

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
Ecole Nationale Polytechnique

Département De Génie Mécanique

Projet de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Thème

***Dimensionnement et conception des échangeurs
de chaleur pour une pompe à chaleur
magnétique opérant près de la température
ambiante***

Proposé et dirigé par :

Pr. A SMAILI

M. M BOUBAKEUR

Réalisé par :

M^F. Mohand Lounes BOUCHA

Promotion:2014

Ecole Nationale Polytechnique, 10 Av. Hassan Badi, El Harrach, Alger, Algérie.

ملخص:

العمل المقدم في هذه المذكرة يتمثل في تصميم المبادلات الحرارية المتناسقة مع مضخة حرارية مغناطيسية التي تعمل في درجة حرارة المحيط. في البداية الدراسة تتمحور حول تحديد القيم المثلى للمجدد. باستعمال محاكات نظام ذو حسابات مطورة ومحقة في المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات وذلك من أجل الحصول على نظام مصغر. وقد اخترنا من أجل مبادلات مصغرة من النوع بطارية وذلك من أجل صغر حجمها وخفة وزنها. منه اعتمدنا على طريقة تصميم حرارية لمبادلات الحرارة التي تعتمد على طريقة (LMTD) (تغيير المتوسط اللوغاريتمي) وفي الأخير قمنا بتصميم جميع مكونات مبادل الحرارة المدروس بواسطة برنامج تصميم ثلاثي الأبعاد (SOLIDWORKS).

كلمات مفتاحية: مبادل حرارة، تبريد مغناطيسي، تصميم ثلاثي الأبعاد، مجدد مغناطيسي نشط، تأثير الحرارة المغناطيسية.

Résumé :

Le travail présenté dans ce mémoire consiste à dimensionner et concevoir des échangeurs de chaleur convenable pour une pompe à chaleur magnétique opérant près de la température ambiante. Dans un premier temps l'étude est portée sur l'optimisation du régénérateur à travers des simulations en utilisant un code de calcul développé et validé au sein du laboratoire de génie mécanique et développement à l'ENP. Pour avoir un système compact, nous avons opté pour des échangeurs compacts de type batterie, de par leur grande compacité et leur légèreté. Après, nous avons également mis au point une méthode de dimensionnement thermique pour les échangeurs de chaleur en se basant sur la méthode de la différence moyenne logarithmique de température « LMTD ». En dernier lieu, nous sommes passés à la conception de tous les organes qui constituent notre échangeur en utilisant un logiciel de conception 3D (SOLIDWORKS).

Mots clefs : Echangeur de chaleur, réfrigération magnétique, conception 3D, régénérateur magnétique actif (AMR), effet magnéto-calorique.

Abstract:

The present work deals with the size and suitable heat exchangers for heat pump to operate magnetic meadow room temperature. At first the study is focused on the optimization of the regenerator through simulations using a developed and validated in the laboratory of mechanical engineering and development has the ENP. For a compact system we opted for compact exchanger's type battery for their compactness and lightness. . After that, we have also developed a method for thermal dimensioning for heat exchangers based on the method of logarithmic mean temperature difference (LMTD). Finally, we went to design of all bodies that constitute our exchanger using software to design 3D (SOLIDWORKS).

Keywords: heat exchanger, magnetic refrigeration, design, active magnetic regenerator (AMR) magneto-caloric effect.



REMERCIEMENTS

*Tout d'abord, je remercie le bon Dieu de m'avoir donné
l'opportunité pour achever mes études supérieures.*

*Je tiens à remercier Monsieur Arezki SMAÏLI Monsieur
Mohamed BOUBAKEUR et Monsieur CHIBA Younes pour
leur aide et les conseils avisés qu'ils m'ont apporté pour
réaliser ce travail.*

*Je tiens à remercier les membres de jury, les enseignants de
l'Ecole Nationale Polytechnique et particulièrement ceux du
département génie mécanique.*

*Je tiens enfin à remercier tous mes amis ainsi que tous ce qui
ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.*



DEDICACES

Je dédie ce modeste travail

A ma très chère Mère et mon très cher Père

A mon Grand Père et à la mémoire de ma Grand-Mère

A mes chers frères et mes chères sœurs

*A ceux qui m'ont toujours encouragé pour que je réussisse
dans mes études*

A ceux qui ont veillé pour mon bien être

*A ceux qui m'ont soutenu dans les moments les plus difficiles
de ma vie*

A ceux que j'aime et je respect infiniment

A toute la famille BOUCHA

A tous mes amis qui ont toujours été présents

A tous mes camarades du Département de Génie Mécanique

MOHAMED LOUNES

TABLE DES MATIERES

Liste des figures	i
Liste des tableaux.....	iii
Nomenclature	iv
Introduction	1
<u>Chapitre I : La réfrigération magnétique</u>	3
I.1 Introduction	4
I.2 Historique	4
I.3 Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur magnétique	5
I.3.1 Effet magnéto-calorique (EMC)	5
I.3.1.1 Définition	5
I.3.1.2 Équations thermodynamiques	6
I.3.1.3. Les cycles thermomagnétiques	7
I.3.1.4 Cycle à régénération externe	9
I.4. Propriétés magnéto-caloriques du gadolinium	11
I.5 Application de l'EMC à la production de froid	14
I.6 Critères d'efficacité de l'AMRR	15
I.7 Considérations thermodynamiques	15
I.8 Etude et modélisation de l'AMRR	16
I.8.1 Différentes phases d'un cycle	17
I.8.2 Organes composant le système AMR	17
I.8.3 Association série/parallèle	17
I.9 Impact des paramètres principaux sur les performances du système AMR	18
I.9.1 Les effets du débit sur la puissance froide	19
I.9.2 Les effets du débit sur la puissance chaude	19
I.9.3 Les effets du débit sur le coefficient de performance	20
I.9.4 Les effets du débit sur la puissance à fournir au système	21
I.9.4 Variation de la puissance chaude en fonction de la température de sortie côté chaud ..	21
I.9.5 Variation de la puissance froide en fonction de la température de sortie côté froid	22
<u>Chapitre II : Choix de l'échangeur de chaleur</u>	23
II-1 Introduction	24
II-2 Définition	24
II-3 Critères de classement des échangeurs de chaleur	24

II-3.1 Classement technologique	24
II-3.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur	27
II-3.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur	27
II-3.4 Classement fonctionnel.....	27
II-3.5 Classement suivant la compacité de l'échangeur	28
II-3.6 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	28
II-3.7 Classement suivant le sens relatif des écoulements des deux fluides.....	28
II-3.8 Classement en fonction de la nature des fluides ou de la fonction de l'échange	29
II-4 Principales caractéristiques des échangeurs	30
II-5 Echangeur compact	31
II-6 Echangeur conventionnel	31
II-7 Echangeur à tubes et ailettes (batterie)	31
II-7.1 Différents types de batteries	32
II-7.1.1 Les batteries chaudes	32
II-7.1.2 Batteries froides	32
II-7.2 Constituants d'une batterie	33
II-7.2.1 Les tubes	33
II-7.2.2 Les ailettes	34
II-7.2.2.1 Différents types d'ailettes.....	34
II-8. Problèmes de fonctionnement	35
II-8.1 Encrassement	36
II-8.2 Dimensionnement des échangeurs avec prise en compte de l'encrassement	37
II-8.2.1. Résistance thermique d'encrassement et coefficient d'excès de surface	37
II-8.2.2. Valeurs recommandées pour le coefficient d'excès de surface.....	38
II-9 Conclusion	30
<u>Chapitre III : Dimensionnement de l'échangeur</u>	41
III-1 Introduction	42
III-2 Les hypothèses	42
III-3 Données du problème	43
III-4 Type d'échangeur.....	43
III-5 Evolution de la puissance thermique échangée entre les deux fluides.....	44
III-5.1 Calcul de la différence moyenne logarithmique de température	45
III-5.2 Détermination du facteur de correction	45
III-5.3 Détermination du diamètre hydraulique.....	47
III-5.4 Détermination de la surface globale d'échange pour une rangée de tubes ailettes	47

III-5.5	Calcul de la vitesse massique maximale de l'air	47
III-5.6	Détermination du coefficient global d'échange thermique	48
III-5.6.1	Evaluation du coefficient de convection interne	49
III-5.6.2	Evaluation du coefficient de convection externe	49
III-5.6.3	Evaluation du rendement de l'ailette.....	50
III-6	Détermination des caractéristiques géométriques de l'échangeur	51
III-6.1	Calcul de nombres de tubes	51
III-6.2	Détermination de la surface frontale brute de l'échangeur	52
III-7	Calcul du débit d'air.....	52
III-8	Détermination des pertes de charge	52
III-8.1	Détermination des pertes de charge côté eau	52
III-8.2	Détermination des pertes de charge côté air.....	53
III-9	Tableau récapitulatif des résultats	53
III-10	Conception de tous les organes de l'échangeur de chaleur	54
III-10.1	Vue en 3D de tous les organes	54
III-10.2	Système de fixation	57
III-10.2.1	Boulon	57
III-10.2.2	Assemblages soudés	57
III-10.3	Simulation de l'écoulement dans les tubes	58
<u>Chapitre IV : Application de la pompe à chaleur magnétique pour le refroidissement d'un bureau</u>		59
IV-1	Calcul des déperditions de chaleur du local.....	60
IV-1.1	Paramètres thermiques	61
IV-1.2	Résistance thermique des murs, fenêtres, et portes.....	61
IV-1.3	Déperdition par transmission	61
IV-1.4	Déperdition par infiltration	61
IV-2	Tableau récapitulatif des résultats.....	63
Conclusions et perspectives		66
Références bibliographiques		67
Annexes		69

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Principe de l'effet magnéto-calorique.....	5
Figure I.2 : Évolution de l'entropie magnétique en fonction de la température pour 0 et 5 T et variation associée.....	7
Figure I.3 : Schématisation du cycle magnétique et analogie avec un système thermodynamique.	8
Figure I.4 : Cycle magnétique à régénération.	8
Figure I.5 : cycle d'Ericsson magnétique de Gd	9
Figure I.6 : cycle de Sterling magnétique de Gd	10
Figure I.7 : Cycle de Brayton magnétique de Gd.....	10
Figure I.8 : Schéma de principe du réfrigérateur magnétique à cycle A233 et profil de température dans le matériau et le fluide.....	11
Figure I.9 : EMC du gadolinium pour différents champs d'induction.....	12
Figure I.10 : ΔS_m du gadolinium pour différents champs d'induction.....	13
Figure I.11 : C_p du gadolinium pour différents champs d'induction.....	13
Figure I.12 : Comparaison des coefficients de performance des différentes techniques de production de froid	14
Figure I.13 : Schéma de la configuration d'une pompe à chaleur magnéto-calorique.....	16
Figure I.14 : Illustration des différentes possibilités d'association des régénérateurs	18
Figure I.15 : Approche de conception de system	18
Figure I.16 : l'influence du débit sur la puissance froide	19
Figure I.17 : l'influence du débit sur la puissance chaude.....	20
Figure I.18 : l'influence du débit sur le cop.....	20
Figure I.19 : l'influence du débit sur la puissance à fournir au système	21
Figure I.20 : Variation de la puissance chaude en fonction de la température de sortie côté chaud.....	21
Figure I.21 : Variation de la puissance froide en fonction de la température de sortie côté froid	22
Figure II.1 : échangeurs tubulaires à gauche, échangeur tube et calandre à droite.....	25
Figure II.2 : Echangeurs à plaques	25
Figure II.3 : Echangeurs à caloducs	26
Figure II.4 : Echangeurs à contact direct (Tour de refroidissement)	26
Figure II.5 : Echangeurs à lit fluidisé.....	27
Figure II.6 : Classement des échangeurs suivant la compacité.....	28
Figure II.7 : Echangeurs à co-courant (à gauche) et à contre-courant (à droite)	29

Figure II-8 : exemple d'échangeur à courant croisé	29
Figure II .9 : batterie chaude alimentée en eau	32
Figure II.10 : Disposition des tubes	33
Figure II.11 : Ailettes longitudinales minces	34
Figure II.12 : Ailettes linéaire sous forme de barres de section diverse	34
Figure II.13 : Ailettes transversales minces	35
Figure II.14 : Division des ailettes continues en ailettes transversales circulaires	35
Figure II.15 : L'encrassement d'un échangeur tubulaire	36
Figure II.16 : Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide	37
Figure II.17 : Résistances thermiques d'encrassement des dépôts interne et externe localisées sur une surface d'échange.....	37
FigureIII.1 : Ailettes continues, tubes quinconces.....	44
FigureIII.2 : Echangeur à courants croisés - 2 fluides brassés.....	46
Figure III.3 : Echangeur à courants croisés - 1 fluide brassé et 1 fluide non brassé.....	46
Figure III.4 : Le transfert de chaleur et le coefficient de frottement pour un échangeur de chaleur à tube circulaire continu ailette	50
Figure III.5 : Subdivision des ailettes continues en ailettes hexagonales	51
Figure III .6 : vue en 3D des tubes en cuivre	54
Figure III .7: vue en 3D des ailettes en alliage d'aluminium.....	55
Figure III .8: vue en 3D du collecteur.....	55
Figure III.9 : vue en 3D de la paroi extérieure.....	55
Figure III.10 : vue en 3D de l'échangeur assemblé	56
Figure III .11: vue éclaté de l'échangeur	56
Figure III .12: Vis à tête cylindrique bombée large à empreinte cruciforme.....	57
Figure III .13 : Ecrou hexagonal à embase grade A ISO – 4161	58
Figure III .14: Rondelle - ISO 10669 Normale et Large	58
Figure III .15: représentation d'une soudure continue et discontinue	59
Figure III .16: Distribution de la vitesse dans l'échangeur	60
Figure IV.1 : Schéma d'une pompe à chaleur magnétique fixée sur un mur d'un bureau.....	62

LISTE DES TABLEAUX

Tableau II.1 : Classement en fonction de la nature des fluides et de la fonction de l'échangeur.	29
Tableau II.2 : Valeur de la résistance thermique d'encrassement(en $m^2 \cdot K /W$) pour l'eau et d'autres fluides industriels.	39
Tableau II.3 : valeurs conseillées pour le dimensionnement des échangeurs utilisant les fumées industrielles (Warner-Webb).	39
Tableau III.1 : Tableau récapitulatif de tous les paramètres d'entrées.	43
Tableau III.2 : Dimensions complètes de l'échangeur de chaleur coté froid	53
Tableau III.3 : Dimensions complètes de l'échangeur de chaleur coté chaud.	54
Tableau IV.1 : Constitution des parois extérieures.	63
Tableau IV.2: Résistance thermique des murs, fenêtres, et portes.	63
Tableau IV.3: Déperdition par transmission.	64
Tableau IV.4 : Déperdition par infiltration.	65
Tableau IV.5 : Dimensions complètes de l'échangeur de chaleur côté froid.	65
Tableau IV.6 : Dimensions complètes pour l'échangeur côté chaud.	66

NOMENCLATURE

	Désignation	Unité
C	Capacité thermique	W/°C
C _p	Chaleur massique a pression constante	J/kg°C
d	Diamètre	m
D _h	Diamètre hydraulique	m
e	Epaisseur	m
V	Vitesse d'écoulement	m/s
E	Efficacité de l'échangeur	
f _c	Facteur de correction	
f	Facteur de frottement	
H	Hauteur de l'échangeur	m
h	Coefficient d'échange convectif	W /m ² °C
G	Vitesse massique du fluide	m/s.kg
U	Coefficient d'échange global	W/m ² °C
L	Longueur	M
X	Largeur	m
E	Module d'élasticité	kgf/cm ²
<i>m</i>	Débit massique	kg/s
N _u	Nombre de Nussetl	
P _r	Nombre de Prandtl	
R _e	Nombre de Reynolds	
N _t	Nombre de tube	
N _R	Nombre de rangées de tubes	
NT _u	Nombre total de tubes	
NTU	Nombre d'unités de transfert	
n	Nombre d'ailettes	
P	Pas d'ailettes	m
l	Entre-axe des tubes	m
S	Surface d'échange	m ²
P	Pression	Bar
T	Température	k ou°C
V	Volume	m ³
X	Teneur en eau	kg/kgas
λ	Conductivité thermique	w/m°C
ΔP	Pertes de charge	Bar
α	Coefficient de dilatation thermique	k ⁻³
ΔT _{LM}	Différence moyenne logarithmique	k ou°C
Φ	Puissance thermique	W
μ	Viscosité dynamique	kg/ms
φ	Masse volumique	kg/m ³
CFC	Chlorofluorocarbure	
COP	Coefficient de Performance	
COP_Ca	Coefficient de Performance du cycle de Carnot	
F	Energie libre	J
G	Fonction de Gibbs	
Gd	Gadolinium	

T_c	Température à la source froide	k
T_H	Température à la source chaude	k
$M(B,T)$	Magnétisation	(J/Tkg)
EMC	Effet Magnéto-calorique	
AMRR	Réfrigération magnétique active à récupération	
B	Induction magnétique	Tesla
ΔS	Variation d'entropie magnétique	
RM	Réfrigérateur Magnétique	

INTRODUCTION

GENERALE

Introduction générale

Les problèmes environnementaux et particulièrement l'effet de serre ont entraîné un regain de recherche portant sur des technologies plus respectueuses de l'environnement et permettant des économies d'énergies. Les réfrigérateurs et climatiseurs conventionnels sont les systèmes électroménagers qui consomment le plus d'énergie dans les foyers modernes, et leurs utilisations deviennent de plus en plus répandues. De plus, ces systèmes réfrigérants utilisent des gaz CFC (Chlorofluorocarbones) et HCFC (Hydro chlorofluorocarbones) qui sont des gaz à effet de serre et dangereux pour la couche d'ozone. Dans le but de résoudre ce problème, les travaux se multiplient. L'une des voies les plus prometteuses dans ce sens est la réalisation de la nouvelle technologie « la réfrigération magnétocalorique ».

Autour de la température ambiante, la réfrigération magnétique laisse entrevoir de nombreuses applications industrielles : réfrigération domestique ou industrielle, climatisation de bâtiment ou de véhicule, refroidissement de systèmes portables (électronique, médical, etc.). Les avantages économiques, écologiques et environnementaux sont multiples : absence de polluant atmosphérique et de bruit et surtout un rendement thermique nettement supérieur à celui d'un cycle thermodynamique classique.

La réfrigération magnétique est une méthode basée sur l'effet magnétocalorique. Cet effet découvert en 1881, montre que la réponse d'un matériau sur lequel on applique un champ magnétique répond par un changement de température. Le matériau utilisé est un ferromagnétique. Quand ce dernier est soumis à un champ magnétique, il s'échauffe, quand il est enlevé, il se refroidit.

Les chercheurs ont pensé à exploiter cette variation de température du matériau magnétique en l'extrayant à l'aide d'un fluide caloporteur qui circule entre le matériau magnétique et des échangeurs de chaleur à l'aide d'une mini-pompe. Ce fluide permet de transporter la chaleur dégagée par le matériau aux échangeurs de chaleur. Ces derniers permettent d'évacuer cette chaleur dans l'environnement ou de l'absorber là où on veut refroidir.

Les systèmes de réfrigération magnétique ont l'avantage de ne pas utiliser de substances non-propres pouvant avoir des effets néfastes sur l'environnement. En plus, ils ne nécessitent pas l'emploi d'organes mécaniques comme le compresseur et le détendeur, qui seraient les sources de pertes majeures de l'efficacité dans les cycles de compression classique. En conséquence, des systèmes et des composants de conception nouvelle ont été développés récemment pour le froid magnétique permettant d'utiliser des systèmes compacts employant des fluides de transfert à base d'eau.

Ce projet consiste en premier lieu à sélectionner des échangeurs de chaleur convenable pour une pompe à chaleur magnétique, ensuite on établit une méthode de dimensionnement d'un échangeur de type compact en utilisant la méthode de la différence moyenne logarithmique de température, et enfin, on conçoit ses échangeurs en utilisant un logiciel de conception 3D « SOLIDWORKS ». Ces objectifs seront définis par les quatre volets principaux développés dans ce mémoire.

- **La réfrigération magnétique :** dans le chapitre I nous présenterons le cycle de réfrigération magnétique, son principe de fonctionnement, ses différents composants avec leurs caractéristiques, et l'influence des paramètres principaux sur ses performances.
- **Choix de l'échangeur de chaleur :** Dans le chapitre II, nous donnerons un aperçu descriptif sur les échangeurs de chaleur, en effet nous donnerons une définition ainsi que des critères de classement relatif à ces appareils, ensuite nous mettrons l'accent sur les échangeurs de chaleur compact « batterie » qui font l'objet de cette étude.
- **Dimensionnement de l'échangeur de chaleur :** Le chapitre III est le plus important dans notre étude, il est consacré au dimensionnement thermique et mécanique de l'échangeur. Pour cela nous avons opté pour la méthode ΔTLM , ensuite nous sommes passés à la conception de tous les organes de l'échangeur de chaleur en utilisant un logiciel de conception 3D « SOLIDWORKS ».
- **Application de la pompe magnétique:** dans le chapitre IV nous présenterons un exemple d'application de la pompe à chaleur magnétique. En effet, la pompe est placée sur un mur d'un bureau où elle va fonctionner en climatiseur.

CHAPITRE I:

La réfrigération

magnétique

I.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous détaillerons le principe de la réfrigération magnétique en commençant par définir l'effet magnétocalorique, puis nous citerons les cycles thermomagnétique qui régissent le système, ensuite nous allons proposer un système AMR (Active Magnétique Régénération) par une étude des performances magnétocalorique en introduisant quelques paramètres caractéristiques.

I.2 Historique :

En 1881, Warburg découvrit l'effet magnétocalorique. Il observa une élévation de température d'un échantillon de fer lorsque celui-ci était introduit dans un champ magnétique et une chute de température lorsqu'il en était retiré. En 1926, Debye proposa une première application de ce phénomène à la physique des basses températures, ou cette technique devient la norme de quelques Kelvin à quelques centaines ou pour les applications extrêmes jusqu'à quelques centièmes ou millièmes de Kelvin. Le procédé est nommé procédé de magnétisation/démagnétisation. Cet effet se produit au voisinage de la température de Curie, ou un matériau magnétocalorique subit une transition continue entre deux états magnétiques différents.

Depuis les années trente, la réfrigération magnétique est appliquée avec succès dans la physique des basses températures. Bien plus tard, en 1976, Brown construisit le premier réfrigérateur magnétique. Ce pas franchit, un important nombre de réfrigérateurs de ce type ont été brevetés et construits. Le premier réfrigérateur magnétique fonctionnant à température ambiante et pourvu d'aimants permanents a été construit en 2001 par Astronautics Cooperation of America. Parmi d'autres groupes Kitanovski, Egolf et Sari ont proposé de nouveaux systèmes cycliques de réfrigérateur thermomagnétique. Pour ces réfrigérateurs, l'utilisation de simulation numériques, a permis de prédire des COP très élevés, mais non encore publiés. Ces machines, qui sont encore au stade du développement, devraient opérer dans des conditions analogues aux réfrigérateurs conventionnels à compression/expansion ou aux pompes à chaleur. Dans les années quatre-vingt, la recherche sur les matériaux magnétocaloriques, qui sont nécessaires à la réfrigération magnétique à température ambiante, s'est énormément accrue.

Ainsi après la découverte d'alliages basés sur le gadolinium, qui étaient produits par l'AMES Laboratory, une croissance exponentielle s'est produite. Cet état de fait a été mis en évidence par un comptage annuel du nombre d'articles scientifiques corrigés dans le domaine. Des lors, une grande variété de composés magnétocaloriques différents ont été proposés. Aujourd'hui, de nouveaux alliages sont produits avec des températures de Curie

proches de la température ambiante et de grands effets magnétocaloriques. Parmi les scientifiques qui travaillent dans ce domaine, on remarquera spécialement Pechasky et Gschneidner aux USA, Wada et al. Au Japon et Bruck et al en Europe.

I.3 Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur magnétique :

I.3.1 Effet magnétocalorique (EMC) :

I.3.1.1 Définition :

L'effet magnétocalorique est une propriété intrinsèque des matériaux magnétiques qui se traduit par une variation de température réversible de la substance sous l'action d'un champ magnétique (voir figure I.1).

Cet effet est maximal autour de la température ordre-désordre (température de Curie ou température de Néel). En effet, au voisinage de cette température critique, les variations de l'aimantation sont importantes et se traduisent par de fortes évolutions de l'entropie magnétique du matériau, entraînant une modification de sa température.

Cet effet a été mis en évidence pour le fer par Warburg en 1881[4] et c'est seulement en 1918 que Weiss et Piccard l'ont expliqué théoriquement et lui ont donné le nom d'effet magnétocalorique. [4]

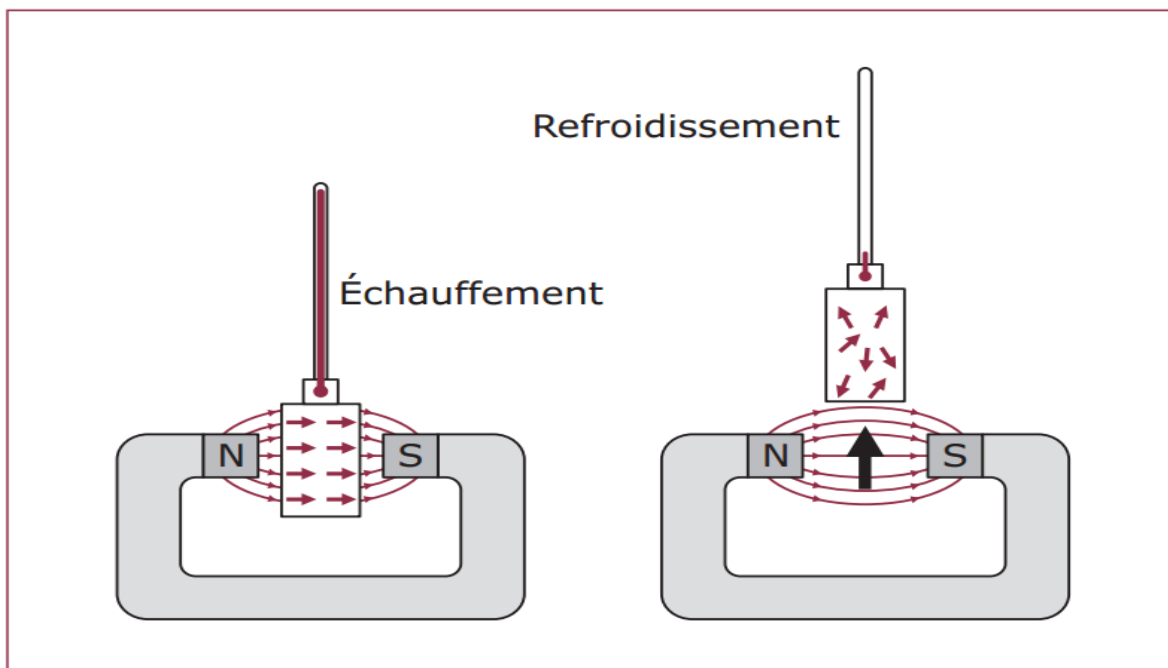


Figure I.1 : Principe de l'effet magnétocalorique.[2]

I.3.1.2 Équations thermodynamiques :

Pour comprendre l'origine physique de l'effet magnétocalorique, il est utile de rappeler les propriétés thermodynamiques d'une substance magnétique plongée dans un champ magnétique. Le potentielle thermodynamique adaptée à la description d'un tel système est l'enthalpie libre G (énergie de Gibbs). G s'exprime en fonction de l'énergie interne U , des variables extensives : entropie S , volume V et aimantation M et des variables intensives : température T , pression P et induction magnétique B , B étant directement liée au champ magnétique extérieur H_e par la relation $\vec{B} = \mu_0 \vec{H}_e$. [4]

$$G = G(T, P, B) = U + PV - \vec{M} \cdot \vec{B} - TS \quad (\text{I.1})$$

Les substances en question étant généralement à l'état solide, on peut négliger tout effet dû au volume et à la pression et on peut écrire la différentielle totale exacte de l'enthalpie libre comme suit :

$$dG = \left(\frac{\partial G}{\partial T}\right) dT + \left(\frac{\partial G}{\partial \vec{B}}\right) d\vec{B} = -\vec{M} \cdot d\vec{B} - S \cdot dT \quad (\text{I.2})$$

Avec :

$$\frac{\partial}{\partial \vec{B}} \left(\frac{\partial G}{\partial T}\right) = \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{\partial G}{\partial \vec{B}}\right) \quad (\text{I.3})$$

Les dérivées partielles secondes croisées d'une différentielle exacte étant identiques. D'où la relation de Maxwell-Weiss :

$$\left(\frac{\partial S}{\partial \vec{B}}\right)_T = \left(\frac{\partial \vec{M}}{\partial T}\right)_{\vec{B}} \quad (\text{I.4})$$

Dans le cas d'une transformation réversible, la différentielle de l'entropie S peut s'écrire de la manière suivante :

$$dS = \frac{C_B}{T} dT + \left(\frac{\partial M}{\partial T}\right)_B dB \quad (\text{I.5})$$

Avec C_B la capacité calorifique à induction B constante. Dans le cas d'une transformation adiabatique, l'effet magnétocalorique s'exprime par :

$$\text{EMC} = \Delta T = -\left(\frac{T}{C_B}\right) H dB \quad (\text{I.6})$$

L'effet magnétocalorique EMC est la conséquence directe du couplage magnétothermique entre les différentes contributions à l'entropie totale S qui sont l'entropie du réseau S_r , l'entropie électronique S_e et l'entropie magnétique S_m :

$$S(T,B) = S_r(T) + S_e(T) + S_m(T,B) \quad (I.7)$$

L'entropie magnétique est maximale à champ nul (état désaimanté) dans la phase paramagnétique au-dessus de la température de transition T_C . Elle diminue sous l'action d'un champ magnétique, ce qui s'explique par l'alignement des moments magnétiques. Ainsi, l'effet magnétocalorique est maximal autour de la température de Curie.

