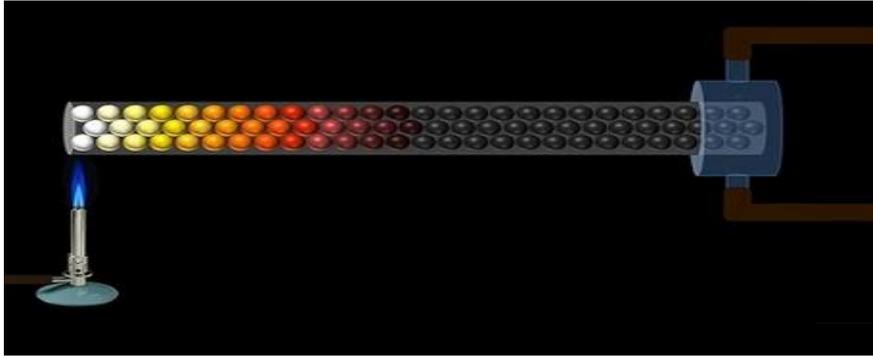


Figure II.1. La conduction[23].

II.4.2. Convection

C'est un transfert de chaleur dans la matière avec mouvement macroscopique de la matière. Ce type de transfert n'intervient que pour les liquides et les gaz (C'est le fluide en mouvement qui transporte de la chaleur) ; elle caractérise la propagation de la chaleur dans un fluide, gaz ou liquide, dont les molécules sont en mouvement[22].

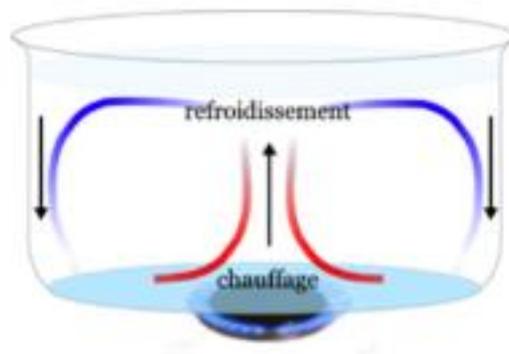


Figure II.2. La convection[24].

II.4.3. Rayonnement

C'est l'échange de chaleur entre deux parois séparées par un milieu transparent ou semi transparent. Les matériaux ont la propriété d'absorber ou d'émettre des photons (ou des quantités d'énergie). L'énergie emportée par le photon est prélevée sur l'état d'énergie du corps et réciproquement l'énergie d'un photon absorbé est souvent transformée en chaleur. Cette propriété d'émission dépend donc de la température du milieu. Il s'agit d'un transfert à distance quasi-instantané sans nécessité de support matériel[22].

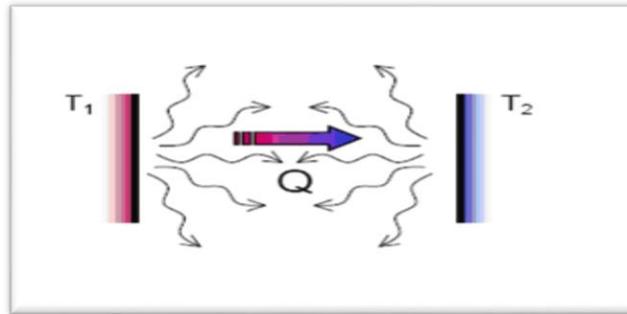


Figure II.3. Le rayonnement[22].

II.5. Les différentes circulations dans l'échangeur de chaleur

II.5.1. Co-courants ou courants parallèles

Il s'agit de deux fluides parcourent la surface d'échange dans le même sens et l'écart de température entre eux-ci chute le long de surface.

II.5.2. Contre-courants

Il s'agit de deux fluides circulent en sens contraire et l'écart de température reste important tout le long de la surface d'échange. Ce mode circulation donne des échangeurs qui a même surface d'échange que à Co-courants, sont plus efficaces que ces derniers.

II.5.3. courants croisés

Il s'agit d'un mode intermédiaire entre la circulation à Co-courants et celle à contre-courants qui s'impose souvent par lui –même en fonction des contraintes technologiques à l'alimentation de l'échangeur et à l'organisation matérielle de la surface d'échange et/ou de la circulation des fluides.

Tableau II.1. Les modes de circulation des fluides

courants croisés	Co-courant	Contre-courant

II.5.4. Les différents arrangements dans l'échangeur à triple tube concentrique

Dans les échangeurs à triple tube concentrique quatre arrangements se présentent : co-courant, contre-courant, co-courant/contre-courant et contre-courant/co-courant figure(II.4)

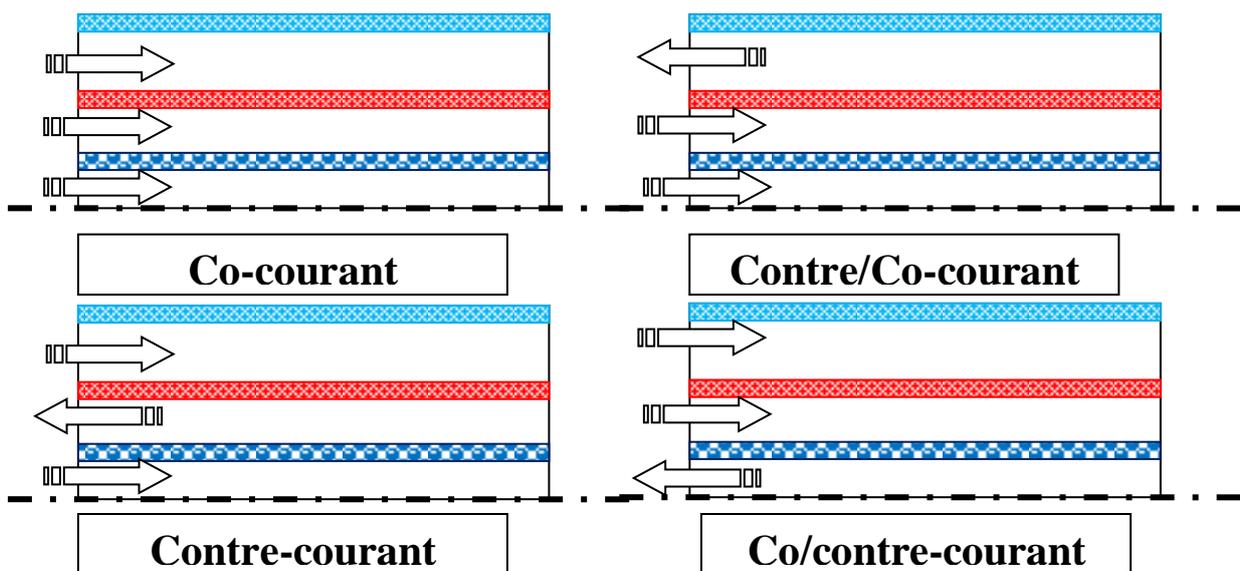


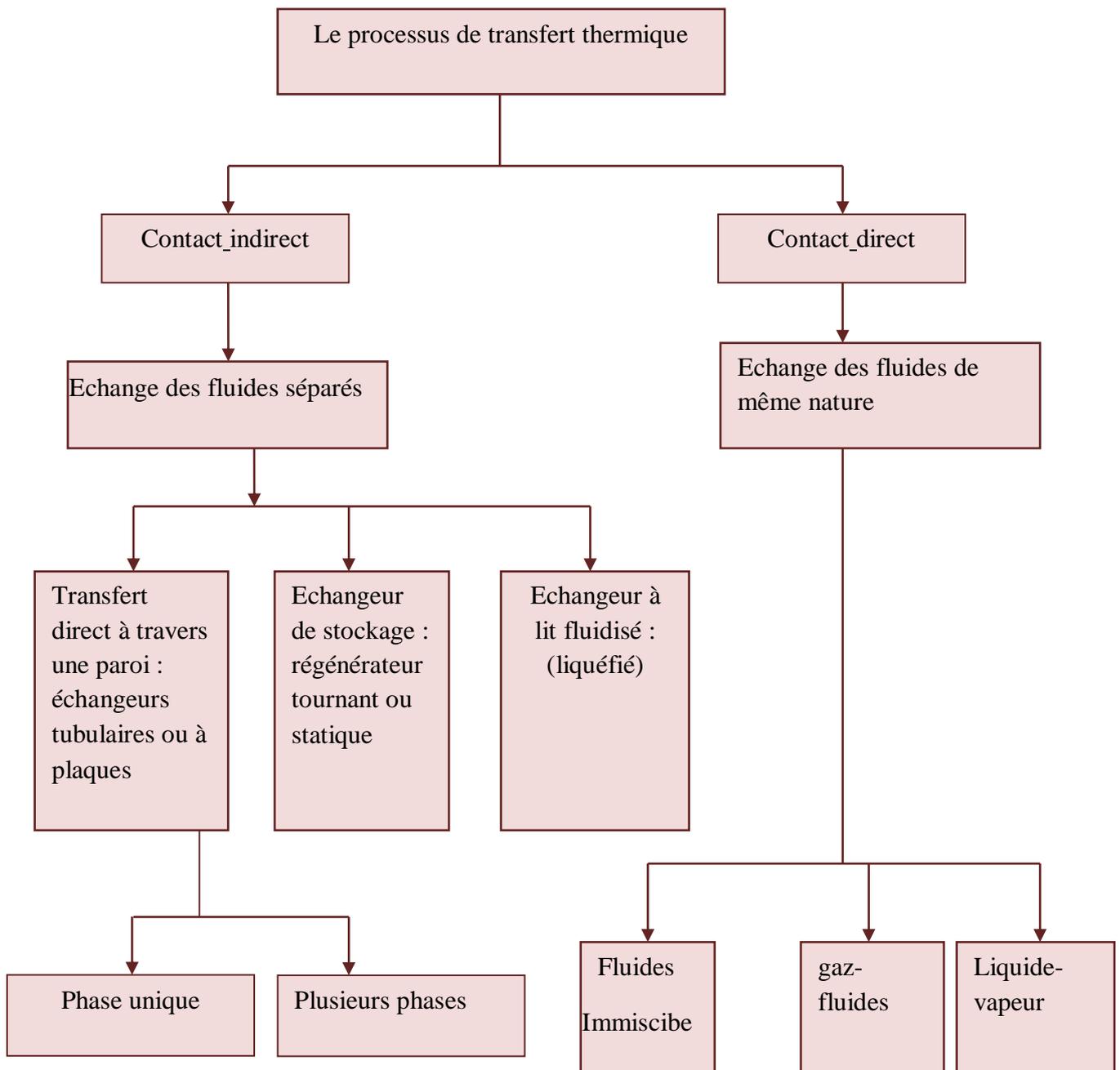
Figure II.4. Les modes de circulation les trois fluide.

II.6. Classification des échangeurs

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés de multiples façons, ainsi dans ce qui suit, on ne cite que les groupes qui nous paraissent importants [25]:

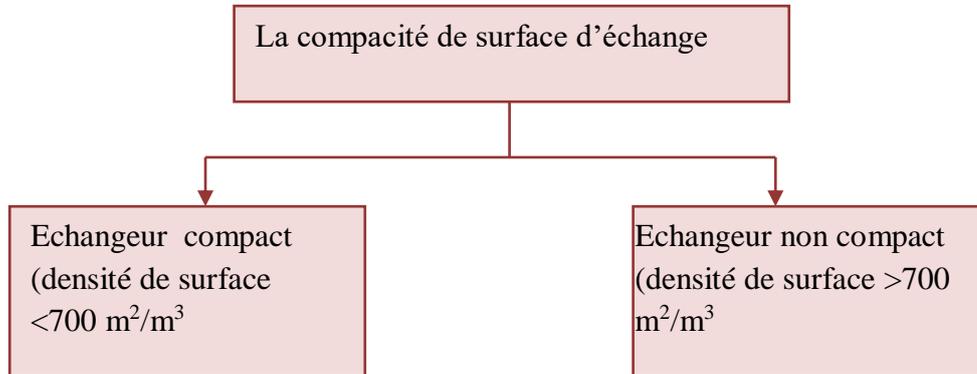
II.6.1. Classification selon leurs procédés de transfert thermique

Selon leurs procédés de transfert, les échangeurs de chaleur sont classés en deux types: à contact direct et à contact indirect.

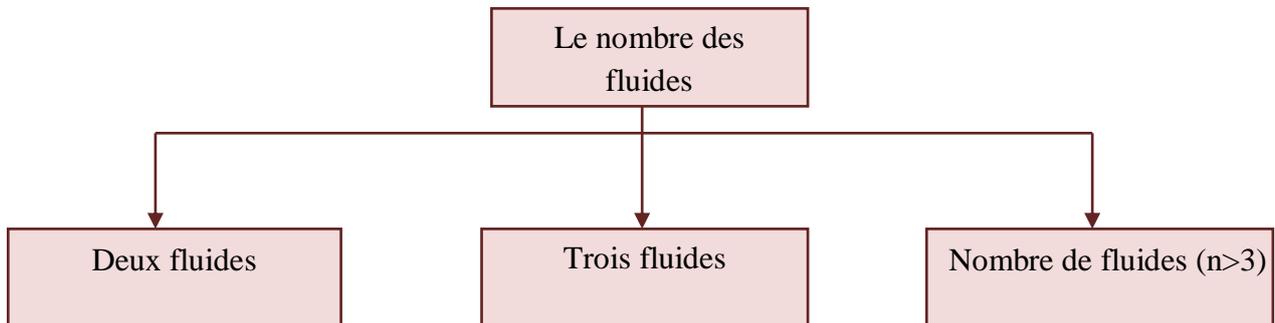


II.6.2. Classification selon la compacité de surface

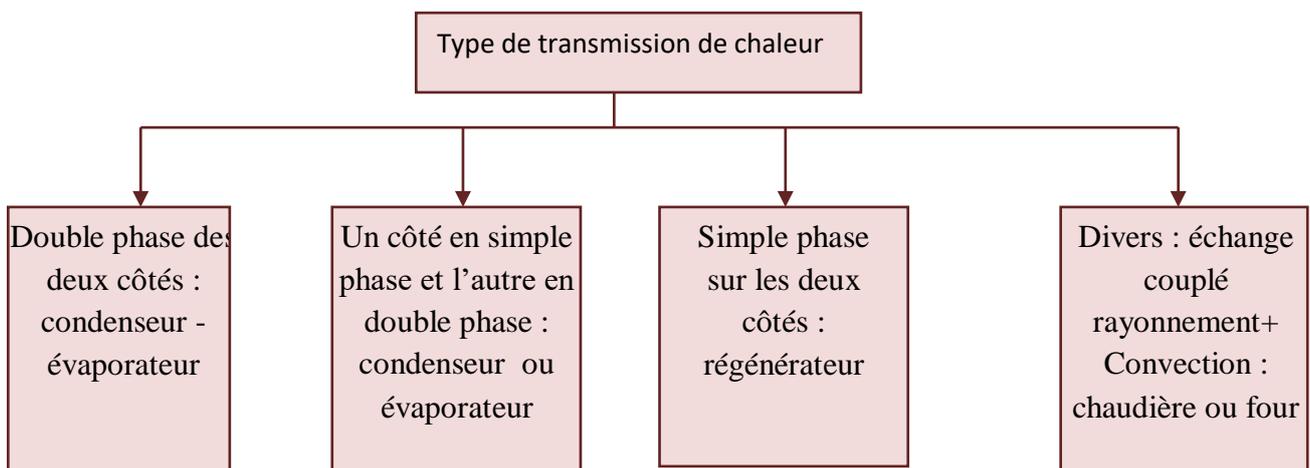
Cette classification, se base sur le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur et se divise en deux : Echangeurs compact et non-compact.



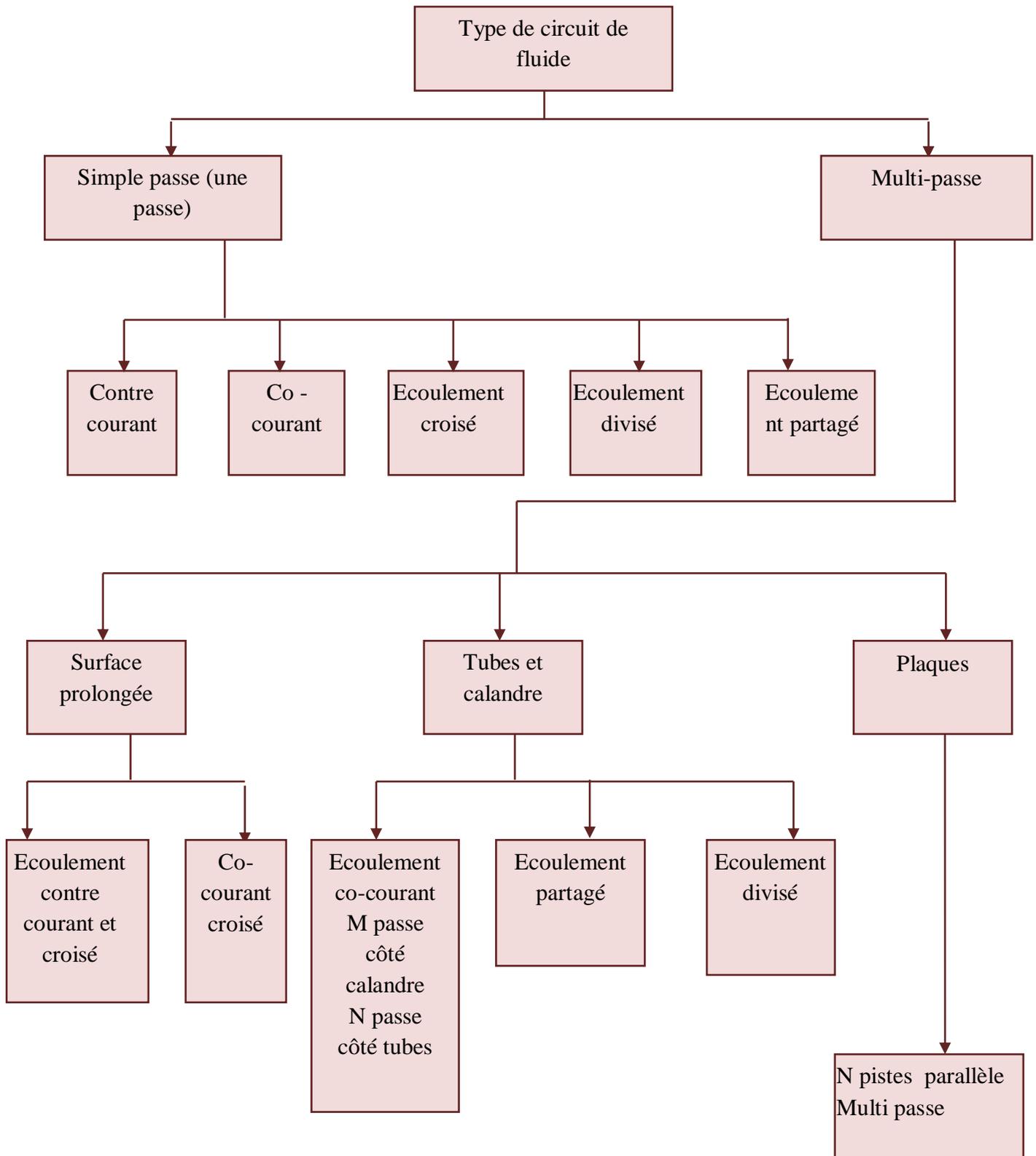
II.6.3. Classification selon le nombre de fluide



