République Algérienne démocratique et populaire

Ministère de l'enseignement supérieur
et de la recherche scientifique

Université "Yahia FARES" de Médéa.
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de génie de la matière
Filière génie climatique:

Projet de synthèse

En vue l'obtention d'un diplôme de master en génie climatique

Thème

Étude et dimensionnement des échangeurs de chaleur d'une machine frigorifique à adsorption

Réaliser par :

- *Ms. Badani Mohamed*
- *Ms. Nabi Sid Ali*

Dirigé par :

- *Ms. Azizou Mohammed*
- *dr. Triki Zakaria*

Promotion 2014/2015

Dédicaces

On dédie ce modeste travail
A nos très chers parents
A' nos frères et à nos sœurs et toute la famille.
A' nos amis et nos collègues qui cannaient
A' ceux qui ont fait de leur mieux pour notre
Soutenir Durent ce travail
A' nos amis de la section de
Génie climatique.

SID ALI
MOHAMED

Remerciements

*On tient tout d'abord à remercier « **Dieu, Allah** » le tout puissant.*
*Les plus sincères remerciements vont également à nos encadrant Monsieur **azizou Mohamed** et le co-encadrant le Dr **Triki Zakaria** pour la qualité de son encadrement et ses encouragements qui ont été indispensables pour garder le moral dans les moments les plus compliqués, pour ses brillantes intuitions et pour l'optimisme qu'il a su me transmettre.*
on souhaite également remercier les membres du jury qui ont bien voulu consacrer une partie de leur temps à notre mémoire.
Merci à nos collègues et amis avec lesquels on a beaucoup partagé, en particulier.
Un grand merci à toute la famille, et surtout à notre parents, notre frères et à notre sœurs, merci pour votre soutien inconditionnel.

ملخص

خلال هذا العمل قمنا بدراسة مبادل حراري مكثف و مبخر من نوع بطارية ذات زعانف لمبرد هوائي يعمل بالطاقة الشمسية يرتكز على عملية الإمتزاز في المبحث الأول تطرقنا إلى الجانب النظري لظاهرة الامتزاز أنواعها و خصائصها ، في المبحث الثاني تطرقنا إلى أنواع المبادلات وخصائصها و إلي الجانب الحسابي لهذا المبادل ، وفي المبحث الثالث والأخير تطرقنا إلى النتائج المتحصل عليها و البعد ألنضري لها.

ومن اجل تسهيل الحساب برمجنا المعادلات في برنامج مطلب المدعم بالحاسوب.

الكلمات المفتاحية

بطارية ذات زعانف, مبخر, مكثف, تحديد الإبعاد,مبادل حراري

Abstract

The objective of this work is the design of a heat exchanger (condenser, evaporator) of a solar adsorption refrigeration system, In the first part, we studied the theoretical side of the adsorption phenomena and their characteristics, in the second part, we studied the types of exchanger and the next to calculate, In the third and last part we processed the results and their perspective.

and to simplify the calculation equations in MATLAB has been programmed.

Keywords

Heat exchanger, condenser, evaporator, fining battery

Résumé

L’objectif de ce travail est de dimensionnement d’un échangeur de chaleur de type batterie à ailettes (condenseur-évaporateur) d’une installation frigorifique solaire à adsorption, dans la première partie, nous avons étudié le côté théorique du phénomène d’adsorption et leurs caractéristiques, dans la deuxième partie, nous avons étudié les types d’échangeur et le coté de calcule, dans la troisième et le dernière partie nous avons traité les résultats obtenus et leur perspective.

Et pour simplifier le calcul on a programmé les équations en programme MATLAB.

Les mots clés

Echangeur de chaleur, batterie à ailettes, dimensionnement, condenseur, évaporateur .

liste des figures

Figure I.1: Schéma des différents systèmes frigorifiques. **03**

Figure I.2: Installation frigorifique à compression mono-étagé. **04**

Figure. I.3: Schéma d'un éjecte-compresseur à fluide chlorofluorés. **05**

Figure. I.4 : Schéma d.une machine frigorifique à absorption couple (H2O-LiBr). **06**

Figure I.5 : Schéma d.une installation frigorifique à adsorption. **08**

Figure I .6: Schéma de fonctionnement d'une machine a adsorption. **16**

Figure I.7 : Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique théorique simple effet, dan s un diagramme de Clapeyron. **17**

Figure I.8 : Phase de chauffage. **18**

Figure I.9: Phase de refroidissement. **19**

Figure II.1 : Ailettes rectangulaire **20**

Figure II.2 : Ailettes circulaires indépendante **21**

Figure II.3 : Modèle de l'écoulement du fluide extérieur dans le faisceau de tubes **21**

Figure II.4: Arrangement des tubes **22**

Figure II.5 : Organisation de l'écoulement dans un échangeur de chaleur **22**

Figure II.6 : Types de connexions entre nappes **23**

Figure II.7 : Configuration de l'écoulement de l'eau **24**

Figure II.8 : Ailettes continues ou indépendantes pour tubes **25**

Figure II.9 : Détail d'une ailette persiennée **25**

Figure II.10 : Ailettes indépendantes **26**

Figure II.11 : Ailettes annulaires ou spiralées **27**

Figure II.12 : exemple d'une ailette longitudinale **28**

Figure II.13 : La conduction. **28**

Figure II.14 : La convection. **29**

Figurai.15 : Le rayonnement. **30**

Figure II.16 : Dimensions de l'échangeur **32**

Figure II.17 : organigramme de calcule **50**

Figure III .1 : Variation des coefficients d'échange de chaleur (k, he) en fonction du nombre de rangées **52**

Figure III.2 : Variation des pertes de charge coté air en fonction du nombre de rangées **53**

Figure III .3 : Variation des températures de sortie de l'air en fonction du débit d'air **54**

Figure III.4 : Variation de la surface d'échange en fonction du débit d'air **54**

Figure III.5: Variation des pertes de charge coté air en fonction du débit d'air **55**

Figure III.6: Variation des pertes de charge coté eau en fonction du débit d'eau **55**

Figure III .7: Variation de la vitesse de l'eau en fonction de Débit d'eau **56**

Figure III.8 : Variation des pertes de charge coté air en fonction de l'écartement des ailettes **57**

Figure III .9 : Variation du coefficient d'échange extérieur (he) en fonction de L'écartement des ailettes **57**

Figure III.10 : Variation du nombre des ailettes en fonction de l'écartement des ailettes **58**

Figure III.11 : Variation du Epaisseur des ailettes en fonction de pertes de charge Coté air **58**

Figure III.12 : Variation de l'épaisseur des ailettes en fonction de Volume des tubes **59**

liste des tableaux

CH I principaux couples binaires utilisés industriellement **7**

CH I Surface spécifique de différents adsorbants **11**

CH II Les différentes étapes de la méthode ΔTML **31**

CH II Dimensions géométriques d'un échangeur à tubes et ailettes **33**

Nomenclateur

Symbole	Désignation	Unité
C_p	Chaleur massique	(J/Kg K)
D	Diamètre	[m]
d_i	Diamètre interne du tube	[m]
d_e	Diamètre externe du tube	[m]
D_h	Diamètre hydraulique	[m]
F	Facteur de correction	[-]
f	Coefficient de frottement	[-]
j	Coefficient de Colburn	[-]
H	Longueur d'un passage d'un tube	[J/kg]
h	Coefficient d'échange de chaleur par convection	[W/m² K]
K	Coefficient d'échange de chaleur global	[W/m² K]
L	Profondeur de la batterie ailettes	[m]
l	Hauteur de la batterie à ailettes	[m]
L_t	Longueur du tube	[m]
L_{carac}	Longueur caractéristique de l'ailette	[m]
M	Coefficient	[-]
$\dot{m}$	Débit massique	[Kg/s]
$\dot{m}_{eau}$	Débit massique de l'eau	[Kg/s]
$\dot{m}_{air}$	débit massique de l'air	[Kg/s]
N	Nombre des rangées	[-]
N_u	Nombre de Nusselt	[W]
N_{ail-m}	Nombre d'ailettes par mètre de longueur	[-]
N_{ai}	Nombre total d'ailettes	[-]
N_{t-r}	Nombre des tubes par rangée	[-]
N_{tt}	Nombre total des tubes	[-]
P	Périmètre de contact fluide/paroi	[m]
P_r	Nombre de Prandtl	[-]
P_t	Pas transversal des tubes	[m]
P_l	Pas longitudinal des tubes	[m]
ΔP_i	Pertes de charge à l'intérieur du tube	[Pa]
ΔP_e	Pertes de charge à l'extérieur du tube	[Pa]

Nomenclateur

Symbole	Désignation	Unité
Q	Energie thermique	[kWh]
R_e	Nombre de Reynolds	[-]
R	Résistance thermique	[W / K]
R_{ext}	Rayon extérieur du tube	[m]
R_{eq}	Rayon caractéristique d'ailette circulaire	[m]
S_{ech}	Surface d'échange	[m^2]
S_p	Section de passage du fluide	[m²]
S_a	Ecartement entre les ailettes	[m]
S_i	Surface intérieure des tubes par mètre de longueur	[m²/m]
S_e	Surface extérieure des tubes par mètre de longueur	[m²/m]
S_{net-m}	Surface nette des tubes par mètre de longueur	[m²/m]
S_{ail-m}	Surface d'ailettes par mètre de longueur	[m²/m]
S_{tot-m}	Surface d'échange total des tubes à ailettes par mètre de longueur	[m²/m]
$S_{étr}$	Surface étroite entre les tubes et les ailettes	[m²/m]
T	Température	[°C]
V_{air}	Vitesse étroite de l'air	[m/s]
V_{eau}	Vitesse de l'eau dans un tube	[m/s]
V_{tube}	Volume des tubes	[m^3]