L'entropie magnétique maximale à champ nul, S_{max} , est un critère déterminant pour avoir un matériau à EMC important. Ce dernier doit contenir des éléments magnétiques : des éléments de transition 3d (Fe, Co, etc.), 4f (terres rares ou lanthanides) ou encore 5f (actinides : Ac, Th, etc.) [2]

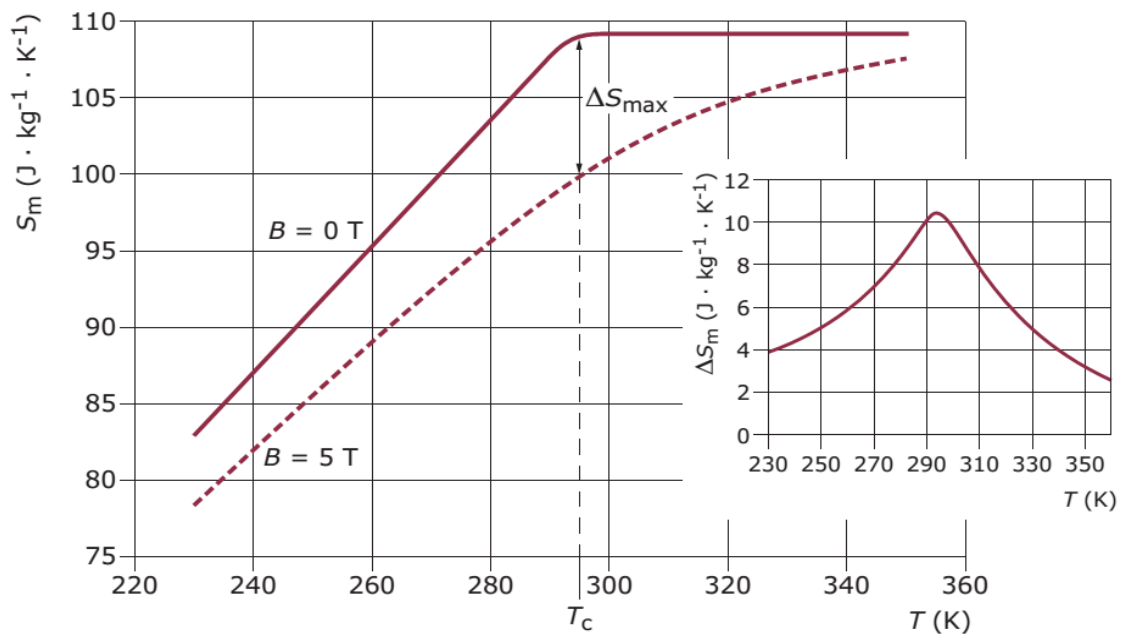


Figure I.2 : Évolution de l'entropie magnétique en fonction de la température pour 0 et 5 T et variation associée. [2]

I.3.1.3. Les cycles thermomagnétiques :

Comme dans tout système de réfrigération, le matériau magnétocalorique (réfrigérant) va subir de manière cyclique (Fig. I.3) : un échauffement induit par son aimantation suivi d'une évacuation de la chaleur par contact direct avec la source chaude ou par un fluide caloporteur, puis un refroidissement généré par la désaimantation et enfin l'absorption de la chaleur en contact avec la source froide. On appelle ce type de processus le cycle thermomagnétique. [3]

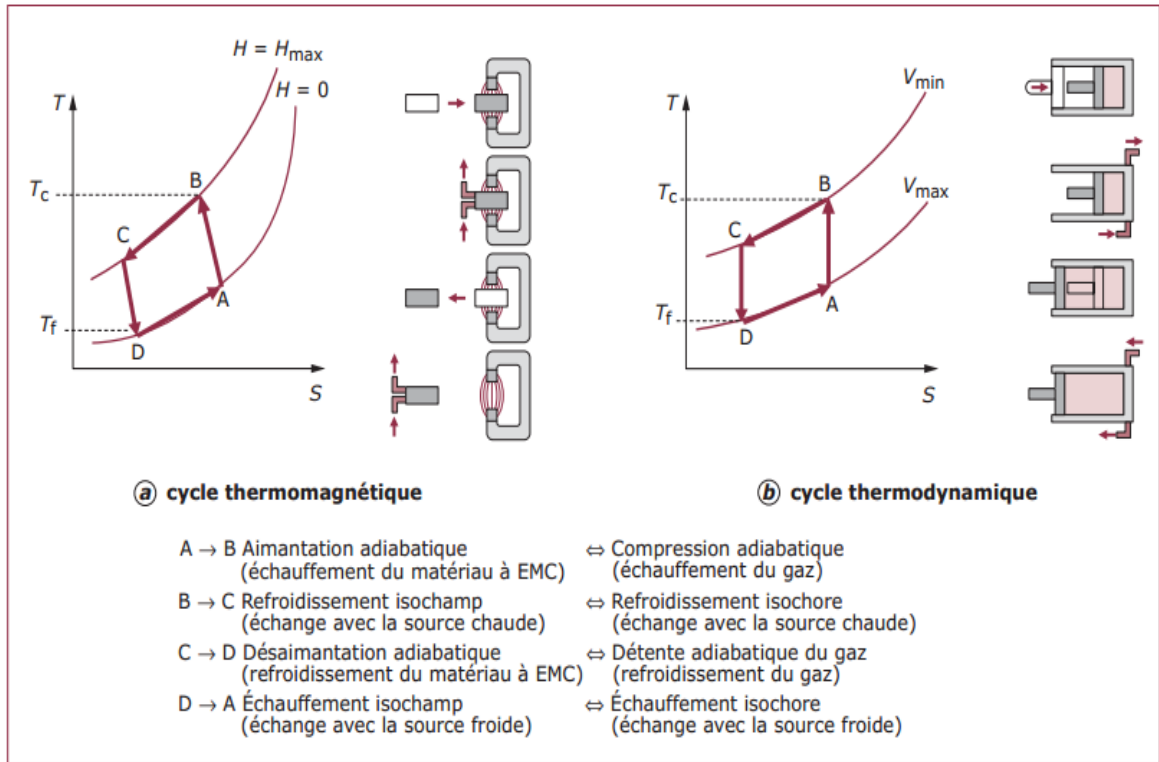


Figure I.3 : Schématisation du cycle magnétique et analogie avec un système thermodynamique.[2]

Autour de la température ambiante, seuls les cycles à régénération permettent de réaliser des écarts de température élevés. La (figure I.4) représente un exemple de cycle magnétique à régénération. Il s'agit de cycles avec échange, nécessitant la présence d'un élément appelé régénérateur. En effet, le passage de la température chaude à la température froide se fait en cédant de la chaleur au régénérateur. Cette chaleur est restituée au matériau magnétique pendant son passage de la température froide à la température chaude. Le régénérateur doit revenir à son état initial à la fin de chaque cycle puisqu'il ne doit pas y avoir de stockage de chaleur à long terme.

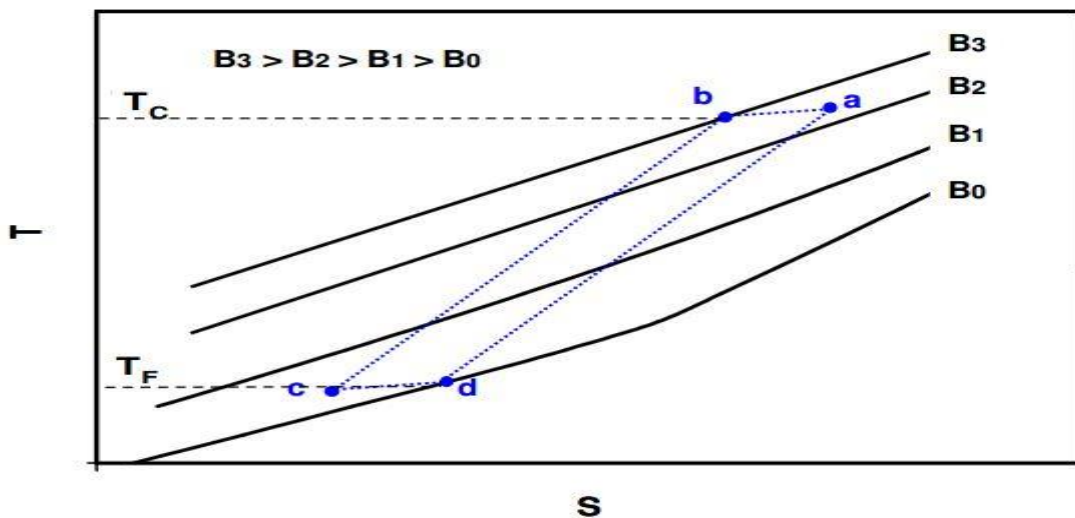


Figure I.4 : Cycle magnétique à régénération. [3]

Suivant les transformations, plusieurs cycles peuvent être utilisés. Dans notre cas, on distingue principalement deux types de cycles :

- Cycle à régénération externe dont le principe est analogue aux cycles thermodynamiques conventionnels tels que le cycle de Stirling, le cycle de Brayton et le cycle d'Ericsson.
- cycle de réfrigération à régénération magnétique active (AMR : active magnétique régénérative réfrigération). Il s'agit d'un cycle spécifique à la réfrigération magnétique dans lequel le matériau magnétique actif joue le rôle du régénérateur.

II.3.1.4 Cycle à régénération externe :

II.3.1.4.1 Cycle d'Ericsson magnétique :

Pour comprendre le principe du cycle magnétique à régénération externe, on propose ici une analyse des étapes de fonctionnement théorique d'un cycle d'Ericsson magnétique appliqué à un matériau magnétocalorique type Gd soumis à une variation de champ ΔB .

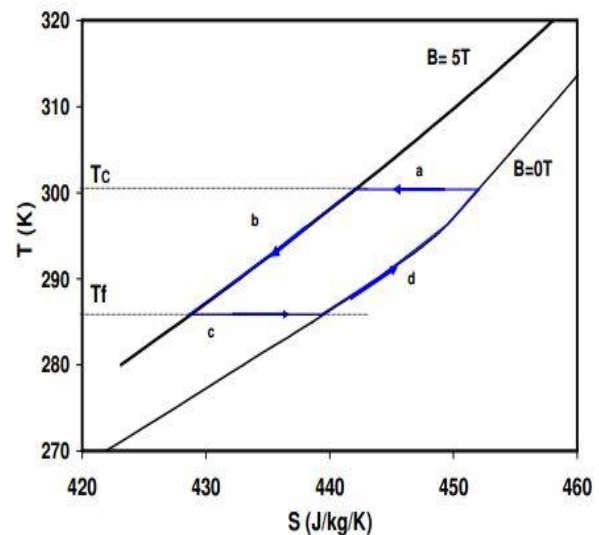
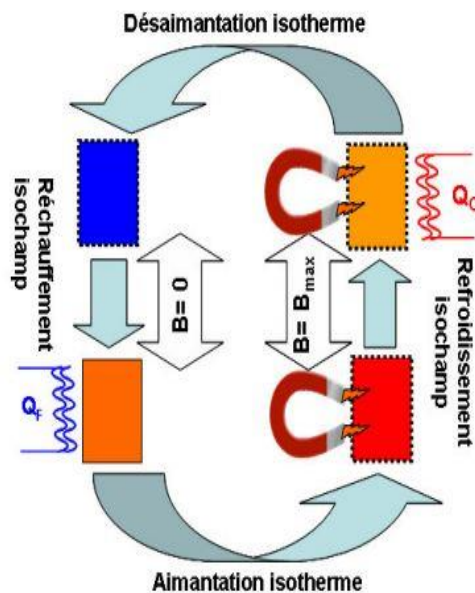


Figure I.5 : cycle d'Ericsson magnétique de Gd. [3]

I.3.1.4.2. Cycle de Stirling magnétique :

La seule différence avec le cycle d'Ericsson est que les transformations iso champs sont remplacées par des iso aimantations. La (figure I.6) représente le diagramme T-S du cycle de Stirling magnétique. Les mêmes conclusions relatives à l'évolution de la variation d'entropie magnétique peuvent être dégagées.

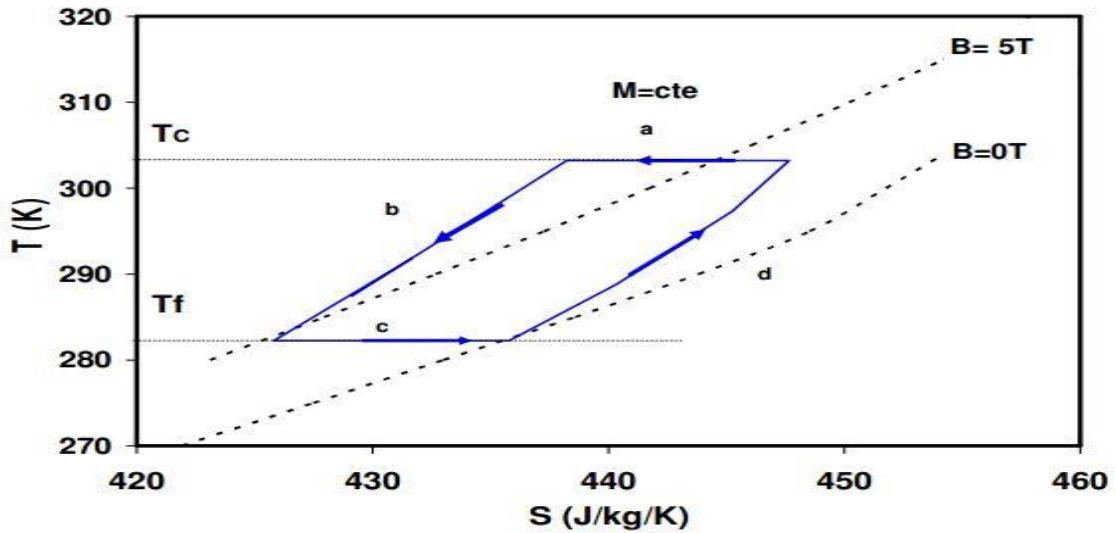


Figure I.6 : cycle de Sterling magnétique de Gd. [3]

Dans la pratique, ce type de cycle (Ericsson, Stirling) est très difficile à réaliser, à cause de la complexité des transformations isothermes. En effet, l'aimantation ou la désaimantation isotherme consiste à échanger la chaleur à température constante, ce qui impose un contrôle précis du champ magnétique dans le matériau au cours de cette transformation. Pour résoudre ce problème, les transformations isothermes sont remplacées par des transformations adiabatiques, il s'agit du cycle de Brayton à régénération.

I.3.1.4.3. Cycle de Brayton à régénération magnétique :

Dans le cas de ce cycle, les adiabatiques sont assurées par la rapidité du processus aimantation / désaimantation

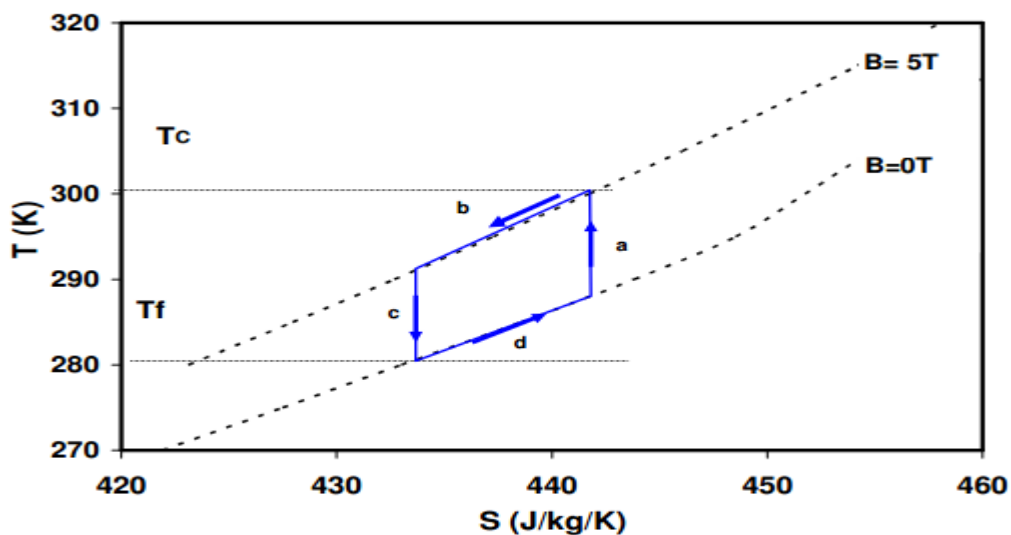


Figure I.7 : Cycle de Brayton magnétique de Gd. [3]

I. 3.1.4.4. Cycle à régénération active (AMRR : Active Magnetic Regenerative Refrigeration)

Dans tous les cycles à régénération externe, le rôle du régénérateur est assuré par le fluide qui traverse le matériau en circulant alternativement de la source chaude à la source froide. Une des limites de ce principe consiste à ce que la colonne du fluide devrait garder lors de son déplacement un gradient de température stable pour assurer l'effet de la régénération. La solution est de faire jouer le rôle de régénérateur au matériau réfrigérant. Barclay est le premier qui a décrit le principe de fonctionnement d'un régénérateur. Son cycle de fonctionnement ne présente pas d'analogie avec les cycles conventionnels, mais les phases sont similaires à celles du cycle de Brayton. Généralement, on le schématise par les profils de température dans le matériau et le fluide (Fig. I.8) au cours des différentes phases.[3]

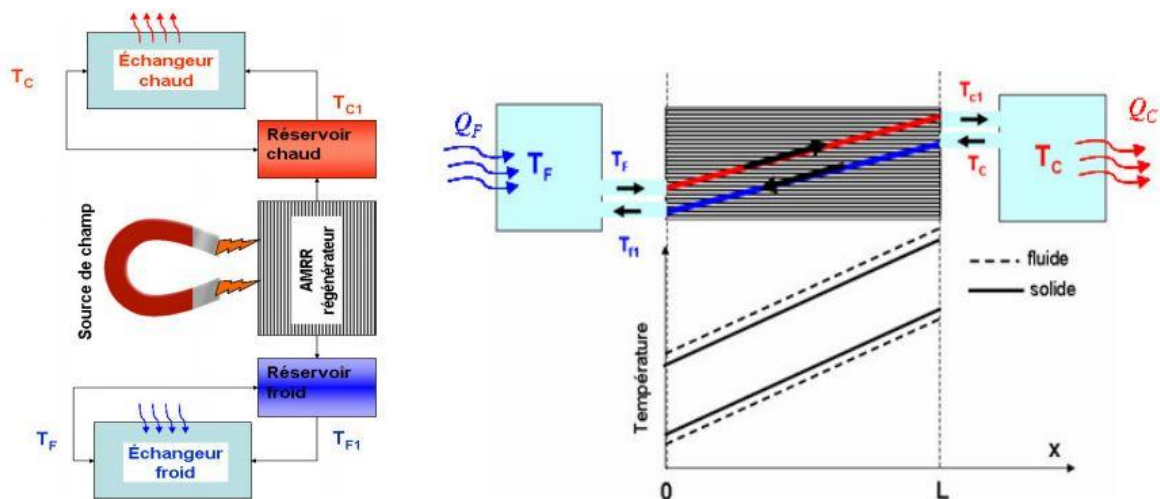


Figure I.8 : Schéma de principe du réfrigérateur magnétique à cycle A233 et profil de température dans le matériau et le fluide. [3]

I.4. Propriétés magnétocaloriques du gadolinium :

Pour les applications de la réfrigération magnétique autour de la température ambiante, le matériau doit présenter un EMC géant. Par EMC géant, nous entendons des variations de température élevées (de quelques kelvins à quelques dizaines de kelvins) pour des inductions magnétiques accessibles par des aimants ou des électroaimants supraconducteurs (quelques teslas).

Pour que le matériau possède un EMC géant, il faut qu'il réunisse au mieux les conditions suivantes :

- une variation d'entropie magnétique ΔS_m élevée (figure I.10) sur une plage de température la plus large possible. Cela se traduit par un moment magnétique élevé et une transition de phase étendue ;
- une variation de température ΔT élevée. Cela se traduit par une faible capacité thermique massique C_p (figure I.11), ΔS_m étant liée à ΔT , pour une transformation adiabatique à une température T donnée, par la relation : $T \cdot \Delta S_m = c_p \Delta T$.

Le gadolinium, qui est une terre rare et dont la température de Curie est proche de l'ambiante ($T_C = 273$ K), répond à ces deux critères. C'est aujourd'hui le seul matériau magnétique métallique disponible à l'état pur qui possède un EMC géant (figure I.9). Il a été exploité dans les premières réalisations pour démontrer la faisabilité de la réfrigération magnétique. Sa variation adiabatique de température est de l'ordre de 2 K/T.

Compte tenu de l'équation de la variation de l'entropie magnétique établie précédemment et caractérisant le comportement magnéto-calorique, un EMC géant peut être obtenu même pour une densité de moments magnétiques faible en jouant sur la nature de la transition de phase. En effet, une transition du premier ordre (brusque) peut amplifier considérablement la variation de l'entropie. Cela ne peut se faire cependant qu'au détriment de la plage de température d'utilisation δT qui s'en trouve réduite.

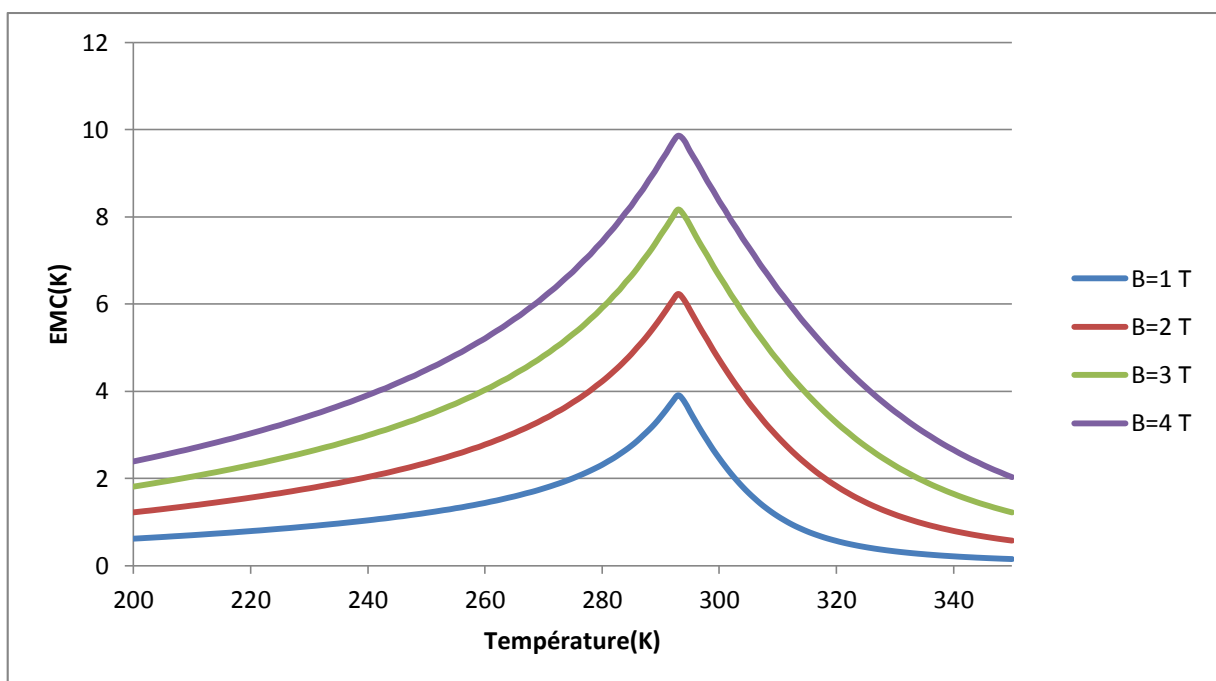


Figure I.9: EMC du gadolinium pour différents champs d'induction.