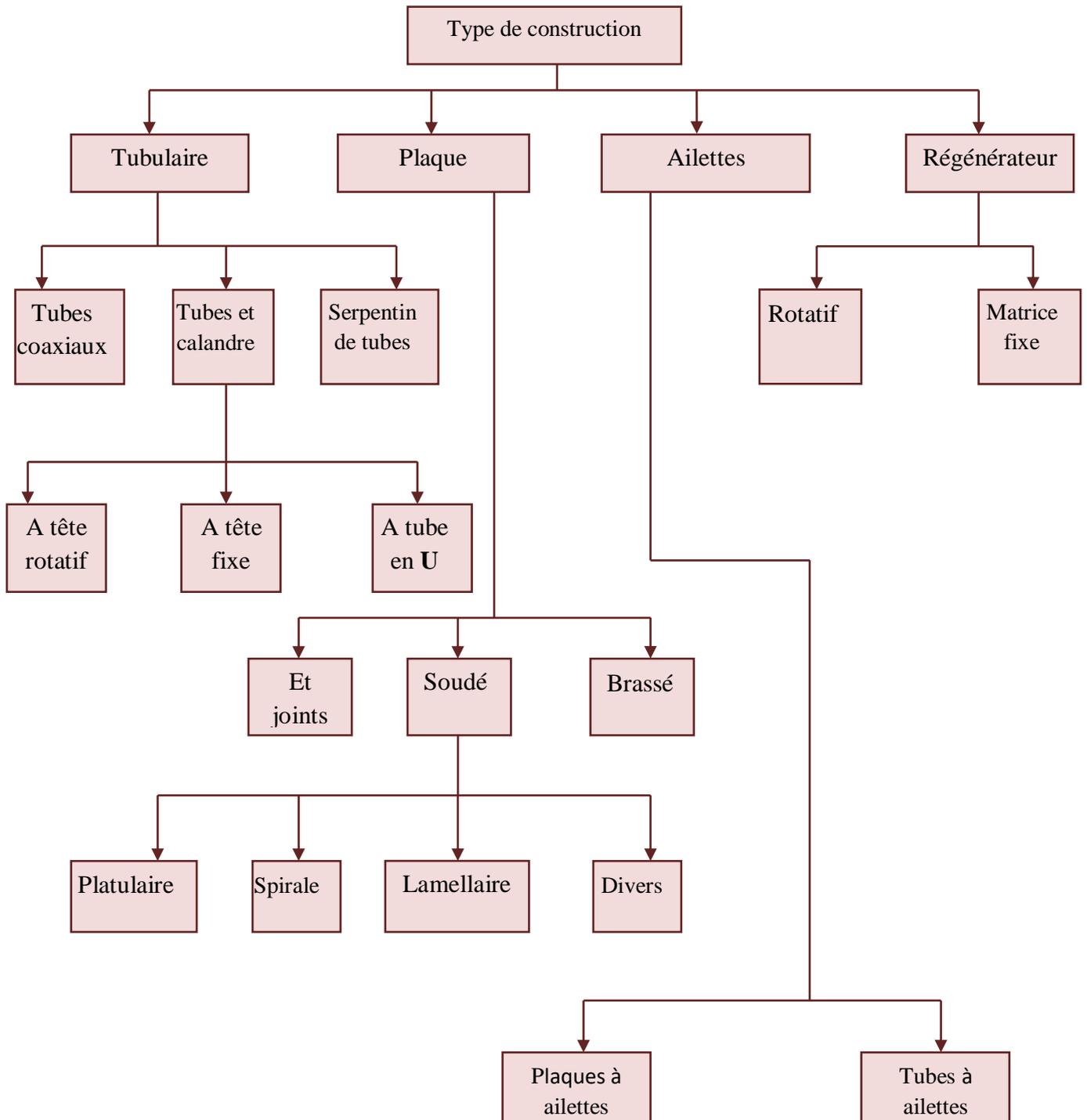
II.6.4. Classification suivant le mécanisme de transfert de chaleur



II.6.5. Selon le circuit des fluides

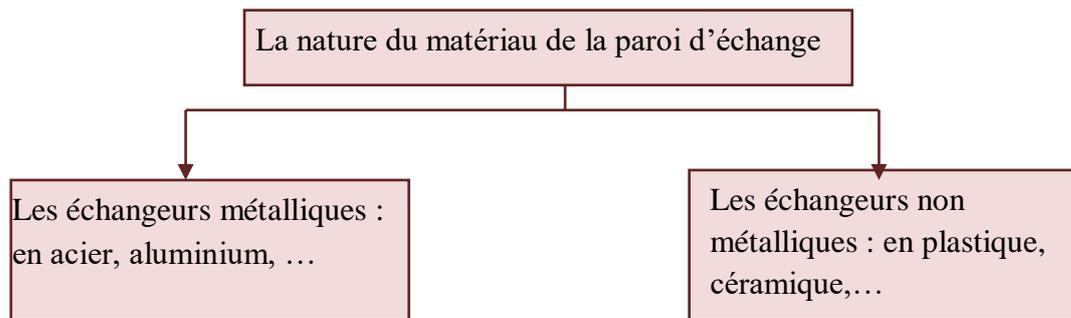


II.6.6. Selon la construction



II.6.7. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

Les échangeurs métalliques : en acier, cuivre, aluminium,... Les échangeurs non métalliques : en plastique, céramique,...



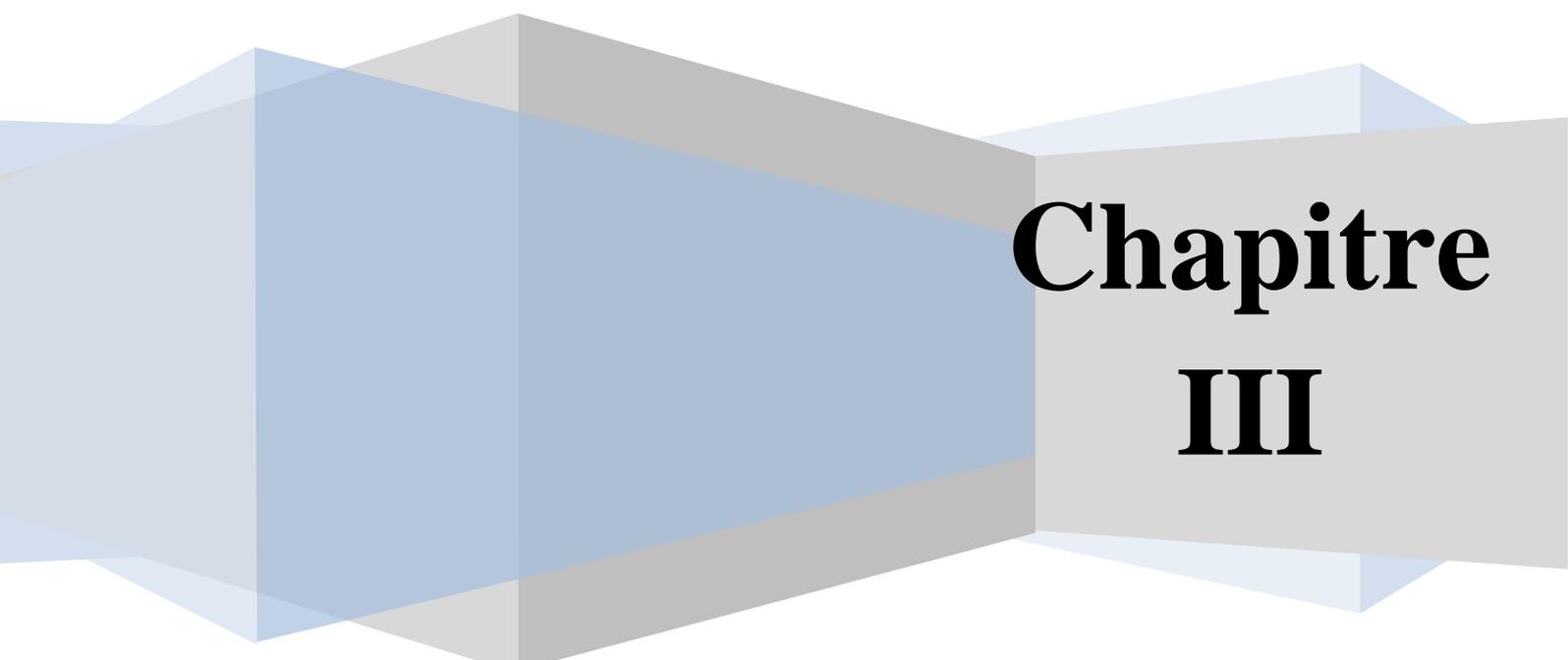
II.7. Les applications des différents types d'échangeurs

Tableau II.2. Les applications des différents types d'échangeurs de chaleur [26].

APPLICATION	MATERIEL ADAPTE	CARACTERISTIQUES PRINCIPALES
Géothermie	Plaques	-Récupérations élevées -Très bonne tenue des matériaux -Extensions
Effluents Industriels	Plaques Lamelles Spirales	-Très bonne tenue des matériaux -Extensions - Maintenance réduite
Purges de Chaudières	Plaques Lamelles Multitubulaires Spirale	-Récupérations élevées -Faible encombrement
Pompes à chaleur	Plaques	-Récupérations élevées

		-Bonne tenue aux encrassements
Luminaires	Plaques	-Récupérations élevées
Climatisation	Plaques	-Récupérations élevées -Faible encombrement
Thalasso- thérapie	Plaques	-Tenue à l'eau de mer -Récupérations élevées
Centrales Calogènes	Plaques	-Très bonne récupération -Extensions aisées
Refroidissement Eaux thermales	Plaques	-Extensions aisées -Maintenance réduite
Energie solaire	Plaques	-Très bonne récupération -Extensions aisées
Energie solaire Concentration	Lamelles Spirales	-Très bonne récupération -Faible encombrement
Rejets de bacs Industries textiles	Plaques Spirales	-Très bonne récupération - Faible encombrement

CALCUL DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR



**Chapitre
III**

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, on cite les températures et les performances caractéristiques d'un échangeur à triple tube concentrique. La performance d'un échangeur est évaluée à partir des trois nombres adimensionnels suivants : le rapport des capacités calorifiques, le nombre d'unité de transfert et l'efficacité de l'échangeur.

III.2. Calcul des performances thermique d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique

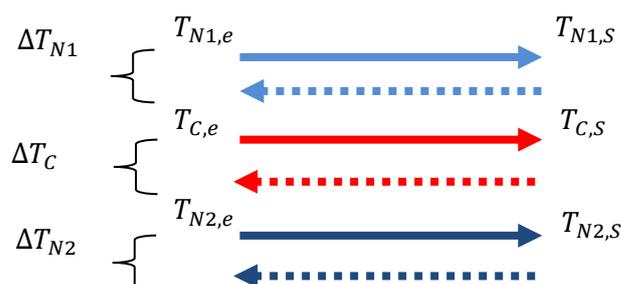
Dans l'étude d'un échangeur de chaleur, on cherche à atteindre la puissance d'échange nécessaire avec la plus faible surface possible. L'aspect thermique de l'étude consiste en fait d'évaluer principalement les performances thermiques c'est-à-dire le flux de chaleur dégagé. Pour simplifier les calculs, on se place dans le cas d'un échangeur de chaleur de longueur L composé de trois tubes concentriques. Le fluide normal circule dans le tube intérieur et le tube annulaire extérieur et le fluide chaud circule dans le tube annulaire intérieur.

L'étude est faite pour les conditions suivantes :

- Régime permanent ,
- Fluides monophasiques,
- Fluide non visqueux,
- Pertes thermiques supposées nulle (paroi extérieure de l'échangeur isolée thermiquement),
- Sections de passage constantes.

III.2.1.Principales Températures

Les principales températures nécessaires pour l'étude d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique pour les quatre agencements sont schématisées sur (les figures (III.1), (III.2), (III.3) et (III.4)).



Les différences de températures de chaque fluide sont définies par :

$$\Delta T_{N1} = T_{N1,e} - T_{N1,s} \quad (\text{Échauffement du fluide Normal } N_1) \quad (\text{III.1})$$

$$\Delta T_C = T_{C,e} - T_{C,s} \quad (\text{Refroidissement du fluide chaud } C) \quad (\text{III.2})$$

$$\Delta T_{N2} = T_{N2,e} - T_{N2,s} \quad (\text{Échauffement du fluide normal } N_2) \quad (\text{III.3})$$

III.1.2.1. Circulation à contre –courant

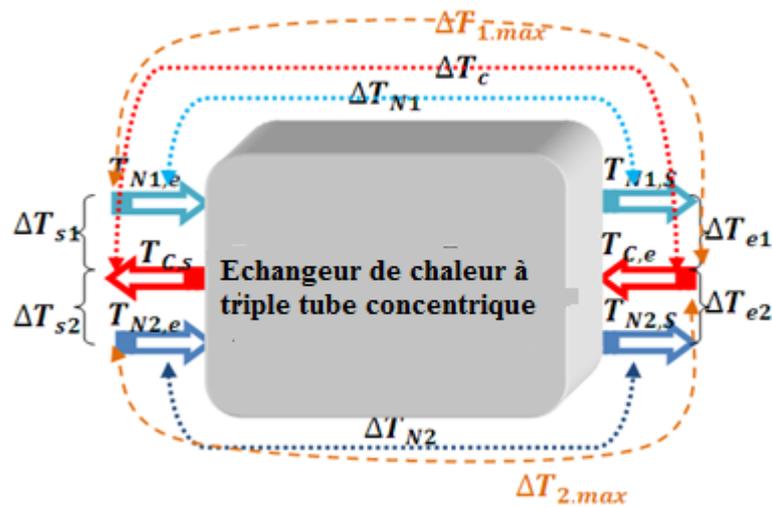


Figure III.1. Principales températures dans un échangeur à triple concentrique à circulation (Contre -courant).

Les différents écarts de température sont :

	Circulation 1	Circulation 2
Ecart de température à l'entrée	$\Delta T_{e,1} = T_{C,e} - T_{N1,s}$	$\Delta T_{e,2} = T_{C,e} - T_{N2,s}$
Ecart de température à la sortie	$\Delta T_{s,1} = T_{C,s} - T_{N1,e}$	$\Delta T_{s,2} = T_{C,s} - T_{N2,e}$
Ecart de température maximum	$\Delta T_{1max} = T_{C,e} - T_{N1,e}$	$\Delta T_{2max} = T_{C,e} - T_{N2,e}$

III.1.2.2.Circulation à Co –courant

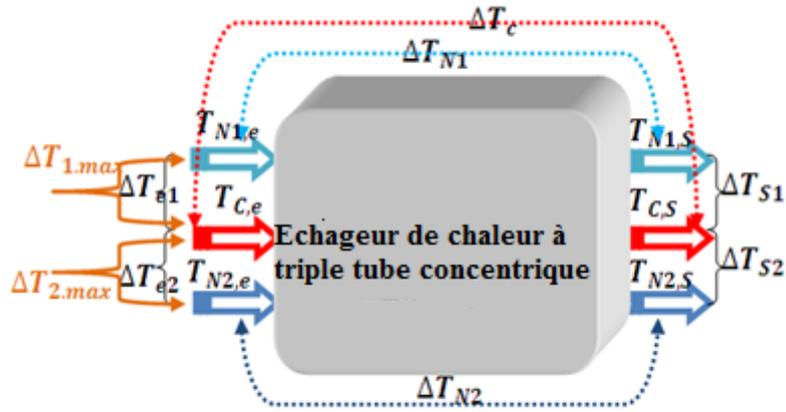


Figure III.2. Principales températures dans un échangeur à triple concentrique à circulation (Co-courant).

Les différents écarts de température sont :

	Circulation 1	Circulation 2
Ecart de température à l'entrée	$\Delta T_{e,1} = T_{C,e} - T_{N1,e}$	$\Delta T_{e,2} = T_{C,e} - T_{N2,e}$
Ecart de température à la sortie	$\Delta T_{s,1} = T_{C,s} - T_{N1,s}$	$\Delta T_{s,2} = T_{C,s} - T_{N2,s}$
Ecart de température maximum	$\Delta T_{1max} = T_{C,e} - T_{N1,e}$	$\Delta T_{2max} = T_{C,e} - T_{N2,e}$

III.1.2.3.Circulation à Co-courant /Contre-courant

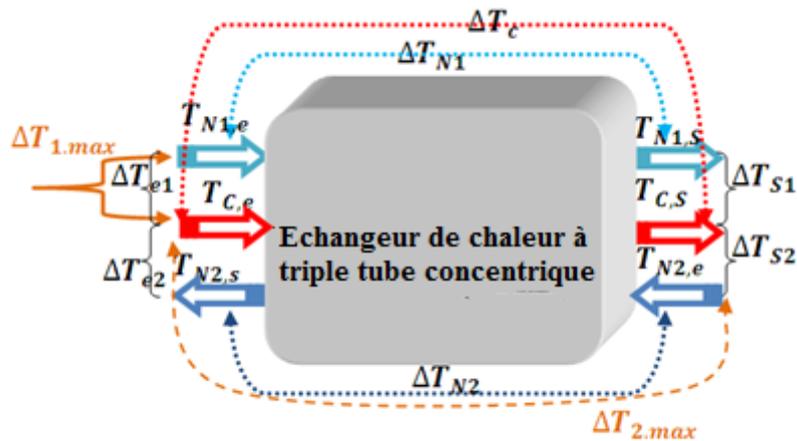


Figure III.3. Principales températures dans un échangeur à triple concentrique à circulation (Co-courant /Contre-courant).

Les différents écarts de température sont :

	Circulation 1	Circulation 2
Ecart de température à l'entrée	$\Delta T_{e,1} = T_{C,e} - T_{N1,e}$	$\Delta T_{e,2} = T_{C,e} - T_{N2,S}$
Ecart de température à la sortie	$\Delta T_{s,1} = T_{C,S} - T_{N1,S}$	$\Delta T_{s,2} = T_{C,S} - T_{N2,e}$
Ecart de température maximum	$\Delta T_{1max} = T_{C,e} - T_{N1,e}$	$\Delta T_{2max} = T_{C,e} - T_{N2,e}$

III.1.2.4.Circulation à Contre-courant/Co -courant

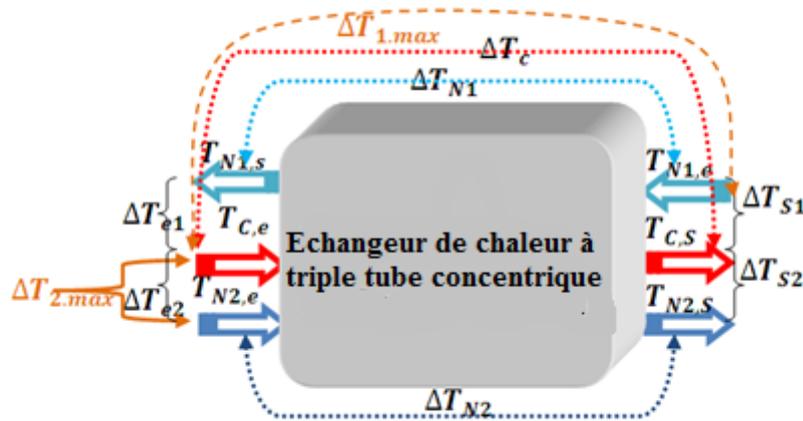


Figure III.4. Principales températures dans un échangeur à triple concentrique à circulation (Contre-courant /Co-courant).