Symbole grecques

Symbole	Désignation	Unité
N	Viscosité cinématique	[m²/s]
ϕ	Flux de chaleur	[W]
λ	Conductivité thermique	[k s]
M	Viscosité dynamique	[Pa s]
H_{ail}	Efficacité de l'ailette	[-]
H_g	Efficacité globale de la surface ailette	[-]
ρ	Masse volumique	[kg/m3]
Ω	Coefficient de Darcy	[-]
Ω	Coefficient correctif de viscosité dynamique	[-]
ε_{ζ}	coefficient de perte de charge singulière	[m^{-1}]
ɖ	Ecart	[-]

Nomenclateur

Indices-Abréviations :

Symbole	**Désignation**
ail	ailette
A_e	entrée de l'aire
A_s	sortie de l'air
E_e	entrée de l'eau
E_s	sortie de l'eau
E	extérieur
h	hydraulique
I	intérieur
M	moyenne
P	paroi
T	tube
Tot	total

Sommaire

Introduction générale 1

Chapitre : I : Théories du phénomène d'adsorption

I.1	généralité su le froid	2
I.2	les différents types des systèmes frigorifiques	3
I.2.1	Les systèmes à compression mécanique	3
I.2.1.1	. Système frigorifique mono étagé	3
I.2.1.2	Système à compression bi-étagé	4
I.2.2	Système à compression thermique	5
I.2.2.1	Système à éjection	5
I.2.2.2	Système à absorption	6
I.2.2.3	Système à adsorption	7
I.3	Description du phénomène d'adsorption	9
I.4	Le couple adsorbant-adsorbat	9
I.4.1	Couple charbon actif-méthanol	9
I.4.2	Couple zéolithe-eau	10
I.4.3	Couple charbon actif-NH3 et zéolithe NH3	10
I. 5	Les Choix de l'adsorbant adsorbat	11
I. 5. 1	Choix de l'adsorbant	11
I.5. 2	Choix de l'adsorbat	12
I.5. 2. 1	Critère technique	12
I. 5. 2. 2	Critère écologique	13
I.5. 2. 3	Critère économique	13
I.6	différents systèmes d'adsorption	15
I.6.1	Adsorption physique (physi-sorption)	15
I.6.2	Adsorption chimique (chimi-sorption)	15
I.7	Principe de fonctionnement	16
I.7.1	L'installation d'une machine à adsorption	16
I.7.2	Cycles de la machine frigorifique à adsorption	17
I.7.2.1	Phase de chauffage	17
I.7.2.2	Phase de refroidissement	18

Chapitre : II Dimensionnement de l'échangeur

II.1	Généralités sur les batteries à ailettes	20
II.1.1	Description et utilisation des batteries à ailettes	21
II.1.2	Disposition des tubes	22
II .1 .3	Organisation de l'écoulement	22
II .1 .4	Les différentes configurations d'écoulements	23
II.2	Généralités sur les ailettes	24
II.2.1	Différents types d'ailettes	24
II.2.1.1	Ailettes continues	25
II.2.1.2	Ailettes indépendantes	26
II.3	Modes de transfert thermique	28
II.3.1	Conduction	28
II.3.2	Convection	29
II.3.3	Rayonnement	29
II.4	Description de méthode de dimensionnement	30
II.4.1	Choix de la méthode de dimensionnement	31
II.4.2	Caractéristiques géométriques de l'échangeur	32
II.4.3	Configuration d'écoulement étudiée	33
II.4.4	Hypothèses de calcul	33
II.4.5	Calcul de batterie à ailettes	36

Chapitre : III : Résultats et discussion

III.1	Résultats, analyses et commentaires	51
III.2	Données de l'échangeur	51
III.3	Influence du nombre de rangées	52
III.4	Influence du débit d'air	53
III.5	Influence du débit d'eau	55
III.6	Influence de l'écartement des ailettes	56
III.7	Influence de l'épaisseur de l'ailette	58
Conclusion générale		60
Annexe		61
Bibliographie		63

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

A la suite du choc pétrolier 1973, le monde a brusquement pris conscience de sa dépendance vis-à-vis du pétrole et des ressources non renouvelables , il en est résulté de nouvelles politiques énergétiques, résolument orientées vers le développement de différentes sources d'énergies renouvelables et le domaine de production de froid est effectué a ces changement donc apparaitre une nouvelle machine frigorifique qui travaille par l'énergie solière dente ces machines on a la machine frigorifique à adsorption ce dernier est compose d'élément principales suivant (absorbeur, désorbeur , détendeur et les échangeur (condenseur, évaporateur) et certains dispositifs de régulations……etc.)

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermiques et énergétique, l'échangeur consiste essentiellement à transmettre la chaleur d'une source chaude à une autre source de plus faible température et Vice versa Il est caractérisé par une grande diversité géométrique.

La transmission de chaleur dans ses appareils est réalisée par l'échange de chaleur entre le fluide primaire et la paroi séparatrice par convection de chaleur, l'échange de chaleur par conduction thermique dans la paroi et l'échange de chaleur entre la paroi séparatrice et le fluide secondaire par convection de chaleur à la différence des autres appareils thermiques, l'échangeur de chaleur ne contient aucune pièce mécanique mobile.

L'étude de ce dispositif est complexe, on doit connaitre exactement, sa géométrie (surface d'échange et section de passage des fluides).Ses caractéristiques thermo physiques, les vitesses d'écoulement des fluides, les températures d'entrées des fluides, …etc.

L'objectif de ce travail est le dimensionnement d'un échangeur de chaleur à ailettes air-eau d'un aéroréfrégirant, qui sert à refroidir l'installation frigorifique sans changement de phase.

Notre travail est reparti en trois chapitres, dont le premier est une description du phénomène d'adsorption dans le second chapitre une généralité sur les échangeurs de chaleur et en présente la méthode de dimensionnement d'un échangeur tube à ailettes et dans dernier chapitre traitant les résultats numériques et leur validation.

Enfin une conclusion générale sur le problème étudié et sur les perspectives de cette étude.

CHAPITRE I :

Théories du phénomène d’adsorption

I.1. généralité sur le froid :

En réalité, la dénomination « machine frigorifique » est inexacte puisque aucune machine n'est capable de produire du froid sachant que d'un point de vue physique, le froid n'existe pas.

La physique définit la chaleur comme un état de mouvement des molécules composant la matière, qui cesse seulement au zéro absolu (T=0 K ou t= -273,15°C). Au zéro absolu, toute matière devient solide et au-delà de cette température, il y a de la chaleur, pour refroidir, il faut donc transporter l'énergie thermique disponible hors de l'endroit que l'on souhaite précisément rafraichir. Cependant l'énergie ne pouvant disparaître, la quantité de chaleur prélevée doit être restituée à un vecteur de refroidissement existant et ce en conséquence à une température et évacuée à une température supérieur.

D'après le deuxième principe de la thermodynamique, cela n'est possible qu'avec dépensée pour actionner la « pompe» Une installation effectuant un tel cycle thermodynamique répond aux désignations suivantes selon le rendement voulu :

- Groupe de froid (installation frigorifique), lorsque la quantité de chaleur puisée à basse température, la capacité frigorifique Q_0, correspond à la puissance utile souhaitée.
- Pompe à chaleur, lorsque la quantité de chaleur restituée à température plus élevée, la dissipation de chaleur Q_c, correspondant à la puissance utile souhaitée, ou encore Lorsque les deux quantités de chaleur représentent la puissance utile en tout ou partie.

Un cycle thermodynamique peut se faire selon plusieurs procédés, les quels reposent sur divers phénomènes physiques. Les méthodes les plus courantes sont les suivantes :

- Procédé de production du froid par compression (utilisation d'énergie mécanique) :
- Système frigorifique à compression de vapeur avec fluide frigorigène, entrainant le passage de l'état vapeur à l'état liquide.
- Système frigorifique à compression d'air avec l'air comme fluide frigorigène, sans Changement d'état.

- Procédé de production du froid par sorption (utilisation d'énergie thermique) :

Système frigorifique à absorption, utilisant la forte élévation de la température du fluide frigorigène absorbé dans un circuit de solvant ; un apport de chaleur permet de nouveau la séparation du réfrigérant pour le cycle de refroidissement.

Système frigorifique à absorption, dans lequel le fluide frigorigène est concentré à la surface d'un solide et régulièrement libéré par apport de chaleur ; une production de froid quasi-permanents est obtenue en utilisant alternativement deux installation en

Parallèle.