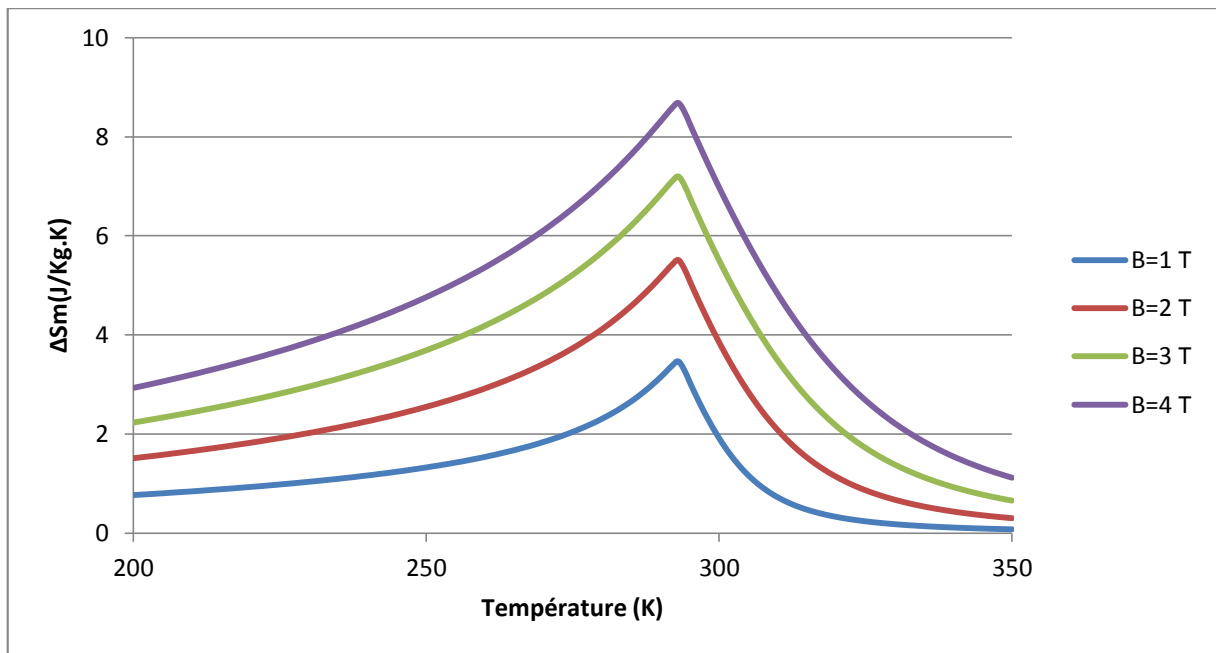


Figure I.10 : ΔS_m du gadolinium pour différents champs d'induction.

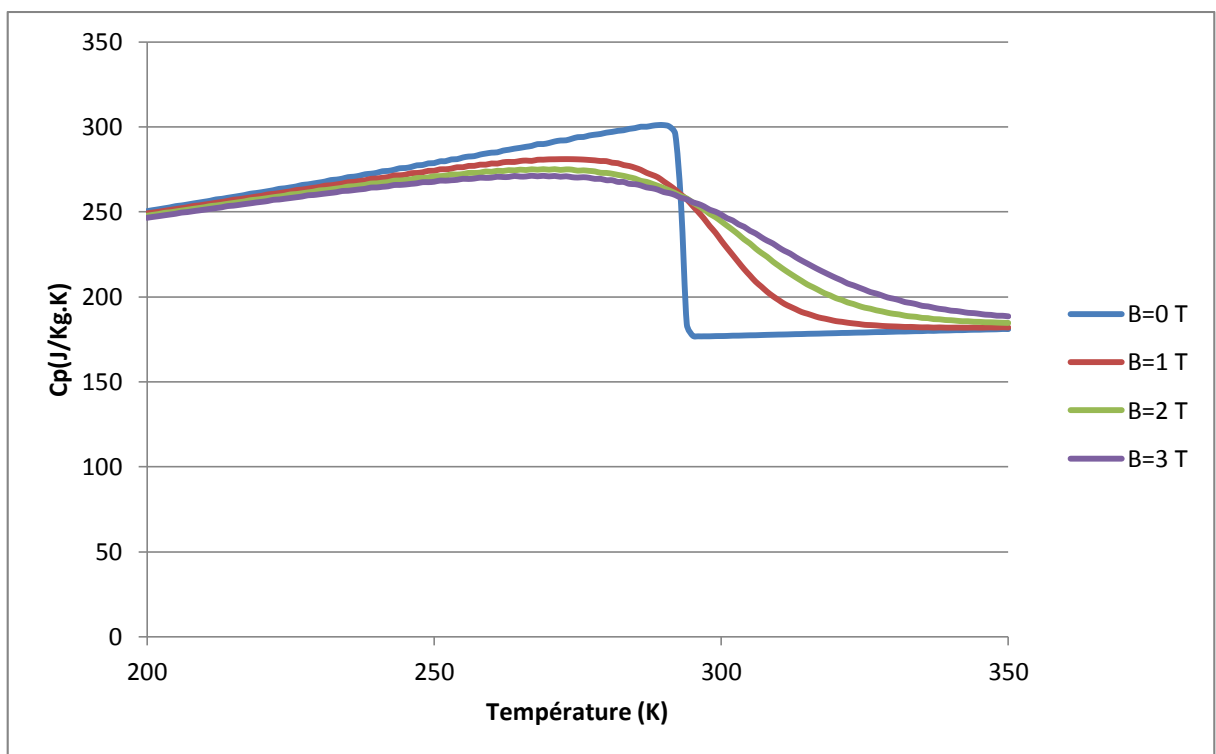


Figure I.11 : C_p du gadolinium pour différents champs d'induction.

I.5 Application de l'EMC à la production de froid :

Nous avons vu qu'une aimantation adiabatique du matériau se traduit par une augmentation de sa température. Réciproquement, une désaimantation permet de le refroidir, et cela de façon réversible. On peut ainsi réaliser magnétiquement l'équivalent d'un cycle d'une machine thermique classique. L'aimantation du matériau est alors équivalente à la compression d'un gaz et sa désaimantation caractérise la détente.

Comparée aux autres techniques de production du froid, la réfrigération magnétique présente des avantages multiples :

- une grande efficacité thermodynamique engendrée par la quasi-réversibilité de l'effet magnétocalorique. Avec l'EMC, les efficacités théoriques peuvent atteindre, voire dépasser, 60 % de l'efficacité limite de Carnot alors qu'elles ne dépassent pas 40 % dans les meilleurs systèmes thermodynamiques conventionnels. Cela entraîne un rendement énergétique nettement meilleur comme le montre la figure I.12 ;
- une absence de polluant atmosphérique comme le CFC ou ses substituts HCFC et HFC. Les fluides utilisés dans les démonstrateurs sont l'eau ou le glycol.
- une absence de bruits et de vibrations grâce à l'absence de compresseur ;
- une possibilité de réaliser des systèmes compacts avec de fortes densités d'énergie, le matériau étant solide et non gazeux [10].

Les avantages ouvertes à la réfrigération magnétique lui donne un potentiel d'applications dans de nombreux domaines, de l'industrie aux technologies du quotidien, où elle peut concurrencer les systèmes de réfrigération thermodynamique classique ou encore de réfrigération thermoélectrique basée sur l'effet Peltier, on peut citer par exemple :

- La réfrigération domestique ou industrielle ;
- La climatisation de bâtiment ;
- La climatisation de véhicule ;
- Le refroidissement de systèmes portables : électronique, médical, etc. ;
- La liquéfaction de gaz.

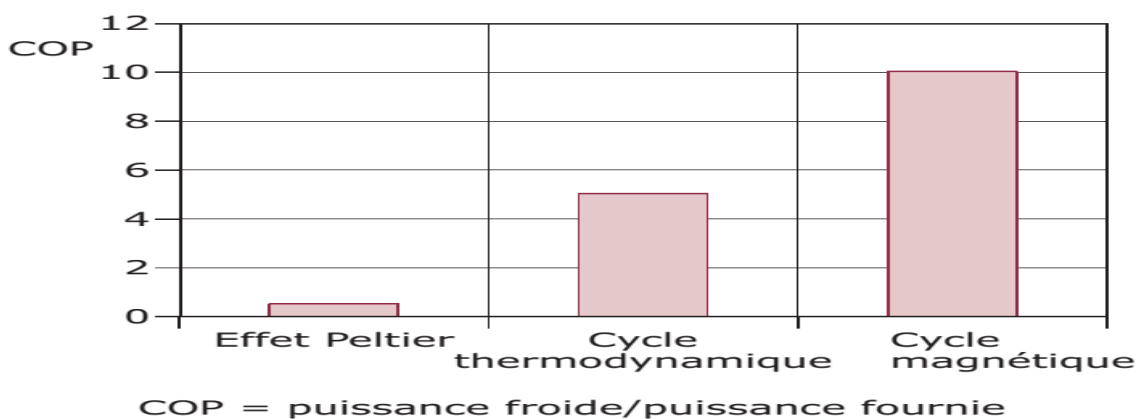


Figure I.12: Comparaison des coefficients de performance des différentes techniques de production de froid. [2]

I.6 Critères d'efficacité de l'AMRR :

Le rendement et l'efficacité d'un système opérant avec un cycle AMRR dépendent du matériau magnéto-calorique, du fluide, de la source de champ et du cycle magnétothermique.

Un système performant doit présenter quelques caractéristiques telles que :

- Une température de Curie proche de la température de la source froide.
- Une Conductivité thermique élevée dans le sens des échanges avec le fluide et faible dans les autres directions afin de limiter les pertes par diffusion dans le matériau.
- Un fort effet magnéto-calorique EMC (ΔT_{ad})
- Une Forte capacité thermique massique $C_p(B, T)$ pour réduire les oscillations en température lors des alternances des débits du fluide.
- Une Faible porosité afin de limiter le volume mort.
- Une Faible rugosité du matériau et faible viscosité du fluide pour réduire les pertes de charge à l'écoulement.
- Une forte variation d'entropie magnétique $\Delta S_m(B, T)$ du matériau afin de disposer d'une forte puissance frigorifique.

Les quatre premiers critères sont propres au matériau et dépendent du champ magnétique. Les autres dépendent du matériau, de sa géométrie, de la rhéologie du fluide et de la nature de l'écoulement. Ils sont incontournables pour optimiser les échanges thermiques. [4]

I.7 Considérations thermodynamiques :

Un critère, important pour évaluer les systèmes (qui caractérise leurs efficacités), est le coefficient de performance COP (Coefficient Of Performance) qui, dans une application de réfrigération, représente le rapport entre la puissance frigorifique Q_c et le travail magnétique fournie W : [7]

Tel que

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{W} \quad (\text{I.8})$$

Où, W est donné par :

$$W = Q_H - Q_C \quad (\text{I.9})$$

Où Q_H et Q_C sont les quantités de chaleur respectivement rejetée à la source chaude et absorbée de la source froide.

Dans un cycle de AMRR, on considère les taux d'énergie échangés en utilisant les relations suivantes représentant la puissance frigorifique.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f C_f \Delta T_{f.c} \quad (\text{I.10})$$

ou \dot{m}_f et C_f sont respectivement le débit massique et la chaleur spécifique du fluide, avec $\Delta T_{f,c} = T_c - T_{f,c}$ ou T_c température de la source froide, et $T_{f,c}$ température du fluide à la source froide.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_f C_f \Delta T_{f,H} \quad (\text{I.11})$$

\dot{Q}_H Représentant le taux de chaleur cédée à la source chaude, avec $\Delta T_{f,H} = T_H - T_{f,H}$ ou T_H température de la source chaude, $T_{f,H}$ température du fluide à la source chaude.

Le coefficient de performance du cycle de Carnot idéal est :

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{Q_H - Q_c} \quad (\text{I.12})$$

On peut calculer le rapport entre les deux coefficients par la formule :

$$\text{Rap} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{ca}} \quad (\text{I.13})$$

I.8 Etude et modélisation de l'AMRR :

Sur la figure on a présenté un schéma typique d'un dispositif à régénération magnétique AMR, opérant pré de la température ambiante.

La partie la plus importante du dispositif est celle où se trouve le régénérateur de type à plaque de gadolinium. Le déplacement du fluide « eau » est assuré par une pompe, et se fait alternativement dans une direction et dans la direction inverse, tout en passant à travers le bloc de matériau (Gd).[1]

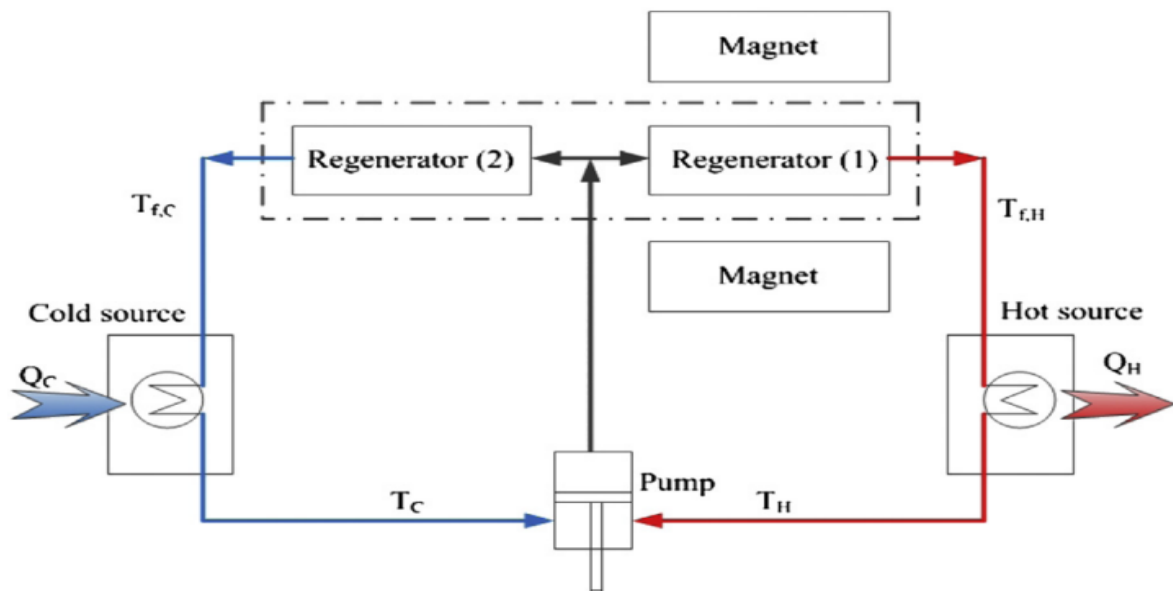


Figure I.13 : Schéma de la configuration d'une pompe à chaleur magnétocalorique. [1]

I.8.1 Différentes phases d'un cycle :

Les cycles de réfrigération magnétique sont composés de quatre phases qui peuvent se chevaucher selon le cycle utilisé :

1. L'aimantation du matériau magnétocalorique qui entraîne une augmentation de sa température.
2. L'écoulement du fluide caloporteur qui extrait une partie de la chaleur du matériau magnétocalorique pour la céder à la source chaude.
3. La désaimantation du matériau magnétocalorique qui entraîne une diminution de sa température.
4. L'écoulement du fluide caloporteur prélève de la chaleur à la source froide pour la céder au matériau magnétocalorique.

Ces quatre phases sont équivalentes aux phases d'un cycle thermodynamique classique (compression d'un gaz, rejet de chaleur à la source chaude, détente du gaz, absorption de chaleur de la source froide). Ces quatre phases peuvent se superposer et être réalisées selon différents cycles thermodynamiques. [1]

I.8.2 Organes composants le système AMR :

Les systèmes de réfrigération magnétique sont composés de différents éléments représentés sur la Figure(I.13). L'élément principal est constitué par un bloc de matériau magnétocalorique. Soumis à un champ magnétique, le matériau va successivement s'échauffer et se refroidir. Le champ magnétique variable peut être créé par un électro-aimant alimenté par un courant variable, venant d'une bobine supraconductrice, ou encore par le déplacement d'une structure d'aimants permanents.

La chaleur ainsi dégagée (respectivement absorbée) est transportée grâce à un fluide Caloporteur « eau » vers un échangeur thermique et cédée à la source chaude (respectivement prélevée à la source froide). Enfin, une pompe est nécessaire pour déplacer le fluide caloporteur.

I.8.3 Association série/parallèle :

Les régénérateurs actifs peuvent être associés en série si l'on souhaite augmenter l'écart de température, ou en parallèle si l'on souhaite augmenter la puissance froide, comme illustré sur la (Figure I.14). [4]

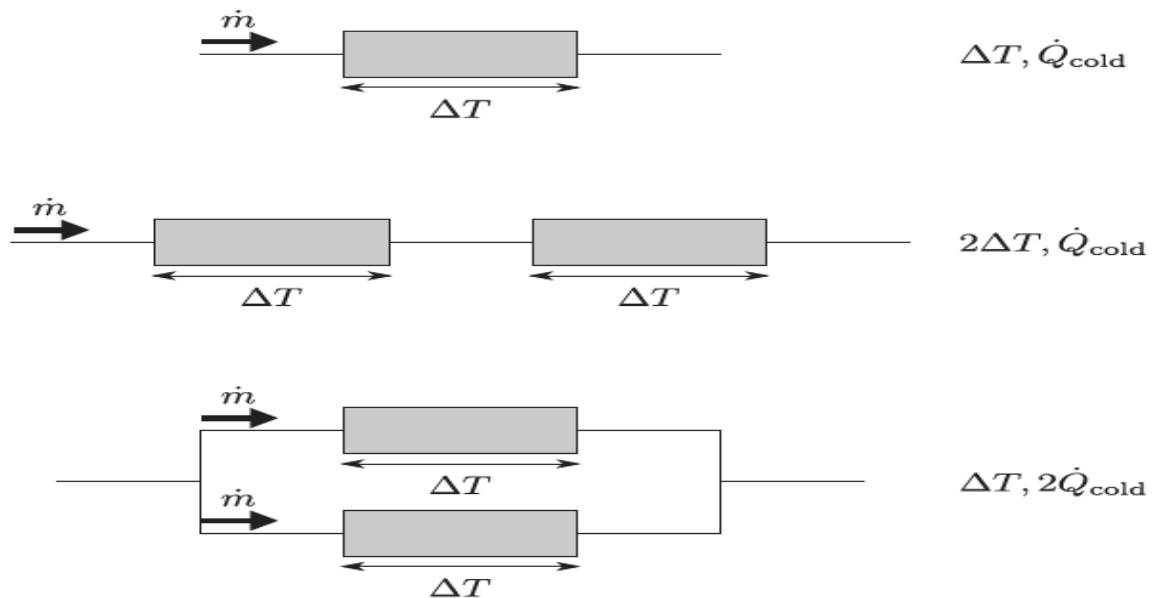


Figure I.14 : Illustration des différentes possibilités d'association des régénérateurs. [4]

I.9 Impact des paramètres principaux sur les performances du système AMR :

Cette étude consiste, dans un 1er temps on fixe les paramètres géométriques et physiques du problème, en suite on fait varier l'un de ses paramètres en utilisant le modèle AMRR pour obtenir les caractéristiques thermiques (profils de température et de puissance) à l'aide d'un code de calcul informatique réalisé par Mr CHIBA doctorant à l'école nationale polytechnique d'Alger. Suivant les caractéristiques recherchées pour notre système à concevoir (exemple la puissance de refroidissement), a travers des processus d'optimisation, en faisant des manipulations sur des paramètres physiques (le débit, le champ d'induction), puis on détermine les paramètres qui donneront la meilleure puissance de refroidissement. La figure illustre l'approche de conception de système AMRR.

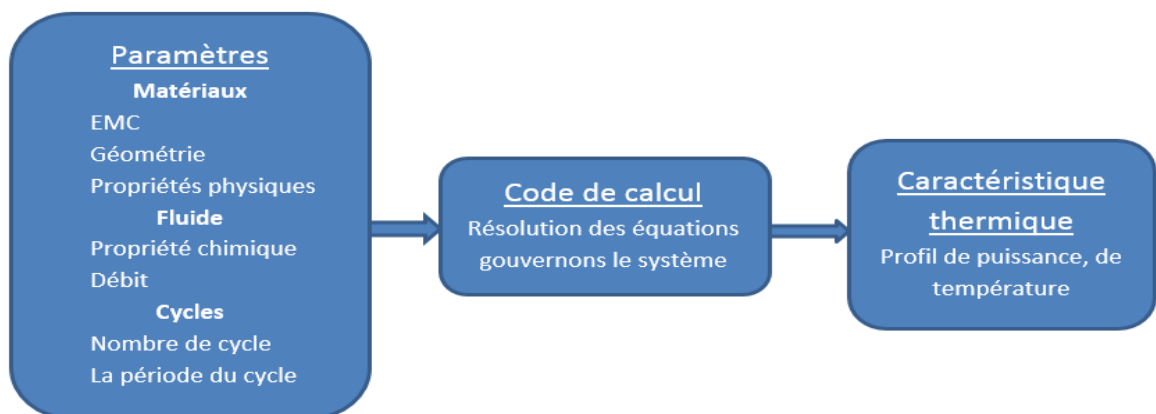


Figure I.15 : Approche de conception du système.

La simulation est basée sur les conditions suivantes : la température source froide $T_c=296K$, la température source chaude $T_h=308K$, la hauteur du régénérateur $H=0.04m$, la longueur du régénérateur $L=0.08$, $EMC=5$, la durée d'un seul cycle $\tau=1,5s$.

I.9.1 Les effets du débit sur la puissance froide :

La figure (I.16) montre l'influence du débit sur la puissance froide, en augmentant le débit on observe une augmentation de la puissance froide, et atteint un maximum pour un débit variant entre 0.06 et 0.08 kg/s, et elle diminue par la suite.

La puissance froide adoptée : $Q_c=Q_{max}=550W$, correspondant à un débit de 0,072 kg/s.

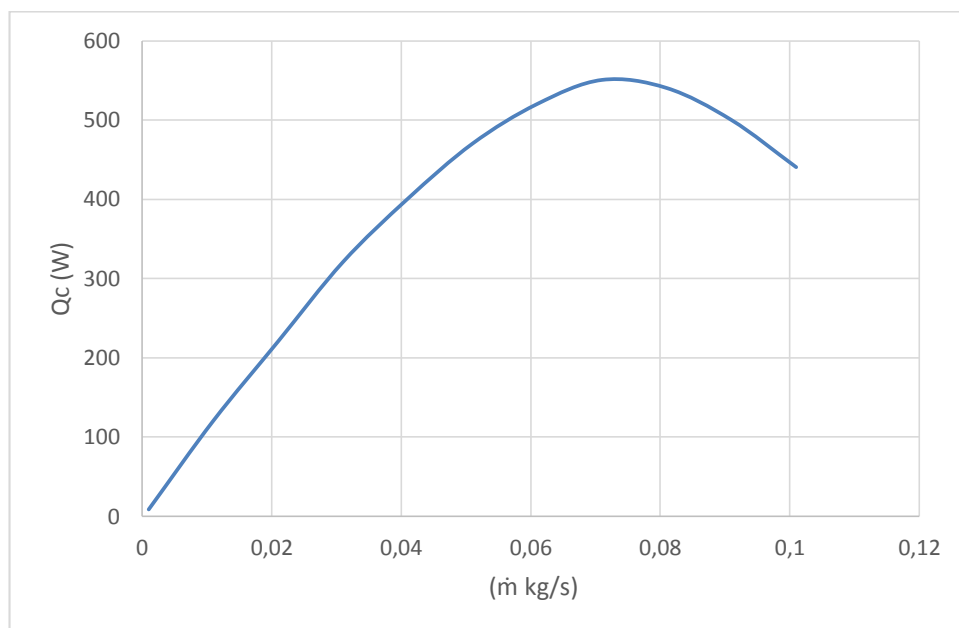


Figure I.16 : l'influence du débit sur la puissance froide.

I.9.2 Les effets du débit sur la puissance chaude :

La (figure I.17) montre l'influence du débit sur la puissance chaude, en augmentant le débit, on observe une augmentation de la puissance chaude jusqu'à son maximum puis elle diminue.

Pour un débit de 0,07 kg/s (tiré de la figure I.16) la puissance chaude prise égale à $Q_h \approx 640W$.

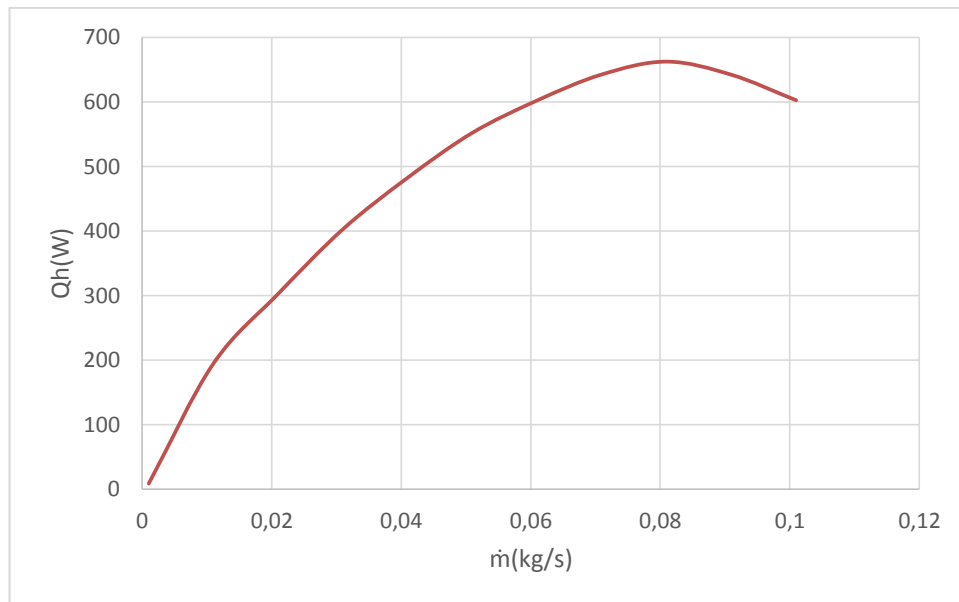


Figure I.17 : l'influence du débit sur la puissance chaude.

I.9.3 Les effets du débit sur le coefficient de performance (COP) :

La (figure 3.18) représente l'évolution du COP en fonction du débit. On remarque que le COP augmente avec l'augmentation du débit, jusqu'à une valeur maximale de l'ordre de COP = 6,4 pour un débit de $\dot{m}=0,064\text{kg / s}$, puis il diminue.

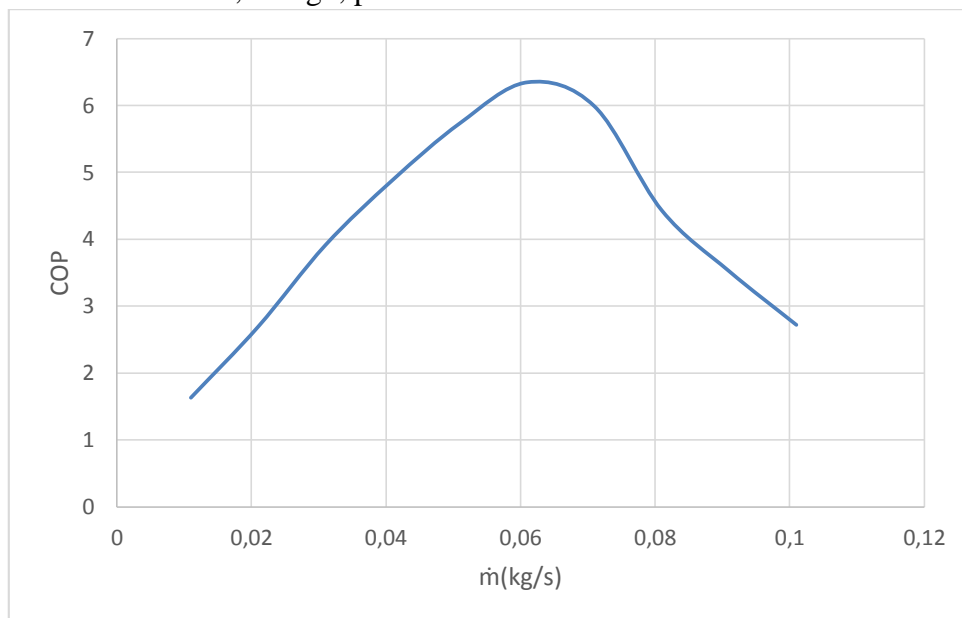


Figure I.18 : l'influence du débit sur le cop.