Les différents écarts de température sont :

	Circulation 1	Circulation 2
Ecart de température à l'entrée	$\Delta T_{e,1} = T_{C,e} - T_{N1,S}$	$\Delta T_{e,2} = T_{C,e} - T_{N2,e}$
Ecart de température à la sortie	$\Delta T_{s,1} = T_{C,S} - T_{N1,e}$	$\Delta T_{s,2} = T_{C,S} - T_{N2,S}$
Ecart de température maximum	$\Delta T_{1max} = T_{C,e} - T_{N1,e}$	$\Delta T_{2max} = T_{C,e} - T_{N2,e}$

III.1.2.5. Température moyenne

Dans un échangeur de chaleur, chaque fluide possède une température moyenne. Elle est calculée pour chaque fluide par :

$$T_{m,N1} = \frac{(T_{NS,1} + T_{Ne,1})}{2} \quad (III.4)$$

$$T_{m,C} = \frac{(T_{Ce} + T_{CS})}{2} \quad (III.5)$$

$$T_{m,N2} = \frac{(T_{NS,2} + T_{Ne,2})}{2} \quad (III.6)$$

III.1.2.5. Différence de températures moyenne logarithmique ΔT_{ml}

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \quad (III.7)$$

III .3. Flux thermiques maximums

Les flux thermiques maximums transférables par un échangeur à triple tube concentrique sont atteints pour un échangeur de chaleur infiniment long. Dans une telle configuration, l'un des fluides subit l'élévation ou l'abaissement de température la plus élevée.

$$\Phi_{1\max} = \min(\dot{m}_{N1} Cp_{N1}, \dot{m}_C Cp_C) \Delta T_{1\max} \quad (III.8)$$

$$\Phi_{2\max} = \min(\dot{m}_{N2} Cp_{N2}, \dot{m}_C Cp_C) \Delta T_{2\max} \quad (III.9)$$

III.4. Efficacité d'un échangeur

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme étant le rapport du flux de chaleur réel d'un échangeur donné au flux maximum possible, dans les conditions d'une surface d'échange illimitée. L'efficacité d'un échangeur est un nombre adimensionnel inférieur ou égal à l'unité ($0 \leq E \leq 1$).

$$E = \frac{\Phi_{\text{reel}}}{\Phi_{\text{max}}} \quad (III.10)$$

$$\Phi_{\text{reel1}} = \min(m_{N1} Cp_{N1}, m_C Cp_C) \cdot \text{Max}(\Delta T_{N1}, \Delta T_C) \quad (III.11)$$

$$\Phi_{\text{reel2}} = \min(m_{N2} Cp_{N2}, m_C Cp_C) \cdot \text{Max}(\Delta T_{N2}, \Delta T_C) \quad (III.12)$$

Ou d'une autre façon, on peut écrire :

$$E_1 = \frac{\text{Max} (\Delta T_{N1}, \Delta T_c)}{\Delta T_{1\text{max}}} \quad (\text{III.13})$$

$$E_2 = \frac{\text{Max} (\Delta T_{N2}, \Delta T_c)}{\Delta T_{2\text{max}}} \quad (\text{III.14})$$

III.5. Rapport des capacités calorifiques

Le rapport des capacités calorifiques R dans les expressions reliant le nombre d'unité de transfert et l'efficacité de l'échangeur pour les différents types d'échangeurs est pris tel que $0 \leq R \leq 1$.

Suivant le cas du fluide qui commande le transfert, Les expressions des rapports des capacités calorifiques sont données par :

$$R_1 = \frac{\min (\dot{m}_{N1} C_{p_{N1}}, \dot{m}_C C_{p_c})}{\max (\dot{m}_{N1} C_{p_{N1}}, \dot{m}_C C_{p_c})} = \frac{\min (\Delta T_{N1}, \Delta T_c)}{\max (\Delta T_{N1}, \Delta T_c)} \quad (\text{III.15})$$

$$R_2 = \frac{\min (\dot{m}_{N2} C_{p_{N2}}, \dot{m}_C C_{p_c})}{\max (\dot{m}_{N2} C_{p_{N2}}, \dot{m}_C C_{p_c})} = \frac{\min (\Delta T_{N2}, \Delta T_c)}{\max (\Delta T_{N2}, \Delta T_c)} \quad (\text{III.16})$$

III.6. Nombre d'unité de transfert NUT

Le nombre adimensionnel **NUT** caractérise le transfert de chaleur dans l'échangeur thermique, plus sa valeur est élevée et plus l'échangeur de chaleur se rapproche de sa limite thermodynamique.

Il représente le rapport entre la conductance thermique et la capacité calorifique du fluide :

$$NUT_1 = \frac{K_1 S_1}{\min (\dot{m}_{N1} C_{p_{N1}}, \dot{m}_C C_{p_c})} \quad (\text{III.17})$$

$$NUT_2 = \frac{K_2 S_2}{\min (\dot{m}_{N2} C_{p_{N2}}, \dot{m}_C C_{p_c})} \quad (\text{III.18})$$

III.7.Expression de l'efficacité (E) en fonction de (R et NUT)

Cette notion d'efficacité est particulièrement intéressante puisqu'elle permet d'accéder directement à la puissance tout en ne faisant intervenir que les températures d'entrée des fluides.

Les expressions de l'efficacité on fonction des rapports de capacités calorifiques et les nombres d'unités de transfert sont données dans le tableau suivant :

Tableau III.1. L'efficacité et le NUT pour les quatre arrangements

	Circulation 1	Circulation 2
Contre-courant	$NUT_1 = \frac{1}{1-R_1} \text{Ln} \frac{1-R_1 E_1}{1-E_1}$	$NUT_2 = \frac{1}{1-R_2} \text{Ln} \frac{1-R_2 E_2}{1-E_2}$
	$E_1 = \frac{1-\exp[-(1-R_1)NUT_1]}{1-R_1 \exp[-(1-R_1)NUT_1]}$	$E_2 = \frac{1-\exp[-(1-R_2)NUT_2]}{1-R_2 \exp[-(1-R_2)NUT_2]}$
Co-courant	$NUT_1 = \frac{1}{1-R_1} \text{Ln} \frac{1}{1-E_1(1+R_1)}$	$NUT_2 = \frac{1}{1-R_2} \text{Ln} \frac{1}{1-E_2(1+R_2)}$
	$E_1 = \frac{1-\exp[-(1+R_1)NUT_1]}{1+R_1}$	$E_2 = \frac{1-\exp[-(1+R_2)NUT_2]}{1+R_2}$
Co-courant/ Contre-courant	$NUT_1 = \frac{1}{1-R_1} \text{Ln} \frac{1}{1-E_1(1+R_1)}$	$NUT_2 = \frac{1}{1-R_2} \text{Ln} \frac{1-R_2 E_2}{1-E_2}$
	$E_1 = \frac{1-\exp[-(1+R_1)NUT_1]}{1+R_1}$	$E_2 = \frac{1-\exp[-(1-R_2)NUT_2]}{1-R_2 \exp[-(1-R_2)NUT_2]}$
Contre-courant/ Co-courant	$NUT_1 = \frac{1}{1-R_1} \text{Ln} \frac{1-R_1 E_1}{1-E_1}$	$NUT_2 = \frac{1}{1-R_2} \text{Ln} \frac{1}{1-E_2(1+R_2)}$
	$E_2 = \frac{1-\exp[-(1-R_2)NUT_2]}{1-R_2 \exp[-(1-R_2)NUT_2]}$	$E_2 = \frac{1-\exp[-(1+R_2)NUT_2]}{1+R_2}$

III.8. Coefficient d'échange de chaleur global

Le coefficient d'échange de chaleur global d'un échangeur de chaleur propre (neuf) rapporté à sa surface extérieure d'échange est donné pour une paroi tubulaire par les expressions suivantes :

$$\frac{1}{K_{propre}} = \frac{1}{h_i} \frac{d_{n+1}}{d_1} + d_{n+1} \sum_{j=1}^n \frac{1}{2\lambda_j} \ln \frac{d_{j+1}}{d_j} + \frac{1}{h_e} \quad (\text{III.17})$$

Avec :

K : Coefficient d'échange de chaleur global propre en $[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$.

h_i et h_e : coefficient de convection interne et externe respectivement en $[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$.

d_1 et d_{n+1} : Diamètre interne et externe du tube en $[\text{m}]$.

λ_j : Conductivité thermique de la j ème paroi en $[\text{W}/\text{mK}]$.

Quand l'échangeur est met en service, il se produit des dépôts de salissure a l'intérieure et a l'extérieure de la paroi séparatrice. En supposant que les dépôts se sont uniformément repartis sur les parois, le coefficient d'échange global devient:

$$\frac{1}{K_{effectif}} = \frac{1}{K_{propre}} + \mathfrak{R}_e + \frac{d_n + 1}{d_1} \mathfrak{R}_i \quad (\text{III.18})$$

Où :

\mathfrak{R}_i et \mathfrak{R}_e : Résistance thermique d'encrassement en $[\text{m}^2\text{K}/\text{W}]$.

La résistance thermique d'encrassement est donnée par :

$$\mathfrak{R} = \frac{\delta_{enc}}{\lambda_{enc}} \quad (\text{III.19})$$

L'épaisseur δ_{enc} est négligeable devant les autres épaisseurs de la paroi séparatrice. On remarque des expressions donnant le coefficient d'échange global que les performances thermiques d'un échangeur de chaleur peuvent être nettement amélioré en détruisant ou en tout au moins limiter les dépôts d'encrassement. Sachant que la résistance thermique d'encrassement s'intensifie quant un fluide s'écoule en faible vitesse ou en augmentant sa température.

III.9. Méthodes de calculs

Le calcul d'un échangeur de chaleur peut se faire selon deux méthodes différentes :

III.9.1. La méthode DMLT

Cette méthode permet de déterminer la surface d'échange (S), connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides, c'est-à-dire on recherche la géométrie (conception) de l'échangeur.

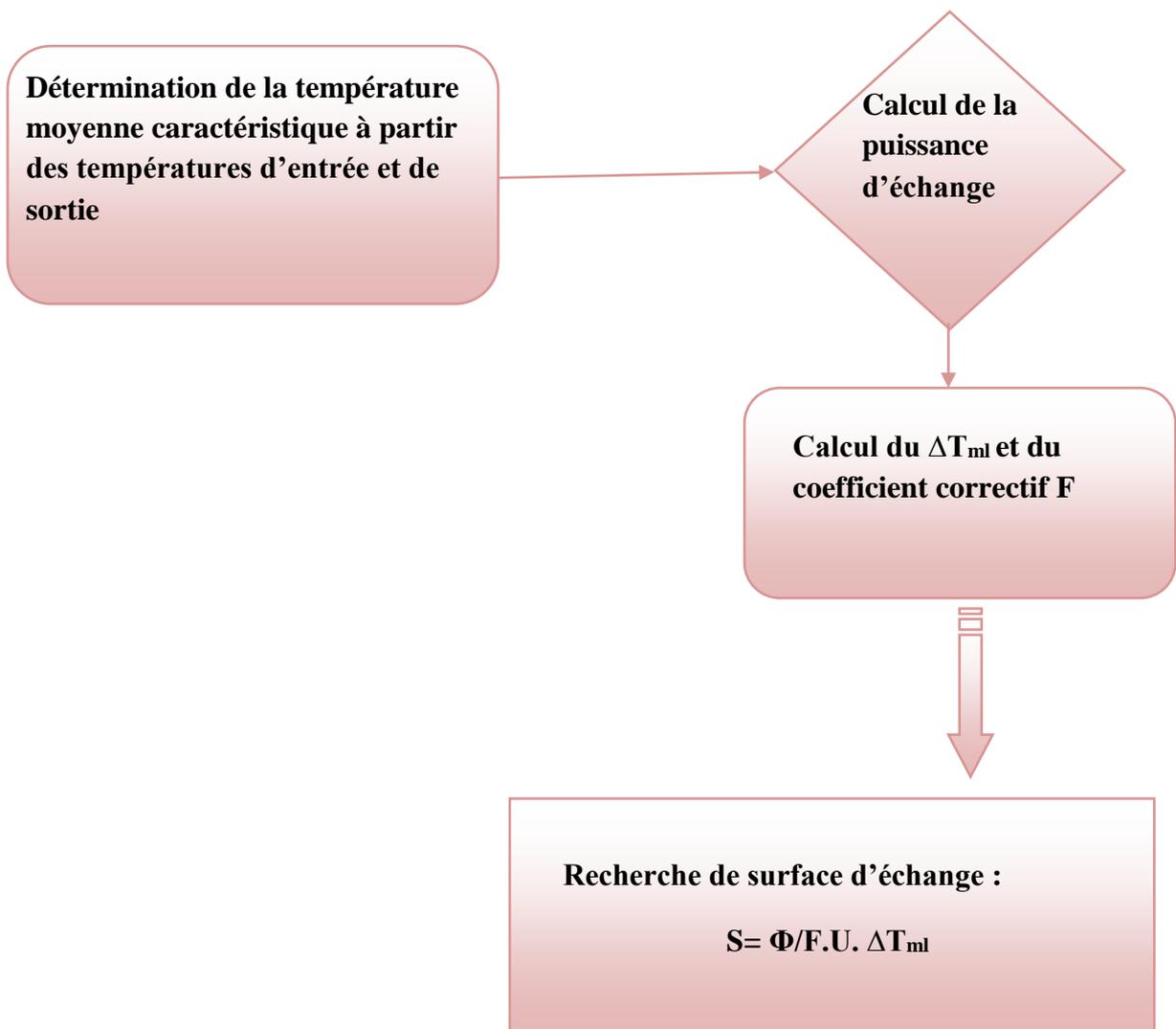


Figure III.5. Schéma de calcul par la méthode du DMLT.

III.9.2. La méthode de NUT

Cette méthode est utilisée pour simuler un échangeur existant, dont on connaît les températures d'entrée des deux fluides et on recherche les températures de sortie.

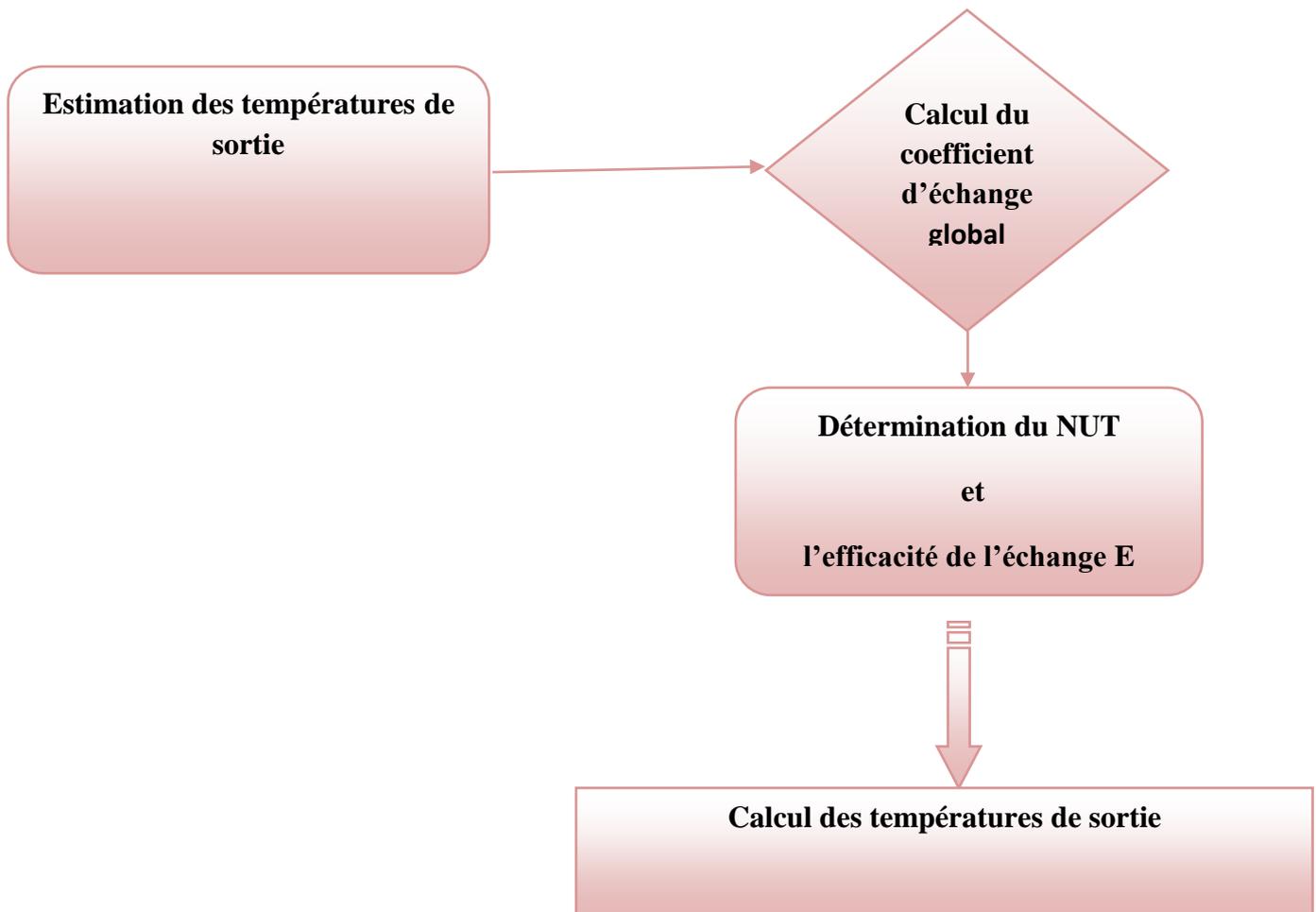
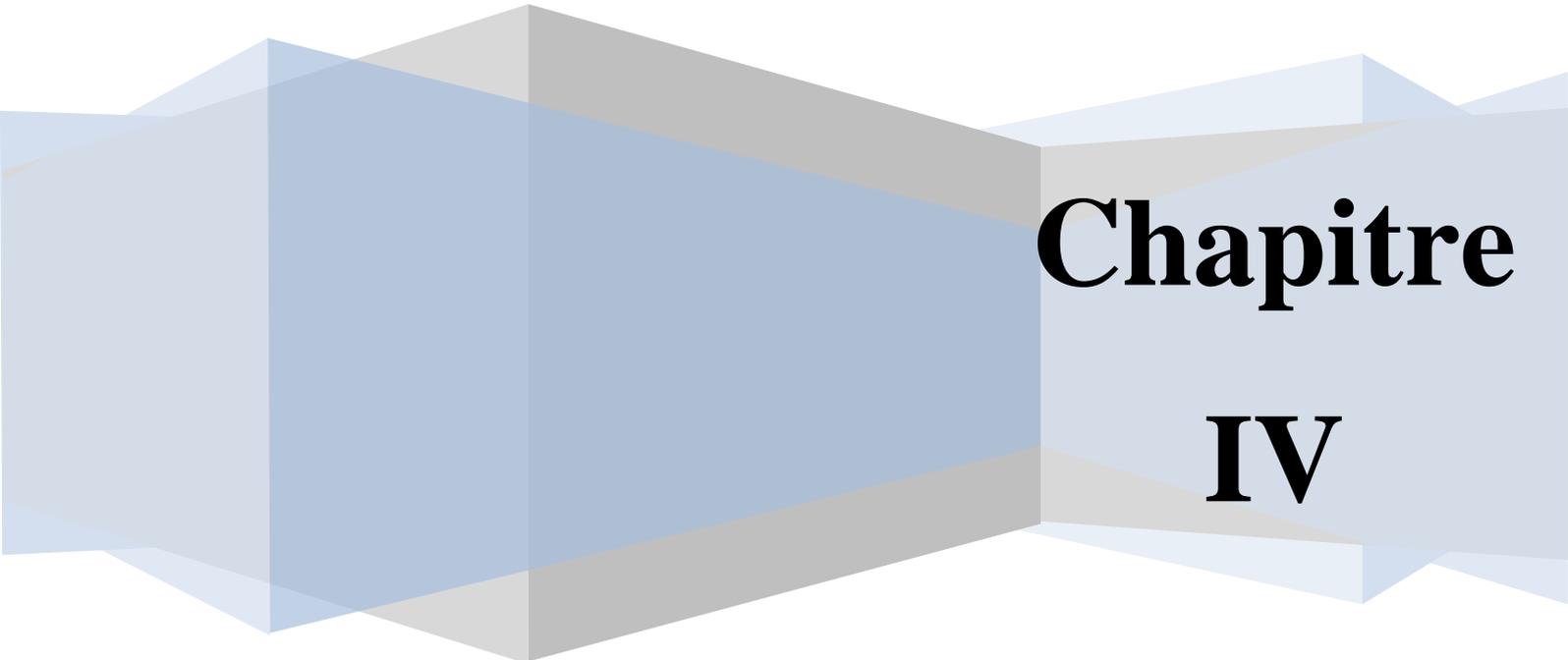


Figure III.6. Schéma de calcul par la méthode du nombre d'unité de transfert.