I.2. les différents types des systèmes frigorifiques:

- On distingue deux types de système frigorifique comme représente dans le schéma suivant :

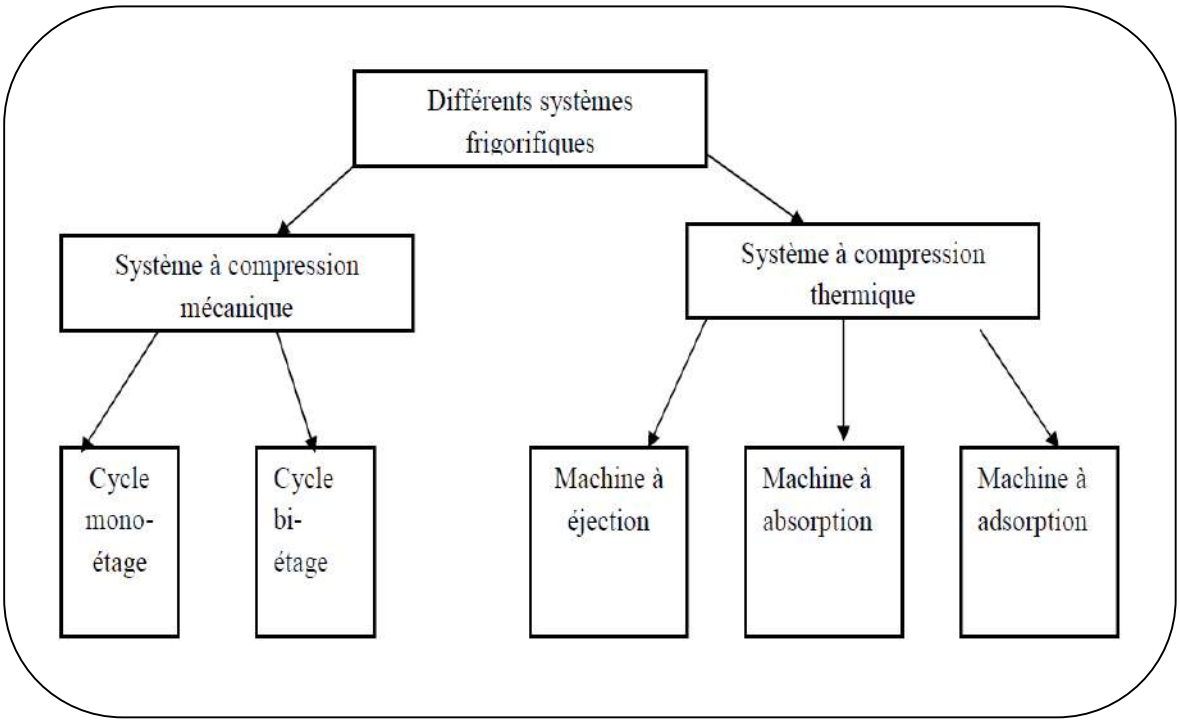


Figure I.1: Schéma des différents systèmes frigorifiques.

I.2.1. Les systèmes à compression mécanique :

C'est un système de réfrigération à compression mécanique constitué par l'évaporateur, le détendeur, le compresseur, le condenseur, est une unité mécanique dont le rôle est de faciliter le changement d'état du fluide frigorigène, ce qui a pour effet d'absorber de la chaleur à l'évaporateur et d'en rejeter au condenseur **[1].**

I.2.1.1. Système frigorifique mono étagé :

à l'évaporateur, le fluide frigorigène s'évapore en absorbant la chaleur fournit par les denrées à refroidir.

Les vapeurs formées durant l'évaporation sont aspirées par le compresseur à basse température et basse pression, subirent une compression adiabatique et refoulent à haute pression et haute température.

a l'intérieur du compresseur, la vapeur comprimée par le compresseur abandonne sa chaleur, et se condense à une température supérieure à celle du médium de refroidissement tel que l'air est à pression (la chaleur passe toujours du corps le plus chaud au corps le plus froid).

Le fluide frigorigène subie une détente adiabatique qui varie son volume, sa pression passe d'une haute pression à une basse pression et du même pour la température, ceci permet au fluide de se rendre à sa valeur initiale.

Le cycle est fermé, le fluide frigorigène évolue sous l'action du compresseur dans les quatre éléments constituant la machine frigorifique.

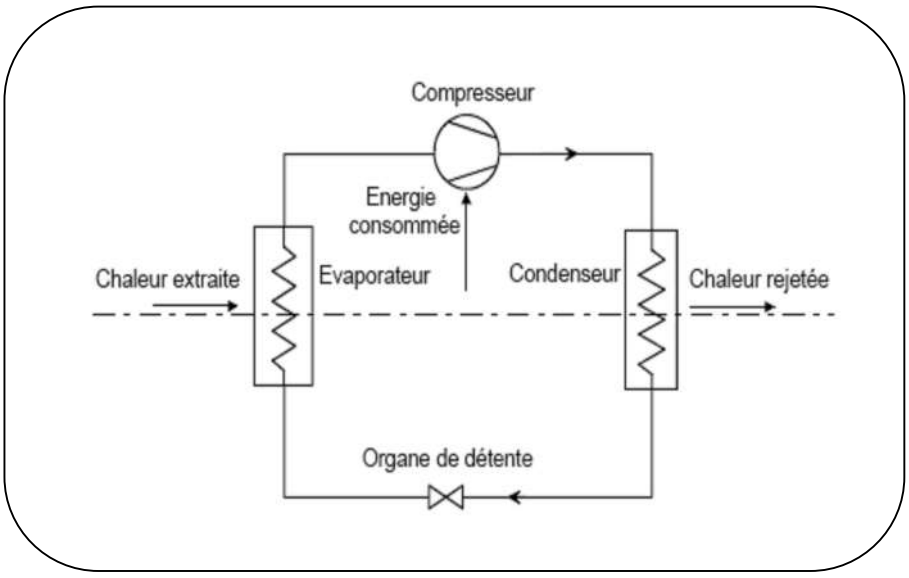


Figure I.2 : Installation frigorifique à compression mono-étagé.

I.2.1.2. Système à compression bi-étagé :

Pour certaines utilisations telles que la production du froid à basse température on peut être amené à adopter des températures d'évaporation et de condensation très éloignées, Le taux de compression de la machine frigorifique est alors très élevé, avec les conséquences suivantes:

-Augmentation du titre en vapeur donc diminution de la production frigorifique massique, pour une puissance frigorifique donnée, le débit massique de vapeurs à l'aspiration du compresseur augmente.

- Forte augmentation du volume massique des vapeurs aspirées (si l'on travaille à basse température d'évaporation), le débit volumique de vapeurs aspirées par le compresseur augmente.
- Diminution du rendement volumétrique du compresseur: la cylindrée à installer est plus importante.
- Diminution du rendement effectif de compression: le rendement thermodynamique de l'installation est notablement dégrader.

I.2.2. Système à compression thermique :

I.2.2.1. Système à éjection :

Dans ce type de machines frigorifiques, le compresseur mécanique est remplacé par un éjecteur. Il est composé d'une chambre de mélange où arrive la vapeur motrice à travers une tuyère et la vapeur aspirée mais aussi d'un diffuseur où le mélange se comprime et est éjecté vers le condenseur. Les installations diffèrent selon qu'on emploie des fluides chlorofluorés (les plus utilisées) ou de la vapeur d'eau.

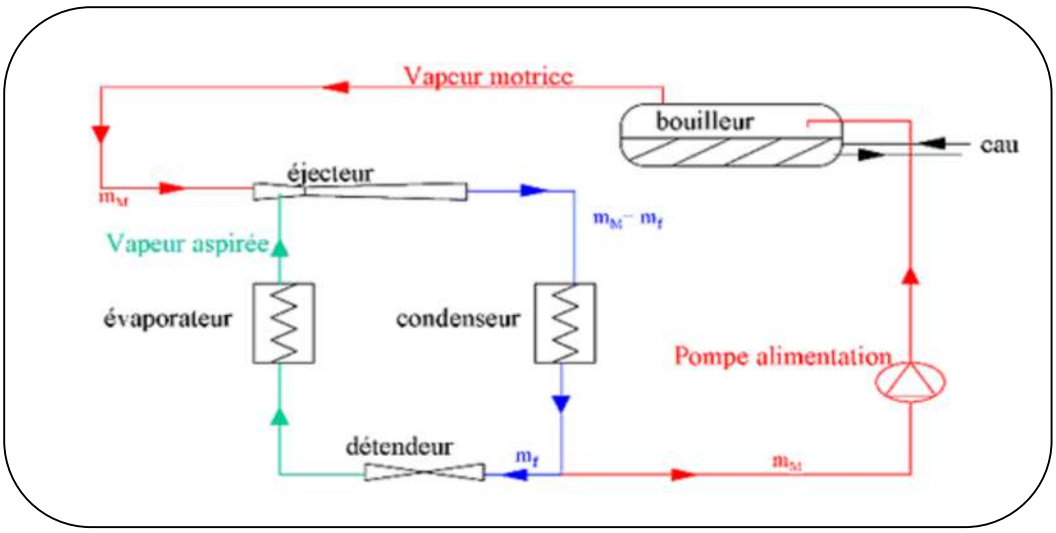


Figure. I.3 : Schéma d'un éjecte-compresseur à fluide chlorofluorés **[1]**.

Détente isonthalpique du liquide de débit m_f dans le détendeur et surchauffe du fluide frigorigènes dans l'évaporateur

Condensation du mélange vapeur motrice-vapeur aspirée formé dans l'éjecteur

Transfert du liquide moteur du condenseur au bouilleur où il sera chauffé jusqu'à ébullition

- Le circuit comporte deux boucles :

• La boucle frigorifique réunissant l'évaporateur, l'éjecteur, le condenseur la bouteille de liquide et le détendeur.