I.9.4 Les effets du débit sur la puissance à fournir au système :

On présente sur la figure suivante (figure I.19), l'influence du débit sur la puissance à fournir au système, il en ressort que la puissance est sur un pallier constant d'une puissance autour de 80W entre les débits de 0,02 et 0,065 kg/s.

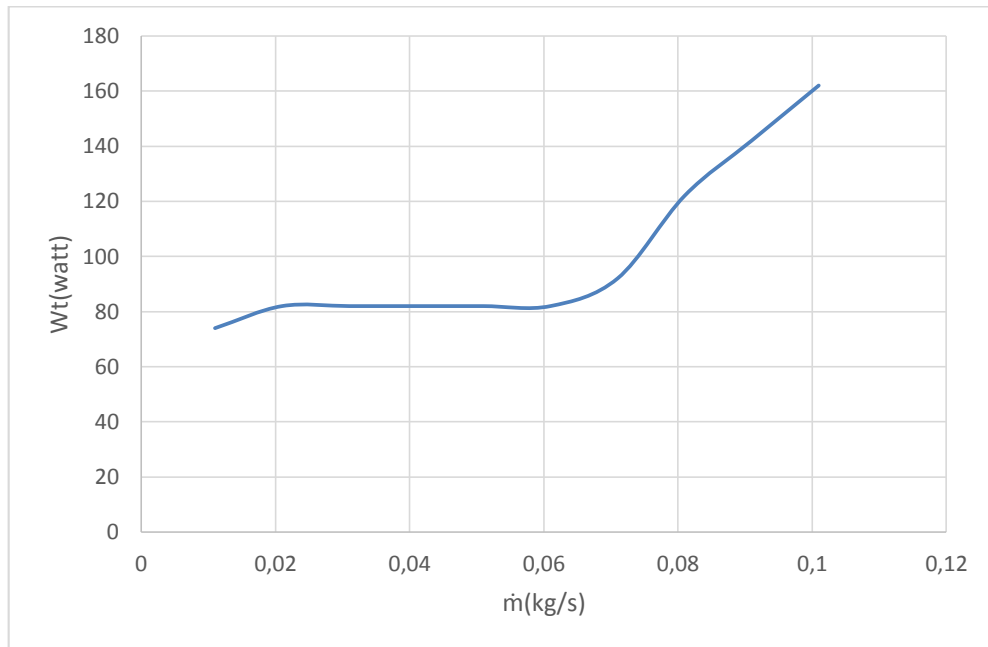


Figure I.19 : l'influence du débit sur la puissance à fournir au système.

I.9.5 Variation de la puissance chaude en fonction de la température de sortie cotée chaud :

La figure (I.18) montre l'influence de la température de sortie cotée chaud sur la puissance chaude, en augmentant la température, on observe une diminution de la puissance chaude.

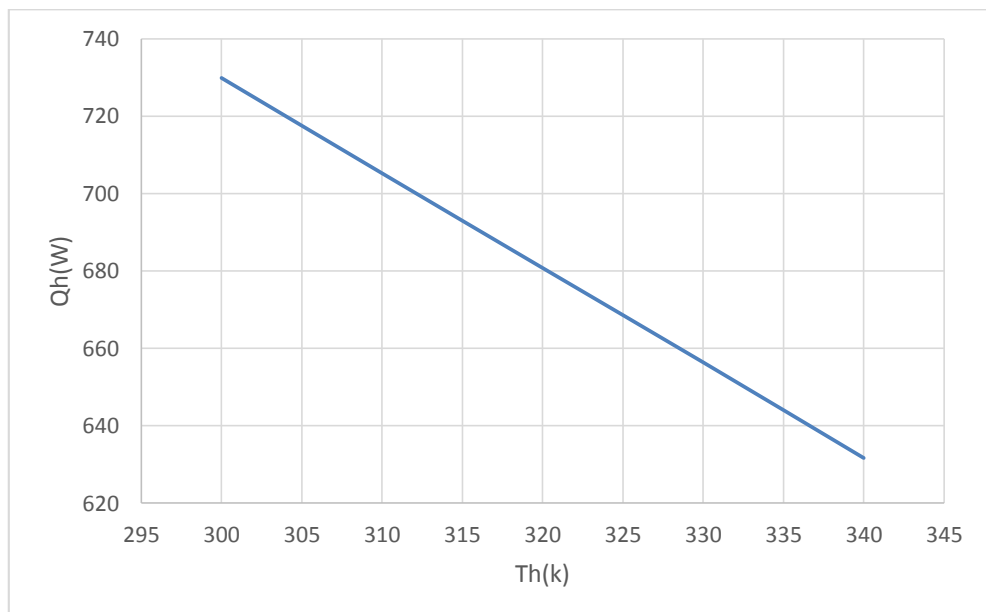


Figure I.20 : Variation de la puissance chaude en fonction de la température de sortie cotée chaud.

I.9.6 Variation de la puissance froide en fonction de la température de sortie cotée froid :

La figure (I.19) montre l'influence de la température de sortie cotée froid sur la puissance chaude, en augmentant la température, on observe une augmentation de la puissance chaude.

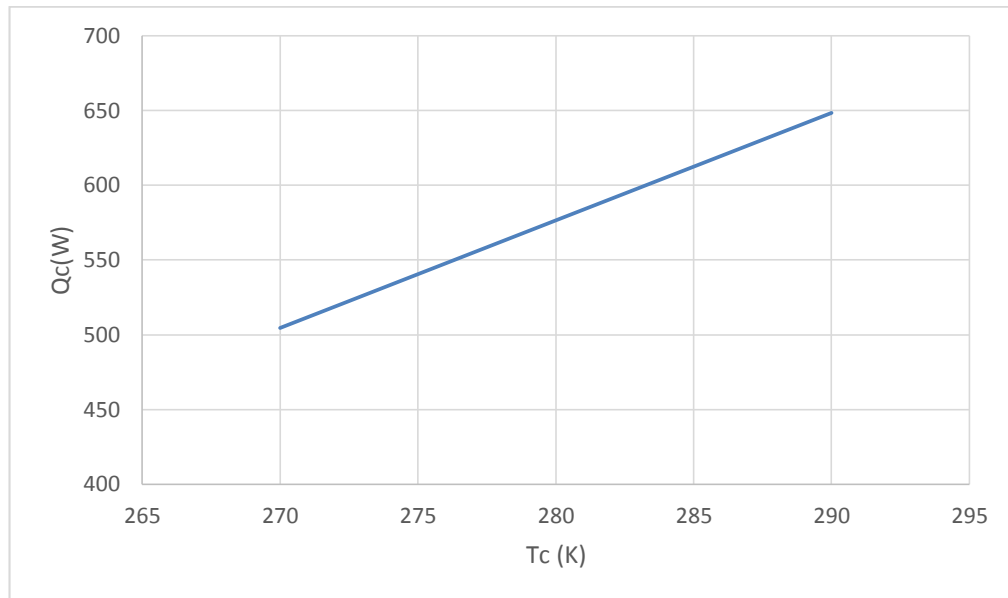


Figure I.21 : Variation de la puissance froide en fonction de la température de sortie cotée froid.

Chapitre II :

Choix de l'échangeur

II.1. Introduction :

Actuellement, toute l'énergie thermique produite ou recueillie transite au moins une fois par un échangeur thermique. Cet appareil est destiné à des usages extrêmement divers.

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

Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain en rendement et en énergie.

II.2. Définition :

Les échangeurs de chaleur sont des composants incontournables dans les systèmes énergétiques et des procédés industriels, le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique, à travers une paroi qui est le plus souvent métallique, ce qui favorise les échanges de chaleur.

Ces appareils sont d'une très grande diversité, puisqu'ils vont du radiateur du chauffage central aux générateurs de vapeur des centrales nucléaires, en passant par les échangeurs des moteurs turbocompressés et les divers récupérateurs, mais tous font appel essentiellement aux mécanismes des transferts thermiques.

II.3 Critères de classement des échangeurs de chaleur :

Les échangeurs sont classés selon leurs spécificités comme suit : [13][16]

II.3.1 Le classement technologique :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- **à tubes** : monotubes, tube à ailettes, coaxiaux ou multitubulaires (Figure II.1).
- **a plaques** : à surface primaire ou à surface secondaire (Figure II.2).

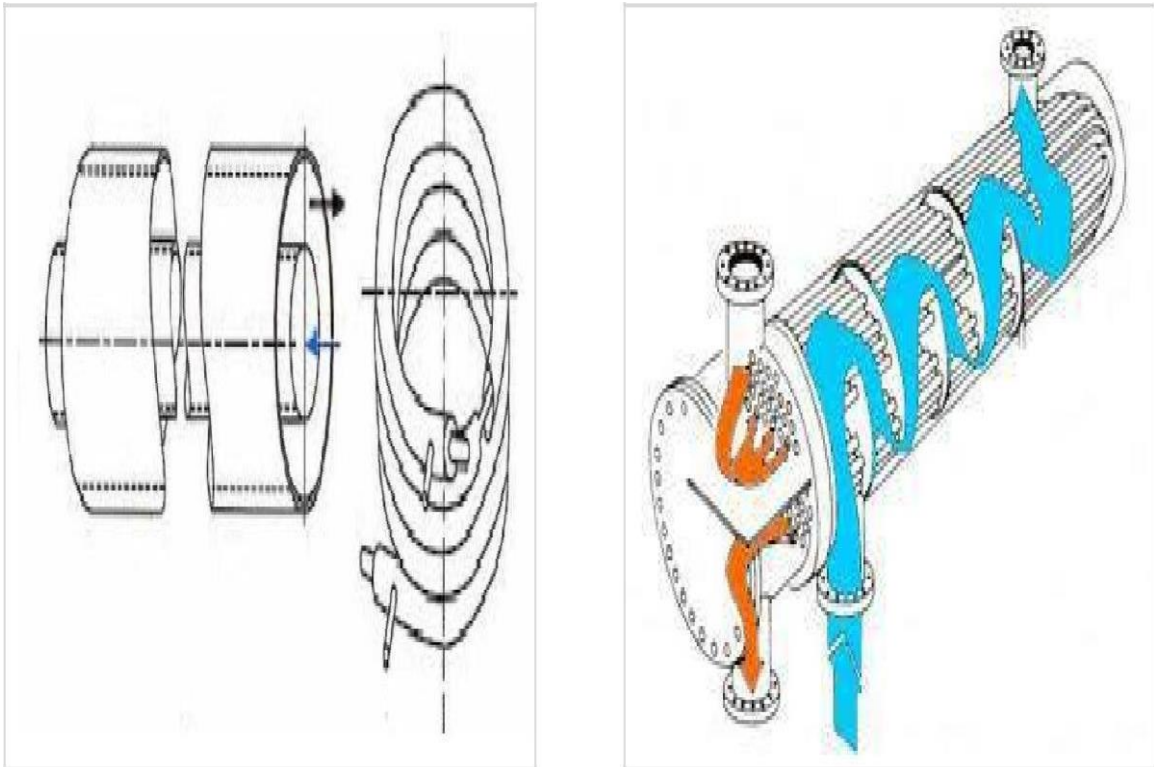


Figure II.1 : échangeurs tubulaires à gauche, échangeur tube et calandre à droite.[7]

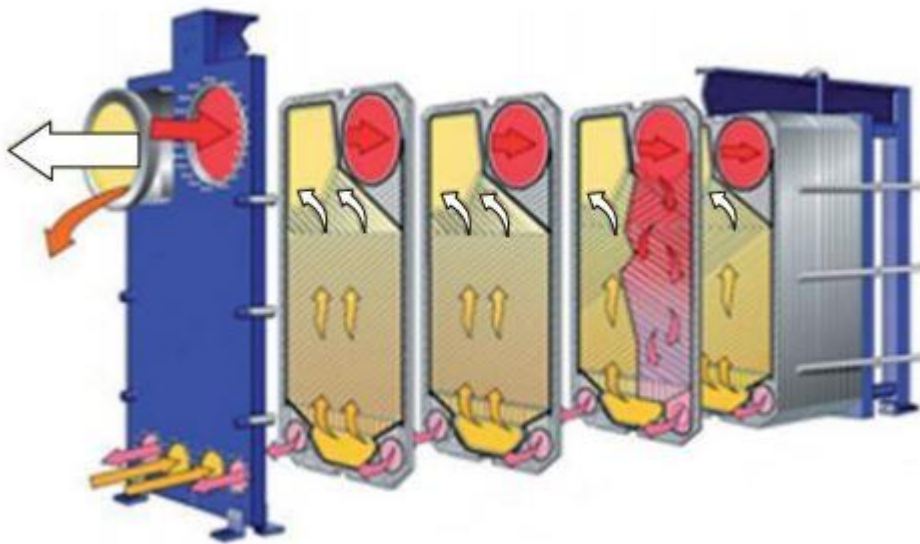


Figure II.2 : Echangeurs à plaque.[6]

Autres types : à caloducs (Figure II.3), à lit fluidisé (Figure II.5), à contact direct tel que les tours de refroidissement (Figure II.4)



Figure II.3 : Echangeurs à caloducs.[7]

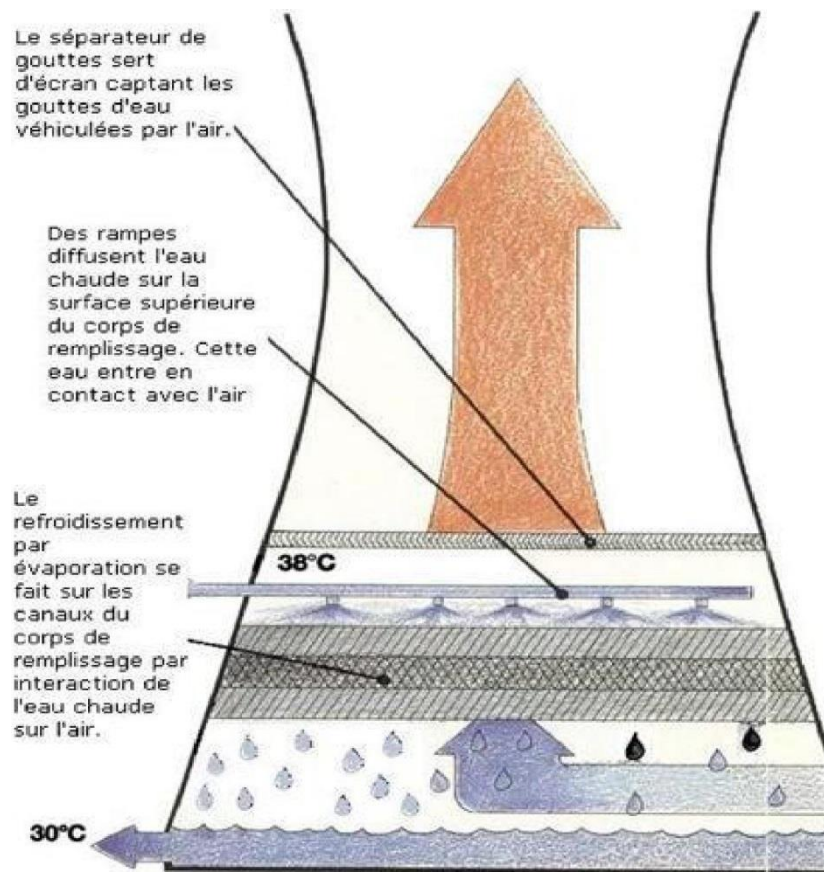


Figure II.4 : Echangeurs à contact direct (Tour de refroidissement).[7]

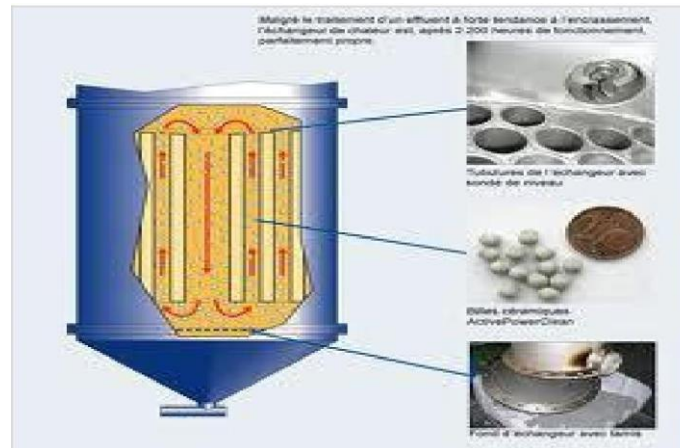


Figure II.5 : Echangeurs à lit fluidisé.[7]

II.3.2. Le classement suivant le mode de transfert de chaleur :

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

II.3.3. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur :

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

- Transfert sans stockage, donc en récupérateur.
- Transfert avec stockage, donc en régénérateur.

II.3.4. Le classement fonctionnel :

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase, selon le cas de figure(II.5) il s'agira d'un écoulement monophasique ou diphasique.

On distingue alors :

- Le cas de deux fluides en écoulement monophasique.
- Le cas d'un seul fluide en écoulement avec changement de phase, cas des condenseurs.
- Le cas de deux fluides en écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs.

II.3.5. Classement suivant la compacité de l'échangeur :

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. R.K. SHAH [6] propose qu'un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à 500 m²/m³.

Une classification suivant la compacité peut être schématisée comme suit :

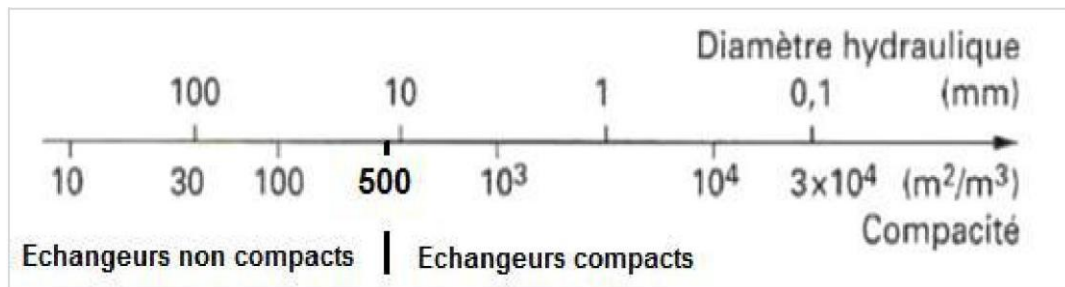


Figure II.6 : Classement des échangeurs suivant la compacité. [6]

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés compacts ou non suivant leurs diamètres hydrauliques, plus le diamètre hydraulique est grand l'échangeur est moins compact, et plus le diamètre hydraulique est petit, plus l'échangeur est dit compact.

II.3.6. Le classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

On retiendra deux types de parois :

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

II.3.7. Le classement suivant le sens relatif des écoulements des deux fluides :

- Les échangeurs à courants parallèles.
- Les échangeurs à contre-courants.
- Les échangeurs à courants croisés avec ou sans brassage : les lignes de courants des deux fluides sont perpendiculaires l'une par rapport à l'autre. Cependant, la configuration à courants croisés peut être à co-courants ou à contre-courants.

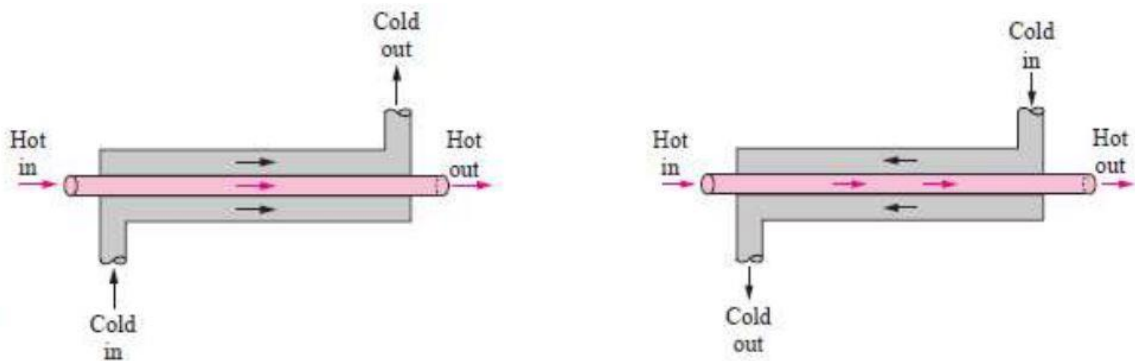


Figure II-7 : Echangeurs à co-courant (à gauche) et à contre-courant (à droite)

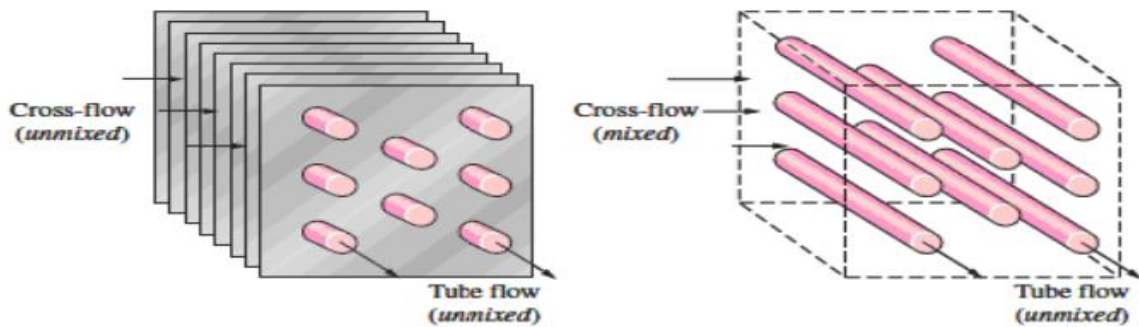


Figure II-8 : exemple d'échangeur à courant croisés.

II.3.8. Le classement en fonction de la nature des fluides ou de la fonction de l'échangeur :

<i>Fluide</i>	<i>Evaporateur</i>	<i>Condenseur</i>
Air et gaz sec	Batteries à ailettes	Batteries à ailettes
Air et gaz humides	Batteries à ailettes	Condenseur à évaporation d'eau Tour de refroidissement
Eau et liquides de toutes natures	Echangeur multitubulaire : . Fluide froid dans les tubes . Fluide froid dans la calandre	Echangeur multitubulaire : • Fluide chaud dans les tubes. • Fluide chaud dans la calandre.
	Echangeurs à plaques	
	Echangeurs coaxiaux.	

Tableau II.1 : Classement en fonction de la nature des fluides et de la fonction de l'échangeur.

II.4 Principales caractéristiques des échangeurs :

Les échangeurs de chaleur sont caractérisés, principalement, par :

- La nature de la source chaude ou froide : Qui peut être sous forme gazeuse (air), liquide (eau) ou solide (sol).
- La fonction de l'échangeur : Un échangeur de chaleur peut, aussi bien, jouer le rôle d'un évaporateur ; d'un refroidisseur de gaz ou de liquide, que celui d'un condenseur ; refroidi par un gaz ou un liquide.
- Les conditions de fonctionnement : Les conditions de température supportable par les parois de l'échangeur, il faut aussi éviter l'accumulation thermique qui peut engendrer du gèle sur les parois. La Pression du fluide qui ne doit pas dépasser les limites du matériau constituant l'échangeur. Pincement, c'est-à-dire, écart minimal de température entre les deux fluides.
- Leurs géométries : Les dimensions extérieures, d'un échangeur sont très importantes car elles ont un lien direct avec l'encombrement de ce dernier. On a aussi la disposition des tubes, qui peuvent être alignées ou en quinconce avec un entraxe bien défini, et leurs diamètres intérieurs et extérieurs.
- La nature du matériau qui les compose : Les matériaux dont les échangeurs sont composés, dépendent de la nature des sources de chaleurs ; on utilise de l'acier ordinaire pour l'ammoniac, des métaux cuivrés pour les fluides halogénés, aluminium et ses alliages ainsi que des aciers spéciaux inoxydables. Les contraintes mécaniques, thermiques et financière, sont aussi des paramètres influant dans le choix des matériaux des échangeurs. Pour les ailettes, on choisit généralement l'aluminium, qui est un matériau léger et un bon conducteur.
- Les caractéristiques de fonctionnement :
 - ✓ Le coefficient global d'échange thermique.
 - ✓ Perte de pression pour le circuit du fluide (chaud ou froid) et pour celui du frigorigène.
 - ✓ Mode de réglage (par exemple ; contrôle de la pression du frigorigène, du givrage ou de la composition de l'eau).
- Les particularités d'entretien : Qui sont souvent délicates,
 - ✓ Purge (incondensable, huile).

- ✓ Nettoyage, dégivrage, dépoussiérage et détartrage.
- ✓ Traitements annexes (adoucissement de l'eau, filtration).

II.5. Echangeur compact :

Un échangeur compact, est un échangeur dont la compacité est supérieure à $500 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Autrement dit c'est un échangeur qui présente la plus grande surface d'échange sous un volume réduit. L'échange de chaleur se fait généralement entre deux types de fluides distincts. Un fluide circulant à l'extérieur, sera le fluide traité (chauffé ou refroidi), et un fluide circulant à l'intérieur, sera le fluide servant à ce traitement, dans notre cas on a considéré l'air comme fluide extérieur et l'eau comme fluide intérieur.

La compacité étant définie par le rapport (C_t) entre la surface d'échange S_e et le volume externe V , donc l'encombrement d'un échangeur sera principalement fonction de sa surface externe, car le fluide externe (air) est plus mauvais convecteur que le fluide interne eau. [9]

II.6. Echangeur conventionnel :

L'échangeur conventionnel est composé de tubes lisses tel que la surface d'échange extérieur est identique à la surface d'échange intérieur.

La compacité C_t énoncé ci-dessus n'est fonction que des paramètres suivants :

- D_e : diamètre externe des tubes.
- Disposition relative des tubes (alignés ou quinconces).
- espacement des tubes.

Afin d'obtenir un échangeur compact on se doit d'augmenter cette surface d'échange en utilisant des ailettes.

II.7 Echangeur a tubes et ailettes (batterie) :

Les échangeurs de type batterie sont des échangeurs tubulaires. La batterie permet le transfert de chaleur entre un liquide et un gaz à travers une paroi d'échange constituée par des tubes.

Lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur s'avère nettement moins bon convecteur que l'autre, l'utilisation d'ailette s'impose autour des tubes ou quelques fois dans les tubes afin que la résistance thermique globale ne soit pas essentiellement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique, c'est le cas des échangeurs gaz-liquide et liquide-gaz utilisés dans la récupération thermique sur les fumées ou les gaz chauds ou dans les différents systèmes thermodynamiques tel que les pompes à chaleur ou les groupes de réfrigération.

Les batteries à ailettes sont constituées d'un faisceau de tubes, repartis en rangées ou en nappes, dans lesquelles circule un fluide caloporteur ayant un bon coefficient d'échange. Le fluide extérieur étant un gaz (l'air généralement) nécessite un ailetage externe pour diminuer l'écart entre les résistances thermiques externe et interne. [5]

II.7.1. Différents types de batteries :

Selon leur mode de fonctionnement, les batteries sont classées en deux catégories :

- Les batteries chaudes : destinées à chauffer l'air.
- Les batteries froides : destinées pour le refroidissement de l'air.