CONCEPTION ET RÉALISATION EXPÉRIMENTALE



**Chapitre
IV**

IV.1.Introduction

L'échangeur de chaleur étudié est à triple tube concentrique, réalisé au sein du laboratoire énergétique (Hall technologique) par l'étudiante Maroua FERHAT et dirigée par Dr Nora BOULTIF. Ce banc d'essai est conçu pour démontrer les principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur industriels de la manière la plus commode possible dans le laboratoire, pour les quatre arrangements possibles dont les expériences les plus importantes sont l'étude :

- Des quatre arrangements
 - Contre-courant.
 - Co-courant.
 - Contre-courant/ co-courant
 - Co-courant /contre-courant.
- Des bilans énergétiques.
- Des différences des températures moyennes logarithmiques.
- Des coefficients de transfert de chaleur globaux.

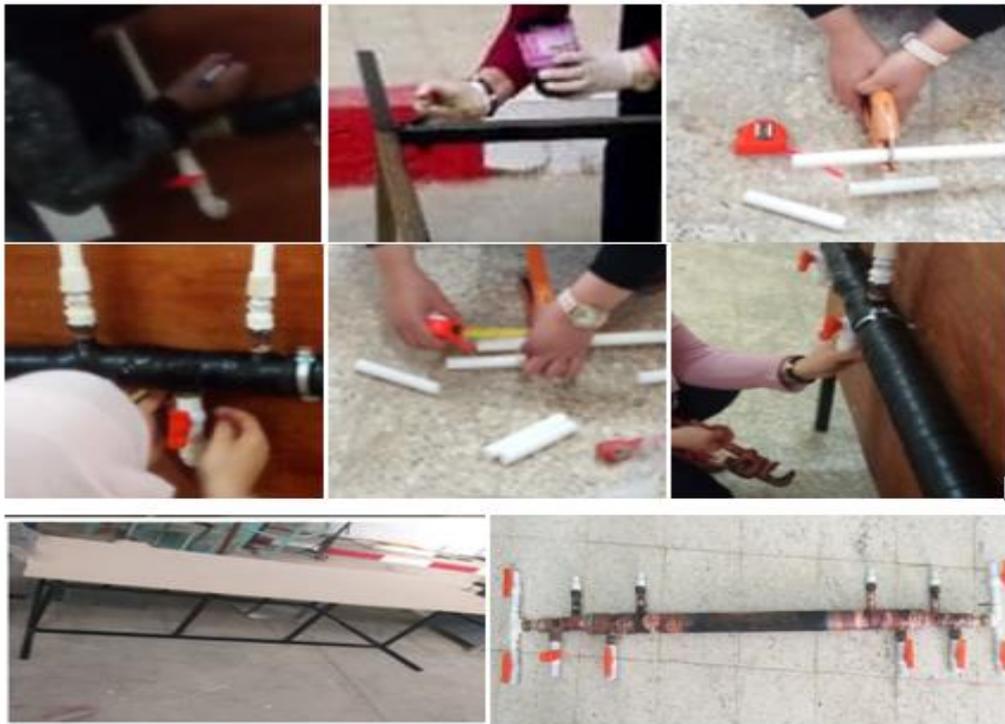


Figure IV.1. Réalisation de d échangeur de chaleur à triple tube concentrique.

VI.2. Description de l'appareil

Le banc d'essais réalisé comporte : (voir figure IV.2)

- Le réservoir (1) d'eau Normale (1) (2).
- Le réservoir adiabatique (2) d'eau chaud.
- Les sorties des deux fluides normal sont évacuées vers le réservoir (3).
- la sortie de l'eau chaude doit être évacuée vers le réservoir (4).
- Les débits des fluides sont réglés par des vannes d'alimentations d'eau (5).
- Tube de venturi pour mesure le débit (6).
- Les thermomètres (7) indiquent la température aux entrées de chaque tube.
- Les thermomètres (8) indiquent la température à la sortie de chaque tube.
- Le corps de l'échangeur (9).

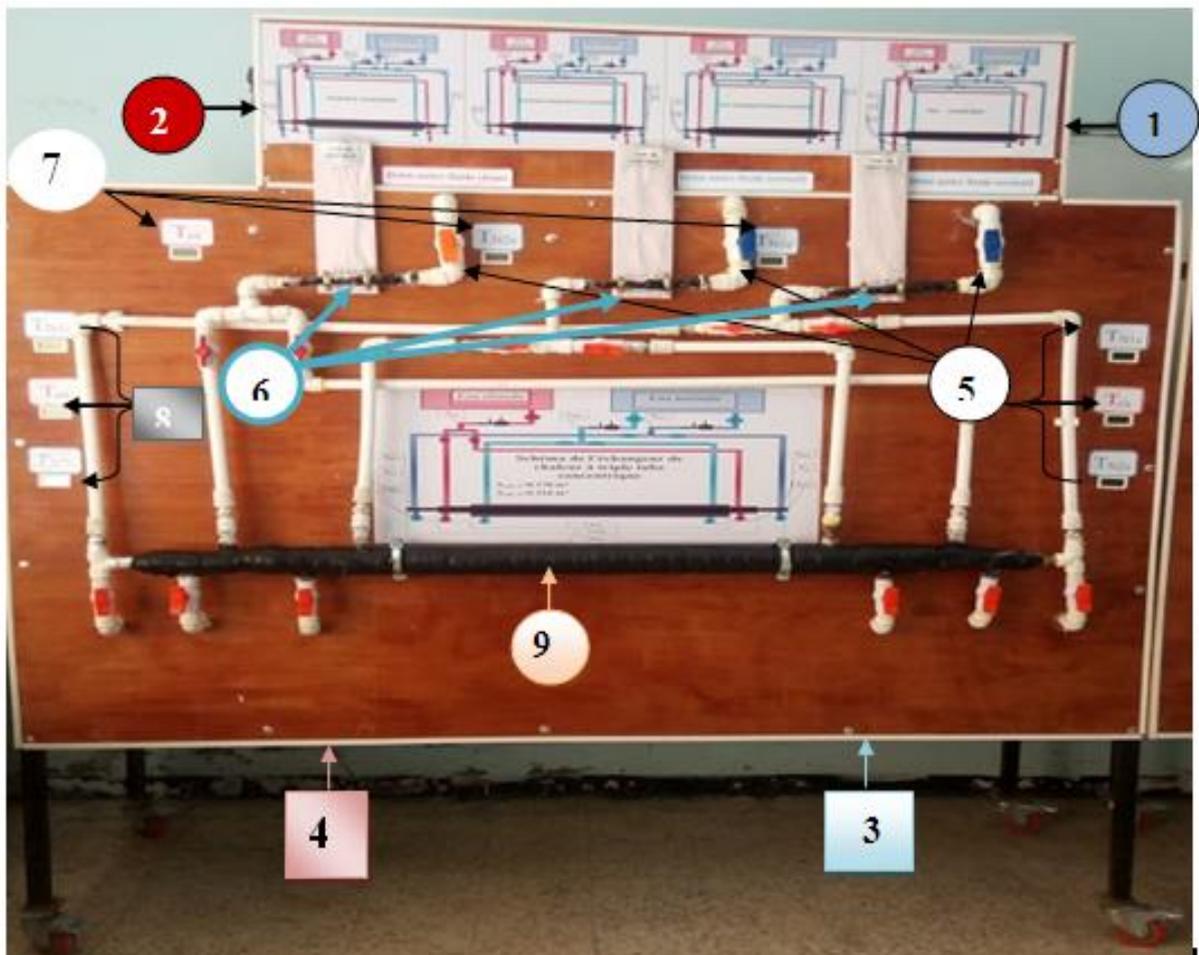


Figure IV.2. Banc d'essai de l'échangeur de chaleur à triple tube.

Un échangeur de chaleur à triple tube concentrique est composé de trois tubes en “cuivre” de diamètres extérieurs 42 mm, 28 mm et 16 mm, et de longueur 1.05m, 1.35m et 1.53m (figure IV.2). Le fluide normal 1 circule dans le tube interne, le fluide chaud s’écoule dans l’espace annulaire interne et le fluide normal 2 circule dans l’espace annulaire extérieur, la surface externe est isolé thermiquement.

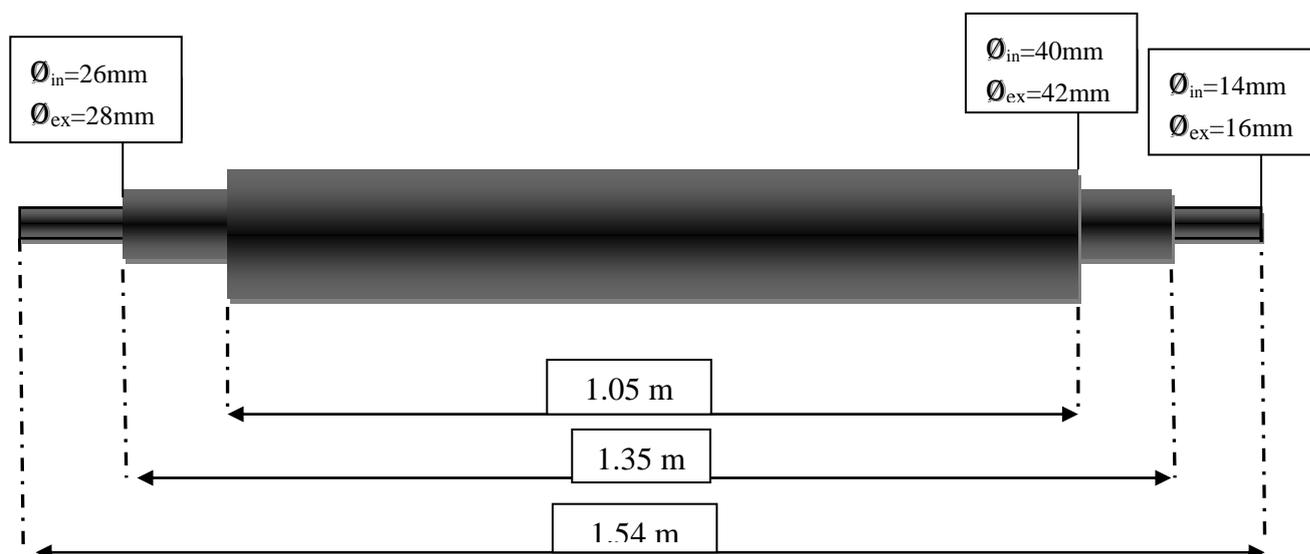


Figure IV.3. Dimensions des tubes composant l’échangeur de chaleur.

IV.3. Instruments et accessoires.

- a) **Isolant thermique:** Un isolant thermique est un matériau ayant une faible conductivité thermique, c’est-à-dire un matériau capable d’opposer au flux thermique qui le traverse, une grande résistance thermique. L’isolant utilisé est une mousse à cellules fermées étanche.



Figure IV.4. Isolant thermique.

- b) **Thermomètre** : Instrument servant à évaluer les températures. Le thermomètre utilisé est un thermomètre à affichage numérique.



Figure IV.5. Thermomètre à affichage numérique.

- c) **Tube de venturi** : Pour le calcul des débits massiques des trois fluides (la réalisation et l'étalonnage de cet instrument est détaillé dans l'annexe)

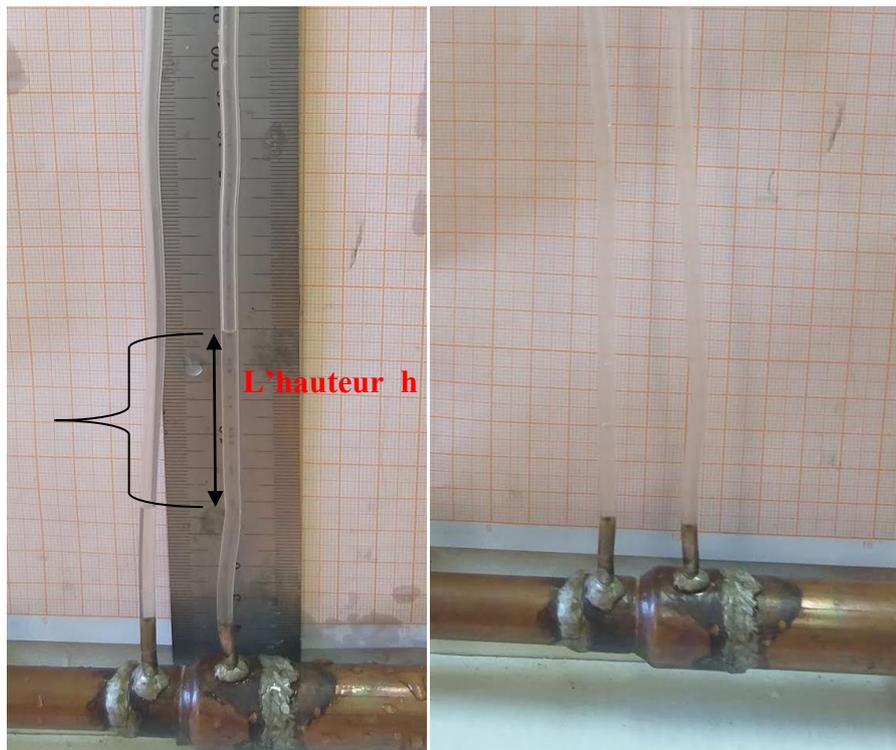


Figure IV.6. Tube de venturi.

IV.4. Expériences

Mode opératoire

- ❖ Choisir la circulation.
- ❖ Ouvrir les deux vanes du réservoir 1 des deux entrées d'eau normale (1) et (2).
- ❖ Ouvrir la vanne du réservoir 2 l'entrée de l'eau chaude.
- ❖ Choisir les débits des trois fluides.
- ❖ Les sorties des deux fluides normal (1) et normal (2) sont évacuées vers le réservoir (3).
- ❖ La sortie de l'eau chaude doit être évacuée vers le réservoir (4).
- ❖ Noter les températures d'entrée et de sortie des trois fluides.

IV.4.1. Première expérience arrangement co-courant.

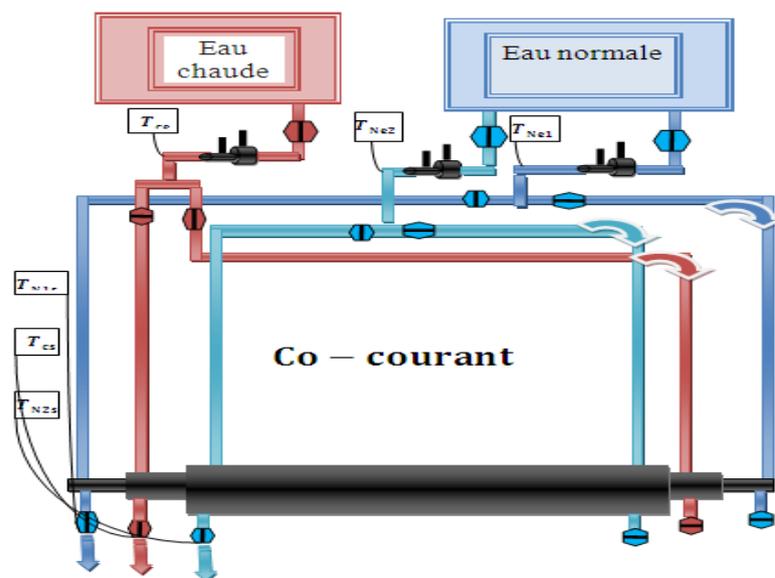


Figure IV.7. Circulation Co-courant .

IV.4.1.1. Premier essai

Dans cette expérience pour l'arrangement co-courant les débits des deux fluides normaux (1) et (2) sont fixés à 0.133(Kg/s) et 0.164(Kg/s) et le débit d'eau chaude prend les valeurs de 0.148(Kg/s), 0.152 (Kg/s) et 0.163 (Kg/s).

Le tableau qui suit illustre les températures des trois fluides à l'entrée et à la sortie pour les différentes combinaisons de débits.

Tableau IV.1. Résultats de la circulation Co-courant

T(C°) / \dot{m}	$\dot{m}=0.148$ (Kg/s)	$\dot{m}=0.152$ (Kg/s)	$\dot{m}=0.163$ (Kg/s)
T_{eN1}	27.1	27.1	27.1
T_{eN2}	27.2	27.2	27.2
T_{ec}	64	64	64
T_{sn1}	29.9	30.2	30.5
T_{sN2}	30.6	31.1	31.5
T_{sc}	46.3	49.7	50.8

IV.4.1.2. Deuxième essai

Dans cette expérience l'arrangement est Co-courant est on fait varier le débit d'eau normale (1) de 0.142(Kg/s), 0.151 (Kg/s) et 0.159 (Kg/s). Les débits des deux fluides normal (2) et chaud sont fixés à 0.164(Kg/s)et 0.163(Kg/s).

Le tableau suivant illustre les températures des trois fluides à l'entrée et à la sortie pour les différentes combinaisons de débits.

Tableau IV.2. Résultats de la circulation Co-courant

T(C°) / \dot{m}	$\dot{m}=0.142$ (Kg/s)	$\dot{m}=0.151$(Kg/s)	$\dot{m}=0.159$ (Kg/s)
T_{eN1}	27.1	27.1	27.1
T_{eN2}	26.9	26.9	26.9
T_{ec}	64.4	64.4	64.4
T_{sn1}	32.2	31.8	31.3
T_{sN2}	29	28.8	28.6
T_{sc}	52	50.7	48.6

IV.4.2. Deuxième expérience arrangement contre-courant

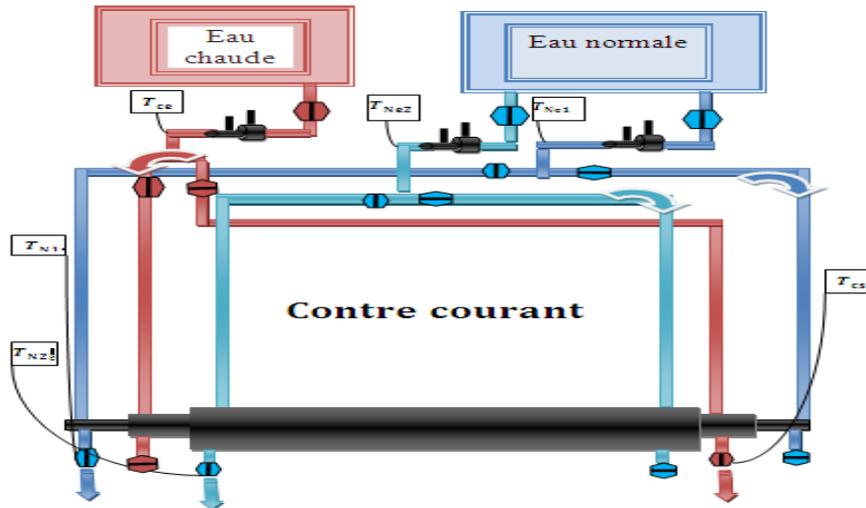


Figure IV.8. Circulation contre-courant

IV.4.2.1. Première essai

Dans cette expérience on change la circulation des fluides du co-courant au contre-courant les températures de trois fluides sont prise pour le cas où les débits des deux fluides normal (1) et normal (2) sont fixés à 0.133(Kg/s)et 0.164(Kg/s) et le débit d'eau chaude varie de 0.148(Kg/s), 0.152 (Kg/s) et 0.163 (Kg/s).

Tableau IV.3. Résultats de la circulation contre-courant

T(C°) / \dot{m}	$\dot{m}=0.148$ (Kg/s)	$\dot{m}=0.152$ (Kg/s)	$\dot{m}=0.163$ (Kg/s)
T_{eN1}	27.1	27.1	27.1
T_{eN2}	27.2	27.2	27.2
T_{ec}	64	64	64
T_{sn1}	31.5	32.1	33.3
T_{sn2}	30.3	30.7	31.5
T_{sc}	45.2	47.8	49.3

IV.4.2.2. Deuxième essai

Dans cette expérience l'arrangement est à contre-courant le débit d'eau normale (1) varie de 0.142(Kg/s), 0.151 (Kg/s) et 0.159 (Kg/s). Les débits des deux fluides normal (2) et chaud sont fixés à 0.164(Kg/s)et 0.163(Kg/s) respectivement.