• La boucle motrice réunissant d'alimentation qui réalise le transfert du liquide frigorigène vers la bouteille pu se fait sa vaporisation par chauffage avant de l'envoyer dans l'éjecteur.

I.2.2.2. Système à absorption :

Machine avec le couple (H2O-LiBr) :

Le système à absorption liquide est basée sur l'évaporation du réfrigérant (l'eau) dans l'évaporateur à très basse pression .La vapeur d'eau est alors « aspirée » dans l'absorbeur, contribuant à la dilution de la solution (H2O-LiBr).

L'efficacité du processus d'absorption nécessite un refroidissement de la solution.

Cette dernière est pompée en continu dans le générateur ou elle est chauffée (chaleur Motrice). L'eau liquide, après passage dans une vanne de détente, retourne ensuite à L'évaporateur.

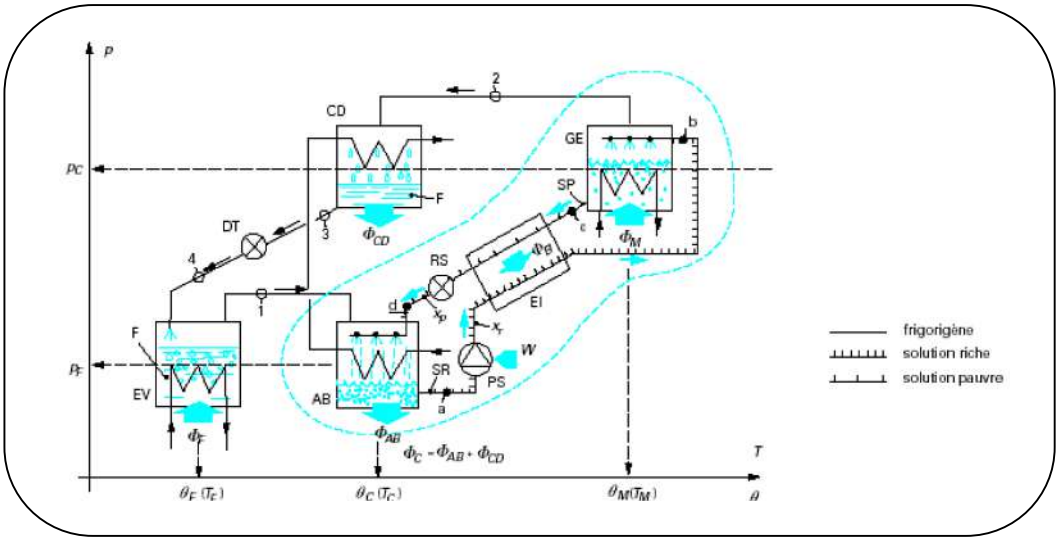


Figure. I.4 : Schéma d'une machine frigorifique à absorption couple (H2O-LiBr) **[1]**.

H2O/LiBr :

1) La vapeur issue du désorbeur est une vapeur pur (100% eau).

2) Le point triple de Léau étant à 0°C, les machines H2O/LiBr ne permettent pas d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement dans la climatisation.

3) L'eau constituant ici le fluide frigorigène, on notera les faibles niveaux de pression atteints, niveaux aux quels le frigoriste est malgré tout peu habitué. Lorsque la température augment, la solubilité du sel (LiBr) dans l'eau diminue, ce qui peut provoquer sa cristallisation .De telles conditions sont à éviter afin de ne pas obstruer les tuyauteries de l'installation ni d'endommager la ou les pompes de circulation.

Les installations actuelles comportent généralement une ligne liquide supplémentaire (soit condenseur /absorbeur, soit évaporateur /absorbeur) qui permet d'alimenter l'absorbeur en eau pure et servir de dispositif de dilution d'urgence [2].

• Machine avec le couple eau-ammoniac (H2O-NH3) :

Cette machine utilise la propriété que présente l'eau à basse température d'absorber L'ammoniac et de libérer par chauffage l'ammoniac absorbé (à 100°C la presque totalité du gaz a été libérée).

Ces vapeurs d'ammoniac une fois condensées dans un condenseur pourront assurer la production du froid désiré dans un évaporateur [1].

NH3/H2O :

1) Les concentrations sont généralement exprimées par rapport au frigorigène (NH3)

2) La vapeur issue du désorbeur contient un reliquat d'eau (quelques %) et nécessite donc la présence d'un orange supplémentaire appelé rectifieur, chargé d'éliminer l'eau de cette vapeur avant son introduction dans le condenseur.

3) L'ammoniac constituant le fluide frigorigène, les niveaux de pression restent analogues à ceux rencontrés dans les machines à compression (jusqu'à, à40°C environ). Actuellement, plusieurs installations fonctionnent à – 20°C.

Tableau I -1 : principaux couples binaires utilisés industriellement

Couples	Solvant	Fluide frigorigène
Eau-ammoniac	Eau	Ammoniac
Eau-bromure de lithium	Bromure de lithium	Eau

I.2.2.3 : Système à adsorption :

Dans le cas des installations de froid par adsorption, le fluide frigorigène évaporé n'est pas absorbé par un solvant mais concentré (adsorbé) à la surface d'un solide (adsorbant) par application dune force physique (physisorption) ou la création d'une liaison chimique (chimisorption).

Contrairement au système de production du froid par absorption, ce n'est pas un mélange de substances actives qui circule mais le réfrigérant seul (par exemple de l'eau) Pour les machines frigorifiques à adsorption, l'adsorbant fixe est incorporé dans L'échangeur de chaleur (par exemple silicagel) [3].

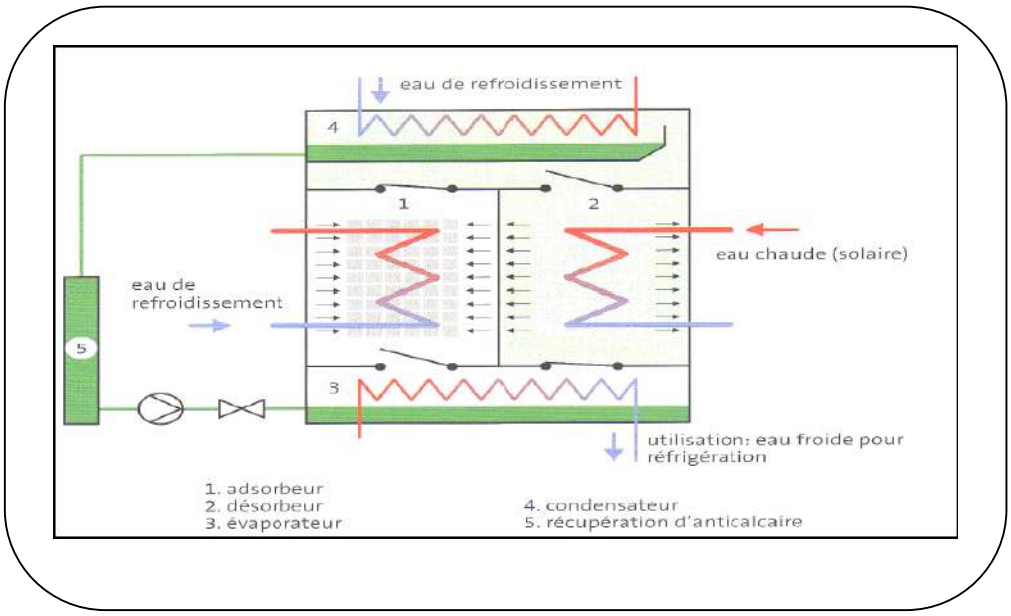


Figure I.5 : Schéma d.une installation frigorifique à adsorption.

Les réfrigérateurs à adsorption se composent d'un récipient sous vide, subdivisé en quatre chambres.

Dans l'évaporateur (1), le réfrigérant s'évapore sous basse pression et à basse température. La chaleur d'évaporation nécessaire est extraite de l'eau à refroidir (refroidissement de 14°C à 9°C par exemple). Les deux chambres moyennes (2 et 3) dont les échangeurs de chaleur à tuyauterie de cuivre sont enrobés de silicagel, sont: le désorbeur (2) et l'accumulateur (absorbant) (3).Ils échangent leurs fonctions après chaque cycle de réfrigération/chauffage. Dans l'adsorbant (3), la vapeur d'eau est adsorbée par le silicagel. La chaleur d'adsorption qui en résulte est évacuée vers une tour de réfrigération. Dans le désorbeur (2), par contre, le processus va en sens inverse, alimenté par de la chaleur solaire 80°C, qui chasse le réfrigérant adsorbé par le silicagel. La chambre supérieure est condenseur(4). Le réfrigérant est y condensé, puis est conduit (5) dans l'évaporateur.

Tous les composants sont reliés par des vannes à clapet actionnées automatiquement par les écarts de pression dominants, de sorte qu'un processus circulaire périodique fermés établit. La chaleur perdue peut éventuellement être récupérée [4].