II.7.1.1 Les batteries chaudes :

Comme son nom l'indique une batterie chaude (Figure II.9) est un échangeur de chaleur tubulaire qui permet de chauffer l'air, par le biais d'un fluide chaud qui peut être de l'eau chaude, de l'eau surchauffée, de la vapeur. En considérant que durant le chauffage l'humidité absolue reste constante, par contre, l'humidité relative diminue.

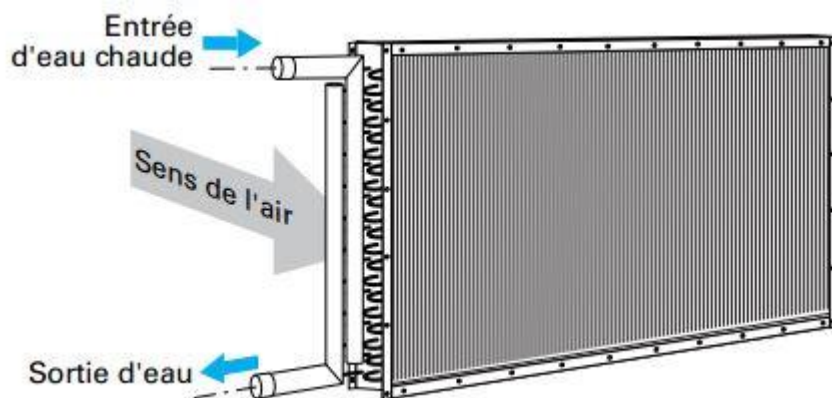


Figure II.9 : batterie chaude alimentée en eau.

II.7.1.2. Les Batteries froides :

Une batterie froide quant à elle assure le refroidissement de l'air, et ceci avec ou sans déshumidification, à l'aide d'un fluide froid qui peut être tout simplement de l'eau, ou par évaporation d'un fluide frigorigène. A partir de là on peut distinguer deux types de batteries :

- Batteries à eau : utilisant de l'eau comme réfrigérant.
- Batterie à détente directe : utilisant un fluide frigorigène comme réfrigérant, le froid est produit par évaporation du fluide frigorigène.

A noter que toutes les deux peuvent fonctionner avec ou sans déshumidification :

- Dans le cas d'une batterie sans déshumidification, l'humidité absolue reste constante, par contre l'humidité relative diminue.
- Dans le cas d'une batterie avec déshumidification l'humidité absolue diminue en revanche l'humidité relative augmente.

II.7.2. Constituant d'une batterie :

Ce type d'échangeurs est constitué principalement de tubes ainsi que d'ailettes, qui viennent augmenter la surface d'échange.

II.7.2.1. Les tubes :

Ce sont des tubes dont le diamètre est normalisé et correspond au diamètre extérieur, ils sont généralement en acier inoxydable, en cuivre, en laiton, en verre, en aluminium ou en matières plastiques, le choix du matériau dépend des fluides utilisés.

Deux dispositions des tubes sont possibles :

- Tubes alignés : avec un pas carré c'est-à-dire que les tubes sont disposés aux sommets des carrés.
- Tubes en quinconces : avec un pas triangulaire c'est-à-dire que les tubes sont disposés aux sommets des triangles.

La première disposition offre un nettoyage plus facile de l'échangeur, et la deuxième est plus compacte, plus économique et offre un meilleur coefficient d'échange.

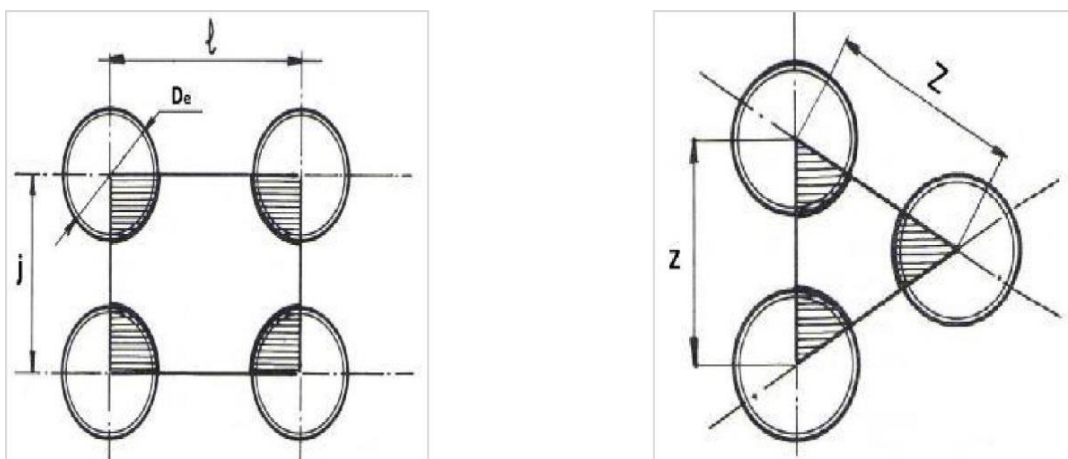


Figure II.10 : Disposition des tubes.

II.7.2.2 Les ailettes :

Dans l'industrie des échangeurs de chaleur, les constructeurs se retrouvent souvent face à un dilemme, avoir la plus grande surface d'échange possible, pour un volume réduit.

La surface d'échange ne peut plus donc être composée uniquement de tubes lisses, d'où la nécessité de faire intervenir des ailettes.

Les ailettes sont de fines lames métalliques, fabriquée d'un métal très conducteur, elles permettent d'augmenter la surface d'échange, ainsi que le coefficient d'échange thermique, elles seront placées du côté de la paroi présentant le plus faible coefficient d'échange convectif.

II.7.2.3. Différents types d'ailettes :

Il existe une grande variété d'ailette, on peut citer :

Ailettes longitudinales minces

- a. A section constante.
- b. A section variable.
- c. A section ramifiée.

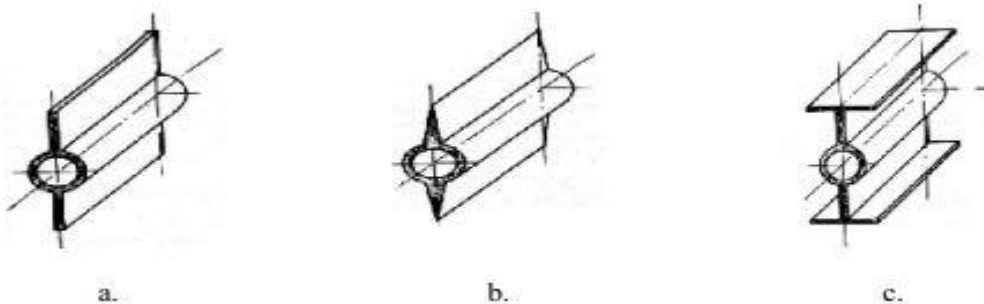


Figure II.11 : Ailettes longitudinales minces.

Ailettes linéaire sous forme de barres de section diverse

- a. A section constante.
- b. A section variable (aiguille conique par exemple).



Figure II.12 : Ailettes linéaire sous forme de barres de section diverse.

Ailettes transversales minces

- a. Circulaire.
- b. Carrée.
- c. Hélicoïdale.

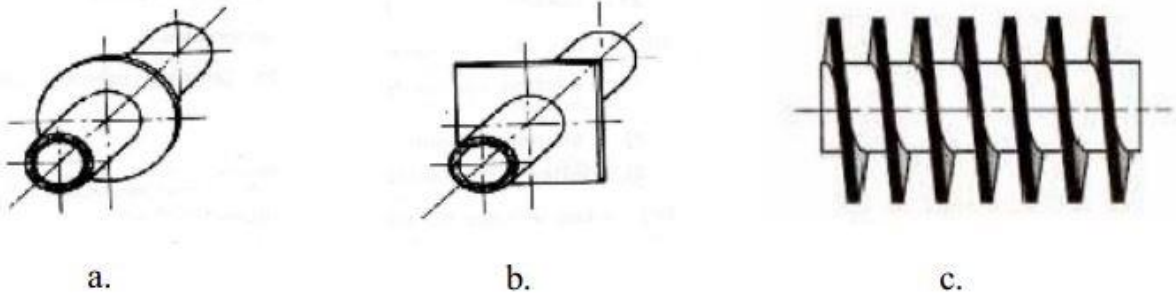


Figure II.13 : Ailettes transversales minces.

Une ailette transversale traversée par plusieurs tubes est appelée ailettes continue, elle peut être décomposée en plusieurs ailettes transversales, cette division, permet une meilleure analyse thermique de ce genre d'ailette, dans le cas des tubes alignés la décomposition peut se faire en ailettes carrées ou rectangulaires, et si les tubes sont placés en quinconce la décomposition peut se faire en ailettes hexagonales, lesquels conduisent aux ailettes circulaires.

Après la décomposition, viendra le calcul du diamètre équivalent de l'ailette transversale obtenue, ainsi nous pourrons utiliser des abaques pour déterminer l'efficacité η , la (figure II.14) suivante illustre cette répartition :

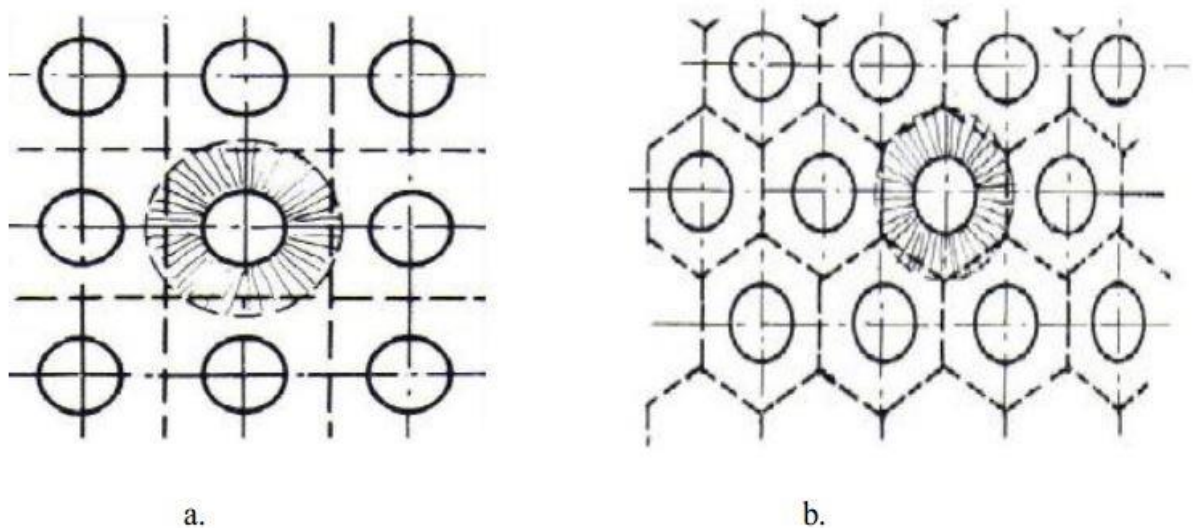


Figure II.14 : Division des ailettes continues en ailettes transversales circulaires.

- a) Tubes alignés (carré considéré comme circulaire).
- b) Tubes en quinconces (hexagone considéré comme circulaire).

II.8. Problèmes de fonctionnement :

Les principaux problèmes de fonctionnement rencontrés par les utilisateurs d'échangeur de chaleur ont trait aux phénomènes d'encrassement, de corrosion, de vibrations et de tenue mécanique, l'encrassement et la corrosion restent les phénomènes les moins compris de l'industrie ; ils se traduisent par :

- un surdimensionnement des appareils dans les bureaux d'études ;
- une dépense d'énergie supplémentaire ;
- le remplacement des appareils corrodés ;
- des coûts d'arrêt des installations pour démontage et nettoyage.

Les phénomènes vibratoires doivent également être pris en compte dans le dimensionnement des échangeurs au même titre que les transferts de chaleur ou les pertes de charge.

Enfin, les problèmes de tenue mécanique sont, pour les géométries les plus classiques, traités dans divers textes réglementaires, de même qu'une normalisation européenne en matière d'essais qui est en train de voir le jour.

II.8.1. Encrassement :

L'encrassement, qui sous sa forme la plus générale peut être défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables sur une interface, affecte une grande variété d'opérations industrielles, dans le cas des échangeurs, la présence d'un fort gradient thermique près de la surface peut perturber les mécanismes d'encrassement isotherme rencontrés, par exemple lors de l'utilisation de membrane ou de filtre. [8]

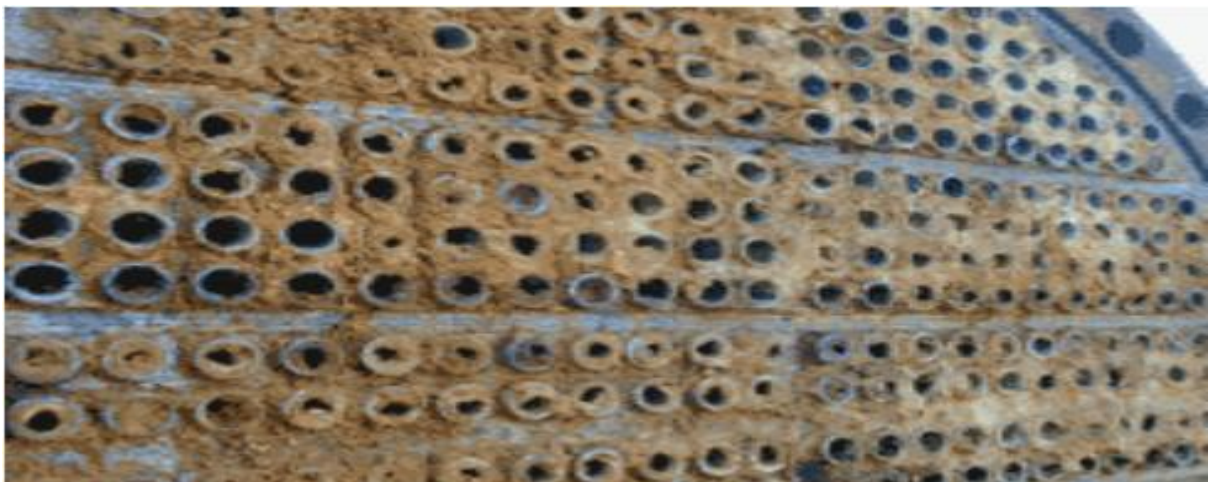


Figure II.15 : L'encrassement d'un échangeur tubulaire. [13]

II.8.2. Dimensionnement des échangeurs avec prise en compte de l'encrassement :

II.8.2.1. Résistance thermique d'encrassement et coefficient d'excès de surface

D'une façon générale, la couche de dépôt localisée sur la surface d'échange (figure II.16) crée une résistance thermique supplémentaire qui s'oppose au flux de chaleur transféré.

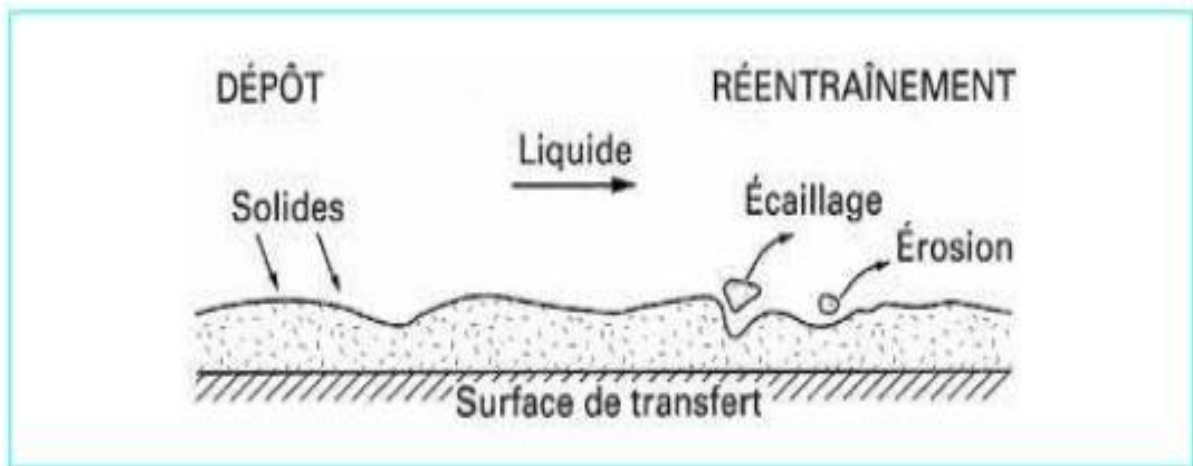


Figure II.16 : Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide. [8]

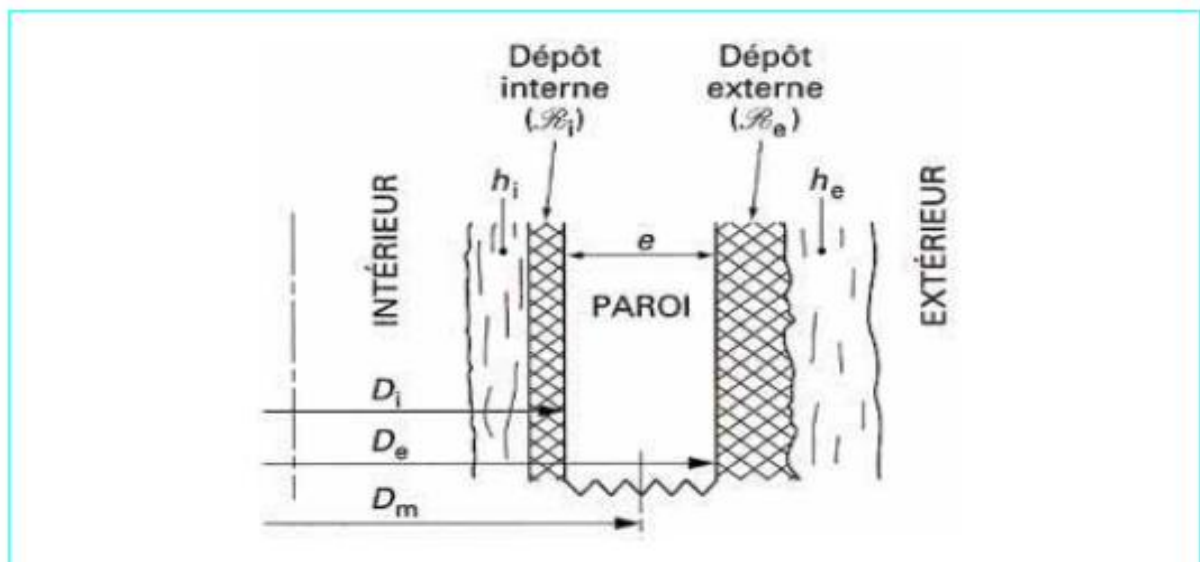


Figure II.17 : Résistances thermiques d'encrassement des dépôts interne et externe localisés sur une surface d'échange. [8]

Le coefficient d'échange global U (rapporté à la surface extérieure) est donné par

$$\frac{1}{U} = R = \frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{D_i} \frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} \frac{D_e}{D_m} + R_e + \frac{D_e}{D_i} R_i = \frac{1}{U_0} \quad (\text{II. 1})$$

Le premier terme du dernier membre de l'équation représente la résistance thermique globale de l'échangeur propre $1/U_0$ et les deux derniers les résistances thermiques des dépôts externe et interne, le rapport D_e/D_i concerne la correction de surface nécessaire pour rapporter à la surface extérieure les résistances élémentaires (dans le cas d'une tuyauterie cylindrique, D_e/D_i est le rapport des diamètres ou des rayons et D_m le diamètre moyen).

Par ailleurs, la prise en compte de l'encrassement se traduit par un excès de surface caractérisé par le coefficient C_s défini par :

$$C_s = \left(\frac{S - S_0}{S_0} \right) 100 \quad (\text{II. 2})$$

Avec S_0 et S surfaces d'échange respectivement avant et après encrassement nécessaires pour transférer le même flux de chaleur avec la même différence moyenne logarithmique de température, c'est-à-dire avec :

$$q = UA\Delta T_{ML} = U_0 S_0 \Delta T_{ML} \quad (\text{II. 3})$$

Le coefficient d'excès de surface s'exprime alors par :

$$C_s = \left(\frac{k_0 - k}{k} \right) 100 \quad (\text{II. 4})$$

II.8.2.2. Valeurs recommandées pour le coefficient d'excès de surface :

Il est souvent indispensable d'évaluer le coefficient d'excès de surface pour vérifier que celui-ci reste dans les limites acceptables comme celles mentionnées par Taborek :

- $C_s \approx 10 \%$: valeur minimale de surdimensionnement pour prendre en compte l'encrassement.
- $C_s \approx 15$ à 25% : valeurs usuelles pour grand nombre de cas.
- $C_s \approx 30$ à 50% : surdimensionnement extrême à utiliser pour les cas difficiles et où il y a risque de pénalités sévères si l'échangeur ne réalise pas les performances.

En aucun cas, le surdimensionnement ne doit dépasser 50% , sinon il faut envisager d'autres

solutions telles que deux échangeurs en parallèle ou un dispositif de nettoyage en continu.

EAU				
Température du fluide chauffant	jusqu'à 115 °C		de 115 à 205 °C	
Température de l'eau	jusqu'à 50 °C		au-dessus de 50 °C	
Types d'eau	Vitesse de l'eau (m/s)			
	< 0,91	> 0,91	< 0,91	> 0,91
Eau de mer.....	0,000 09	0,000 09	0,000 18	0,000 18
Eau saumâtre.....	0,000 35	0,000 18	0,000 53	0,000 35
Tour de refroidissement et bassin d'arrosage artificiel :				
— produit traité.....	0,000 18	0,000 18	0,000 35	0,000 35
— produit non traité.....		0,000 53	0,000 88	0,000 70
Eau de ville ou de puits.....	0,000 18	0,000 18	0,000 35	0,000 35
Eau de rivière – mini.....	0,000 35	0,000 18	0,000 35	0,000 35
— maxi.....	0,000 53	0,000 18	0,000 53	0,000 35
Eau boueuse ou vaseuse.....	0,000 53	0,000 35	0,000 70	0,000 53
Eau dure.....	0,000 18	0,000 53	0,000 88	0,000 88
Eau de refroidissement moteur.....	0,000 09	0,000 18	0,000 18	0,000 18
Eau distillée.....	0,000 09	0,000 09	0,000 09	0,000 09
Eau d'alimentation traitée pour chaudières.....	0,000 09	0,000 09	0,000 09	0,000 09
Purges de chaudières.....	0,000 35	0,000 35	0,000 35	0,000 35
FLUIDE INDUSTRIEL				
Fuel oil.....			0,000 88	
Huile de transformateur.....			0,000 18	
Huile de lubrifiant pour moteur.....			0,000 18	
Huile de trempé.....			0,000 70	
Liquides réfrigérants.....			0,000 18	
Fluides hydrauliques.....			0,000 18	
Fluides industriels organiques.....			0,000 18	
Sels fondus.....			0,000 09	

Tableau II.02 : Valeur de résistance thermique d'encrassement(en m² .K /W) pour l'eau et d'autres fluides industriels (doc. TEMA) .[8]

Nature de l'effluent	Résistance d'encrassement (m ² · K/W)	Espace entre ailettes (mm)	Vitesse des gaz (m/s)
Gaz propre (nettoyage inutile)			
Gaz naturel.....	0,000 088 à 0,000 53	1,3 à 3	30 à 36
Propane.....	0,000 17 à 0,000 53	1,8	
Butane.....	0,000 17 à 0,000 53	1,8	
Turbine à gaz.....	0,000 17		
Gaz moyennement encrassant (nettoyage éventuel)			
Fuel n° 2 (US) (% soufre ≤ 1 %).....	0,000 35 à 0,000 70	3 à 3,8	25 à 30
Turbine à gaz.....	0,00026		
Moteur Diesel.....	0,00053		
Gaz fortement encrassant (nettoyage obligatoire)			
Fuel n° 6 (US) (% soufre ≤ 4 %).....	0,000 53 à 0,001 23	4,6 à 5,8	18 à 24
Pétrole brut.....	0,000 70 à 0,002 64	5	15 à 21
Pétrole résiduel.....	0,000 88 à 0,003 52	5	
Charbon.....	0,000 88 à 0,008 80	5,9 à 8,6	

Tableau II.3 : valeurs conseillées pour le dimensionnement des échangeurs sur fumées industrielles (Warner-Webb). [8]

II.9 Conclusion :

Ce chapitre est un aperçu descriptif sur les échangeurs de chaleur, en effet nous avons donné une définition ainsi que le principe de fonctionnement et les critères de classification de ces appareils.

Nous avons entre autre mis l'accent sur les échangeurs compacts refroidisseurs et réchauffeur d'air, qui font objet de cette étude, ainsi que leurs rôles importants dans toute installation thermique.

Chapitre III :

Dimensionnement

de l'échangeur

III.1 Introduction:

La phase de dimensionnement consiste principalement à déterminer la surface d'échange nécessaire au transfert de la puissance thermique du fluide chaud vers le fluide froid, ce qui nécessite la connaissance des paramètres fonctionnels et géométriques ainsi que les propriétés physiques des deux fluides.

Cette détermination peut être faite par la méthode ΔTLM ou la méthode NUT quand les températures de sortie des fluides sont inconnues. Pour ce cas la première méthode est la plus indiquée.

III.2 Les hypothèses :

- L'échangeur est considéré sans pertes thermique.
- le coefficient d'échange global sera considéré constant le long de la surface d'échange.
- Pas de changement de phase au cours du transfert.
- Le régime est considéré comme permanent.

La disposition des tubes retenue est celle dite «quinconce » équilatérale au vue de l'amélioration du coefficient d'échange et de la compacité plus importante (S_e / V) par rapport à la disposition alignée (pas carré). Cependant cette disposition ne permet pas un nettoyage aisé de l'échangeur.

Les tubes disponibles, en cuivre, offrent une résistance suffisante au choc ainsi qu'à la corrosion. Le métal constitutif des ailettes est l'aluminium qui présente des propriétés physico-chimiques remarquables, telle que la légèreté, la non toxicité, une conductivité thermique élevée et une bonne tenue à la corrosion ; l'épaisseur de ces ailettes sera prise constante et égale à 0,33 mm, le diamètre des tubes est $d_e = 10.2$ mm, le pas entre les ailettes $p = 3.17$ mm, un entre-axe des tubes suivent la hauteur $h = 25.4$ mm, un entre-axe des tubes suivant la largeur $l = 22$ mm

III.3 Données du problème :

Figure (III.1) : Tableau récapitulatif de tous les paramètres.