Le tableau qui suit illustre les températures des trois fluides à l'entrée et à la sortie pour les différentes combinaisons de débits.

Tableau IV.4. Résultats de la circulation contre-courant

T(C°) / \dot{m}	$\dot{m}=0.142$ (Kg/s)	$\dot{m}=0.151$ (Kg/s)	$\dot{m}=0.159$ (Kg/s)
T_{eN1}	27.2	27.2	27.2
T_{eN2}	27.1	27.1	27.1
T_{eC}	64.1	64.1	64.1
T_{sn1}	29.9	29.4	29
T_{sN2}	31.8	31.4	31
T_{sc}	51.1	50	47.3

IV.4.3. Troisième expérience arrangement contre-courant /co-courant

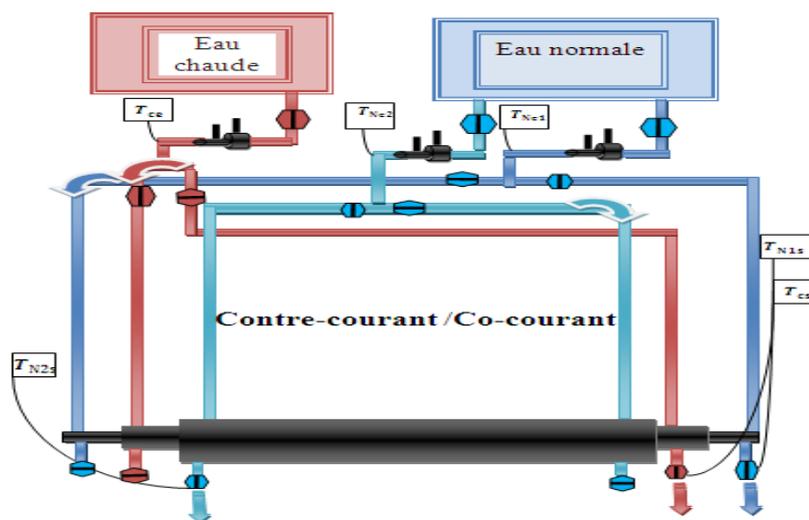


Figure IV.9. Circulation contre-courant /co-courant.

IV.4.3.1. Premier essai

Dans cette expérience les vannes sont réglées sur l'agencement contre-courant/co-courant les débits des deux fluides normal (1) et normal (2) sont fixés à 0.133(Kg/s)et 0.164(Kg/s) respectivement et le débit d'eau chaud prend les valeurs 0.148(Kg/s), 0.152 (Kg/s) et 0.163 (Kg/s).

Les températures des trois fluides à l'entrée et à la sortie pour les différentes combinaisons de débits sont données au tableau suivant.

Tableau IV.5. Résultats de la circulation contre-courant/ co-courant

$T(C^{\circ}) / \dot{m}$	$\dot{m}=0.148 \text{ (Kg/s)}$	$\dot{m}=0.152 \text{ (Kg/s)}$	$\dot{m}=0.163 \text{ (Kg/s)}$
T_{eN1}	27	27	27
T_{eN2}	27	27	27
T_{ec}	64	64	64
T_{sn1}	29.2	29.7	30.9
T_{sN2}	29.5	30.2	31.1
T_{sc}	45.5	48.5	49.9

IV.4.3.2. Deuxième essai

La circulation est à contre-courant/co-courant le débit d'eau normale (1) prend les valeurs 0.142(Kg/s), 0.151 (Kg/s) et 0.159 (Kg/s). Les débits des deux fluides normal (2) et chaud sont fixés à 0.164(Kg/s) et 0.163(Kg/s) respectivement.

Le tableau au-dessous illustre les températures des trois fluides à l'entrée et à la sortie pour les différentes combinaisons de débits.

Tableau IV.6. Résultats de la circulation contre-courant/co-courant

$T(C^{\circ}) / \dot{m}$	$\dot{m}=0.142 \text{ (Kg/s)}$	$\dot{m}=0.151 \text{ (Kg/s)}$	$\dot{m}=0.159 \text{ (Kg/s)}$
T_{eN1}	27	27	27
T_{eN2}	27	27	27
T_{ec}	63.8	63.8	63.8
T_{sn1}	31.7	31.2	30.7
T_{sN2}	29.3	28.9	28.2
T_{sc}	51	50	47.2

IV.4.4. Quatrième expérience arrangement co-courant/ contre-courant

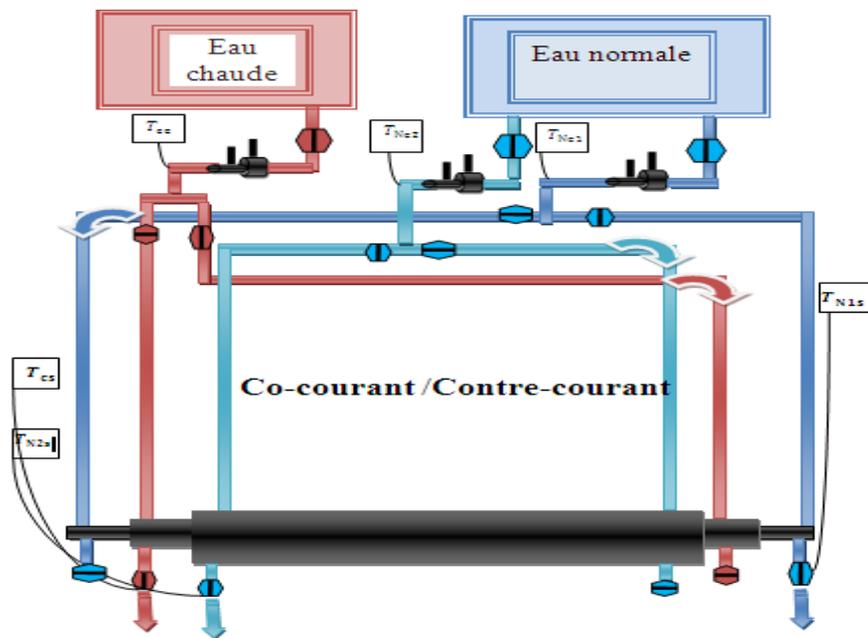


Figure IV.10. Circulation co-courant/ contre-courant.

IV.4.4.1. Premier essai

Cette expérience est réalisée pour la circulation co-courant/ contre-courant les débits des deux fluides normaux (1) et (2) sont fixés à 0.133(Kg/s) et 0.164(Kg/s) respectivement, le débit d'eau chaude varie de 0.148(Kg/s), 0.152 (Kg/s) et 0.163 (Kg/s).

Le tableau suivant illustre les températures des trois fluides à l'entrée et à la sortie pour les différentes combinaisons de débits.

Tableau IV.7. Résultats de la circulation co-courant/ contre-courant.

T(C°) / \dot{m}	$\dot{m}=0.148$ (Kg/s)	$\dot{m}=0.152$ (Kg/s)	$\dot{m}=0.163$ (Kg/s)
T_{eN1}	26.8	26.8	26.8
T_{eN2}	27	27	27
T_{ec}	64	64	64
T_{sn1}	28.8	29.3	30.2
T_{sN2}	29.6	30.1	30.7
T_{sc}	45.9	48.8	50

IV.4.4.2. Deuxième essai

Dans cette expérience l'arrangement est fixé au co-courant /contre-courant on fait varier le débit d'eau normale (1) de 0.142(Kg/s), 0.151 (Kg/s) et 0.159 (Kg/s). On fixe les débits des deux fluides normal (2) et chaud à 0.164(Kg/s)et 0.163(Kg/s) respectivement.

Les résultats sont mentionnés au tableau suivant.

Tableau IV.8. Résultats de la circulation co-courant/ contre-courant.

T(C°) / \dot{m}	$\dot{m}=0.142$ (Kg/s)	$\dot{m}=0.151$ (Kg/s)	$\dot{m}=0.159$ (Kg/s)
T_{eN1}	26.8	26.8	26.8
T_{eN2}	26.7	26.7	26.7
T_{ec}	63.8	63.8	63.8
T_{sn1}	29.3	28.9	28.4
T_{sN2}	28.9	28.3	28
T_{sc}	51.3	50.1	47.9

IV.5. Calcul des performances de l'échangeur de chaleur

- ❖ Détermination des températures moyennes logarithmiques.
- ❖ Détermination des coefficients d'échange globaux K_{N1-C} et K_{N2-C} .
- ❖ Détermination de la puissance thermique Φ .
- ❖ Détermination de l'efficacité de l'échangeur.

IV.5.1. Détermination des températures moyennes logarithmiques.

La différence de température moyenne logarithmique est donnée par :

IV.5.1.a. Co-courant

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{C,e} - T_{N,e}) - (T_{C,s} - T_{N,s})}{\ln \left(\frac{T_{C,e} - T_{N,e}}{T_{C,s} - T_{N,s}} \right)} \quad (\text{IV.1})$$

IV.5.1.b. Contre-courant

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{C,s} - T_{N,e}) - (T_{C,e} - T_{N,s})}{\ln \left(\frac{T_{C,s} - T_{N,e}}{T_{C,e} - T_{N,s}} \right)} \quad (\text{IV.2})$$

IV.5.2. Détermination de la puissance thermique Φ :

$$\Phi = \dot{m} C_p \Delta T \quad (\text{IV.3})$$

Avec:

\dot{m} : Le débit du fluide (L/s ou kg/ s).

C_p : chaleur massique en (J/kg K).

ΔT : écart de température (°C).

IV.5.3. Détermination du coefficient d'échange global K:

$$\Phi = k.S.\Delta T_{ml} \quad \Rightarrow \quad k = \Phi / S.\Delta T_{ml} \quad (\text{IV.4})$$

Avec:

K: coefficient d'échange global (W/m²°C).

S: Surface d'échange (m²).

ΔT_{ml} : Ecart de température moyenne logarithmique (°C).

IV.5.4. Détermination de l'efficacité de l'échangeur:

Fluides N₁, N₂

$$E = \frac{T_{N,s} - T_{N,e}}{T_{C,e} - T_{N,e}} \quad (\text{IV.5})$$

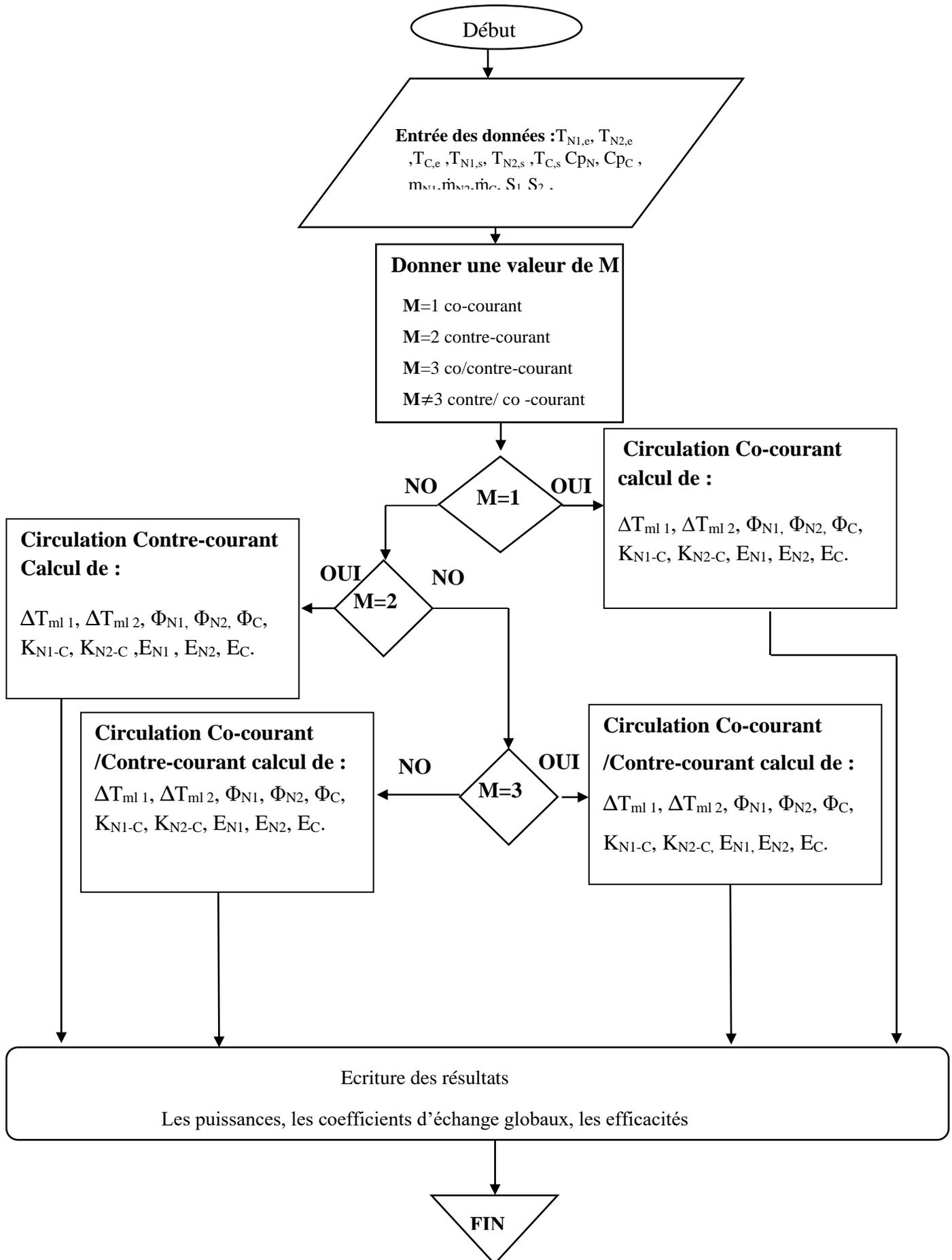
Fluide chaude

$$E = \frac{T_{C,e} - T_{C,s}}{T_{C,e} - T_{N,e}} \quad (\text{IV.6})$$

L'efficacité de l'échangeur de chaleur :

$$E = \max(E_{N1}, E_{N2}, E_C) \quad (\text{IV.7})$$

Pour les calculs des performances de l'échangeur de chaleur a été réalisé un code de calcul en langage Matlab dont l'organigramme est le suivant :



IV.6. Résultats.

IV.6.1. Tableaux des résultats

Tableau IV.9. L'effet de la variation du débit du «fluide chaud » circulation co-courant

\dot{m} (kg/s)	Φ_{N1} (W)	Φ_{N2} (W)	Φ_c (W)	ΔT_{m1} (°C)	ΔT_{m2} (°C)	K_{N1-c} (W/m ² °C)	K_{N2-c} (W/m ² °C)	E_{N1} % EXP	E_{N2} % EXP	E_c % EXP
0.148	1561.47	2338.01	10989.22	25.27	24.76	347.14	421.54	7.50	9.23	47.96
0.152	1728.77	2681.80	9500.83	26.90	26.28	361.04	455.56	8.40	10.59	40.65
0.163	1896.07	2956.90	9025.96	27.77	27.15	383.58	486.92	9.20	11.68	35.77

Tableau IV.10. L'effet de la variation du débit du «fluide normal 1 » circulation co-courant

\dot{m} (kg/s)	Φ_{N1} (W)	Φ_{N2} (W)	Φ_c (W)	ΔT_{m1} (°C)	ΔT_{m2} (°C)	K_{N1-c} (W/m ² °C)	K_{N2-c} (W/m ² °C)	E_{N1} % EXP	E_{N2} % EXP	E_c % EXP
0.142	3036.57	1444.06	8478.93	27.63	29.66	617.42	217.52	13.9	5.66	33.06
0.151	2975.77	1306.53	9367.85	27.06	29.00	617.54	201.12	12.60	5.12	36.53
0.159	2800.08	1169.00	10803.8	26.03	27.83	604.28	187.52	11.26	4.53	42.35

Tableau IV.11. L'effet de la variation du débit de «fluide chaud » circulation contre-courant

\dot{m} (kg/s)	Φ_{N1} (W)	Φ_{N2} (W)	Φ_c (W)	ΔT_{m1} (°C)	ΔT_{m2} (°C)	K_{N1-c} (W/m ² °C)	K_{N2-c} (W/m ² °C)	E_{N1} % EXP	E_{N2} % EXP	E_c % EXP
0.148	2453.74	2131.72	11672.16	24.60	25.03	560.33	380.20	11.92	8.42	50.94
0.152	2788.34	2406.78	10329.76	25.89	26.44	604.87	406.37	13.55	9.51	43.90
0.163	3457.54	2956.90	10051.63	26.22	26.96	740.80	489.51	16.8	11.68	39.83

Tableau IV.12. L'effet de la variation du débit du « fluide normal1 » circulation contre-courant

\dot{m} (kg/s)	Φ_{N1} (W)	Φ_{N2} (W)	Φ_c (W)	ΔT_{m1} (°C)	ΔT_{m2} (°C)	K_{N1-c} (W/m ² °C)	K_{N2-c} (W/m ² °C)	E_{N1} % EXP	E_{N2} % EXP	E_c % EXP
0.142	1607.59	3231.94	8889.20	28.74	27.94	314.21	516.40	7.3	12.70	35.13
0.151	1392.91	2956.90	9641.36	28.33	27.50	276.17	479.84	5.96	11.62	38.21
0.159	1200.03	2681.84	11487.58	26.90	26.12	250.56	458.34	4.87	10.54	45.40

Tableau IV.13. L'effet de la variation du débit du « fluide chaud » circulation contre- courant/ co-courant

\dot{m} (kg/s)	Φ_{N1} (W)	Φ_{N2} (W)	Φ_c (W)	ΔT_{m1} (°C)	ΔT_{m2} (°C)	K_{N1-c} (W/m ² °C)	K_{N2-c} (W/m ² °C)	E_{N1} % EXP	E_{N2} % EXP	E_c % EXP
0.148	1226.87	1719.13	11485.91	25.25	25.67	272.97	298.97	5.94	7.02	50.00
0.152	1505.70	2200.48	9883.42	26.88	27.18	314.69	361.42	6.78	7.83	41.89
0.163	2174.90	2819.37	9641.36	27.00	27.59	452.53	456.19	9.13	10.00	38.10

Tableau IV.14. L'effet de la variation du débit de « fluide normal1 » circulation contre-courant/co-courant

\dot{m} (kg/s)	Φ_{N1} (W)	Φ_{N2} (W)	Φ_c (W)	ΔT_{m1} (°C)	ΔT_{m2} (°C)	K_{N1-c} (W/m ² °C)	K_{N2-c} (W/m ² °C)	E_{N1} % EXP	E_{N2} % EXP	E_c % EXP
0.142	2798.40	1581.59	8752.44	27.11	28.93	579.90	244.06	12.77	6.21	34.78
0.151	2659.20	1306.53	9436.23	26.80	28.53	557.43	204.44	11.41	5.13	37.50
0.159	2466.74	1031.47	11007.68	25.70	27.38	539.22	168.18	10.05	4.05	43.47

Tableau IV.15. L'effet de la variation du débit du «fluide chaud » circulation co-courant /contre- courant

\dot{m} (kg/s)	Φ_{N1} (W)	Φ_{N2} (W)	Φ_c (W)	ΔT_{ml1} (°C)	ΔT_{ml2} (°C)	K_{N1-c} (W/m ² °C)	K_{N2-c} (W/m ² °C)	E_{N1} % EXP	E_{N2} % EXP	E_c % EXP
0.148	1115.33	1787.89	11237.56	26.33	25.25	237.97	316.10	5.37	7.02	48.65
0.152	1394.17	2131.72	9692.12	27.86	26.81	281.13	354.96	6.72	8.37	40.86
0.163	1896.07	2544.31	9572.99	27.16	27.19	392.19	417.76	9.13	10.00	37.63

Tableau IV.16. L'effet de la variation du débit du «fluide normal1 » circulation co-courant /contre-courant

\dot{m} (kg/s)	Φ_{N1} (W)	Φ_{N2} (W)	Φ_c (W)	ΔT_{ml1} (°C)	ΔT_{ml2} (°C)	K_{N1-c} (W/m ² °C)	K_{N2-c} (W/m ² °C)	E_{N1} % EXP	E_{N2} % EXP	E_c % EXP
0.142	1488.51	1512.83	8547.31	29.21	29.12	286.28	231.81	6.75	5.92	33.69
0.151	1329.6	1100.24	9367.85	28.71	28.77	260.17	170.69	5.67	4.31	36.92
0.159	1066.69	893.94	10872.18	27.63	27.61	216.84	144.54	4.32	3.50	42.85

IV.6.2.Courbes et interprétations

Les résultats obtenus ci-dessus sont présentés sous forme des courbes.