I.3. Description du phénomène d'adsorption :

L'adsorption est un phénomène qui apparaît lors d'un équilibre entre un gaz et un solide. Les molécules d'un fluide (gaz ou liquide) appelé adsorbat ou fluide frigorigène, se fixent sur la surface d'un solide appelé un adsorbant. Le terme surface du solide correspond à la totalité des surfaces externes engendrées par le réseau de pores et cavités à l'intérieur de l'absorbant. On distingue deux types d'adsorption, chimique ou physique selon la nature de la fixation des molécules de gaz et leurs énergies mises en jeu. Dans le cas de l'adsorption chimique, la fixation des molécules d'adsorbat sur la surface d'adsorbant se fait par des liaisons chimiques fortes dont l'énergie de liaison est assez grande de l'ordre de 50 à 400 kJ/mole. Alors que pour l'adsorption physique est un processus qui résulte de liaisons physiques plus faibles, avec des énergies d'interaction de l'ordre 20 KJ/mole. Cette fixation des molécules du fluide sur la surface du solide se fait essentiellement à l'aide de forces de Van der Waals. Ainsi, l'adsorption physique est parfaitement réversible c'est-à-dire que les molécules adsorbées peuvent être facilement désorbées en augmentant la température.

Du point de vue thermodynamique, l'adsorption physique est considérée comme une transformation d'état du fluide d'une phase gazeuse à une phase adsorbée. Cette transformation s'effectue à pression et température constante. [5]

I.4. Le couple adsorbant-adsorbat : [6]

I.4.1.Couple charbon actif-méthanol (ou éthanol) :

Les couples charbons-actifs et méthanol ou éthanol sont les couples préférés dans les recherches récentes. Avec le méthanol, en effet, il est tout à fait possible de produire du froid à des températures inférieures à 0°C. Les études de MEUNIER montrent que la principale limite provient de la décomposition du méthanol à haute température (vers 150°C), ce qui impose de travailler à des températures de régénération inférieures à 120°C afin d'éviter tout problème.

Une seconde limite provient du fait que, pour des raisons thermodynamiques, les possibilités de revalorisation en température de ce couple sont faibles (environ 40°C, ce qui est très nettement inférieur aux 70°C de la zéolithe). Pour l'instant, cette limite est très contraignante, en effet, la raison pour laquelle on ne peut pas produire du froid

à très basse température avec ce couple ne provient pas du fluide (comme c'était le cas avec le couple zéolithe-eau), mais provient du fait que la différence entre la température d'adsorption et la température d'évaporation doit être inférieure ou égale à 40°C. n'est vraisemblable que, dans l'avenir si des charbons actifs plus microporeux étaient produits, il serait possible de surmonter ce dernier inconvénient et de pouvoir fonctionner à des revalorisations supérieures à 50°C, ce qui serait très important pour les applications.

Le méthanol étant un bon fluide, il est tentant d'essayer le couple zéolithe-méthanol mais rappelons que la zéolithe est un catalyseur pour la décomposition du méthanol vers 100°C, ce qui élimine les systèmes zéolithe-méthanol.

I.4.2. Couple zéolithe-eau :

La température d'évaporation est la limite vers les basses températures. Si ce couple est très bien adapté pour la climatisation, il ne convient pas du tout pour les températures Inférieures à 0 °C. En effet, chacun sait qu'il est possible de produire du froid à partir de la sublimation de la glace, mais avec des puissances faibles.

Outre la climatisation, l'intérêt de ce couple est son utilisation possible en pompe à Chaleur, en effet, la zéolithe peut être régénérée à haute température ce qui ouvre de belles perspectives thermodynamiques pour les applications en pompe à chaleur si l'on ajoute que ce couple est capable de procurer des revalorisations en température au moins égales à 70°C.

Potentiellement, il est donc possible, par exemple, de revaloriser de la chaleur de 80°C à 150°C.

I.4.3. Couple charbon actif-NH3 et zéolithe NH3 :

Ils pourraient présenter de nombreux avantages, puisque apparemment l'ammoniac supporte les hautes températures de régénération et que d'autre part, l'ammoniac peut sans encombre produire du froid à très basse température

Néanmoins, nous savons que le développement des systèmes à ammoniac (que ce soit dans la compression ou dans l'adsorption) se heurte à de gros problèmes d'une part de refus de l'utilisateur et d'autre part de la réglementation. Si l'on prend de telles considérations en compte, il est incontestable que le couple zéolithe-eau présente d'énormes avantages par rapport à ses concurrents. Malheureusement, comme nous l'avons indiqué plus haut, ce couple ne peut pas couvrir toutes les gammes.

I. 5. Les Choix de l'adsorbant adsorbat :

I. 5. 1. Choix de l'adsorbant :

Le choix de l'adsorbant dans l'étude du phénomène d'adsorption est vaste, mais peut être limité dans le domaine de la réfrigération solaire à adsorption par certains critères, citons :

• Les corps utilisés en tant qu'adsorbants sont des matériaux poreux ou microporeux qui présentent une très grande surface spécifique. A titre d'exemple, les charbons actifs présentent une surface spécifique de l'ordre de 400 à 2000 m^2 / g [7].

Le tableau I-1 donne la surface spécifique de différents adsorbants utilisés dans l'adsorption selon la classification de L. M. Sun et F. Meunier [7].

Tableau 1-2: Surface spécifique de différents adsorbants

Adsorbant	Surface spécifique (m^2 / g)
Charbons actifs	400 à 2000
Tamis moléculaires carbonés	300 à 600
Zéolites	500 à 800
Gels de silice	600 à 800
Alumines activées	200 à 400
Adsorbants à base de polymère	100 à 700

• L'adsorbant doit avoir une grande capacité d'adsorption à la température ambiante et basse pression, mais une faible capacité d'adsorption à la température maximum du système et haute pression pour obtenir une grande quantité de production du froid.

• Il doit posséder une bonne conductivité thermique.

• Il doit avoir une faible chaleur spécifique.

• Il faut que l'adsorbant soit chimiquement compatible avec l'adsorbat choisi et aille des pores de dimensions proches à celle des molécules de l'adsorbat.

• Il doit être non toxique et non corrosif.

• Ne présentant aucune détérioration avec le temps et l'usage.

• Et présentant un coût abordable en étant largement disponible.

Les considérations précédentes justifient donc le choix porté dans la majorité des travaux effectués jusqu'à maintenant, sur les adsorbants suivants: les zéolites, les

charbons actifs, les gels de silice et les alumines activées, ...etc. Ces adsorbants sont soit des corps naturels, soit améliorés par un traitement qui a pour effet d'augmenter leur surface spécifique, ou bien des corps artificiels dont certains ont une composition et une structure voisines de celles des corps naturels.

I.5. 2. Choix de l'adsorbat :

L'autre partie du couple est l'adsorbat (ou le réfrigérant). L'identification et le choix de ce dernier sont basés sur trois critères (technique, écologique et économique):

I.52. 1.Critère technique :

Le choix de l'adsorbat est dicté par un ensemble des contraintes techniques (pression, propriétés thermodynamiques et sécurité) suivantes:

- Posséder une grande chaleur latente d'évaporation.
- Avoir une faible viscosité.
- Avoir une grande conductivité thermique.
- être constitué de petites molécules facilement adsorbables.
- Avoir une chaleur spécifique la moins élevée possible.
- Avoir la composition chimique stable dans les conditions de fonctionnement de la machine.
- être compatible avec le matériau de construction de la machine.
- N'ayant pas d'effet sur les denrées à conserver dans le cas de la congélation et la réfrigération.
- être sans toxicité.
- être ininflammable et non explosif en mélange avec l'air
- Et sa pression doit être supérieure à la pression atmosphérique pour éviter des problèmes techniques tels que les fuites.

I. 5. 2. 2. Critère écologique :

L'utilisation et la fabrication des adsorbats doivent être réalisées sans aucun effet négatif sur l'environnement, À titre d'exemple, l'utilisation des CFC est interdite. Des HCFC et des HFC sont soumis à une réglementation de plus en plus sévère du fait de leur contribution à l'effet de serre. D'autres recherches s'orientent vers le développement de nouveaux fluides frigorigènes possédant une efficacité énergétique intéressante tout en restant neutres vis-à-vis de l'environnement.

I.5. 2. 3. Critère économique (coût d'investissement et d'exploitation) :

Selon l'offre et la demande, il convient de dire que l'adsorbat a un coût raisonnable du fait de sa disponibilité à l'échelle industrielle.

Les différents critères et propriétés cités ci-dessus sont techniquement contradictoires car l'amélioration d'une caractéristique entraîne souvent la détérioration d'une autre. Jusqu'à maintenant, l'adsorbat qui réunit toutes ces conditions n'existe pas pratiquement. Néanmoins, il y a des adsorbats qui satisfont à un nombre élevé de ces conditions et ce en fonction des besoins spécifiques en froid. Parmi eux nous citons : l'eau, l'ammoniac et le méthanol. On présente ci dessous quelques caractéristiques de ces adsorbats:

L'eau : (H2O) est un frigorigène parfaitement sûr pour l'homme, disponible, a des bonnes propriétés thermiques et sa pression de fonctionnement est faible (20 mbar-80 mbar). [8] Sa gamme de température de production de froid est réduite (0 °C, 10 °C), qui ne peut être utilisée dans des applications de congélation. Mais elle est bien adaptée pour la climatisation. Toutefois, l'eau reste un fluide « idéal » d'un point de vue toxicité et environnement.

L'ammoniac : (NH3) ce fluide frigorigène présente une chaleur latente d'évaporation et une conductivité thermique élevées, sa pression de fonctionnement est élevée (0.5 bar - 5 bar) [8] supérieure à la pression atmosphérique, ce qui peut être retenu comme avantage. La gamme de température de production de froid est importante (-50°C, 10°C). Cependant, il est très dangereux, formant avec l'air un mélange explosif et peut former une certaine réaction chimique avec les matériaux de construction de la

machine tel que le cuivre. Donc, il nécessite pour son emploi l'utilisation des matériaux résistants comme l'acier inoxydable.