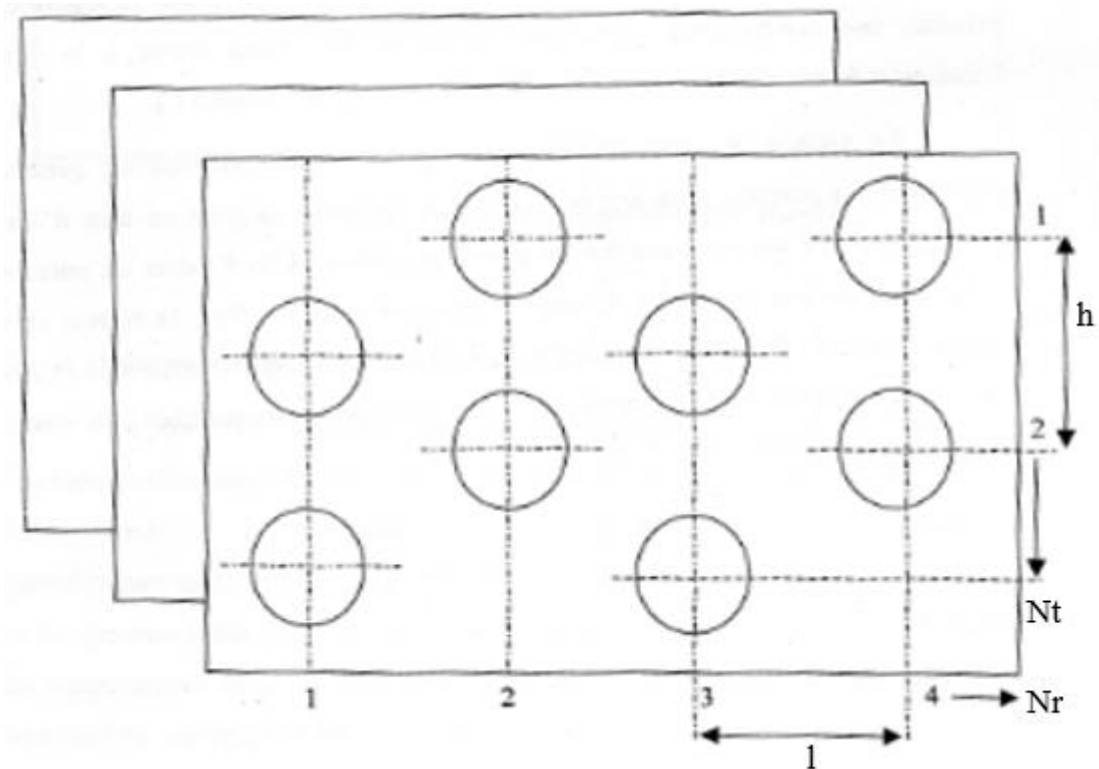
Données	Fluide primaire	Fluide secondaire
Nature	eau	Air
Température d'entrée côté froid	$T_{e,i} = 3.3^{\circ}\text{C}$	$T_{a,i} = 23^{\circ}\text{C}$
Température de sortie côté froid	$T_{e,o} = 5.8^{\circ}\text{C}$	$T_{a,o} = 6^{\circ}\text{C}$
Température d'entrée côté chaud	$T_{e,i} = 63.2^{\circ}\text{C}$	$T_{a,i} = 35^{\circ}\text{C}$
Température de sortie cote chaud	$T_{e,o} = 60.53^{\circ}\text{C}$	$T_{a,o} = 45^{\circ}\text{C}$
Débit massique	$\dot{m}_e = 0,07 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_a = \text{---}$
La chaleur spécifique	$C_{pe} = 3.3 \text{ KJ/Kg.K}$	$C_{pa} = 1.005 \text{ KJ/Kg.K}$
La masse volumique	$\rho_e = 1200 \text{ Kg/m}^3$	$\rho_a = 1.2497 \text{ Kg/m}^3$
Conductivité thermique	$k_e = 0.625 \text{ w/mk}$	$k_a = 0.0249 \text{ w/mk}$
Viscosité dynamique	$\eta = 8.24 \cdot 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$	$\eta = 1.005 \text{ N.s/m}^2$

La température froide sortie régénérateur (température entrée échangeur froid, $T_{f,c}$), et la température chaud (température entrée échangeur chaud, $T_{f,h}$) sont données par la simulation par le code de calcul.

III.4 Type d'échangeur :

L'échangeur retenu est de type compact, composé de tubes à ailettes, à courants croisés, il comporte deux collecteurs d'eau à l'entrée et à la sortie.

Les ailettes sont placées du côté de l'échangeur présentant la plus grande résistance thermique ou le côté « mauvais convecteur » qui commande, dans ce cas, le transfert de chaleur.



Figure(III.1) : Ailettes continues, tubes quinconces.

III.5 Evolution de la puissance thermique échangée entre les deux fluides :

La puissance thermique échangée par les deux fluides dans un échangeur à courants croisés méthodiques et donner par.

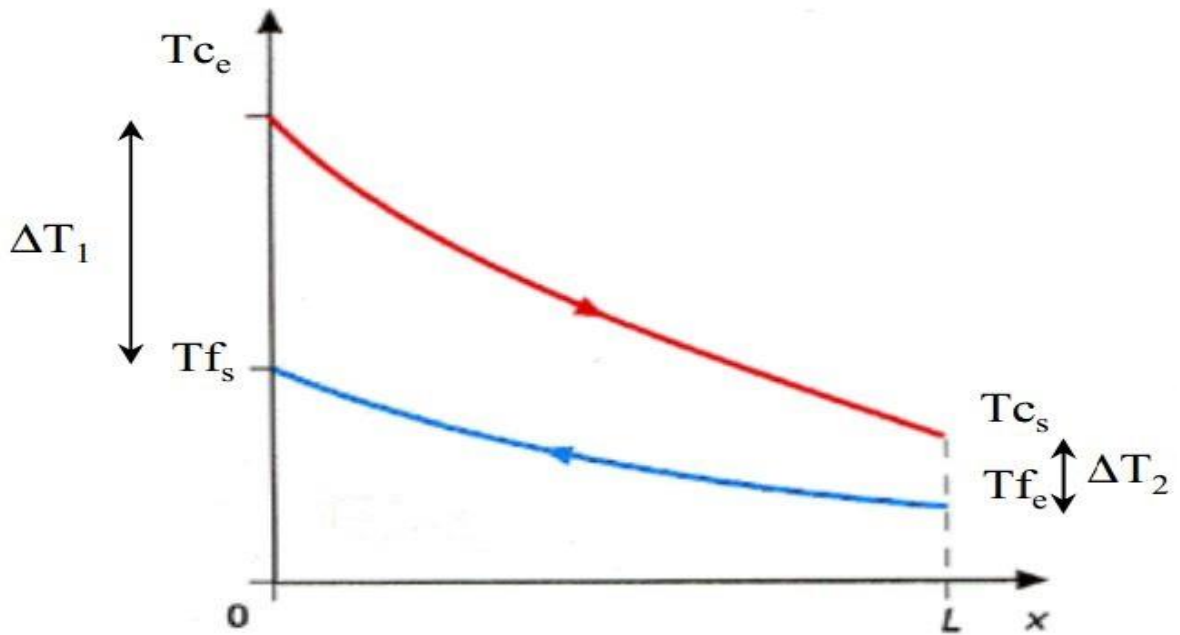
$$q = U \cdot S_e \cdot F \cdot \Delta T_{LM} \quad (\text{III.1})$$

Avec :

F : facteur de correction tenant compte de la véritable configuration des écoulements.

III.5.1 Calcul de la différence moyenne logarithmique de température :

La différence moyenne logarithmique de température est évaluée comme pour un échangeur à contre-courant, puis corrigée par la suite, son expression et développer dans l'annexe C:



$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\log \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (\text{III.5})$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe}$$

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs}$$

III.5.2 Détermination du facteur de correction :

Le coefficient de correction \$F\$ est fourni par des abaques ayant comme paramètre d'entrée les quantités : [14]

$$R = \frac{m_f \cdot C_{pf}}{m_c \cdot C_{pc}} \quad (\text{III.8})$$

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (\text{III.9})$$

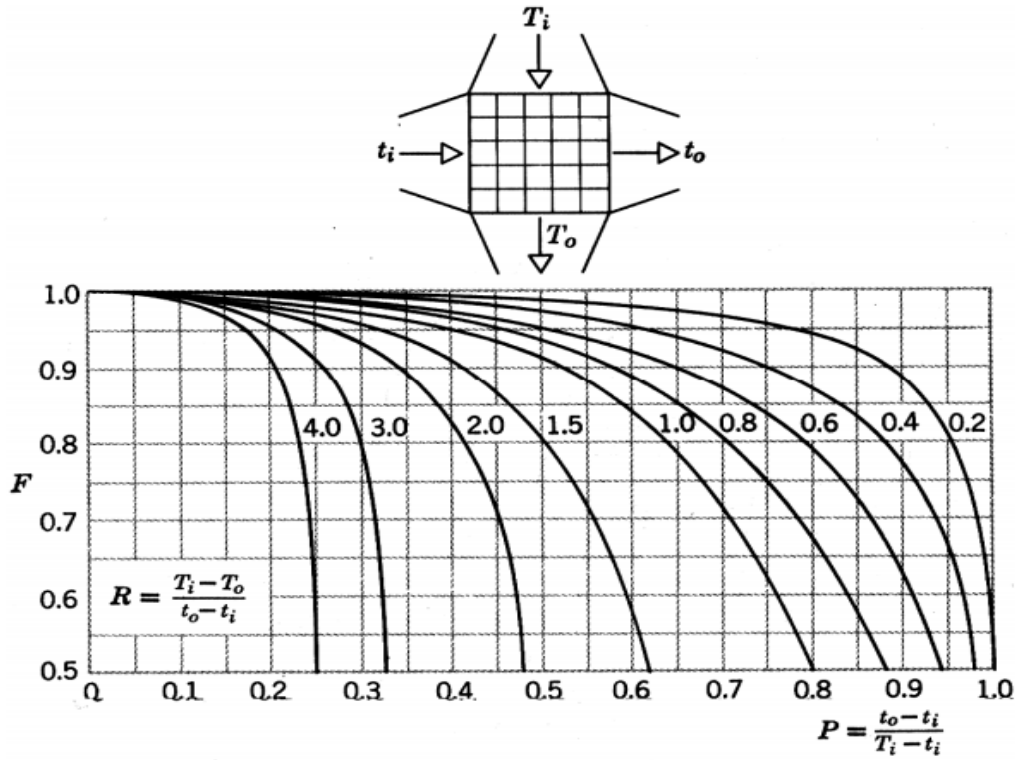


Figure III.2 : Echangeur à courants croisés - 2 fluides brassés.

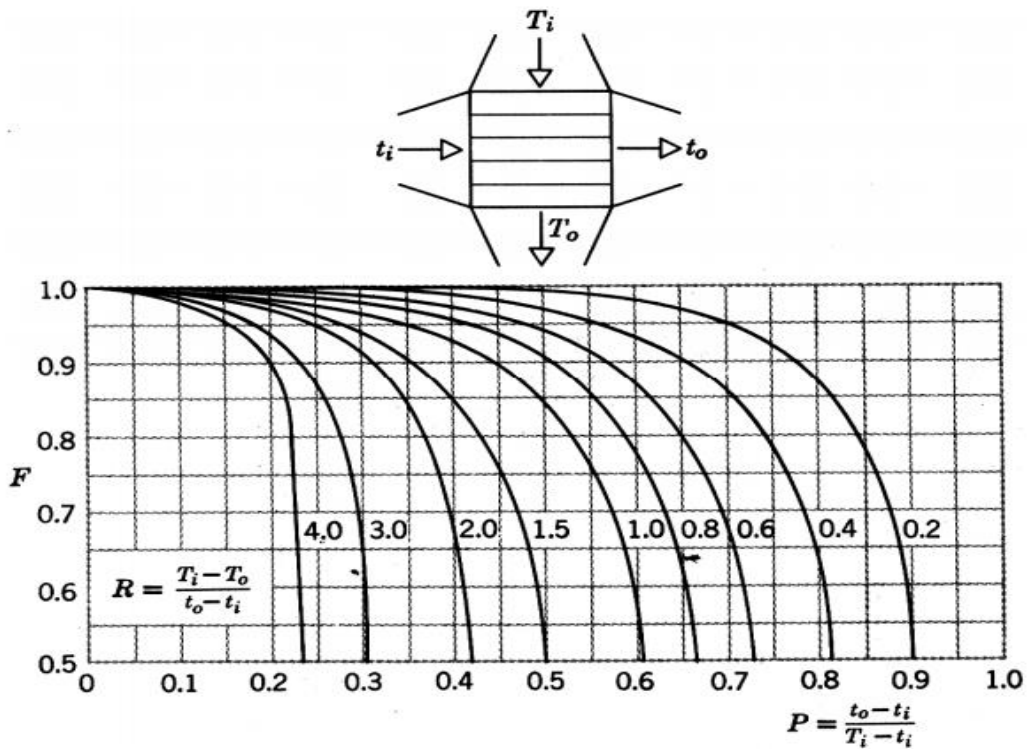


Figure III.3 : Echangeur à courants croisés - 1 fluide brassé et 1 fluide non brassé.

La valeur de F est lue sur l'abaque dressé pour un échangeur à courants croisés, dont un

fluide est brassé (l'air) et l'autre non brassé :

III.5.3 Détermination du diamètre hydraulique D_h :

Le diamètre hydraulique pour les échangeurs compacts est déterminé en fonction du volume libre laissé à l'écoulement de l'air et de la surface mouillée. Son expression est développée dans (ANNEXE A) :

$$D_h = \frac{4 \cdot \left[1 - \frac{\pi \cdot d_i^2}{4 \cdot h \cdot l} - \frac{e}{p} \right]}{\left[\frac{\pi \cdot d_e}{h \cdot l} + \frac{2}{p} - \frac{\pi \cdot d_i^2}{2 \cdot p \cdot h \cdot l} \right]} \quad (\text{III.13})$$

La valeur de $\left(\frac{\pi \cdot d_e}{h \cdot l} - \frac{\pi \cdot d_i^2}{2 \cdot p \cdot h \cdot l} \right)$ étant négligeable devant $\frac{2}{p}$, alors l'expression ci-dessus devient :

$$D_h = 2 \cdot p \cdot \left(1 - \frac{\pi \cdot d_i^2}{4 \cdot h \cdot l} - \frac{e}{p} \right) \quad (\text{III.14})$$

III.5.4 Détermination de la surface globale d'échange pour une rangée de tubes ailettes :

La surface totale d'échange thermique de l'échangeur s'exprime également par :

$$S_e = N_r \cdot S_{e1} \quad (\text{III.15})$$

Où N_r est le nombre de rangées et S_{e1} la surface d'une rangée de tubes égale à :

$$S_{e1} = S_{p1} + S_{s1} \quad (\text{III.16})$$

S_{p1} est la Surface d'échange externe de tube égale à :

$$S_{p1} = \pi \cdot d_e \cdot L_{ai} \cdot N_T \quad (\text{III.17})$$

Et S_{s1} la Surface secondaire des ailettes continues dont l'expression est :

$$S_{s1} = 2 \cdot (H \cdot l \cdot N_T \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}) \cdot \frac{L_{ai}}{p} \quad (\text{III.18})$$

III.5.5 Calcul de la vitesse maximale de l'aire :

La vitesse d'écoulement réelle de l'air dans l'échangeur est plus élevée que la vitesse frontale et ce suite à la réduction de la section de passage due à la présence des ailettes et des tubes.

La conservation du débit volumique permet d'écrire :

$$V \cdot S_{fb} = V_{max} \cdot S_{fo} \quad (\text{III.19})$$

Avec :

V: Vitesse frontal de l'air.

S_{fb} : Surface frontal brute égale à : $S_{fb} = L_{ai} \cdot H$

S_{fo} : Correspond à la section de passage minimale laissé a l'air, cette surface a pour valeur :

$$S_{fo} = L_{ai} \cdot H \cdot e - N_T \cdot d_e \cdot L_{ai} \quad (III.20)$$

Ou :

$$N_T = \frac{H}{h} \quad , \quad n = \frac{L_{ai}}{p} \quad (III.21)$$

Ainsi :

$$S_{fb} = L_{ai} \cdot H \left[1 - \frac{e}{p} - \frac{d_e}{h} \right] \quad (III.22)$$

L'expression de la vitesse maximale de l'air dans l'échangeur est donc :

$$V_{max} = V \cdot \left[1 - \frac{e}{p} - \frac{d_e}{h} \right]^{-1} \quad (III.23)$$

Comme la valeur de $\frac{e}{p} \ll 1$ et en posent $\delta = \frac{h}{d_e}$, l'expretion de la vitesse massique réelle maximale est alors :

$$V_{max} = V \cdot \left(\frac{\delta}{\delta-1} \right) \quad (III.24)$$

III.5.6 Détermination du coefficient globale d'échange thermique :

Dans le calcul thermique des échangeurs de chaleur, le problème le plus complexe consiste en la détermination du coefficient global d'échange. Son expression, rapportée à la surface extérieure d'un tube muni d'ailettes continue, est donnée dans ANNEXE B :

$$U = \left[\frac{ds_e}{ds_i} \cdot \left(\frac{1}{h_i} + \frac{e_t}{\lambda_t} \right) + \frac{1}{h_e \cdot \left[1 - \frac{S_s}{S_e} \cdot (1-\mu) \right]} \right]^{-1} \quad (III.25)$$

Si la résistance thermique de la paroi du tube est négligée devant les résistances thermiques convectives, l'expression de U devient :

$$U = \left[\frac{S_e}{S_i h_i} + \frac{1}{h_e \left(1 - (1-\mu) \cdot \frac{S_s}{S_e} \right)} \right]^{-1} \quad (III.26)$$

Où :

μ est l'efficacité d'une ailette. Elle compare la performance d'une ailette donnée à celle d'une ailette idéale à température uniforme égale à celle de sa base.

h_e et h_i : représentent respectivement les coefficients d'échange convectif côté extérieur et intérieur de la paroi du tube.

S_e : surface d'échange totale, égale à la Surface externe des tubes augmentée de celle des ailettes.

S_s : surface secondaire des ailettes continues.

L'évaluation de U nécessite la connaissance des coefficients d'échange convectifs coté air et coté eau et du rendement de l'ailette.

Les coefficients h_i , h_e sont calculés au moyen de relations issues de la littérature tenant compte de la construction de l'échangeur et du type de l'écoulement des fluides.

III.5.6.1 Evaluation du coefficient de convection interne h_i :

La détermination du coefficient d'échange convectif interne h_i est faite à partir de la corrélation de MAC ADAMS : [22]

$$Nu = 0,023.R_e^{0,8}.P_r^{0,4} \quad (III.27)$$

Il existe deux restrictions au domaine de validité de cette corrélation:

- Le régime d'écoulement dans le tube doit être parfaitement établi, ce qui n'est garanti que si: $L_{ai}/d_e > 60$
- Le fluide doit être tel que son Nombre de Prandtl soit compris entre 0,7 et 100.

$$Re = \frac{4.m}{\pi.d_i.\eta} \quad Pr = \frac{\eta.C_{pf}}{k_f} \quad h_i = \frac{Nu.k_f}{d_i} \quad (III.28)$$

Les propriétés physiques et thermiques de l'eau sont évaluées à la température moyenne T_m

L'expression du coefficient de convection interne h_i est alors :

$$h_i = \frac{k_f}{d_i}.0,023.R_e^{0,8}.P_r^{0,4} \quad (III.29)$$

III.5.6.2 Evaluation du coefficient de convection externe h_e : [15]

$$Re = \frac{G.D_h}{\eta} \quad P_r = \frac{\eta.C_{pf}}{k_f} \quad S_t = \frac{h}{Gc_p} \quad (III.30)$$

Les caractéristiques physiques de l'air sont déterminées à la température de film

$$T_f = \frac{T_{fs} + T_{fe} + T_{ce} + T_{cs}}{4} \quad (\text{III.31})$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{min}} = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot A_f}{A_{min}} = \frac{V_{max}}{\sigma} \quad (\text{III.32})$$

Donc :

$$R_e = \frac{G \cdot D_h}{k_f} \quad (\text{III.33})$$

D'après la figure suivante

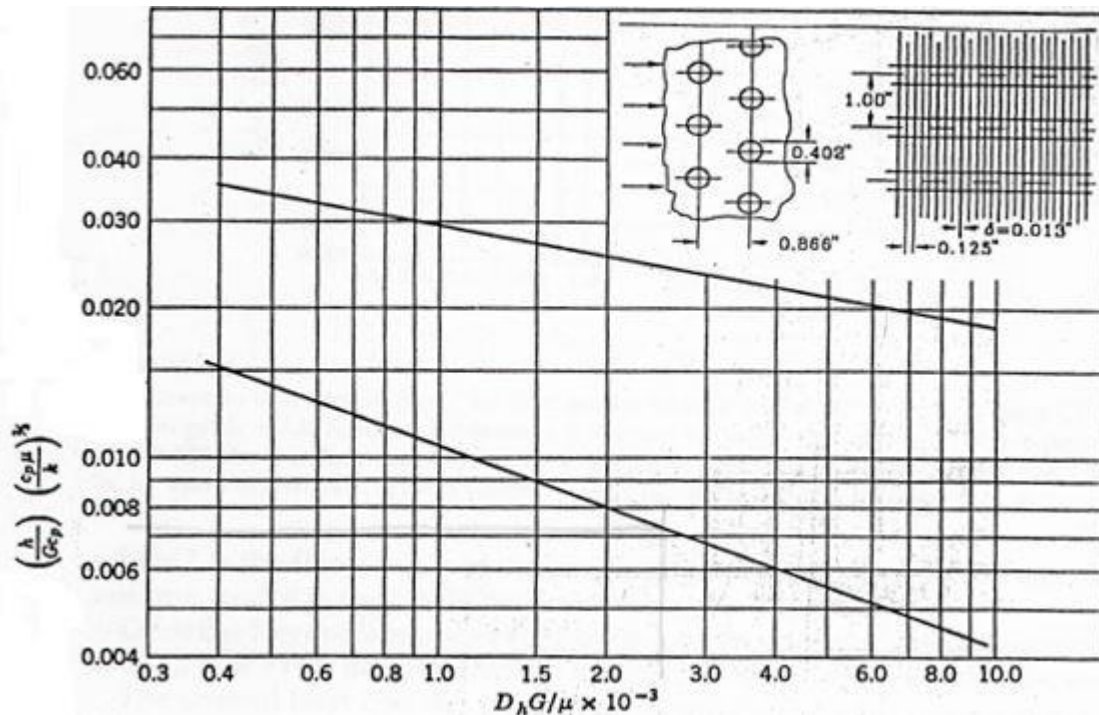


Figure III.4 : Le transfert de chaleur et le coefficient de frottement pour un échangeur de chaleur à tube circulaire continu ailette [19]

On a :

$$\left(\frac{h}{G C_p} \right) (P_r)^{2/3} = a$$

$$\Rightarrow h_e = a \cdot \frac{G \cdot C_p}{(P_r)^{2/3}}$$

Le paramètre a est déterminé à partir de la figure(III.4).

III.5.6.3 Evaluation du rendement de l'ailette : [16]

L'expression du rendement de la surface ailette étant déterminée par

$$\eta = 1 - (1 - \mu) \cdot \frac{S_s}{S_e} \quad (\text{III.34})$$

L'ailette continue est considérée comme étant constituée de plusieurs ailettes Hexagonales

Pour une ailette hexagonale, l'efficacité s'exprime par

$$\mu = \frac{(\Delta t)_m}{(\Delta t)_o} = \frac{\text{th}[\alpha \cdot \text{Ha} \cdot (1 + 0,35 \cdot \log \sigma)]}{\alpha \cdot \text{Ha} \cdot (1 + 0,35 \cdot \log \sigma)} \quad (\text{III.35})$$

$$\sigma = 1,27 \cdot \frac{a}{r} \cdot \sqrt{\beta - 0,3} \quad (\text{III.36})$$

Avec $a = \frac{h}{2}$, $\beta = \frac{b}{a}$, $b = \frac{(a^2 + h^2)^{0,5}}{2}$, $r = \frac{d_e}{2}$, $\text{Ha} = r \cdot (\sigma - 1)$, $\alpha = \sqrt{\frac{2 \cdot h_e}{\lambda_a \cdot e_a}}$

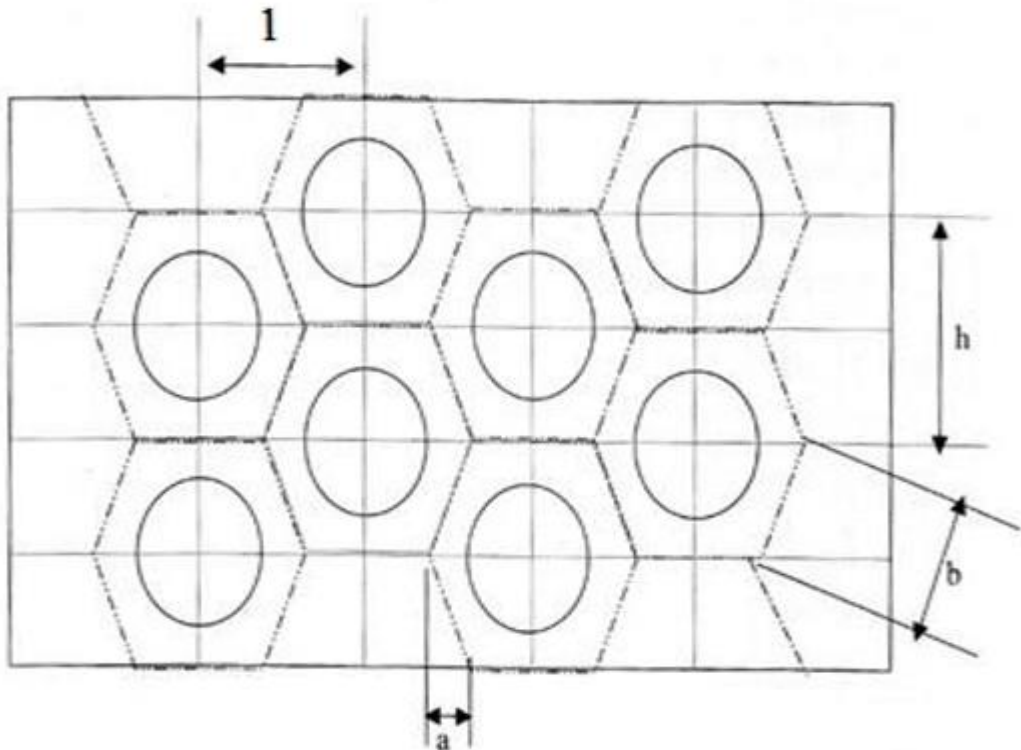


Figure III.5 : Subdivision des ailettes continues en ailettes hexagonales.

III.6 Détermination des caractéristiques géométriques de l'échangeur :

III.6.1 Calcul du nombre de tubes :

Le nombre de tubes suivant la hauteur, notée N_T ou de nappes, est déduit de l'expression de

La hauteur H de l'échangeur est égale à :

$$H = N_T \cdot h \quad \text{D'où} \quad N_T = \frac{H}{h} \quad (\text{III. 37})$$

III.6.2 Détermination de la surface frontale brute de l'échangeur :

La connaissance de la hauteur de l'échangeur H et de la longueur ailette Lai permettent de déterminer la section frontale de l'échangeur :

$$S_{fb} = Lai \cdot H \quad (\text{III.38})$$

III.7 Calcul du débit d'air :

$$\Phi = mc \cdot C_{pc} \cdot (T_{ce} - T_{cs}) \Rightarrow m_c = \frac{\Phi}{C_{pc}(T_{ce} - T_{cs})} \quad (\text{III.39})$$

Notons qu'à la pression atmosphérique, les chaleurs spécifiques à pression constante de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur ne diffèrent que de 1 % ; soit : $C_{pc} = 1,005 \text{ KJ/Kg k}$ [17]

III.8 Détermination des pertes de charge :

III.8.1 Les pertes de charge côté eau :

Les écoulements des fluides visqueux dans les conduites sont le siège d'une dissipation d'énergie calorifique due aux forces de frottement liées à la viscosité du fluide.