IV.6.2.1. Comparaison

Pour prouver l'amélioration apportée par l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique (ETTC) par rapport à celui à double tube concentrique (EDTC), on a comparé les deux types d'échangeurs thermiques (ETTC de la présente étude) et (EDTC réalisé par l'étudiant Ihab AYAYDEH) pour l'arrangement le plus performant contre-courant pour les conditions mentionnées dans le tableau suivant :

Tableau IV.17. De comparaison entre l'(EDTC) et (ETTC).

EDTC (Ihab AYAYDEH)		ETTC	
RE	E%	RE	E%
5166.27	22.07	14494.14	35.13
11380.52	25.53	15412.79	38.21
17056.06	28.19	16229.36	45.40

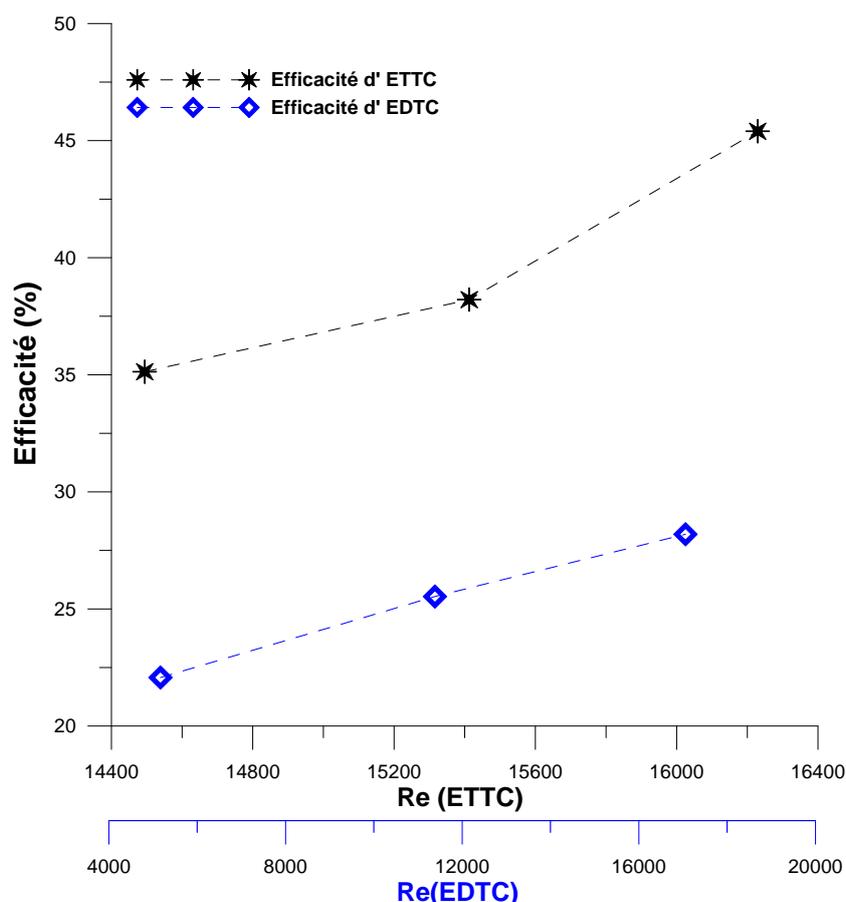


Figure IV.11. Comparaison entre l'efficacité d'ETTC et EDTC.

La figure IV.11 représente une comparaison entre l'efficacité de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique de la présente étude et l'échangeur réalisé par l'étudiant Ihab AYAYDEH pour l'arrangement contre-courant dans le cas où le débit du fluide normal 1 varie (ETTC). On constate que l'efficacité de (ETTC) est plus grande que l'efficacité de (EDTC) ($E_{c-ETTC} > E_{c-EDTC}$). Ce résultat confirme l'utilité et le gain apporté par ce type d'échangeur thermique.

IV.6.2.2. l'effet de la variation du débit du fluide chaud

IV.6.2.2.1. Variation de la puissance des trois fluides en fonction du débit du fluide chaud pour les différents arrangements.

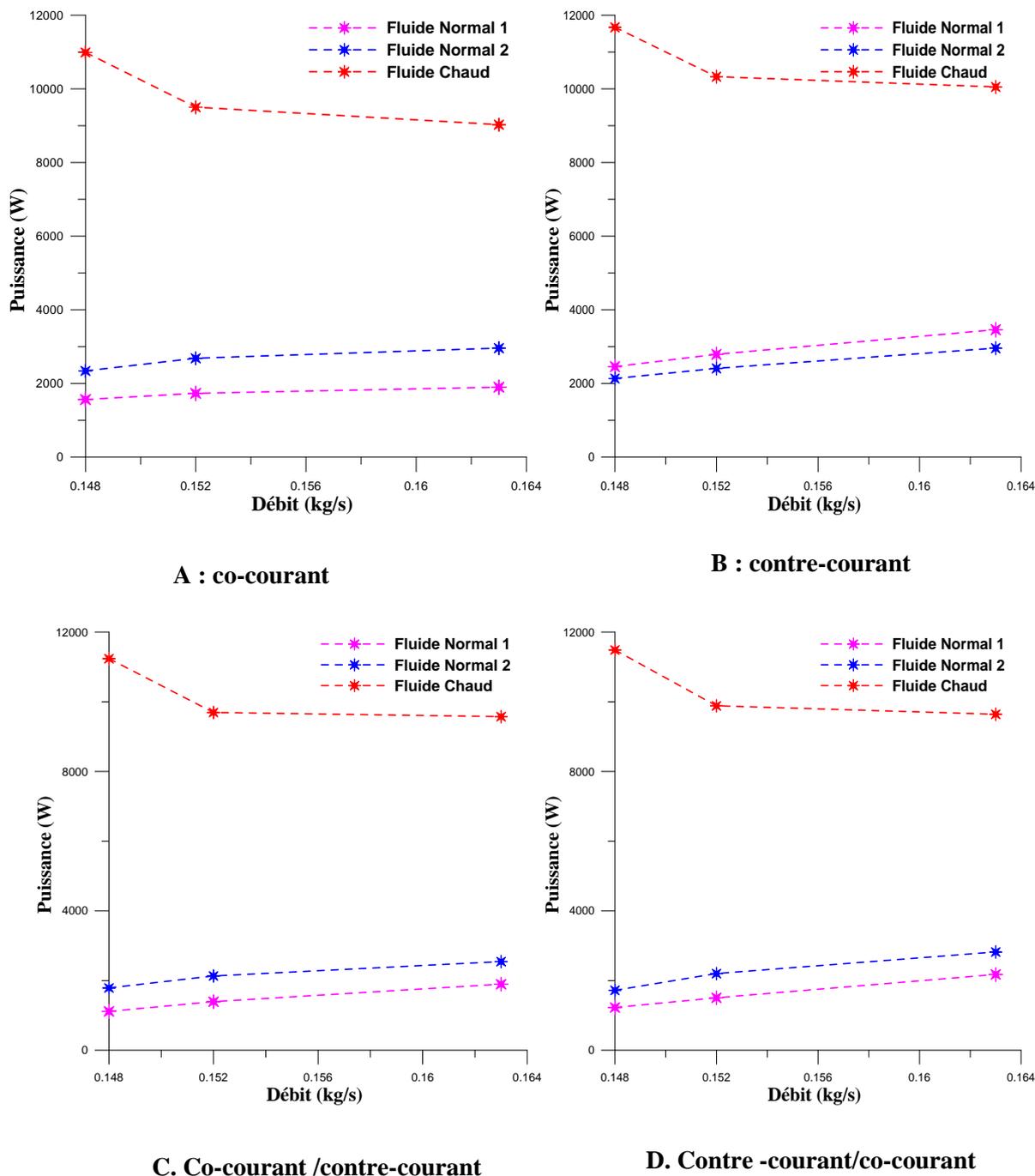


Figure IV.12. Variation de la puissance des trois fluides en fonctions du débit du fluide chaud pour différents arrangement.

La figure IV.12. Représente la variation des puissances des trois fluides en fonction du débit du fluide chaud, les débits de fluides normal 1 et normal 2 sont maintenus constant pour les quatre arrangements co-courant, contre-courant, co-courant /contre-courant et contre-courant / co-courant. On remarque que les puissances des deux fluides normal 1 et normal 2 augmentent avec l'augmentation du débit du fluide chaud par contre la puissance du fluide chaud diminuer avec l'augmentation du débit chaud. La puissance du fluide chaud est la plus importante et elle prend la valeur maximale pour l'arrangement contre-courant.

IV.6.2.2.2. Variation de l'efficacité de l'échangeur thermique en fonction du débit du fluide chaud pour les différents arrangements

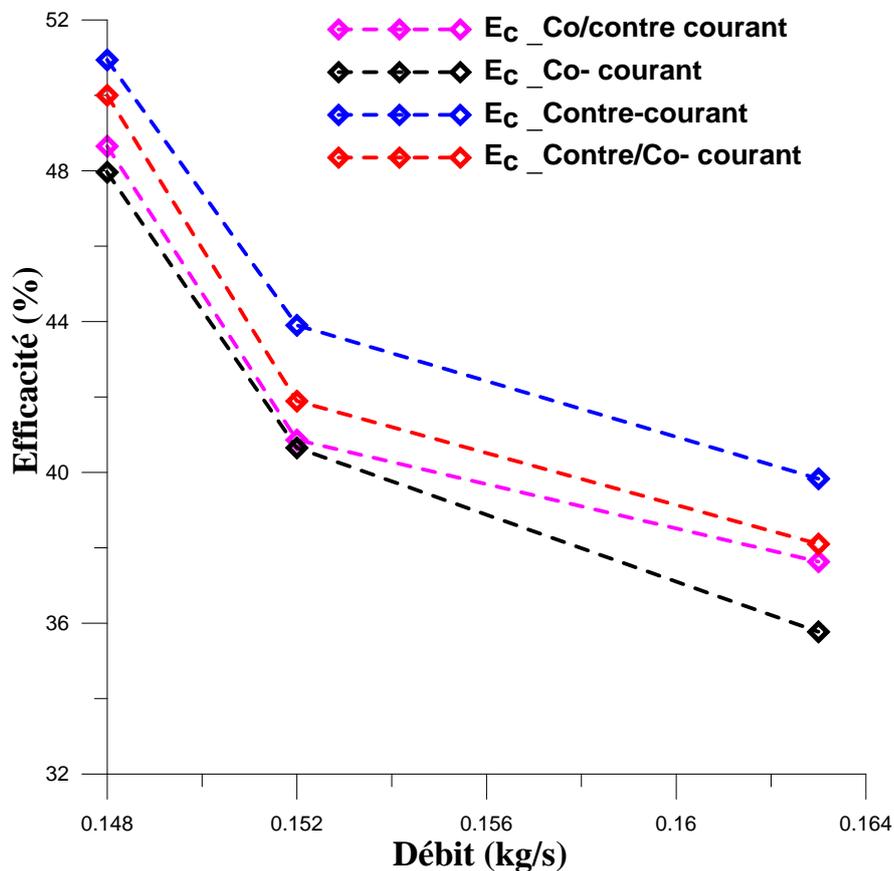
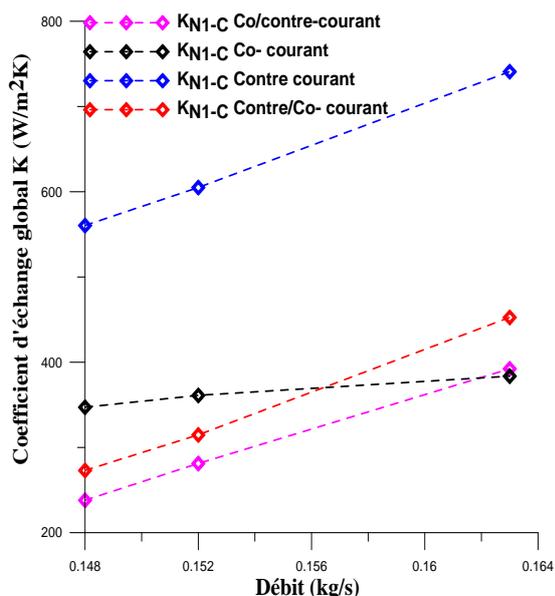


Figure IV.13. La variation de l'efficacité en fonction du débit du fluide chaud

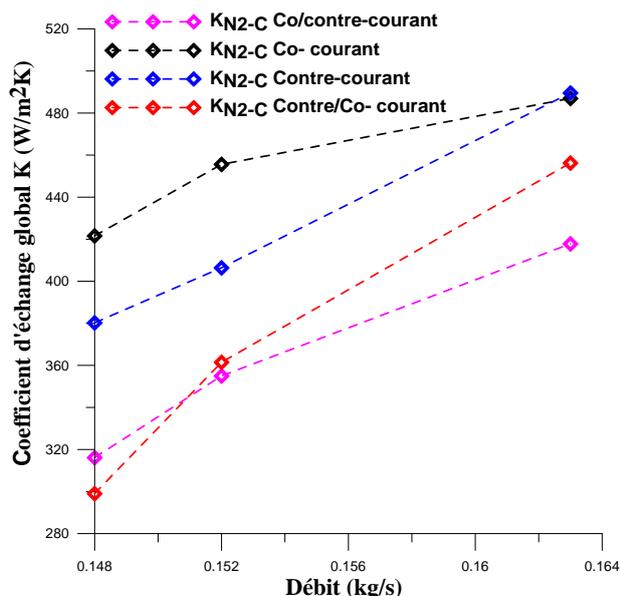
La figure IV.13 représente la variation des efficacités de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique en fonction du débit du fluide chaud pour les différentes circulations co-courant, contre-courant, co-courant /contre-courant et contre-courant / co-courant, On remarque que la circulation à contre-courant représente le meilleur choix. L'efficacité peut

atteindre **50.94%** pour un débit de fluide chaud de 0.148kg/s. Pour les trois autres arrangements, on remarque que celui à Co-courant est le mauvais type de circulations avec une efficacité de **47.96%** pour le même débit du fluide chaud.

IV.6.2.2.3. Variation des coefficients d'échanges globaux en fonction du débit du fluide chaud pour les différents arrangements.



A. Coefficients d'échanges globaux KN1-c



B. Coefficients d'échanges globaux KN2-c

Figure IV.14. Variation des coefficients d'échanges globaux en fonction du débit fluide chaud pour différents arrangement.

Les variations des coefficients d'échanges globaux K_{N1-c} et K_{N2-c} en fonction du débit du fluide chaud pour les quatre arrangements sont présentés sur la figure IV.14. On constate que les deux familles de coefficients croient avec l'accroissement des débits, l'échange est plus important entre le fluide normal 1 et le fluide chaud que celui entre le fluide normale 2 et le fluide chaud c'est-à-dire $K_{N1-c} > K_{N2-c}$ cela est dû à la surface d'échange.

IV.6.2.3.L'effet de la variation du débit du fluide normal 1

IV.6.2.3.1. Variation de la puissance des trois fluides en fonction du débit du fluide normal 1 pour les différents arrangements.

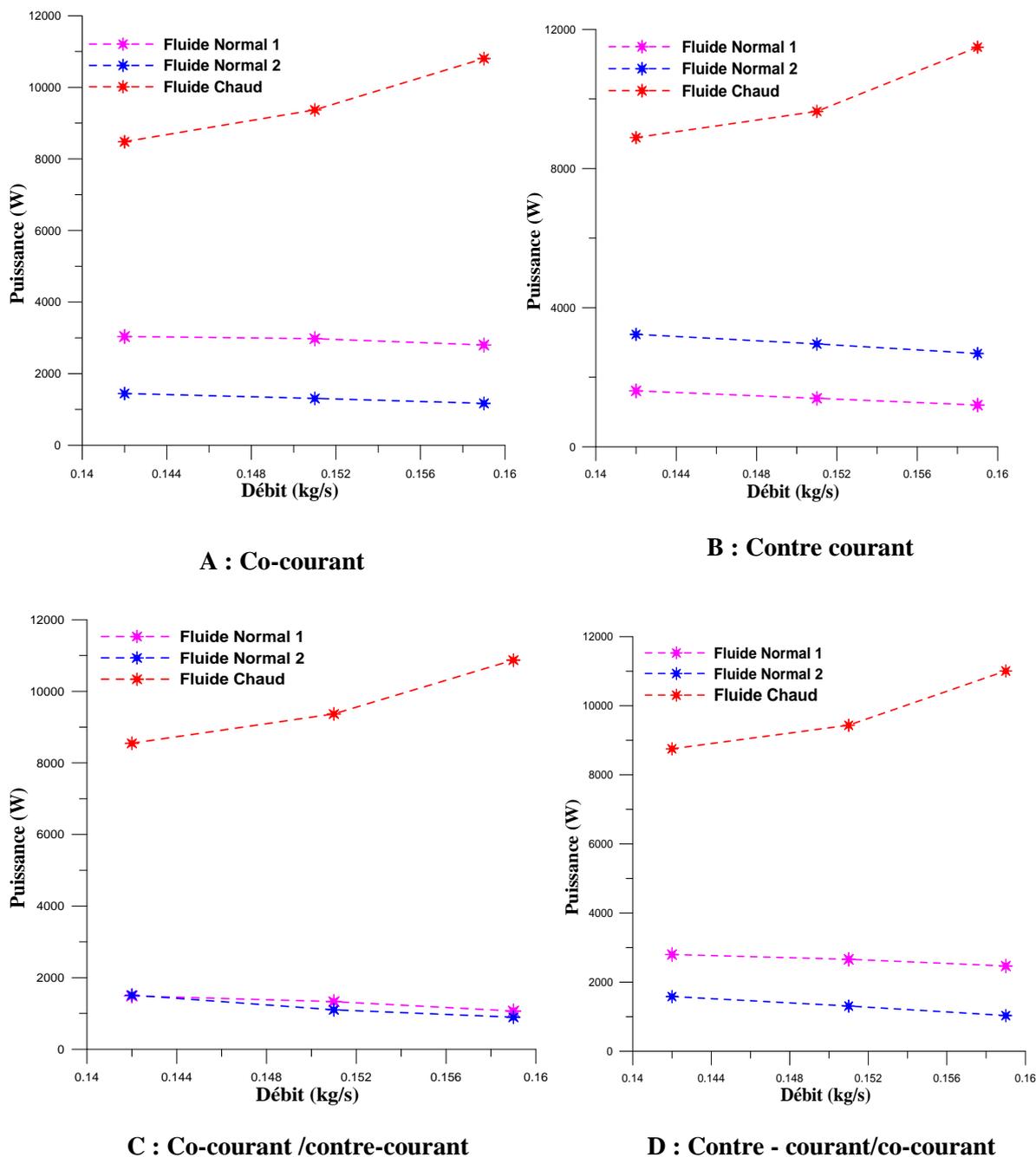


Figure IV.15. Variation de la puissance des trois fluides en fonctions du débit de fluide normal 1 pour différents arrangement.

débits 0.163kg/s et 0.164 kg/s respectivement, pour les quatre arrangements co-courant, contre-courant, co-courant /contre-courant et contre-courant / co-courant. On remarque que les puissances des deux fluides normal 1 et normal 2 diminuer avec l'augmentation du débit du fluide normal 1 par contre la puissance du fluide chaud accroît avec l'accroissement du débit du fluide normal 1. La puissance du fluide chaud est la plus importante car le fluide chaud représente l'écart de température le plus élevé (il est refroidi avec deux courants de fluides froids), il prend la valeur maximale pour le débit max du fluide normal 1 0.159kg/s. La puissance la plus élevée est constatée pour l'arrangement contre- courant (débit fluide normal 1=0.159kg/s, Puissance contre-courant =11487.58W).