Le méthanol : (CH3OH) est un frigorigène agréable, il possède les propriétés suivantes :

• La gamme de température de production de froid est (-15 °C, 10 °C).

• Sa chaleur latente d'évaporation est haute et égale presque à la moitie de celle de l'eau.

• Ses molécules sont petites (4 A°) pouvant être facilement adsorbées dans les micropores de diamètre plus petit que 20 A° [9].

• Son point d'ébullition (~ 65 °C à pression 1 atm) est beaucoup plus haut que la Température ambiante Cependant, il a quelques inconvénients tels que :

• Sa décomposition à des températures supérieures à 150°C ce qui impose une Prise de précautions pour son utilisation dans des applications solaires.

• Sa pression de son fonctionnement est faible (5 mbar -100 mbar) [8] est inférieure à La pression atmosphérique, ce qui nécessite des équipements spéciaux pour éviter les Fuites.

• Son niveau de toxicité est élevé et sa forte odeur.

• Son inflammabilité. Il brûle dans l'air en formant du dioxyde de carbone et de l'eau.

Le choix d'un bon couple dépend aussi de l'application. Par exemple, le zéolithe/eau et le silicagel /eau sont préférables pour la réfrigération, le conditionnement de l'air et la conservation des produits pharmaceutiques. La température de régénération avec ces deux couples est un peu élevée.

Dans le cas où l'on veut obtenir des températures inférieures à 0 °C, il n'est plus possible d'utiliser l'eau comme adsorbat. L'utilisation de la zéolithe comme adsorbant avec le méthanol comme adsorbat n'est pas possible aussi, car une dissociation chimique du méthanol commence à se produire à des températures inférieures à 100 °C [10], ce qui bloque le processus d'adsorption.

avec le charbon actif, cette dissociation est négligeable à des températures inférieures à 150 °C, ce qui est parfaitement approprié aux applications solaires de réfrigération.

De plus, le charbon actif permet de cycler une masse de méthanol plus grande que la zéolithe et conduit à un coefficient de performance thermique plus élevé [10].

Pour les applications de congélation, plusieurs études ont montré que les performances du couple charbon actif/méthanol sont supérieures à celles du couple charbon actif/ammoniac [11].

Néanmoins, la pression de travail dans le cas du méthanol est loin d'être idéale, ce qui nécessite des mises en œuvre en dépression difficiles à réaliser. Par ailleurs, le couple charbon actif/ammoniac nécessite des températures de régénération supérieures à 100 °C, Donc, il est difficile d'atteindre ces températures avec un capteur solaire plan simple.

F. Meunier [11] a étudié la performance des couples charbon actif/méthanol, zéolithe/eau et autres couples. Les résultats trouvés ont montré que le charbon actif/méthanol est le meilleur couple pour les applications solaires en raison de son haut coefficient de performance thermique et sa basse température de régénération par rapport aux autres couples.

I.6. les différents systèmes d'adsorption : [12]

L'étude du phénomène d'adsorption montre que la nature de celle-ci varie selon les situations étudiées. Généralement, on distingue deux types d'adsorption qui différent par leur nature de fixation et par les énergies mises en jeu.

I.6.1. Adsorption physique (physi-sorption) :

Dans le cas de l'adsorption physique, la fixation des molécules d'adsorbat sur la surface d'adsorbant se fait essentiellement par les forces de liaisons faibles du type Van Der Walls.

Elle se produit sans modification de structure moléculaire, mettant en jeu une chaleur d'adsorption assez faible (de l'ordre de 5 à 25 KJ/mole), parfaitement réversible et qui est en outre favorisée par une basse température.

I.6.2. Adsorption chimique (chimi-sorption) :

Dans le cas de l'adsorption chimique, le processus résulte d'une réaction chimique Avec formation des liens chimiques entre les molécules d'adsorbat et la surface de L'adsorbant, donnant naissance à des forces de liaisons très importantes (c'est pourquoi le phénomène est appelé (chimisorption). La chaleur d'adsorption mise en jeu est en général assez grande, dépassant les 80 KJ/mole. L'adsorption chimique est souvent irréversible (ou difficilement réversible) et favorisée par une haute température.

I.7. Principe de fonctionnement :

I.7.1. L'installation d'une machine à adsorption :

Les machines à adsorption apparurent plus tardivement, essentiellement dans la première moitie du 20éme siècle. Leur fonctionnement, base sur les effets thermiques qui accompagnent la sorption ou la désorption physique d'un gaz sur un solide (systèmes à adsorption) ou bien la formation (ou la décomposition) de composes chimiques avec un gaz frigorigène (systèmes thermochimiques) est naturellement discontinu. Encore peu utilises, ils font l'objet, actuellement, de nombreuses recherches.

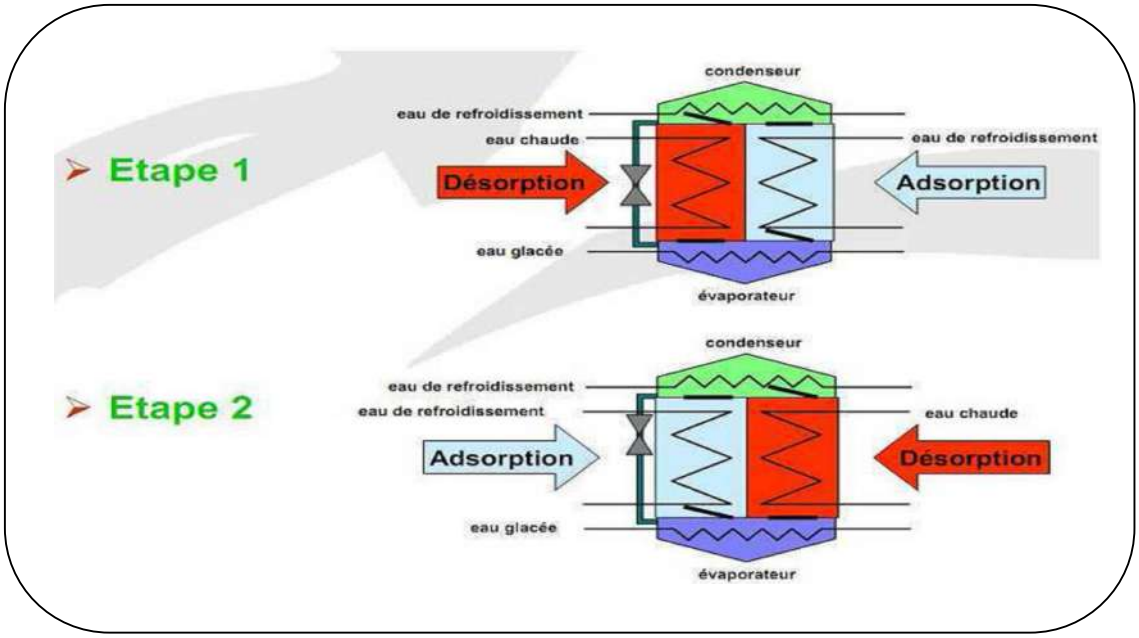


Figure I .6: Schéma de fonctionnement d'une machine a adsorption [13]

Une machine frigorifique à adsorption comporte quatre chambres sous vide, à savoir l'évaporateur, le condenseur, l'adsorbeur (capteur) et le désorbeur (bouilleur). Le bouilleur et le capteur comprennent également une fine couche d'adsorbant (10 mm) appliquée sur des rondelles d'aluminium, les quelles sont assemblées concentriquement et brasées sur des tubes en cuivre. Un circuit de retour amène le fluide frigorigène collecte du condenseur à l'évaporateur par phénomène hydrostatique. a l'exception des soupapes, la machine frigorifique à adsorption est dépourvue d'éléments mobiles. Chacune des quatre chambres est parcourue par un échangeur thermique en cuivre dont le rôle est d'apporter et d'évacuer la chaleur.

I.7.2.Cycles de la machine frigorifique à adsorption : [14]

La machine frigorifique à adsorption fonctionne par cycle. La figure (I.7) représente le trajet Thermodynamique de base d'une telle machine dans le diagramme de Clapeyron (Ln P, -1/T).

Ce cycle dit idéal, représente l'évolution de l'état de mélange adsorbant/adsorbat contenu dans l'adsorbeur. Chaque cycle comprend deux phases principales régissant le Fonctionnement : une phase de chauffage du mélange adsorbant/adsorbat et une autre de refroidissement du même mélange.