Cette dissipation, de nature irréversible, s'accompagne d'une baisse de pression du fluide tout le long de l'écoulement. Son expression est donnée par la relation de Fanning : [24]

$$\Delta p = \frac{2 \cdot f \cdot G_e^2 \cdot L_t}{\rho \cdot d_i} \quad (\text{III.40})$$

Ou :

f : est le facteur de frottement de Fanning donné par :

$$f = 0,046 \cdot R_e^{-0,2} \quad (\text{III.41})$$

L_t : la longueur totale des tubes

G_e : vitesse massique de l'eau

ρ : masse volumique de l'eau

III.8.2 Les pertes de charge côté air : [15]

Dans l'étude d'un échangeur de chaleur, on cherche à obtenir une puissance d'échange donnée avec le moins de pertes de charge possible. L'expression générale de la perte de charge d'un conduit (échangeur de chaleur) quelconque, en régime permanent, s'obtient à partir de l'équation suivante :

$$\Delta P = \frac{G^2}{2f_i} \left[f \cdot \frac{A_t}{A_{min}} \cdot \frac{\rho_i}{\rho} + (1 + \sigma^2) \cdot \left(\frac{\rho_i}{\rho_0} - 1 \right) \right] \quad (\text{III.42})$$

Avec : $\frac{A_t}{A_{min}} = 583 \text{ m}^2/\text{m}^3$

Le coefficient de frottement f est déterminé à partir de la figure(III.4).

III.9 Tableaux récapitulatifs des résultats :

Après avoir mis au point un programme de calcul sous Matlab, on a pu avoir toutes les dimensions de nos échangeurs de chaleur côté chaud et côté froid.

Les tableaux (III.1) et (III.2) regroupent toutes les dimensions des échangeurs de chaleur.

Dimensions complètes pour l'échangeur de chaleur côté froid :

Tableau III.2 : Dimensions complètes de l'échangeur de chaleur côté froid.

Echangeur côté froid	
Puissance thermique	Qc=550W
Longueur de l'échangeur	L=0,16m
Auteur de l'échangeur	H=0,13m
Nombre de rangée	Nr=3
Nombre d'ailettes	n=54
Disposition des tubes	Quinconces
Entre-axe des rangs	l=0,022m
Entre-axe des tubes	h=0,0254m
Diamètre des tubes	d=0,0102m
Le pas entre les ailettes	p=0,00317m

Dimensions complètes pour l'échangeur côté chaud :

Tableau III.3 : Dimensions complètes de l'échangeur de chaleur côté chaud.

Echangeur côté chaud	
Puissance thermique	$Q_h=640W$
Longueur de l'échangeur	$L=0,19m$
Auteur de l'échangeur	$H=0,13m$
Nombre de rangée	$N_r=3$
Nombre d'ailettes	$n=60$
Disposition des tubes	Quinconces
Entre-axe des rangs	$l=0,022m$
Entre-axe des tubes	$h=0,0254m$
Diamètre des tubes	$d=0,0102m$
Le pas entre les ailettes	$p=0,00317m$

III.10 Conception de tous les organes de l'échangeur de chaleur :

Cette partie est consacré à la conception de l'échangeur par un logiciel de conception 3D (SOLIDWORKS), pour cela nous avons construit chaque pièce séparément, ensuite nous les avons assemblés, puis nous avons réalisé une vue éclatée de l'assemblage, pour enfin proposer des solutions pour la fixation des pièces entre elles, en dernier lieu, nous avons réalisé une simulation de l'écoulement d'eau dans notre échangeur.

III.10.1 Vue en 3D de tous les organes :

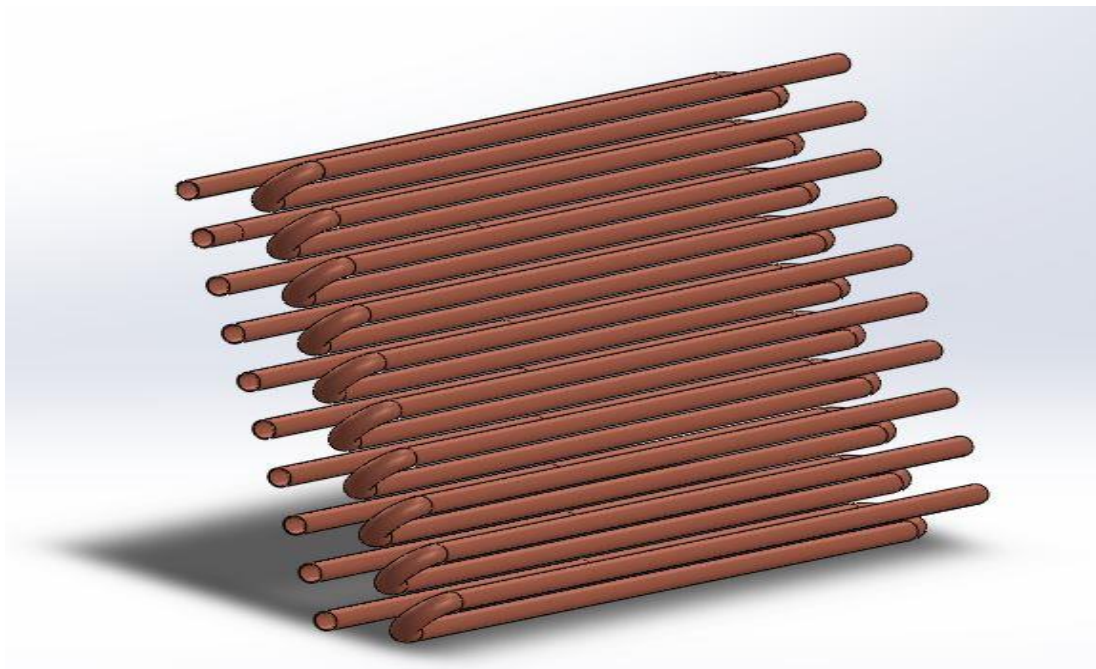


Figure III .6 : vue en 3D des tubes en cuivre.

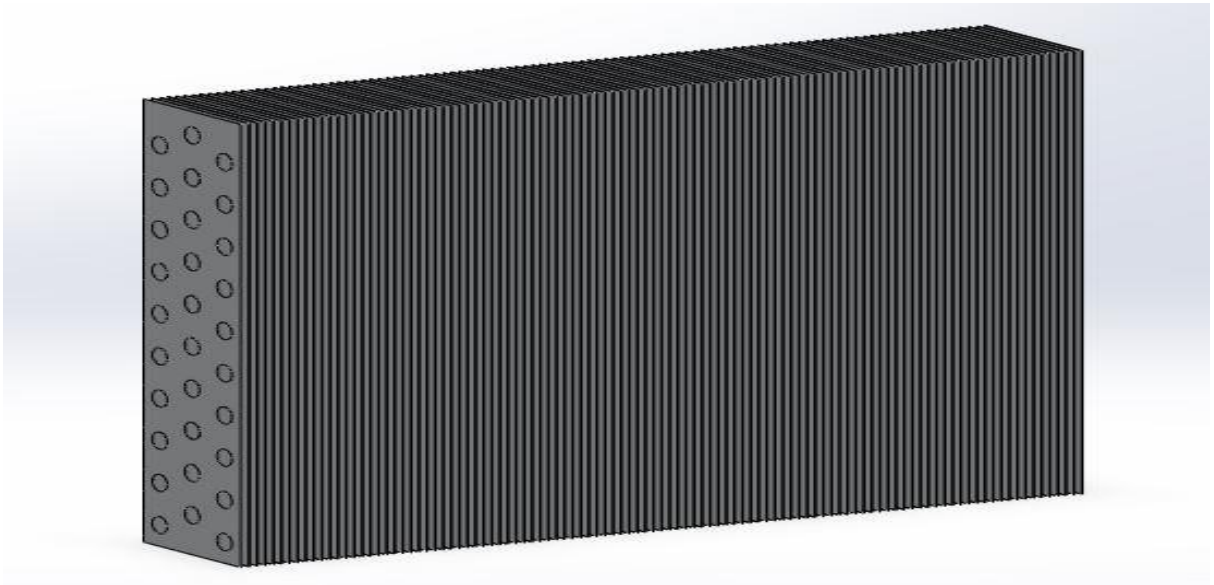


Figure III .7: vue en 3D des ailettes en alliage d'aluminium.

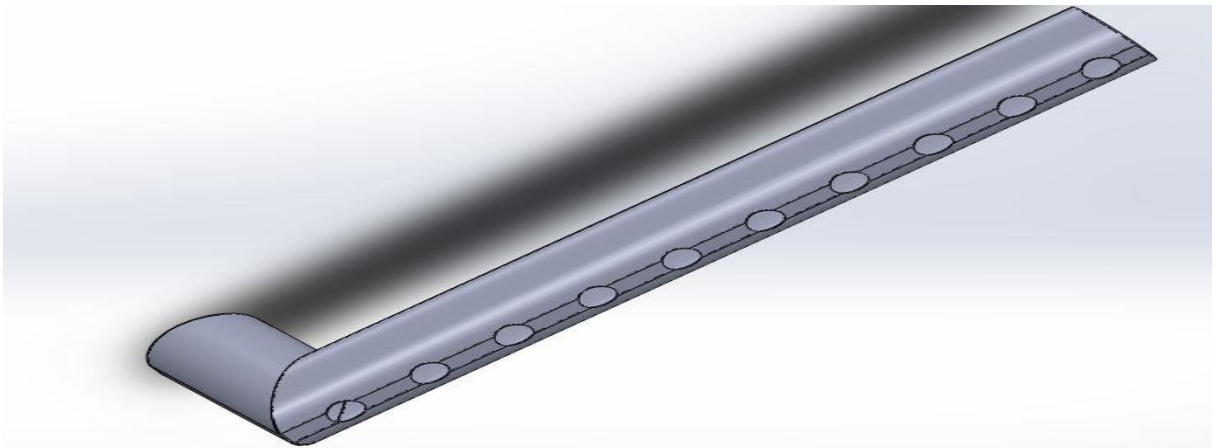


Figure III .8: vue en 3D du collecteur.

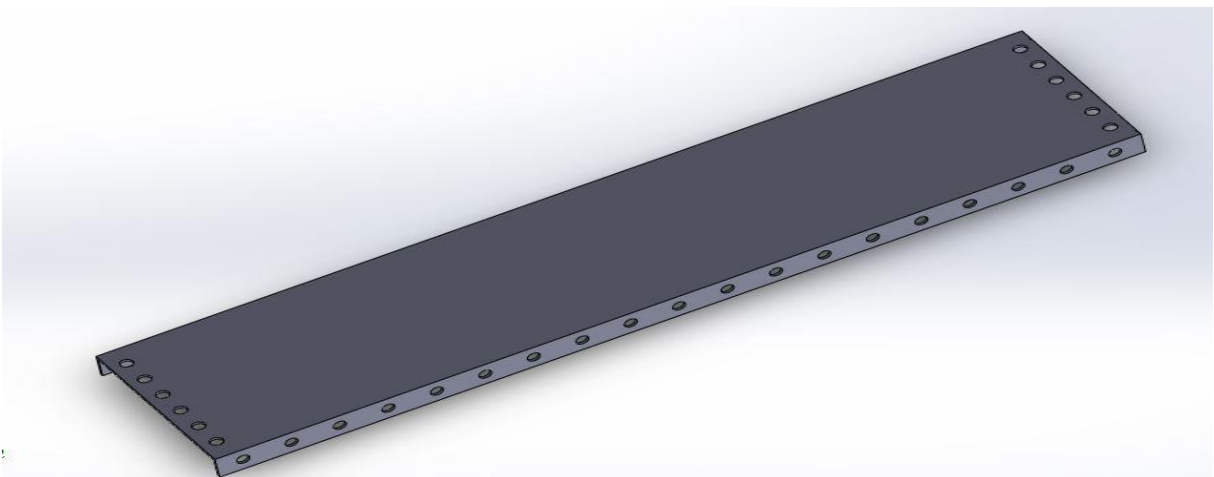


Figure III.9: vue en 3D le la paroi extérieur.

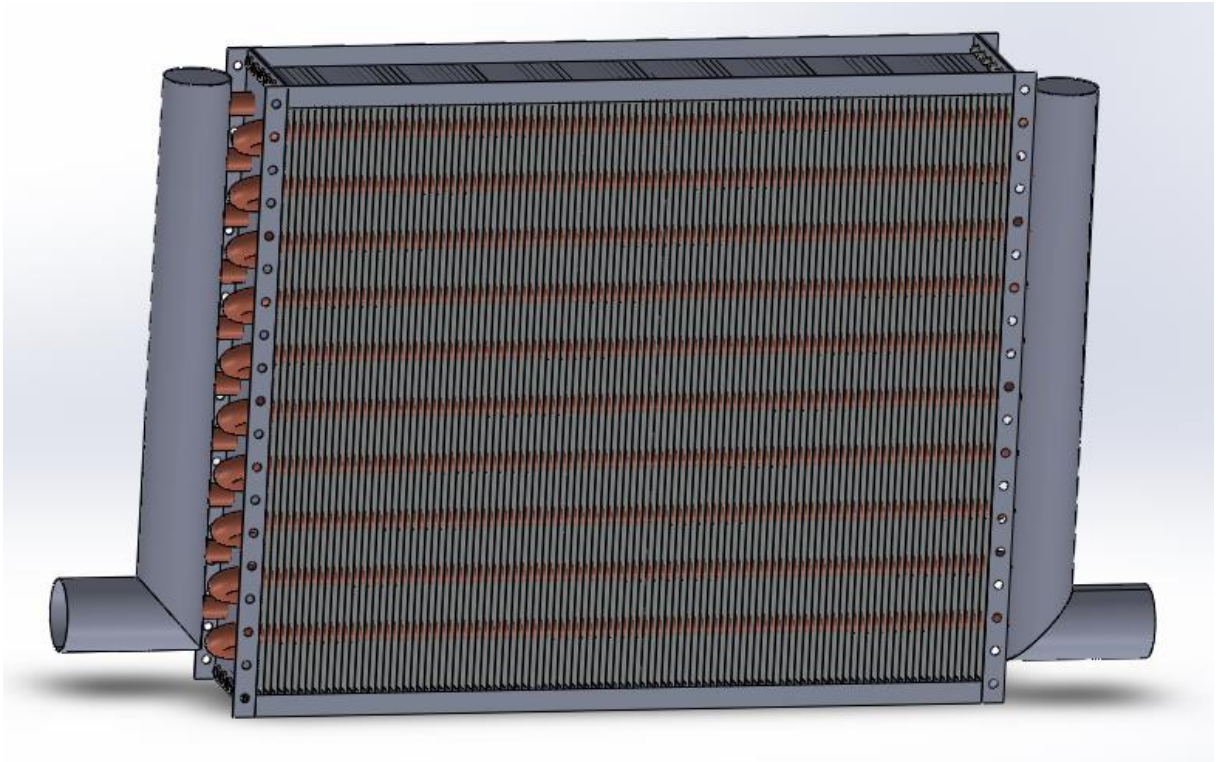


Figure III.10: vue en 3D de l'échangeur Assemblé.

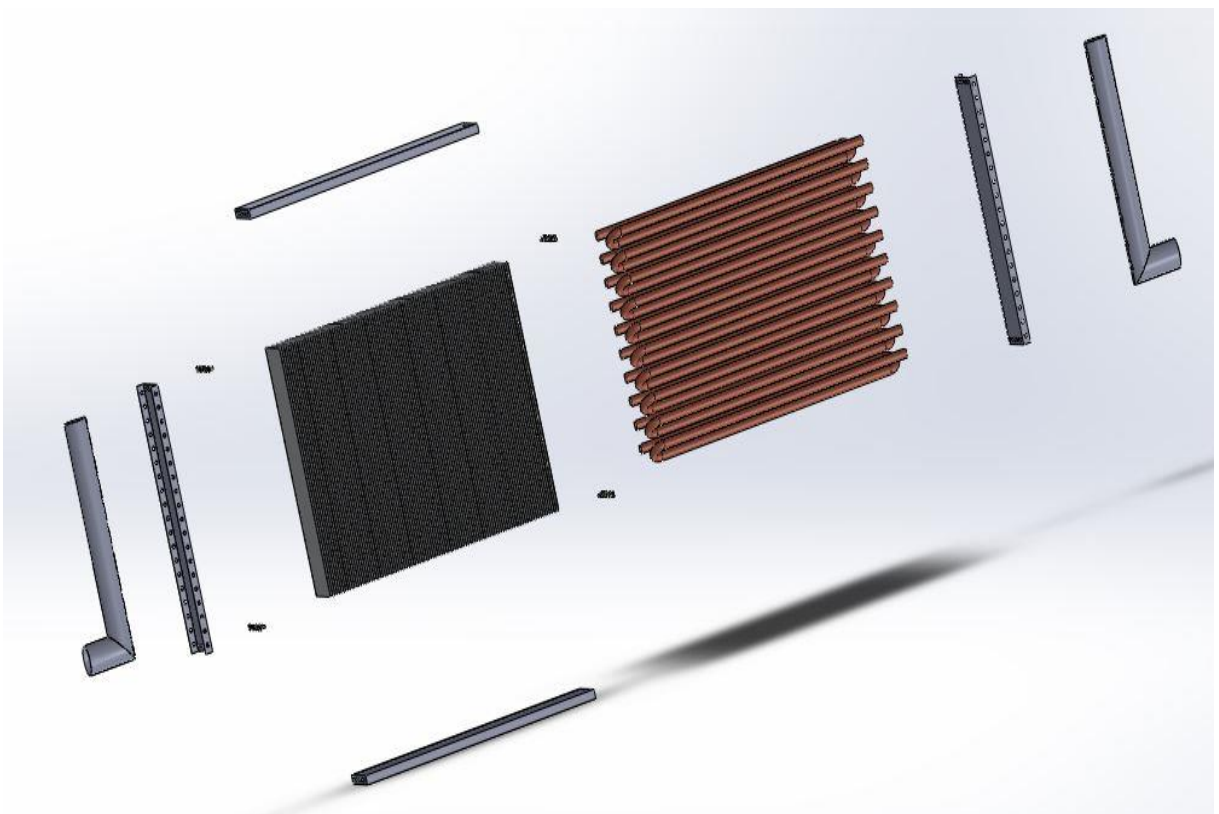


Figure III .11: vue éclaté de l'échangeur.

III.10.2 Système de fixation :

Un système de fixation est l'application d'une ou plusieurs techniques permettant de rendre solidaire deux ou plusieurs pièces d'un assemblage.

III.10.2.1 Boulon :

Un boulon est composé d'une vis et d'un écrou de même diamètre. L'écrou normalement utilisé est l'écrou hexagonal. Les pièces à réunir sont simplement percées de trous lisses. On obtient ainsi un assemblage économique de plusieurs pièces par pression des unes sur les autres. Dans notre cas on a utilisé une vis à tête cylindrique large à empreinte cruciforme, un écrou hexagonal à embase grade A ISO-4161, et une rondelle-ISO 10669 normale et large.[26]

III.10.2.2 Assemblages soudés :

Un assemblage soudé est constitué par la liaison permanente de plusieurs pièces maintenues entre elles par l'un des procédés suivants :

- Soudage autogène ou soudage : les pièces à souder perdent leurs contours primitifs par fusion, par écrasement ou par diffusion. Dans le cas du soudage par fusion, la liaison est généralement obtenue par l'intermédiaire d'un matériau d'apport.
- Brasage : Les pièces à assembler conservent leurs contours primitifs. La liaison est obtenue par l'intermédiaire d'un métal d'apport dont la température de fusion T est inférieure à celle des pièces à souder.

Le brasage ne donne pas en général, les mêmes qualités de résistance mécanique et de résistance à la corrosion que le soudage.

Dans notre cas on a utilisé le brasage pour soudés les tubes ou collecteurs et les ailettes au tubes, on a choisi le brasage parce que les pièces à assembler garde leurs contours primitifs.[26]

III 10.3 Simulation de l'écoulement dans les tubes :

La simulation est faite par SOLIDWORKS flow simulation pour un débit de 0,072 kg/s.

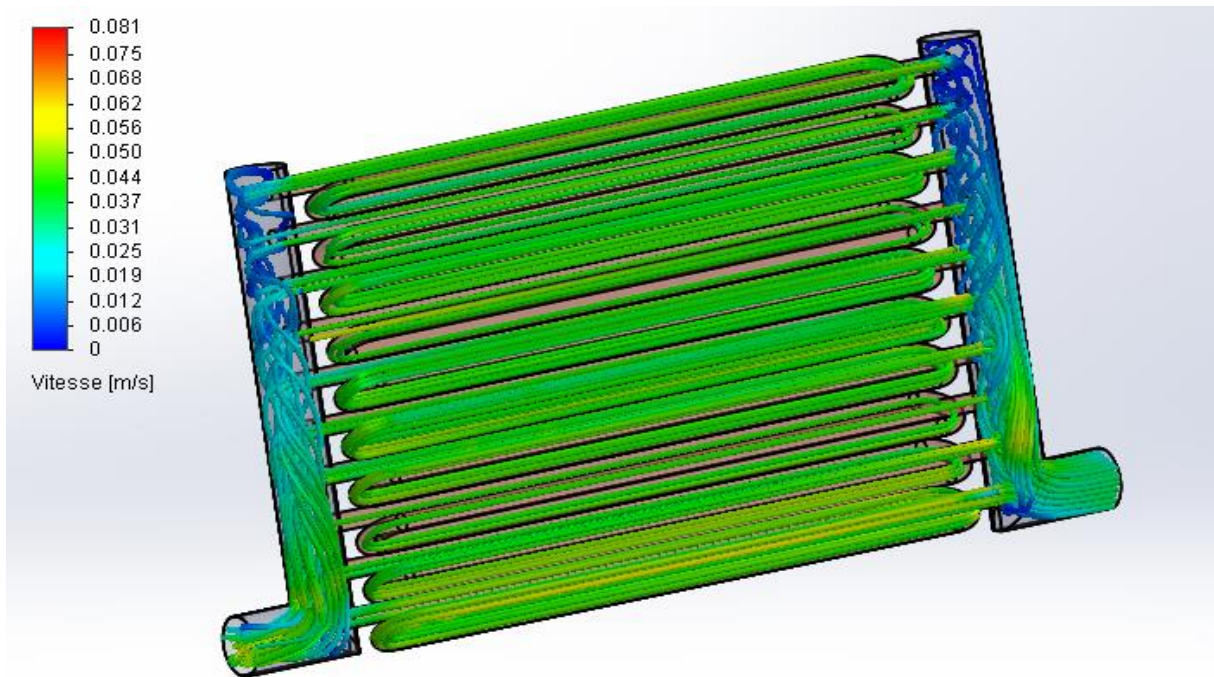


Figure III .16: Simulation de l'écoulement dans les tubes.

Chapitre IV :
Application de la
pompe à chaleur
magnétique pour le
refroidissement d'un
bureau

Notre pompe à chaleur magnétique est placée sur un mur d'une pièce de 30 m² (Figure IV.1), La puissance nécessaire pour une climatisation du local est déterminée à travers un bilan thermique, en fonction de la région où on se trouve, pour l'imposer au problème posé.

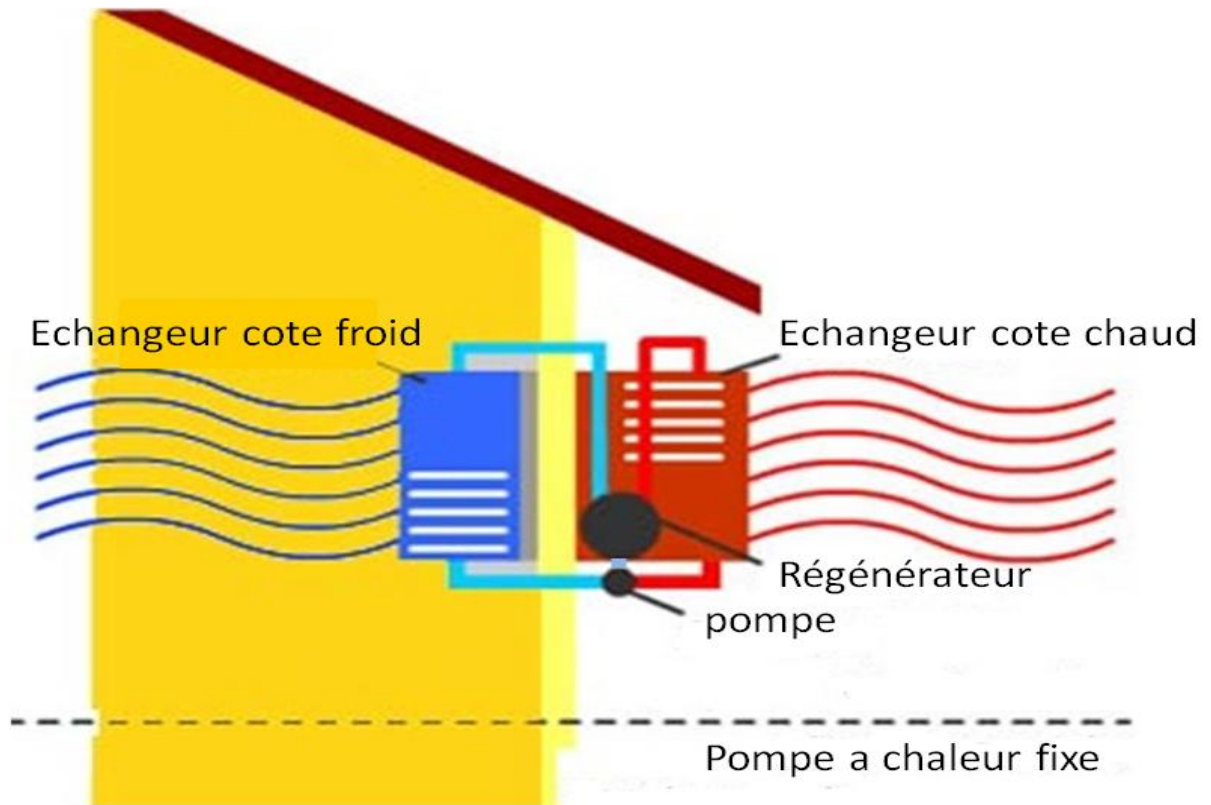
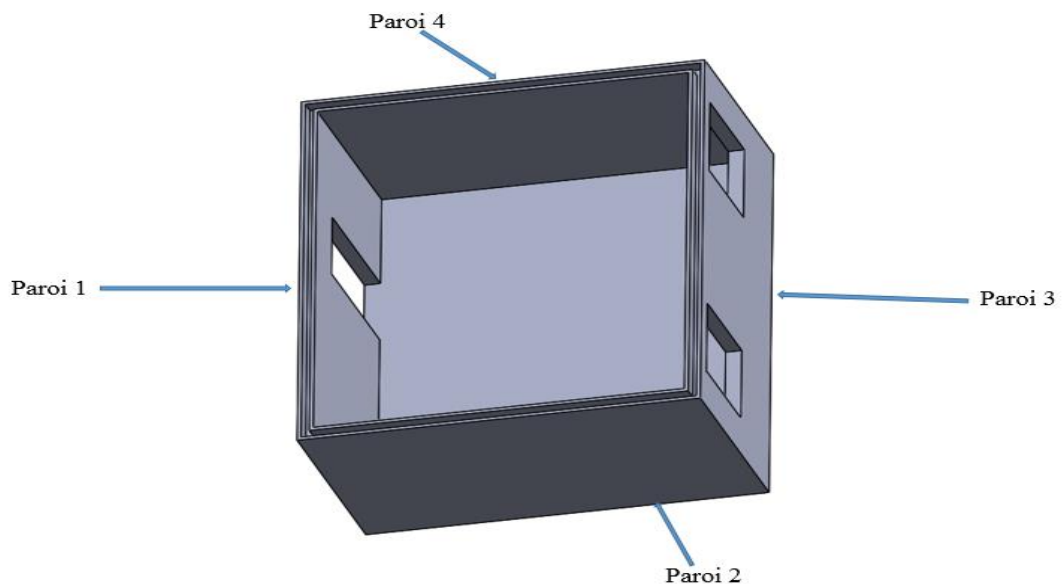


Figure (IV.1): Schéma d'une pompe à chaleur magnétique fixé sur un mur d'un bureau.