IV.6.2.3.2. Variation de l'efficacité de l'échangeur thermique en fonction du débit du fluide normal 1 pour les différents arrangements

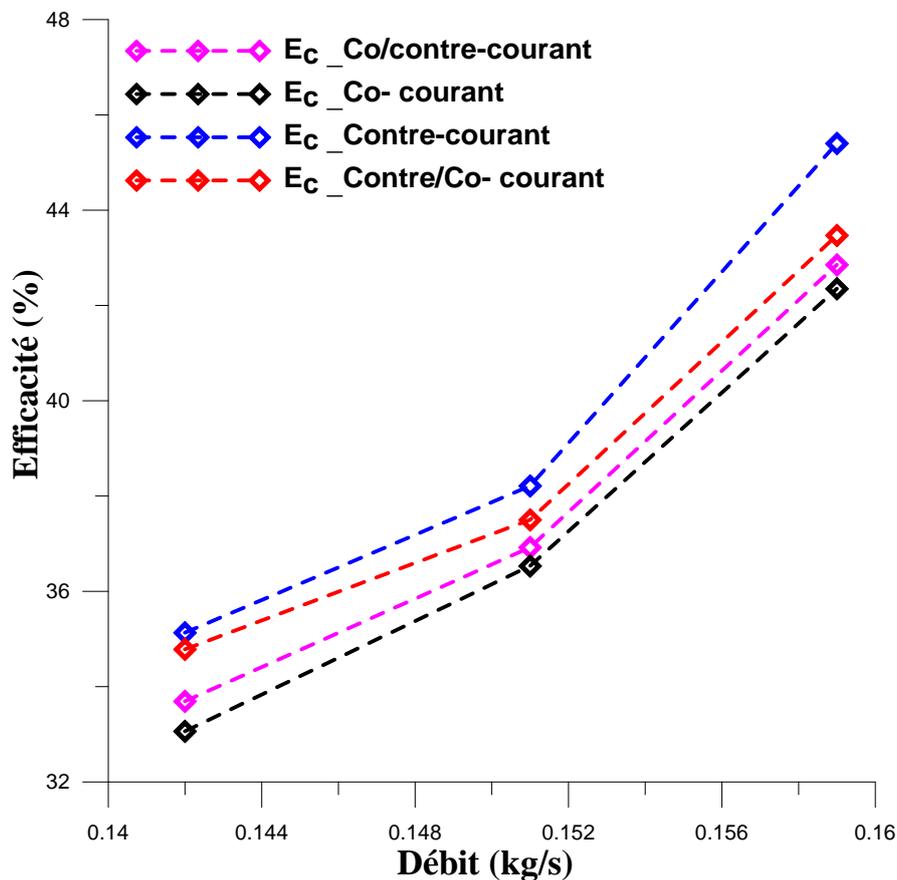


Figure IV.16. La variation de l'efficacité en fonction du débit du fluide normal 1.

La figure IV.16 représente la variation des efficacités de l'échangeur de chaleur en fonction du débit du fluide normal 1 pour les différents agencements. On observe qu'elles augmentent

avec l'accroissement du débit du fluide normal 1 et la circulation à contre- courant représente le meilleur choix, l'efficacité peut atteindre **45.40%**. Pour les trois autres arrangements, on remarque que l'arrangement co-courant est le mauvais type de circulations.

IV.6.2.3.3. Variation des coefficients d'échanges globaux en fonction du débit du fluide normal 1 pour les différents arrangements.

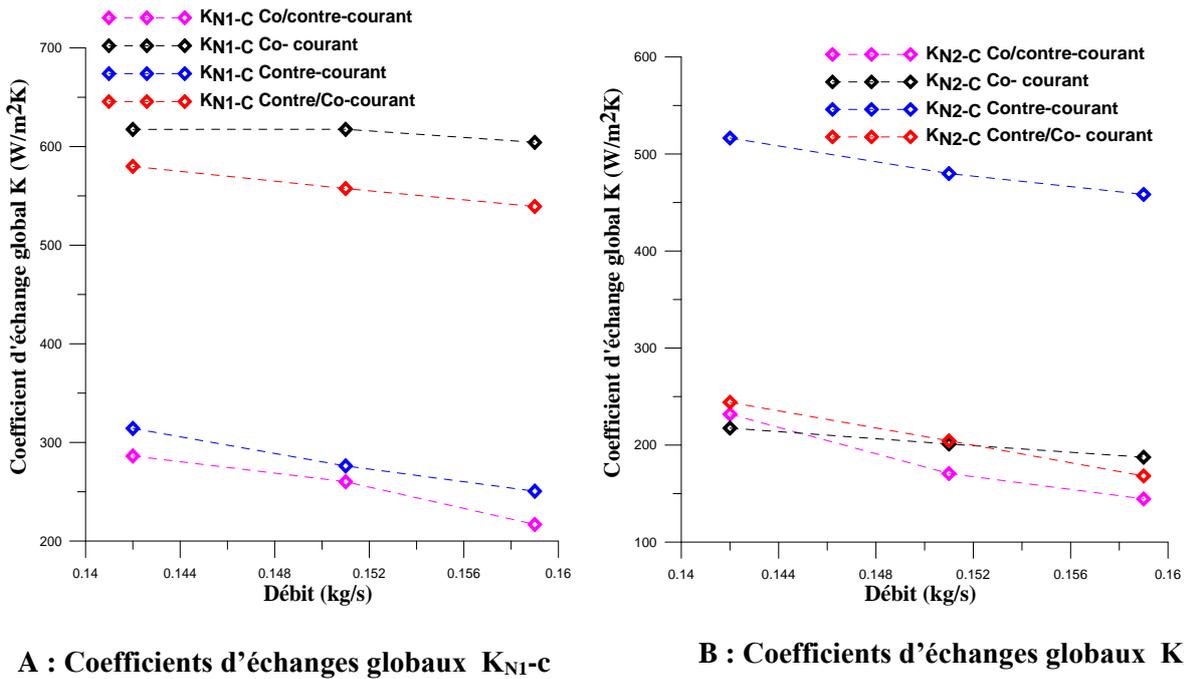
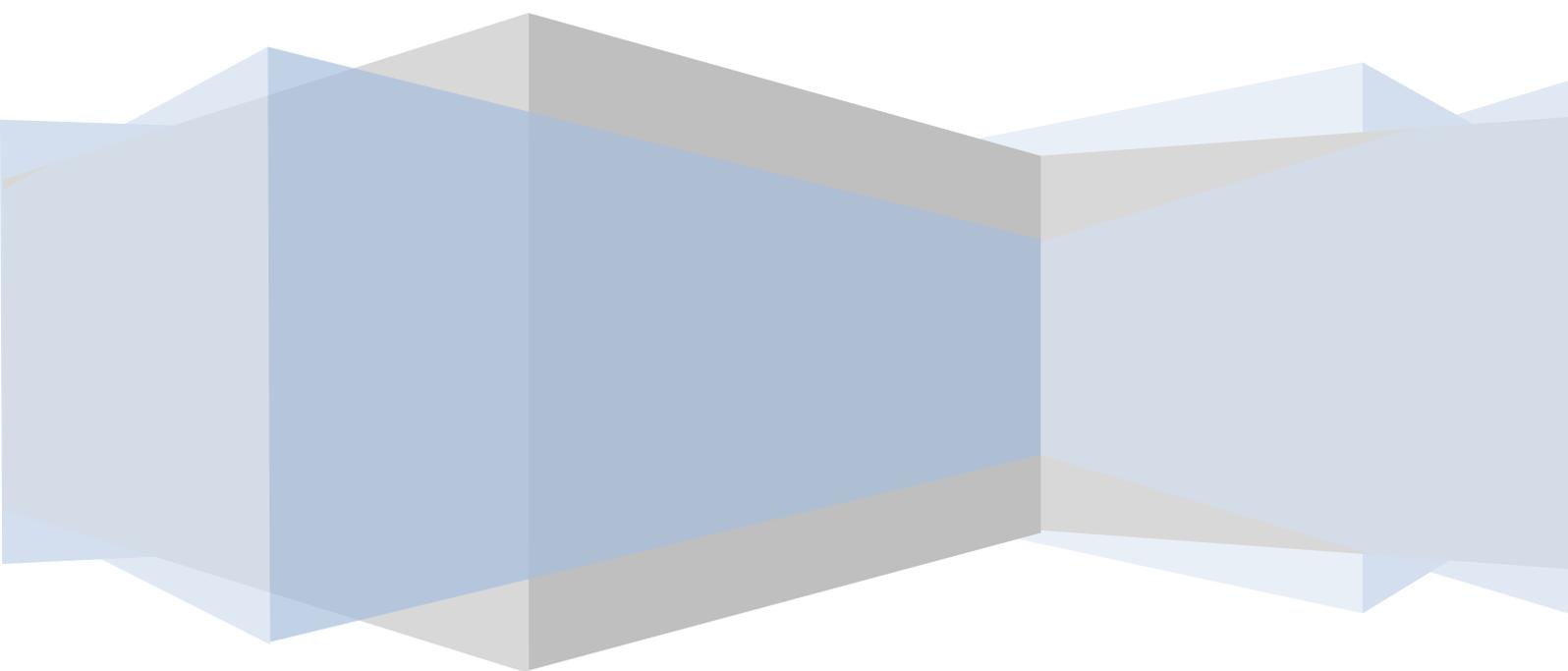


Figure IV.17. Variation des coefficients d'échanges globaux en fonction du débit fluide normal 1 pour différentes arrangement.

Les variations des coefficients d'échanges globaux K_{N1-c} et K_{N2-c} en fonction du débit du fluide normal 1 sont présentés sur la figure IV.17 pour les différentes circulations.

On constate que les deux coefficients diminuent avec l'accroissement du débit du fluide normal1. Pour les familles de coefficients d'échange globaux du fluide à débit constant K_{N2-c} le coefficient d'échange le plus important est observé pour l'arrangement à contre-courant, par contre pour les coefficients K_{N1-c} (fluide à débit variable) l'agencement à co-courant est le plus important car la puissance échangée est la plus grande que celles des autres circulations.

CONCLUSION



Conclusion

Dans la présente étude nous nous sommes intéressés aux échangeurs de chaleur à tube concentriques. Cette étude expérimentale est menée afin d'étudier les performances de l'échangeur à triple tube concentrique "la puissance thermique, les coefficients d'échange globaux et l'efficacité thermique".

Dans un échangeur à triple tube concentriques, quatre modes de circulation se présentent : "Co-courant", "Contre-courant", "Contre-courant/Co-courant" et "Co-courant/contre-courant".

Un échangeur de chaleur à triple tube concentrique est conçu et réalisé au Hall technologique (laboratoire énergétique) de l'université Mohamed KHIDER Biskra. IL est composé de trois tubes en "cuivre" de diamètres extérieurs 42 mm, 28 mm, 16 mm et de longueur 1.05m, 1.35m et 1.53m respectivement . Le fluide normal 1 circule dans le tube interne, le fluide chaud s'écoule dans l'espace annulaire interne et le fluide normal 2 circule dans l'espace annulaire extérieur, la surface externe est isolé thermiquement.

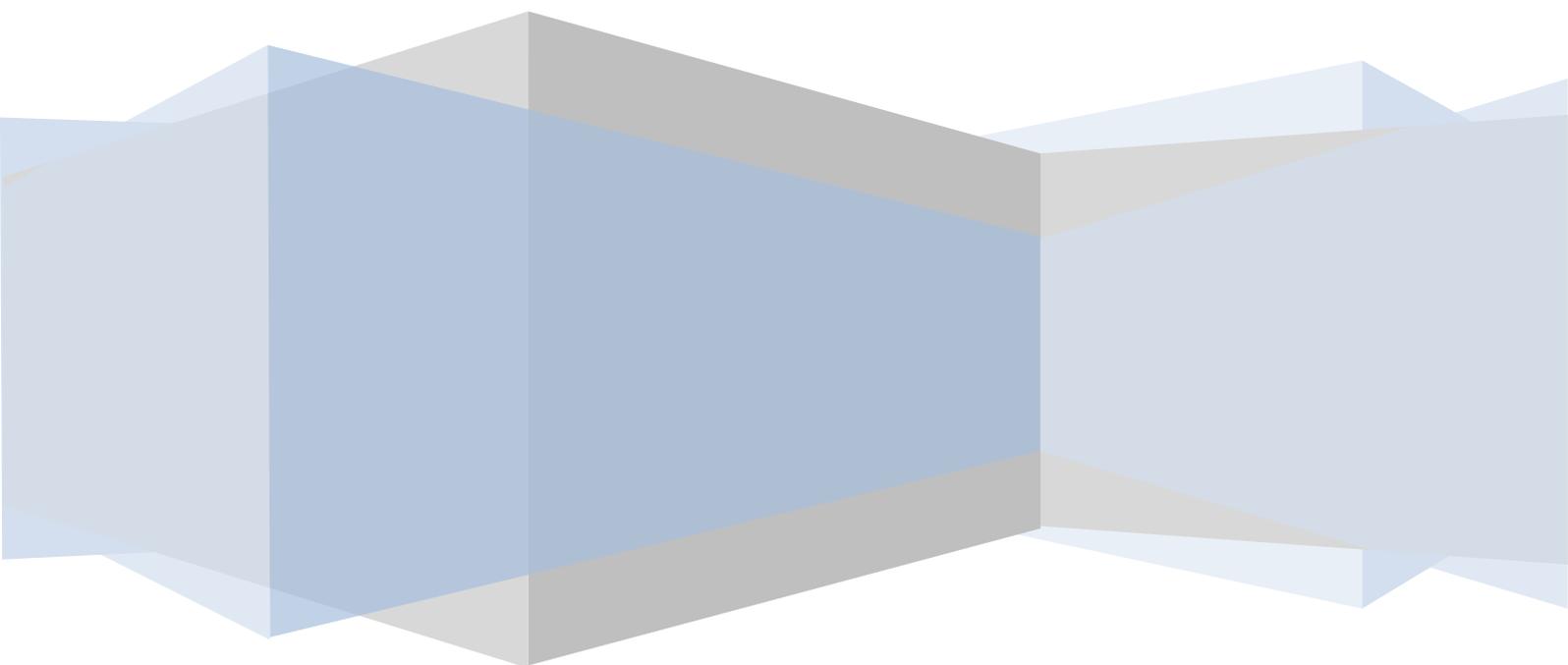
Des expériences sont réalisées pour déterminer les températures d'entrées et de sorties des trois fluides pour les quatre arrangements. Un programme Matlab est effectué pour calculer la puissance Φ , les coefficients d'échange globaux K_{N1-C} et K_{N2-C} , la différence de température moyenne logarithmique et l'efficacité expérimentale.

Les résultats montrent que :

- fluide chaud et plus efficace que les deux fluides normaux 1 et 2.
- l'arrangement à "contre-courant" est plus performant que les autres arrangements.
- L'étude de l'effet de variation des débits du fluide chaud et normal 1 montre que l'efficacité est de 50.94 % en arrangement contre-courant dans le cas de variation du débit du fluide chaud, cette efficacité décroît pour atteindre la valeur 45.40% pour le même type de circulation dans le cas où le fluide normal 1 subit une variation.
- L'échangeur de chaleur à triple tube concentrique (ETTC) est plus performant qu'un échangeur de chaleur à double tube concentrique (EDTC) selon les résultats de la comparaison pour l'arrangement le plus performant « contre-courant ».

RÉFÉRENCE

BIBLIOGRAPHIQUE

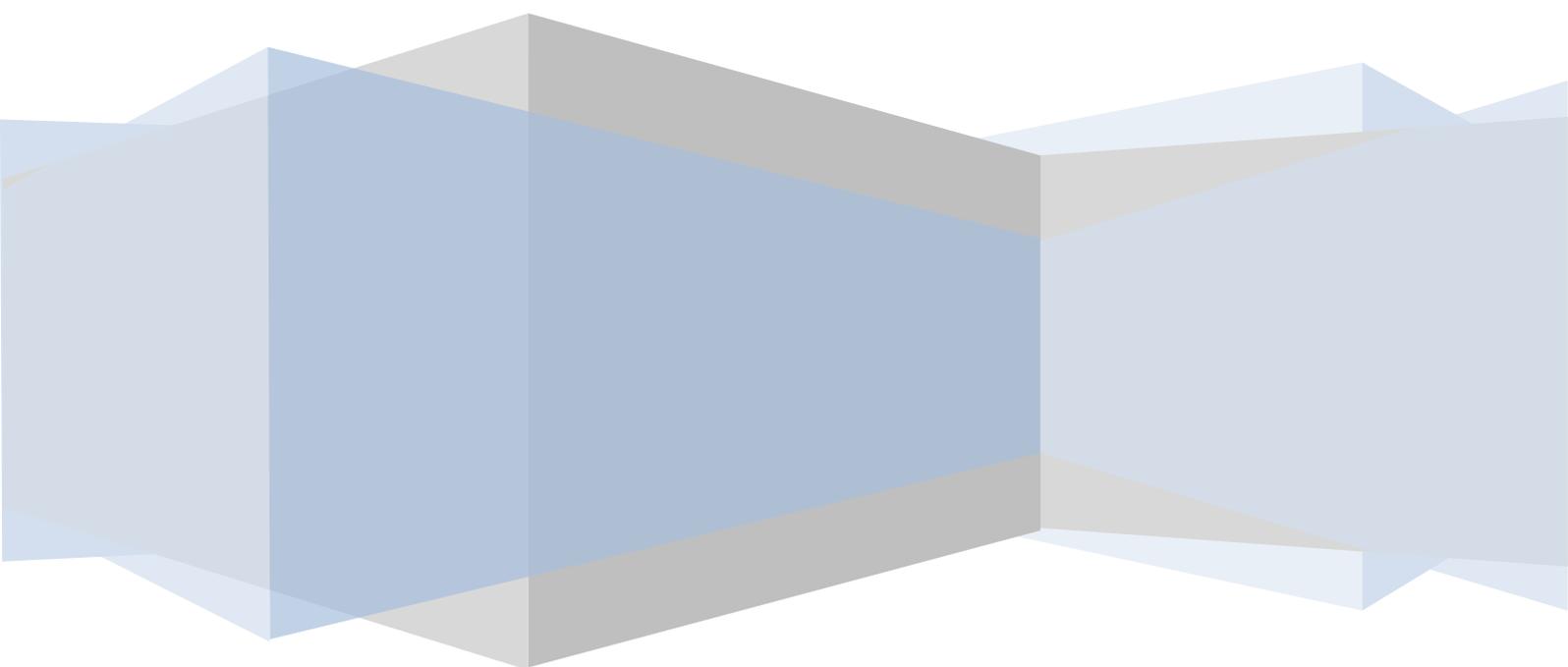


- [1] Zuritz, C. (1989). On the design of triple concentric-tube heat exchangers. *Food Process Engineering*. Vol. 12, pp 113–130.
- [2] Touatit, T., Bougriou, C. (2016). Etude technico-économique des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique, Third International Conference on Energy, Materials, Applied Energetics and Pollution ICEMAEP, Constantine, Algeria.
- [3] Saraireh, M. A. (2018). Experimental and Numerical Thermal Study of Triple Pipe Heat Exchanger. *International Journal of Simulation--Systems, Science & Technology*. Vol 19, no 4.
- [4] Rădulescu, S., Negoita, I.L., Onutu, I. (2016). Analysis of the heat transfer in double and triple concentric tube heat exchangers 7th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering .vol 147, no 1.
- [5] Sahoo, M., Behera, V.M., Das, S.N., Das, H.C. (2017). Experimental investigation and performance analysis of triple concentric helical tube heat exchanger, *International Journal of Engineering and Technology (IJET)*. Vol 8.no 5, pp 2265-2271.
- [6] Wafelkar, G. V., Kamble, L. V. (2016), Experimental performance analysis of triple tube heat exchanger with Dimple tubing, *International Journal of Current Engineering and Technology*. Special Issue-5, pp 456-459.
<http://Dx.Doi.Org/10.14741/Ijcet/22774106/spl.5.6.2016.85>.
- [7] Pancholi, M., Virani, B. (2017), Experimental Analysis of Triple Tube Heat Exchanger. *Journal for Research* .Vol.3. no 3, pp 18-20.
- [8] Boultif, N. (2017). Etude d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en régime permanente et transitoire, Thèse de Doctorat, Université Mohamed Khider Biskra.
- [9] Sagar, J., Prasad, I., Deepak, M. (2017). Review on triple tube heat exchanger with dimple on internal tube & internal threaded middle tube using CFD and Experimental analysis for heat transfer. *Journal of information, knowledge and research in Mechanical engineering*. Vol. 4, no 02, pp 796-798.