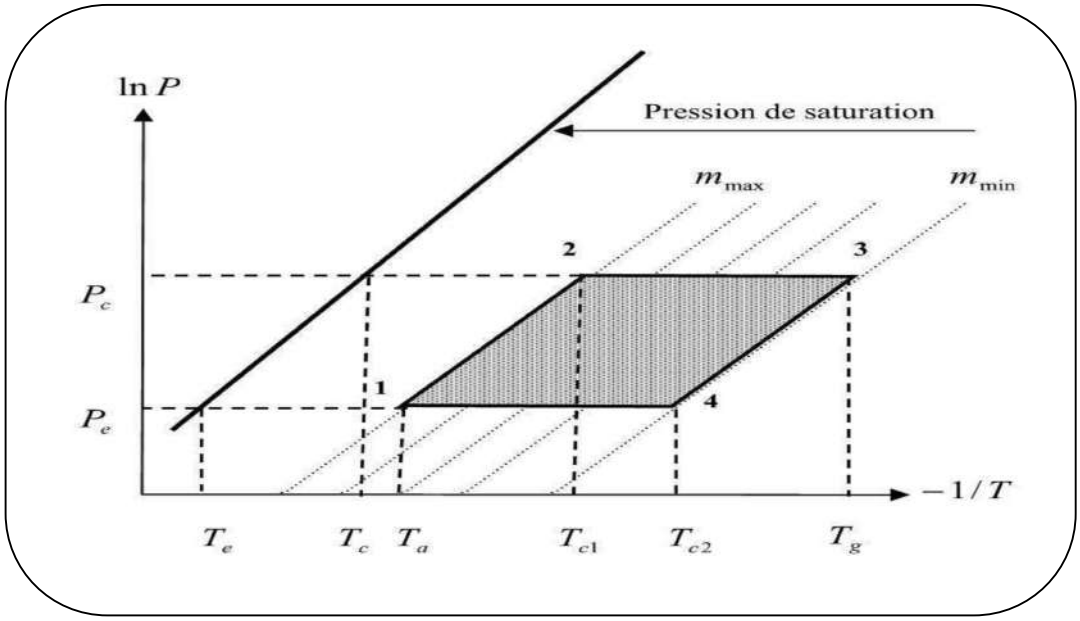


Figure I.7 : Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique théorique simple effet, dans un diagramme de Clapeyron

I.7.2.1. Phase de chauffage :

Phase de chauffage iso stérique (1→2) :

Au début du cycle (point 1), le mélange adsorbant/adsorbat est à sa température minimale Ta (température d'adsorption) et à la pression P e (pression d'évaporation) , à ce moment, l'adsorbeur est isolé. Sous l'effet de chauffage, la pression et la température du mélange augmentent, tandis que la masse totale du réfrigérant adsorbée reste constante le long de la transformation (1→2) et égale à m max. Cette phase de pressurisation s'achève dès que la pression devient égale à celle qui règne dans le condenseur P_c (point 2). La température atteinte est dite température seuil de désorption T_{c1}.

Phase de désorption - condensation (2 →3) :

Cette phase commence lorsque la pression du mélange dans l'adsorbeur atteint la pression de condensation Pc (pression de saturation correspondante à la température de condensation), l'adsorbeur est mis en communication avec le condenseur et la désorption du frigorigène commence, qui se condense dans le condenseur par la suite. L'adsorbeur est alors en haute pression et suit l'isobare imposée par le condenseur. Tout en continuant le chauffage, la température du mélange dans l'adsorbeur augmente jusqu'à la température maximale, Tg (température de régénération) au point 3, fixée pour le cycle correspondant. Cette phase est généralement appelée génération car c'est celle qui rend l'adsorbeur propice à une nouvelle phase de production frigorifique.

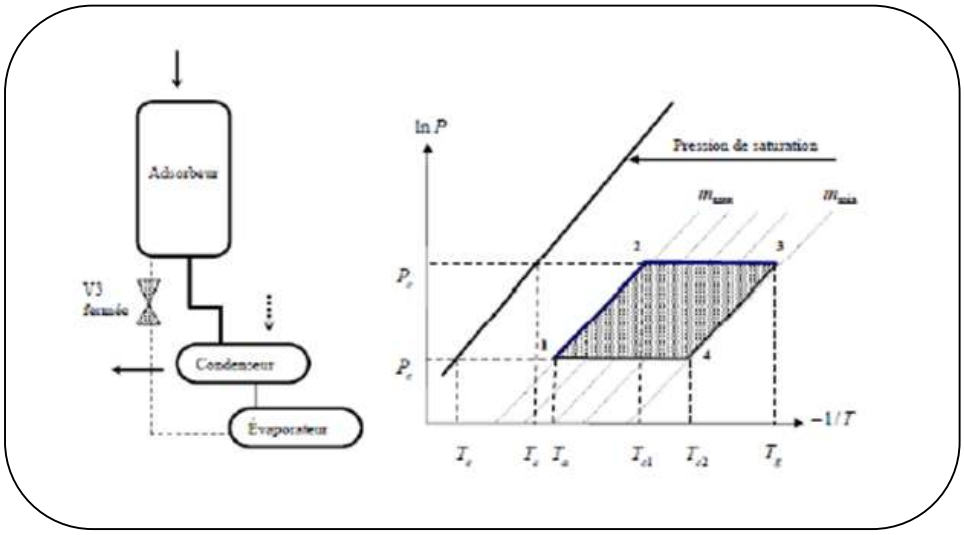


Figure I.8 : phase de chauffage

I.7.2.2. Phase de refroidissement :

Phase de refroidissement iso stérique (3→ 4) :

Par opposition à la première phase, le refroidissement du mélange adsorbant/adsorbat commence au point 3, où la température et la pression diminuent jusqu'à ce que la pression devienne égale à celle qui règne dans l'évaporateur. La température atteinte est dite température seuil d'adsorption Tc_2 (point 4). La masse totale du fluide adsorbée reste constante dans cette phase et est égale à m min.

Phase d'adsorption - évaporation (4→1) :

Cette phase est la phase motrice du cycle, pendant laquelle le froid est produit. Au point 4, commence l'évaporation du réfrigérant en produisant le froid dans l'évaporateur. La vapeur produite s'adsorbe de nouveau dans l'adsorbeur, jusqu'à ce que la température du mélange adsorbant/adsorbat devienne minimale Ta, fixée pour le cycle correspondant. Durant la transformation $(4 \rightarrow 1)$**,** le système suit l'isobare imposée par l'évaporateur, correspondant à la pression de saturation du réfrigérant à la température d'évaporation. A ce moment, la machine est prête pour un nouveau cycle, Le cycle thermodynamique est totalement défini par les quatre températures de fonctionnement :

Ta : Température minimale atteinte par le mélange adsorbant/adsorbat (température d'adsorption).

Tg : Température maximale atteinte par le mélange adsorbant/adsorbat (température de régénération).

Tc, Te: Température de condensation et évaporation.

La conception et les choix technologiques des machines frigorifiques à adsorption sont guidés par la volonté d'une optimisation de ce quadruplet de température, vu l'alternance des phases (désorption-condensation et évaporation-adsorption), l'évaporation n'a lieu que pendant une partie du cycle, c'est pourquoi ce cycle est appelé intermittent. Cette intermittence est synchronisée avec celle de la source énergétique solaire.

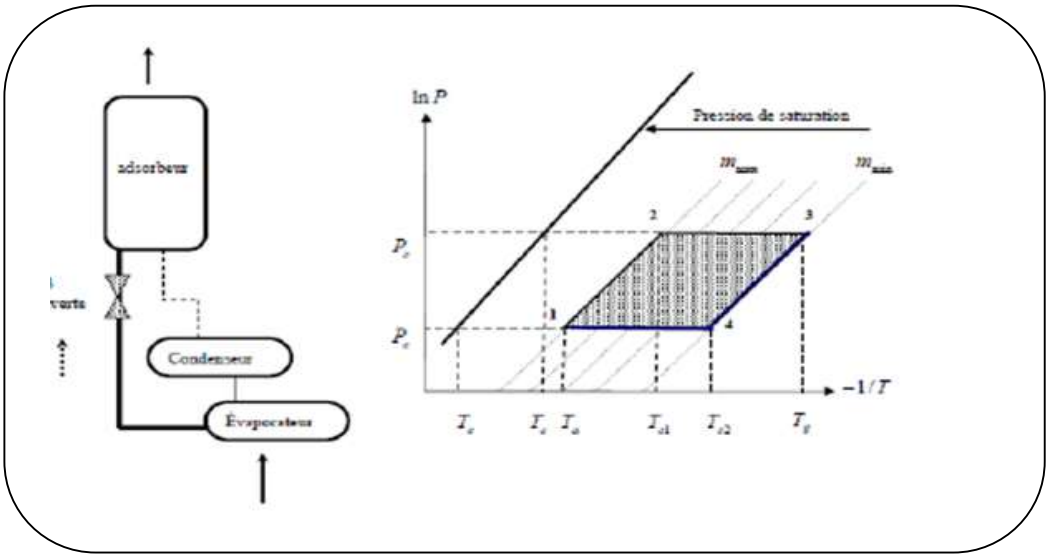


Figure I.9 : phase de refroidissement

CHAPITRE II :

Dimensionnement de l’échangeur

Un échangeur de chaleur est une unité permettant un transfert thermique entre deux fluides à températures différentes, généralement séparés par une paroi solide. Ces appareils se retrouvent dans de nombreux processus industriels tels que les transports en général, l'électronique ou encore le conditionnement d'air. En bref dans tous les systèmes nécessitant, soit le refroidissement (évaporateur), soit le chauffage (condenseur) ou le maintien à température d'une autre unité.

Les échangeurs de chaleur sont classés par leurs types de construction et par leur arrangement de la distribution des écoulements selon le nombre de fois où un fluide échange avec l'autre, dans quelle direction ils se croisent etc, un échangeur peut être dit à Co-courant, contre-courant, courant croisé etc. Il existe plusieurs catégories d'échangeurs : les échangeurs à plaques, à tubes coaxiaux, les échangeurs à ailettes etc.