IV.1 Calcul des déperditions de chaleur du local:



IV.1.1 Paramètres thermiques : [26]

Constitution des parois extérieures :

Tableau(IV.1) : Constitution des parois extérieures.

parois	Constituant	R_i'' (m ² °C/W)
Mur	Plâtre courant d'enduit	0,028
	Mortier de ciment	0,007
	Brique creuse	0,5
	Lame d'air	0,625
	Brique creuse	0,5
	Mortier de ciment	0,007
	Plâtre courant d'enduit	0,028
$R_1'' = \sum R_i''$		1,695
Fenêtre	Bois léger	0.05
	Lame d'air	0.4375
	Vitre	0.0028
$R_2'' = \sum R_i''$		0,490
Porte	Bois lourd	0.15
Plafond	Pierre très tendres	0.058
	Béton plein	0.045
	Entrevous	1
	Mortier de ciment	0.007
	Plate d'enduit	0.028
$R_3'' = \sum R_i''$		1,138

IV.1.2 Résistance thermique des murs, fenêtres, et porte :

Tableau (IV.2) : Résistance thermique des murs, fenêtres, et portes.

Les murs	A (m ²)	R'' (m ² °C/W)	$R = R''/A$ (°C/W)
Mur 01	15,9	1,695	0,107
Mur 02	15	1,695	0,113
Mur 03	14,4	1,695	0,118
Mur 04	15	1,695	0,113
Fenêtre	1,8	0,490	0,272
Porte	2,1	0,150	0,071
Plafond	30	1,138	0,038

IV.1.3 Déperditions par transmission :

Les déperditions de chaleur se font à travers les murs, le plafond, les fenêtres, et les portes.

Les coefficients de convection intérieure et extérieure sont : [25]

hi =10,45 m/s. he = 28 m/s

On a:

$$R_{\text{paroi}} = 1 / \sum \left(\frac{1}{R_i} \right) \tag{III. 43}$$

$$R_e = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{\text{paroi}} + \frac{1}{h_e \cdot A_i} \tag{III. 44}$$

$$q_e = \frac{T_i - T_e}{R_e} \tag{III. 45}$$

Tableau(IV.3): Déperditions par transmission

Les parois	Rparoi i (°C/W)	Re(°C/W)	qe(W)
Paroi 01	0,04	0,05	100,04
Paroi 02	0,11	0,12	41,06
Paroi 03	0,06	0,07	170,26
Paroi 04	0,11	0,12	98,55
Plafond	0,04	0,05	283,15
La somme $q = \sum q_e$			693,06

Nous avons obtenus une puissance calorifique qui vaut : **693,06 W**

IV.1.4 Déperditions par infiltration :

La cause de ces déperditions est due à la différence entre la quantité de chaleur apportée par l'air froid qui s'infiltré dans le local et la quantité de chaleur emportée par l'air qui sort. Les déperditions par infiltration concernent les portes et les fenêtres, l'équation régissant celle-ci est donnée par l'équation : [25]

$$q = \sum (a \cdot L) \cdot C \cdot H \cdot (T_i - T_e) \cdot (1 + Z_E) \tag{III. 46}$$

Avec :

a : Perméabilité du joint (W/m °C) ;

L : Longueur du joint (m) ;

C : Constante du local (C=0,9);

H : Constante d'immeuble(H=0,58),

$Z_E = 0$ sauf lorsque la fenêtre est placée dans un angle on prend $Z_E = 0,2$.

Pour notre cas $Z_E = 0$.

Figure (III.4) : Déperdition par infiltration.

	Perméabilité α (W/m°C)	Longueur(m)	Hauteur (m)	q_i (W)
Fenêtre 1	2,02	1,1	1,3	56,55
Fenêtre 2	2,02	1,1	1,3	56,55
Porte	1,8	1	2,1	65.08
La somme : $q = \sum q_i$				178.17

$$q = q_e + q_i = 693,06 + 178.17 = 871,06 \text{ W}$$

$$q_{\text{tot}} = 1,2 \cdot q = 1045,50 \text{ W}$$

IV.2 Tableaux récapitulatifs des résultats :

Dimensions complètes pour l'échangeur de chaleur côté froid :

Tableau IV.5 : Dimensions complètes de l'échangeur de chaleur côté froid :

Echangeur côté froid	
Puissance thermique	$Q_c = 1100 \text{ W}$
Longueur de l'échangeur	$L = 0,22 \text{ m}$
Auteur de l'échangeur	$H = 0,17 \text{ m}$
Nombre de rangée	$N_r = 3$
Nombre de tubes par rang	$N_t = 7$
Disposition des tubes	Quinconces
Entre-axe des rangs	$l = 0,022 \text{ m}$
Entre-axe des tubes	$h = 0,0254 \text{ m}$
Diamètre des tubes	$d = 0,0102 \text{ m}$
Le pas entre les ailettes	$p = 0,00317 \text{ m}$

Dimensions complètes pour l'échangeur coté chaud :

Il y'a lieu de retenir, pour avoir une puissance de 1100W coté froid il nous faut deux

régénérateurs de 550W associés en parallèle (chapitre I). Pour le côté chaud on a pour un régénérateur ($Q = 640W$), donc pour deux régénérateur ($Q_h = 640 \times 2 = 1280W$).

Tableau IV.6 : Dimensions complètes pour l'échangeur côté chaud.

Echangeur côté chaud	
Puissance thermique	$Q_h = 1280W$
Longueur de l'échangeur	$L = 0,26m$
Auteur de l'échangeur	$H = 0,18m$
Nombre de rangée	$N_r = 3$
Nombre de tubes par rang	$N_t = 7$
Disposition des tubes	Quinconces
Entre-axe des rangs	$l = 0,022m$
Entre-axe des tubes	$h = 0,0254m$
Diamètre des tubes	$d = 0,0102m$
Le pas entre les ailettes	$p = 0,00317m$

Conclusion et perspectives

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Tout au long de cette étude, il a été question de dimensionner et de concevoir des échangeurs de chaleur convenable pour une pompe à chaleur magnétique, et ensuite d'en faire une application au refroidissement d'un bureau.

Cette étude se veut une modeste contribution au problème du dimensionnement des échangeurs de chaleur. Pour cela nous avons opté pour la méthode de la différence moyenne logarithmique de température « ΔTLM ».

Pour commencer nous avons optimisé le régénérateur qui consiste en un aimant permanent et un matériau magnétocalorique sous forme de plaque, l'optimisation consiste en une simulation sur les différents paramètres de l'AMRR à travers un code de calcul réalisé et validé par Mr CHIBA doctorant à l'école nationale polytechnique d'Alger. Les résultats de la simulation ont donné pour un régénérateur de hauteur de $H=0.04m$, de longueur de $L=0.08m$ et de largeur de $0.05m$, une puissance maximum froide de $Q_c=550W$, et une puissance chaude de $Q_h=640W$. Nous avons maximisé la puissance froide au détriment de la puissance chaude, car notre pompe est conçue pour un refroidissement.

A partir des équations tirées des bilans énergétiques et des corrélations issues de la littérature, on a pu établir des fonctions analytiques qui relient les paramètres d'entrée aux paramètres de sorties. Grâce à ses fonctions une modélisation de l'échangeur a été faite en utilisant un programme de calcul sous Matlab.

Après avoir estimé les déperditions thermiques dans notre bureau qui sont évalué à $1100W$, nous avons pu introduire cette dernière dans notre programme de calcul pour avoir les dimensions de notre échangeur de chaleur, les résultats ont donné une longueur de l'échangeur côté froid de $0.22m$, une hauteur de $0,17m$, et un nombre de rangée de 3, et côté chaud une longueur de $0.26m$, une hauteur de 0.18 , et un nombre de rang de 3.

Comme perspective de ce travail, une prochaine étape est la réalisation d'un banc d'essai d'un système de pompe à chaleur magnétique, ce qui nécessitera une autre étude de construction mécanique concernant la méthodologie de fabrication du produit, en tenant compte du critère de satisfaction des besoins du client et du fabricant, en termes de temps et de coût.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] : Y.Chiba, A.Smaili, C.Mahmed , M.Balli , O.Sari «Thermal investigations of an experimental active magnetic regenerative refrigerator operating near room temperature» ScienceDirect, Vol 7, 2013.
- [2] : Réfrigération magnétique « Techniques de l'ingénieur catégorie génie énergétique Base re 28 »10 janvier 2005.
- [3] : Farid ALLAB « Etude et conception d'un dispositif de réfrigération magnétique base sur l'effet magnétocalorique géant» Thèse doctorat de l'INPG, Mai 2008.
- [4] : Julien ROUDAUT « Modélisation et conception de systèmes de réfrigération magnétique autour de la température ambiante» 7 août 2006.
- [5] : Traitement d'air et climatisation « Techniques de l'ingénieur catégorie génie énergétique Base BE9271» 10 avril 2001.
- [6] : GUENDOUZ Azzeddine « Conception et dimensionnement d'un dispositif de réfrigération magnétique opérant près de la température ambiante. Application à un système de réfrigération résidentielle ». Projet de Fin d'Etudes en génie mécanique ENP 2009
- [7] :LATTAB Sofiane, LAGAB Kamal « Calcul thermique d'un échangeur de chaleur eau/air. comparaison entre les méthodes globales (NTU,DTLM) et l'approche CFD » Projet de Fin d'Etudes en génie mécanique, Mouloud MAMMERI, 2010 .
- [8] : Problèmes de fonctionnement « techniques de l'ingénieur catégorie génie énergétique Base B2344» 1995.
- [9] : GEORGES RIGOT «Transmission et Echangeurs de Chaleurs », les éditions parisienne 1991.
- [10]: TISHIN (A.M.). «Handbook of Magnetic Material.Vol. 12, Buschow K.H.J., Amsterdam» 1999.
- [11] : Martin Popiel et Richard Cadrin « combinaison gagnante entre l'échangeur et son application » 9 mai 2012.
- [12] : Samir AIT ALI « Simulation numérique du fonctionnement d'un réfrigérateur magnétique » Projet de Fin d'Etudes en génie mécanique ENP 2009.
- [13] : Nasma BOUCHELKIA, Dahbia TOUCHERIFT « Etude du fonctionnement des échangeurs de chaleur d'une unité agroalimentaire » Projet de Fin d'Etudes en génie chimique ENP 2012.
- [14] Kays W.M , London A.L , « Compact heat exchangers, 3rd Ed., Mc Graw-Hill, New York», 1984.

- [15] SADIK KAKAC, Hongtan LIU « Heat exchangers selection, rating and thermal design » 2012.
- [16] BOUGRIOU Cherif « Calcule et technologie des échangeurs de chaleur », 1997.
- [17] Incropera F.P., De Witt D. P. Fundamentals of Heat and mass transfer–John Wiley & Sons. Version 5 2002.
- [18] McQuiston, F.C., Parker, J.D., « Heating, Ventilating, and Air Conditioning, analysis and design, John Wiley& Sons»2000.
- [19] E. Rouland « Les Échangeurs Thermiques » 2012.
- [20] Échangeurs de chaleur -Dimensionnement thermique « Techniques de l'ingénieur catégorie génie énergétique Base b2342 » 1994.
- [21] F.KREITH « Transmission de la chaleur et thermodynamique » Edition Masson et scie, 1967.
- [22] W.H.MAC ADAMS « Transmission de la chaleur » Dunod 2éme édition 1964.
- [24] J.G CONAN « Réfrigération industrielle » Edition Eyrolles, 1988.
- [25] Yves JANNOT, « Transferts Thermiques », Ecole des Mines Nancy, 2011.
- [26] A.CHEVALIER. Guide du dessinateur industriel. HACHETTE Technique, 2004, France.

Annexes

Diamètre hydraulique d'un échangeur compact :

L'écoulement de l'air à l'intérieur d'un échangeur est parallèle aux ailettes et orthogonal aux tubés. La section de passage de l'air le long de l'écoulement est ainsi variable. Le diamètre hydraulique est défini par la relation suivante :

$$D_h = \frac{4 \cdot V_l}{S_f} \quad (\text{A-1})$$

Avec :

V_l : Volume libre laissé à l'écoulement du fluide secondaire (air).

S_f : Surface du frottement mouillée par le fluide, dans le volume libre V_l .

Dans le cas d'un échangeur compact, le volume interne à l'échangeur est :

$$V = L_{ai} \cdot H \cdot X \quad (\text{A-2})$$

Où :

L_{ai} : la longueur d'ailettes (Longueur du tube aileté).

H : La hauteur de l'échangeur (et de l'ailette continue.).

X : Longueur de l'échangeur dans le sens de l'écoulement.

Le volume libre à l'écoulement est :

$$V_l = V - (V_t + V_a) \quad (\text{A-3})$$

Où V_t représente le volume des tubes ailetés qui vaut :

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} \cdot L_{ai} \cdot N_T \quad (\text{A-4})$$

Et V_a le volume des ailettes :

$$V_a = n \cdot e_a \cdot H \cdot X \quad (\text{A-5})$$

N_T étant le nombre de tubes, n le nombre d'ailettes et e_a l'épaisseur des ailettes.

Ainsi :

$$V_l = V - (V_t + V_a) = L_{ai} \cdot H \cdot X - \left(\frac{\pi \cdot d_e^2}{4} \cdot L_{ai} \cdot N_T + n \cdot e_a \cdot H \cdot X \right) \quad (\text{A-6})$$

Le nombre de tubes :

$$N_T = \frac{H \cdot X}{h \cdot l} \quad (\text{A-7})$$

Le nombre d'ailettes :

$$n = \frac{L_{ai}}{p} \quad (\text{A-8})$$

Avec :

P : Pas des ailettes continues

Alors :

$$V_l = L_{ai} \cdot H \cdot X - \left[\frac{\pi \cdot d_e^2}{4 \cdot h \cdot l} \cdot L_{ai} \cdot H \cdot X - L_{ai} \cdot X \cdot H \cdot \frac{e_a}{P} \right] \quad (A-9)$$

Compte tenu de (A-2)

$$V_l = V \cdot \left[1 - \frac{\pi \cdot d_e^2}{4 \cdot h \cdot l} - \frac{e_a}{P} \right] \quad (A-10)$$

La surface frontale mouillée est égale à la surface d'échange totale extérieure des tubes augmentée de celle des ailettes :

$$S_e = S_p + S_s$$

Où :

$$S_p = \pi \cdot d_e \cdot L_{ai} \cdot N_T \quad (A-11)$$

$$S_p = \pi \cdot d_e \cdot L_{ai} \cdot \frac{H \cdot X}{h \cdot l} = \frac{\pi \cdot d_e^2 \cdot V}{h \cdot l} \quad (A-12)$$

Et :

$$S_s = 2 \cdot \left[H \cdot X - N_T \cdot \frac{\pi \cdot d_e^2}{2 \cdot h \cdot l} \right] \cdot n = \frac{V}{P} \cdot \left[2 - \frac{\pi \cdot d_e^2}{2 \cdot h \cdot l} \right] \quad (A-13)$$

Soit :

$$S_e = V \cdot \left[\frac{\pi \cdot d_e}{h \cdot l} + \frac{2}{P} - \frac{\pi \cdot d_e^2}{2 \cdot P \cdot h \cdot l} \right] \cdot n = S_f \quad (A-14)$$

D'où le diamètre hydraulique de l'échangeur :

$$D_h = \frac{4 \cdot V_l}{S_f} = \frac{4 \cdot \left[1 - \frac{\pi \cdot d_e^2}{4 \cdot h \cdot l} - \frac{e_a}{P} \right]}{\frac{\pi \cdot d_e}{h \cdot l} + \frac{2}{P} - \frac{\pi \cdot d_e^2}{2 \cdot P \cdot h \cdot l}} \quad (A-15)$$

Expression du coefficient d'échange global d'un échangeur compact :

L'expression du coefficient d'échange global U d'un échangeur compact à courants croisés se compose des coefficients d'échange convectif de chaque côté de la paroi (h_i, h_e), du coefficient de conduction et d'autres paramètres.

Analyse :

Les températures du fluide primaire (eau), de la surface des tubes, des ailettes, du fluide secondaire (air) varient en tout point de l'échangeur. Considérons un morceau d'échangeur suffisamment petit pour considérer que les températures des fluides y sont constantes.

Soit :

t : La température de l'air

T_p : la température de la surface du tube

T_s : la température moyenne de la surface de l'ailette entourant le tube.

La puissance thermique échangée par la surface externe du tube est :

$$d\Phi_t = h_e \cdot d_{Sp} \cdot (T_p - t) \quad (\text{B-1})$$

Celle échangée par les ailettes seules par

$$d\Phi_s = h_e \cdot d_{SS} \cdot (T_s - t) \quad (\text{B-2})$$

Et donc la puissance totale échangée est :

$$d\Phi = h_e \cdot d_{Sp} \cdot (T_p - t) + h_e \cdot d_{SS} \cdot (T_s - t) \quad (\text{B-3})$$

La définition de l'efficacité de l'ailette symbolisée par μ étant :

$$\mu = \frac{T_s - t}{T_p - t} \quad (\text{B-4})$$

Alors :

$$T_s - t = \mu \cdot (T_p - t) \quad (\text{B-5})$$

L'expression (B-3) devient :

$$d\Phi = h_e \cdot [d_{Sp} \cdot (T_p - t) + d_{SS} \cdot \mu \cdot (T_p - t)] \quad (\text{B-6})$$

Soit :

$$d\Phi = h_e \cdot (T_p - t) \cdot [ds_p + ds_s \cdot \mu] \quad (\text{B-7})$$

D'autre part :

$$ds_e = ds_p + ds_s \quad (\text{B-8})$$

Donc :

$$d\phi = h_e \cdot (T_p - t) \cdot [ds_e + ds_s \cdot (1 - \mu)] \quad (\text{B-9})$$

L'expression (B-9) représente la puissance thermique échangée entre la surface externe (tube + ailette) et le fluide secondaire.

La chaleur échangée entre la surface interne du tube ds_i et le fluide primaire est :

$$d\phi = h_i \cdot (T - T_p) \cdot ds_i \quad (\text{B-10})$$

Cette chaleur se transmet par conduction, à travers la paroi du tube pour être cédée ensuite au fluide secondaire :

$$d\phi = \frac{\lambda_t}{e_t} \cdot (T_p - T_p) \cdot ds_m \quad (\text{B-11})$$

Avec :

ds_m : La moyenne logarithmique entre ds_i et ds_p

λ_t : La conductivité thermique de tube

e_t : L'épaisseur de tube

La valeur de l'écart total des températures entre les deux fluides, relatif au coefficient global d'échange U est $(T - t)$ qui s'écrit :

$$(T - t) = (T - T_p) + (T_p - T_p) + (T_p - t) \quad (\text{B-12})$$

Les valeurs de ces écarts partiels des températures, tirée des relations (B-10), (B-11), (B-9), permettent d'écrire :

$$T - T_p = \frac{d\phi}{h_i \cdot ds_i} \quad (\text{B-13})$$

$$T_p - T_p = \frac{d\phi \cdot e_t}{ds_m \cdot \lambda_t} \quad (\text{B-14})$$

$$T_p - t = \frac{d\phi}{h_e \cdot [ds_e - ds_s \cdot (1 - \mu)]} \quad (\text{B-15})$$

D'où :

$$T - t = d\phi \cdot \left[\frac{1}{h_i \cdot ds_i} + \frac{e_t}{ds_m \cdot \lambda_t} + \frac{1}{h_e \cdot [ds_e - ds_s \cdot (1 - \mu)]} \right] \quad (\text{B-16})$$

Le flux de chaleur global $d\phi$, échangé dans le morceau d'échangeur compact s'écrit :

$$d\phi = U \cdot ds_e \cdot (T - t) \quad (B-17)$$

Cette expression compare à celle donnée ci-dessus (B-16) permet d'écrire :

$$d\phi = \frac{(T-t)}{\left[\frac{1}{h_i \cdot ds_i} + \frac{e_t}{ds_m \cdot \lambda_t} + \frac{1}{h_e \cdot [ds_e - ds_s \cdot (1-\mu)]} \right]} \quad (B-18)$$

D'où :

$$U = \frac{1}{ds_e \cdot \left[\frac{1}{h_i \cdot ds_i} + \frac{e_t}{ds_m \cdot \lambda_t} + \frac{1}{h_e \cdot [ds_e - ds_s \cdot (1-\mu)]} \right]} \quad (B-19)$$

Comme pratiquement $ds_e \approx ds_s$, alors :

$$U = \frac{1}{\frac{ds_e}{ds_i} \cdot \left(\frac{1}{h_i} + \frac{e_t}{\lambda_t} \right) + \frac{ds_e}{h_e \cdot \left[1 - \frac{ds_s}{ds_e} \cdot (1-\mu) \right]}} \quad (B-20)$$

Cette expression de U est établie pour la partie de l'échangeur considérée où les températures sont supposées constantes. Pour l'ensemble de l'échangeur, de surface totale externe S_e , le coefficient d'échange global U a ainsi pour expression :

$$U = \left[\frac{s_e}{s_i} \cdot \left(\frac{1}{h_i} + \frac{e_t}{\lambda_t} \right) + \frac{1}{h_e \cdot \left[1 - \frac{s_s}{s_e} \cdot (1-\mu) \right]} \right]^{-1} \quad (B-21)$$

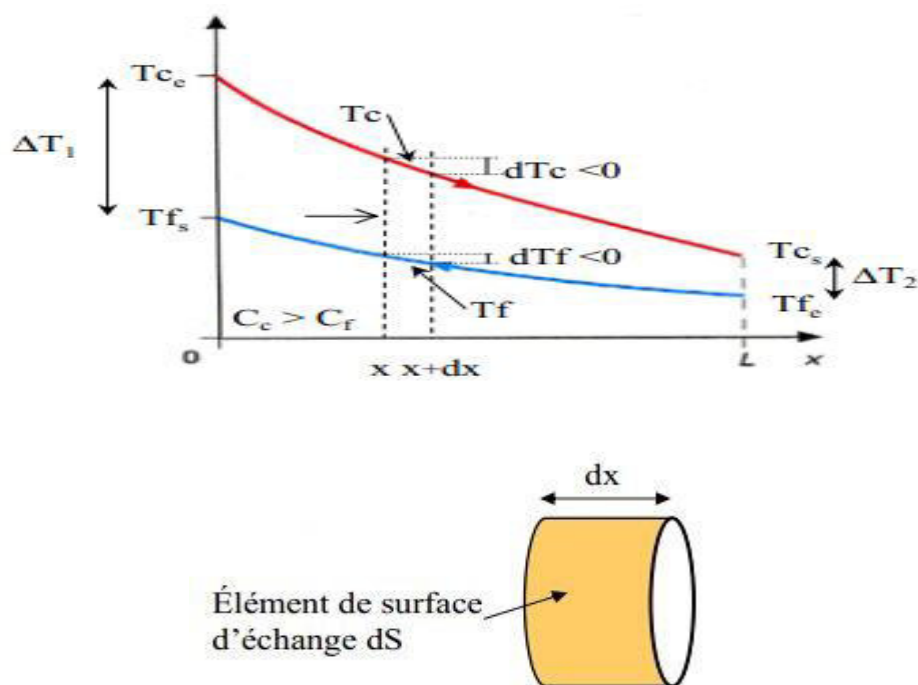
Si la résistance thermique de la paroi du tube est négligée devant les résistances thermiques convectives, l'expression de U devient :

$$U = \left[\frac{s_e}{s_i \cdot h_i} + \frac{1}{h_e \cdot \left[1 - \frac{s_s}{s_e} \cdot (1-\mu) \right]} \right]^{-1} \quad (B-22)$$

Méthode de la différence logarithmique des températures :

➤ Les échangeurs à contre-courant :

Si T_c et T_f sont les températures des deux fluides au droit de l'élément dS de la surface d'échange. Le flux thermique $d\Phi$ échangé entre les deux fluides à travers dS peut s'écrire :



$$d\Phi = U \cdot (T_c - T_f) dS \quad (C.1)$$

U : Coefficient d'échange global ($U = U(x)$) ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

Hypothèse : échangeur sans pertes, c'est-à-dire un échangeur dans lequel la chaleur cédée par le fluide chaud est intégralement transmise au fluide froid

Dans ces conditions, le flux de chaleur $d\Phi$ transmis du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément dS s'écrit, dans le cas de l'échangeur à courants parallèles :

$$d\Phi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c = \dot{m}_f C_{pf} dT_f \quad (C.2)$$

\dot{m}_c et \dot{m}_f sont les débits massiques respectifs des fluides chauds et froids, en kg/s.

C_{pc} et C_{pf} sont leurs chaleurs massiques à pression constante, en $J/(kg \cdot ^\circ C)$.

$$dT_c = -\frac{d\Phi}{\dot{m}_c C_{pc}} \text{ et } dT_f = \frac{d\Phi}{\dot{m}_f C_{pf}} \quad (C.3)$$

D'où :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) U dS \quad (C.4)$$

Hypothèse : $U = \text{constante}$ le long de l'échangeur \Rightarrow intégration de (II.7) de $S=0$ à S

$$[\log(T_c - T_f)]_{S=0}^S = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) kS \quad (C.5)$$

À l'entrée de l'échangeur (x=0) $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fs}$

À la sortie de l'échangeur (x=L) $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fe}$

$$\log \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) kdS \quad (C.6)$$

Mais on peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides, c'est faire le bilan enthalpique global de chaque fluide, ce qui s'écrit:

$$d\Phi = -\dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (C.7)$$

$$\log \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = -\left(\frac{(T_{ce} - T_{cs})}{\Phi} + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{\Phi}\right) k = [(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})] \frac{kS}{\Phi} \quad (C.8)$$

Expression d'où on tire finalement la puissance thermique totale échangée, dans l'hypothèse d'une circulation à contre-courant:

$$\Phi = k \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\log \frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}} S \quad (C.9)$$

➤ Généralisation

Si on introduit la grandeur :

La puissance thermique totale échangée :

$$\Delta T = T_c - T_f$$

ΔT désignant la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid, dans une section donnée de l'échangeur.

À l'entrée de l'échangeur (x=0) $\Delta T_1 = T_{c0} - T_{f0} = T_{ce} - T_{fs}$

À la sortie de l'échangeur (x=L) $\Delta T_2 = T_{cL} - T_{fL} = T_{cs} - T_{fe}$

$$\Phi = U \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\log \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} S = U \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} S \quad (C.10)$$

La formulation est la même, que l'échangeur soit à courants parallèles ou à contre-courants. La puissance thermique d'un échangeur tubulaire continu est donnée par la relation générale suivante:

$$\Phi = US \Delta T_{LM} \quad \text{Avec:} \quad \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\log \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (C.11)$$