- [10] Shinde, P.M., Yeole, G.S., Mohite, A.B., Mahajan, B.H., Sharma, D.K., Pathak, A.K.(2018).Experimental and theoretical Analysis of triple concentric Tube heat exchanger. IJARIE vol. 4, no 03, pp 1313-1321.
- [11] Touatit, T., Bougriou, C. (2018). Optimal diameters of triple concentric-tube heat exchangers. International Journal of Heat and Technology .Vol. 36, no.1, pp. 367-375.
- [12] Amanuel, T., Mishra, M. (2019). Thermohydraulic optimization of triple concentric-tube heat exchanger: A multi-objective approach. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering vol. 233, no 3, pp 589-600.
- <https://sci-hub.tw/10.1177/0954408918779232>.
- [13] Amanuel, T., Mishra, M. (2018). Investigation of thermohydraulic performance of triple concentric-tube heat exchanger with CuO/water nanofluid: Numerical approach. Heat Transfer—Asian Research, vol. 47, no 8, pp 974-995.
- <https://doi.org/10.1002/htj.21361>.
- [14] Singh, M.K., Jain, P.K. (2018). Performance Analysis of Triple Concentric Tube Heat Exchanger with Ribs. International Journal of Research and Scientific Innovation, vol. 7. no 09, pp 106-109.
- [15] Peigné, P., Inard, C., Druette, L. (2013) Experimental study of a triple concentric tube heat exchanger integrated into a wood- based air-heating system for energy-efficient dwellings.Energies . Vol. 6, no 1, p. 184-203.
- <https://doi.org/10.3390/en6010184> .
- [16] Guellai. S. (2018). Etude expérimentale d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique, mémoire de master, Université Mohamed Khider Biskra.
- [17] Mohapatra, T., Padhi, B.N., Sahoo, S.S. (2017) Experimental investigation of convective heat transfert in an inserted coiled tube type three fluid heat exchanger. Applied Thermal Engineering, vol. 117, pp 297-307.
- <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.02.023>.

- [18] Bontemps, A., Marvillet, C., Garrigue, A., Huetz, J., GOUBIER, C. " Échangeur de chaleur- description des échangeurs", Technique de l'ingénieur, Traité génie énergétique B2341, pp.1-7.10 mai (1995).
- [19] Marvillet., Manifica, A., Berrada., Weber, C.(2014). E. Book TOME 1: Echangeurs Thermiques -: Technologies, Conception et dimensionnement, GRETh.
- [20] Chaudourne, S. (1987). Les échangeurs à caloducs. Collection « Echangeurs de chaleur », GRETh, Lavoisier TEC&DOC.
- [21] Bricard, A., Chaudourne.S (1997). Caloducs. Techniques de l'ingénieur, traité Génie énergétique, Référence b9545.
- [22] Benayad, N. (2008).Etude et optimisation des échangeurs de chaleur. Thèse de Magistere.Université Mentouri Constantine.
- [23] <https://leclairage.fr/knowledge-base/th-thermique/>.
- [24] <https://cahier-de-prepa.fr/mp1-janson/download?id=1364>.
- [25] Bougriou, C., " Calcul et technologie des échangeurs de chaleur", Note de cour Université de Batna, pp.76-110 (2000).
- [26] Tournaye, D. (1979) 'les échangeurs de chaleur', bureau de recherches géologiques et minières, Ministère de l'industrie, service national géologique, Orléans (France).

ANNEXE



Annexe A

Tube de venturi

Le premier théorème de Bernoulli représente le principe de conservation de l'énergie mécanique d'un fluide incompressible en mouvement. Ce théorème explique un phénomène connu sous le nom « effet de Venturi » qui peut être clairement observé dans les écoulements à l'intérieur d'un canal à section variable dit « tube de Venturi ». L'expression souvent utilisée de ce théorème s'écrit :

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2g} = h_2 + \frac{V_2^2}{2g}$$

Où V est la vitesse, et h représente la charge piézométrique. Ce théorème avec le principe de conservation de la masse ($V_1 A_1 = V_2 A_2$) peuvent aider à déterminer le débit circulant dans un conduit. Pour un débit constant, le rétrécissement du conduit entraîne une augmentation de vitesse (augmentation de l'énergie cinétique), ce qui provoque une diminution de la charge piézométrique. Eventuellement, le débit s'exprime par :

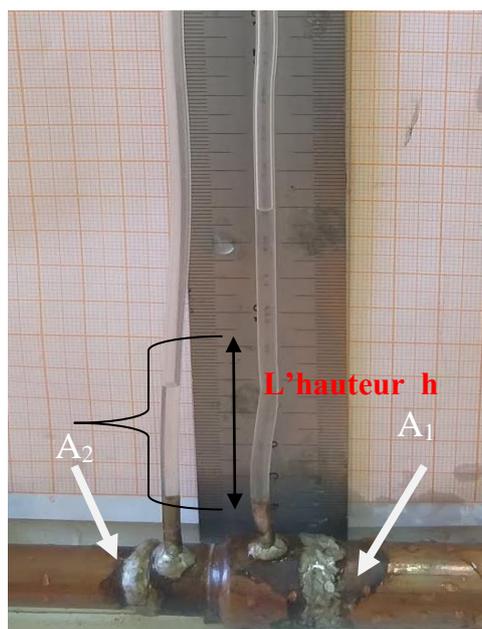


Figure 1. Tube de Venturi

Annexe

$$V_1 = \sqrt{\frac{2g \cdot (h_1 - h_2)}{\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1}}$$

La figure 1. Suivante présente un anémomètre différentiel (tube de Venturi) réalisé dans le laboratoire énergétique (Halle technologique), avec lequel nous avons pris les mesures du débit.

$$A_1 = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_2 = 1,53 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Le tableau 1. Ci-dessous montre les résultats des essais.

Nombre d'expérience	Volume (m ³)	Hauteur (m)	Temps (s)	Vitesse (m/s)	Q _{réel} (m ³ /s)	Q _{thé} (m ³ /s)	
1	5.10 ⁻³	2,2.10 ⁻²	39,37	37,08.10 ⁻²	1,27.10 ⁻⁴	1,16.10 ⁻⁴	Tube (1)
2	5.10 ⁻³	3,5.10 ⁻²	39,06	46,77.10 ⁻²	1,28.10 ⁻⁴	1,46.10 ⁻⁴	
3	5.10 ⁻³	8,3.10 ⁻²	22,62	72,02.10 ⁻²	2,21.10 ⁻⁴	2,26.10 ⁻⁴	
4	5.10 ⁻³	6,7.10 ⁻²	27,17	64,71.10 ⁻²	1,84.10 ⁻⁴	2,03.10 ⁻⁴	
5	5.10 ⁻³	10,4.10 ⁻²	21,00	80,62.10 ⁻²	2,38.10 ⁻⁴	2,53.10 ⁻⁴	
6	5.10 ⁻³	9,2.10 ⁻²	23,40	75,82.10 ⁻²	2,13.10 ⁻⁴	2,38.10 ⁻⁴	
1	5.10 ⁻³	4,2.10 ⁻²	26,45	51,23.10 ⁻²	1,89.10 ⁻⁴	1,60.10 ⁻⁴	Tube (2)
2	5.10 ⁻³	12,7.10 ⁻²	20,40	89,09.10 ⁻²	2,45.10 ⁻⁴	2,79.10 ⁻⁴	
3	5.10 ⁻³	10,6.10 ⁻²	21,92	81,39.10 ⁻²	2,28.10 ⁻⁴	2,55.10 ⁻⁴	
4	5.10 ⁻³	11,5.10 ⁻²	22,52	84,77.10 ⁻²	2,22.10 ⁻⁴	2,66.10 ⁻⁴	
5	5.10 ⁻³	10,9.10 ⁻²	22,22	82,53.10 ⁻²	2,25.10 ⁻⁴	2,59.10 ⁻⁴	
6	5.10 ⁻³	9,5.10 ⁻²	23,92	77,05.10 ⁻²	2,09.10 ⁻⁴	2,42.10 ⁻⁴	
1	5.10 ⁻³	9,0. 10 ⁻²	25,77	75,00.10 ⁻²	1,94.10 ⁻⁴	2,35. 10 ⁻⁴	Tube (3)
2	5.10 ⁻³	8,5. 10 ⁻²	25,25	72,88.10 ⁻²	1,98.10 ⁻⁴	2,28.10 ⁻⁴	
3	5.10 ⁻³	5,2. 10 ⁻²	29,94	57,00.10 ⁻²	1,67.10 ⁻⁴	1,79. 10 ⁻⁴	
4	5.10 ⁻³	14,3. 10 ⁻²	17,36	94,53.10 ⁻²	2,88.10 ⁻⁴	2,96.10 ⁻⁴	
5	5.10 ⁻³	11,5. 10 ⁻²	20,49	84,77.10 ⁻²	2,44.10 ⁻⁴	2,66.10 ⁻⁴	
6	5.10 ⁻³	7,3. 10 ⁻²	26,45	67,54.10 ⁻²	1,89.10 ⁻⁴	2,12.10 ⁻⁴	

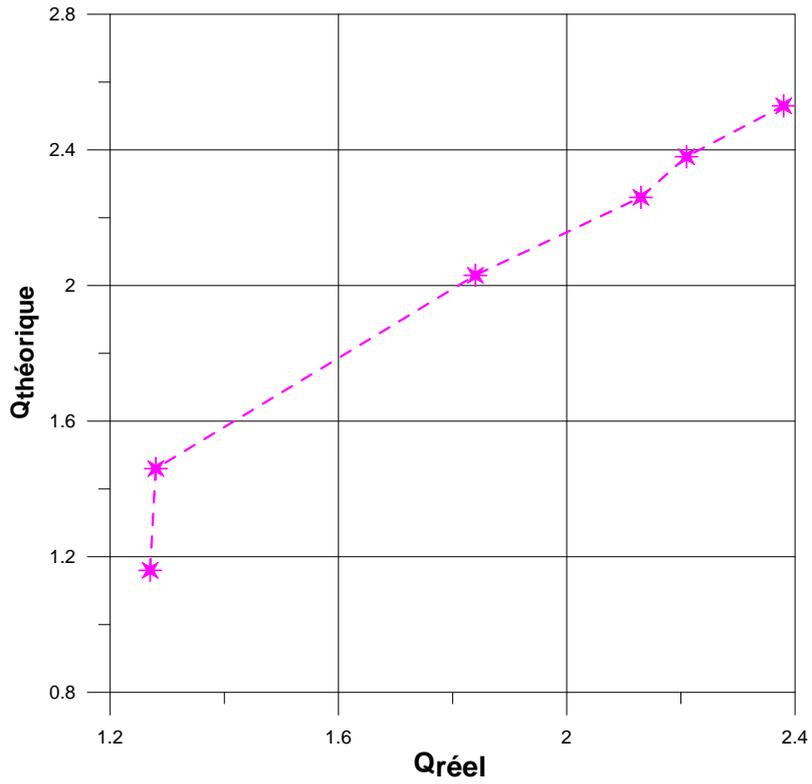


Figure 2. Graphe d'expérience (1)

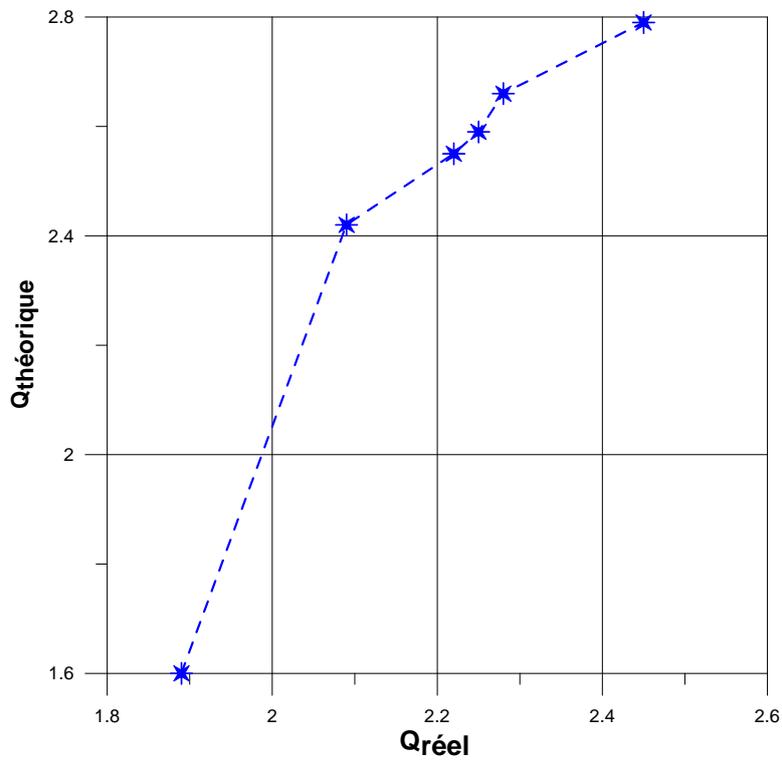


Figure 3. Graphe d'expérience (2)

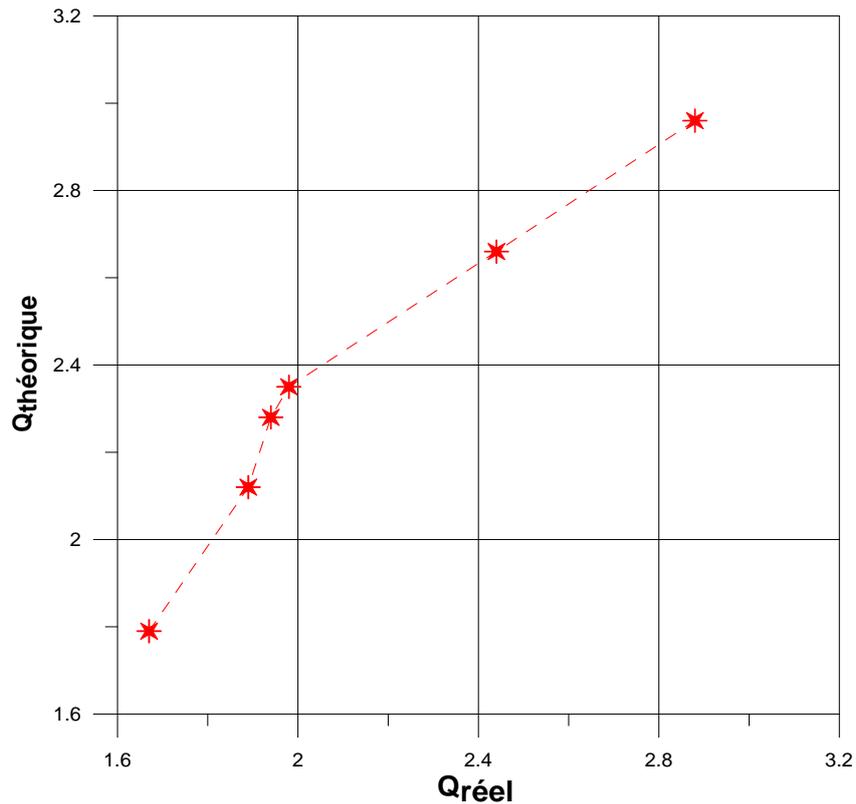


Figure 4. Graphe d'expérience (3)

Le débit a été déterminé théoriquement par le théorème de Bernoulli et expérimentalement par la formule ($Q_{réel} = Volume / temps$). Nous avons cherché par la suite une relation de la forme :

$$Q_{réel} = C \cdot Q_{thé}$$

Afin de corriger l'erreur produite par la théorie qui correspond à la négligence de l'effet des forces de frottement. En utilisant la méthode des moindres carrés, le coefficient de proportionnalité « C » est donné par :

$$C = \frac{\sum Q_{réel} \times Q_{thé}}{\sum Q_{thé}^2}$$

Tableau 2. Les valeurs de la constante C

tube	valeur de C
1	0,935
2	0,889
3	0,907

Ce modèle peut prendre diverses formes. Il peut s'agir de lois de conservation que les quantités mesurées doivent respecter. La méthode des moindres carrés permet alors de minimiser l'impact des erreurs expérimentales en « ajoutant de l'information » dans le processus de mesure.

دراسة تجريبية لمبادل حراري ثلاثي الأنبوب متمحورة المركز للترتيبات المختلفة

لسريان المائع

الخلاصة

المبادلات الحرارية هي الاجهزة المستخدمة لنقل الحرارة بين مختلف الموائع و تختلف انواع المبادلات الحرارية وفقا لاختلاف مجال تطبيقها. الهدف الرئيسي من هذا العمل هو إنجاز ودراسة تجريبية لمبادل حراري بثلاثة انابيب متمحورة في الترتيبات الاربعه الممكنه لسريان المائع داخل المبادل الحراري : (متوازي), (متعاكس), (متوازي- متعاكس) و (متعاكس- متوازي). ارتكزت هذه الدراسة علي دراسة سبق أن اقترحها فريق جامعة بسكرة (حالي السريان المعاكس والمتوازي). مكننا هذا العمل من دراسة تأثير التدفق و اتجاه السريان علي فعالية المبادل. اظهرت نتائج الدراسة أن الترتيب المتعاكس هو الاكثر فاعليه ,والكفاءه تكون افضل عندما يسري مائع العمل في الانبوب الحلقي الداخلي.

الكلمات المفتاحية : المبادلات الحرارية, مبادل حراري بثلاثة انابيب متمحورة , مختلف حالات سريان المائع.

Résumé

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs utilisés pour la transmission de chaleur entre différents fluides. Ces échanges thermiques se diffèrent selon le domaine d'application. L'objectif principal de ce travail est la conception thermique et la réalisation d'un échangeur de chaleur. Ainsi, un échangeur de chaleur à triple tubes concentrique est réalisé sur la base d'une étude expérimentale similaire proposée antérieurement par l'équipe de l'Université de Biskra. Cette réalisation a permis l'étude de l'effet du débit sur l'efficacité (performances) de l'échangeur pour les quatre configurations possibles; Co-courant, contre-courant, co-courant / contre-courant et contre-courant / co-courant. Les résultats ont montré que l'arrangement contre-courant est le plus efficace et que l'efficacité est encore meilleure lorsque le fluide de travail circule dans le tube annulaire interne.

Mots clés : Echangeurs de chaleur, échangeur à triple tube concentrique, différents arrangements.

Abstract

Heat exchangers are devices used for heat transfer between different fluids. These heat exchanges differ according to the field of application. The main objective of this work is the thermal design and the realization of a heat exchanger. Thus, a concentric triple-tube heat exchanger is made on the basis of a similar experimental study previously proposed by the University of Biskra team. This realization allowed the study of the effect of the flow on the efficiency (performances) of the exchanger in the four possible configurations; Co-current, counter-current, co-current / countercurrent and countercurrent / co-current. The results showed that the countercurrent arrangement is the most efficient and that the efficiency is even better when the working fluid circulates in the internal annular tube.

Key words: Heat exchangers, triple concentric tube heat exchanger, different arrangements.