Nous n'exposons ici que le refroidissement par eau, air circulant dans un faisceau tubes-ailettes. Les ailettes étant des surfaces étendues permettant d'augmenter l'échange de chaleur entre les deux guides.

La conception et le dimensionnement d’un échangeur de chaleur déterminées par un certain nombre de propriétés thermodynamiques et thermocinétiques.

II.1.Généralités sur les batteries à ailettes :

On appelle batterie à ailettes rectangulaires continues un réalisé avec un faisceau de tubes sur lesquels sont implantées des ailettes dont la particularité est que chacune d’entre elles est commune à l’ensemble des tubes du faisceau (figure II.1). Ce type de batteries est à opposer avec des tubes munis d’ailettes indépendantes qui peuvent être circulaires, rectangulaires, voir (figure II .2).

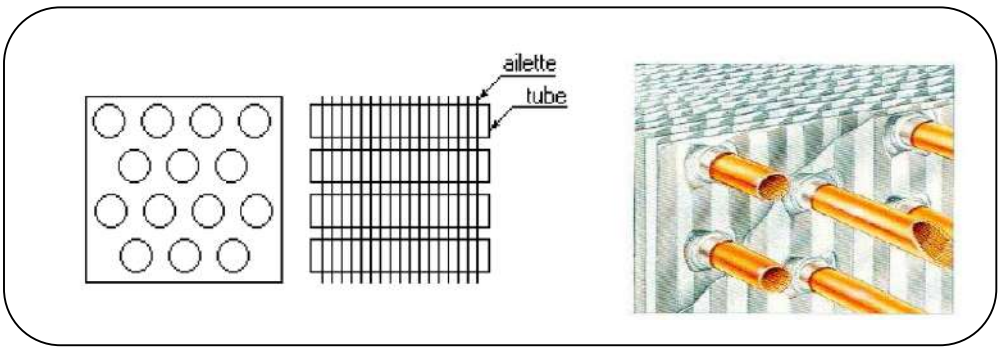


Figure II.1 : Ailettes rectangulaire [15]

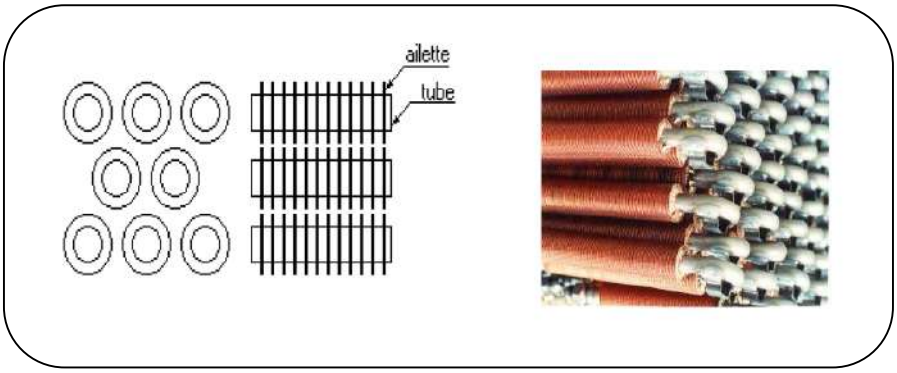


Figure II.2 : Ailettes circulaires indépendante [15]

II.1.1 : Description et utilisation des batteries à ailettes :

Les batteries à ailettes sont des échangeurs utilisés couramment en climatisation et en Conditionnement d'air. Elles sont constituées d'un faisceau de tubes reliés entre eux par des coudes pour former des circuits. Les tubes peuvent être arrangés en ligne ou en quinconce et disposés sur des nappes (ou rangs) voir figure (II.3).

Le fluide, circulant autour des ailettes, est généralement de l'air comme notre cas ou un mélange gazeux dans le cas général, comprenant des vapeurs condensables, par exemple des fumées de combustion (cas des récupérateurs). La condensation de la vapeur peut se faire surtout la surface du tube avec ailettes. Une partie de l'ailette peut rester sèche lors de la condensation de la vapeur. [16].

A l'intérieur des tubes circule un fluide de refroidissement qui peut être de l'eau comme le cas d'un aéroréfrigérant.

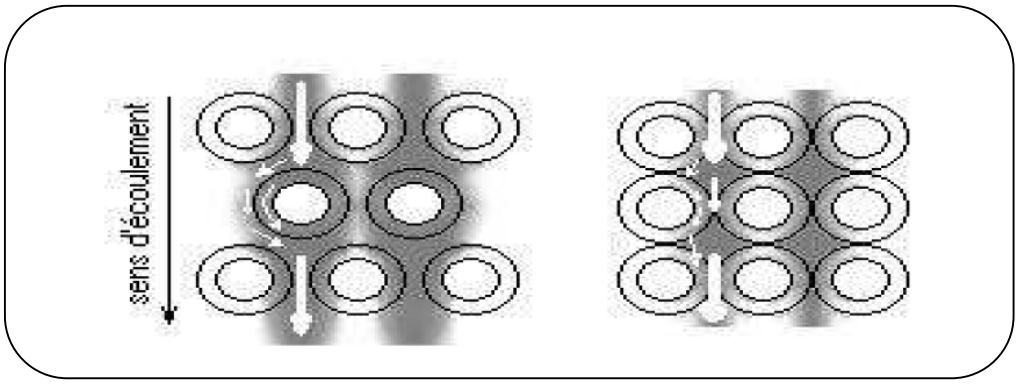


Figure II.3 : Modèle de l'écoulement du fluide extérieur dans le faisceau de tubes [16]

II.1.2 Disposition des tubes :

Deux dispositions sont généralement adoptées voir figure (II.4).

Les tubes sont en ligne, ce qui signifie qu'en les regardant en bout, leurs axes sont disposés suivant un pas carré. Les tubes sont en quinconce, ce qui signifie qu'en les regardant en bout, le pas est triangulaire. Cette dernière disposition est favorable à un meilleur échange thermique, mais elle entraîne des pertes de pression plus élevées au passage de l'air [17].

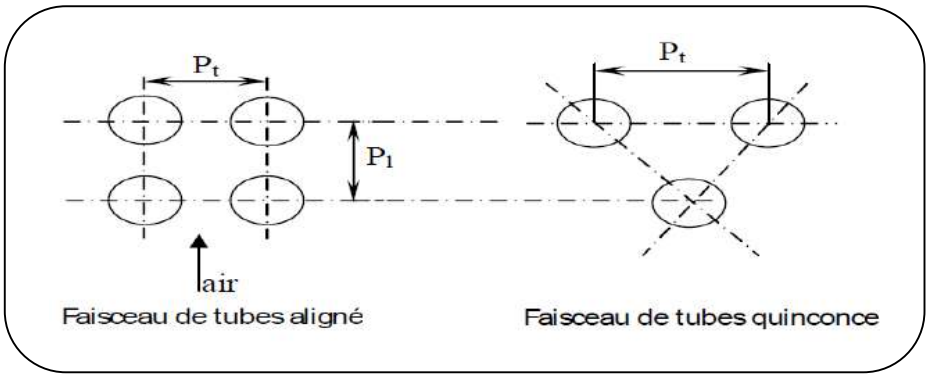


Figure II.4: Arrangement des tubes

II .1 .3 Organisation de l'écoulement :

Dans la disposition la plus classique, les tubes de la première nappe sont alimentés en parallèle par un collecteur, puis cette nappe et toutes les autres sont reliées en série à la suivante ce qui signifie que chaque tube d'une nappe et relié à son homologue dans la nappe suivante par un coude jusqu'à la dernière nappe ou l'on se raccorde sur la collection de sortie (figure. II.5).

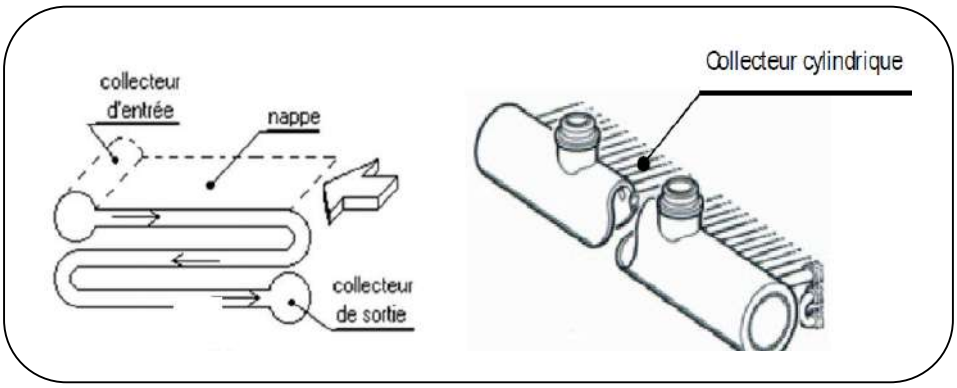


Figure II.5 : Organisation de l'écoulement dans un échangeur de chaleur [16]

A l'intérieur d'une nappe, les connexions entre tubes peuvent être très différentes, tous en parallèle, tous en série ou en série parallèle de deux, trois ou n tubes.

De même les nappes peuvent être toutes en série, en parallèle ou en série parallèle, …etc.

L'écoulement du fluide est toujours dans le même sens, il n'y a pas possibilité de retour en arrière [16].

Nous appellerons "circuit" un ensemble d'une ou plusieurs nappes en parallèle lui-même en série avec un autre ensemble de même type (figure II.6).

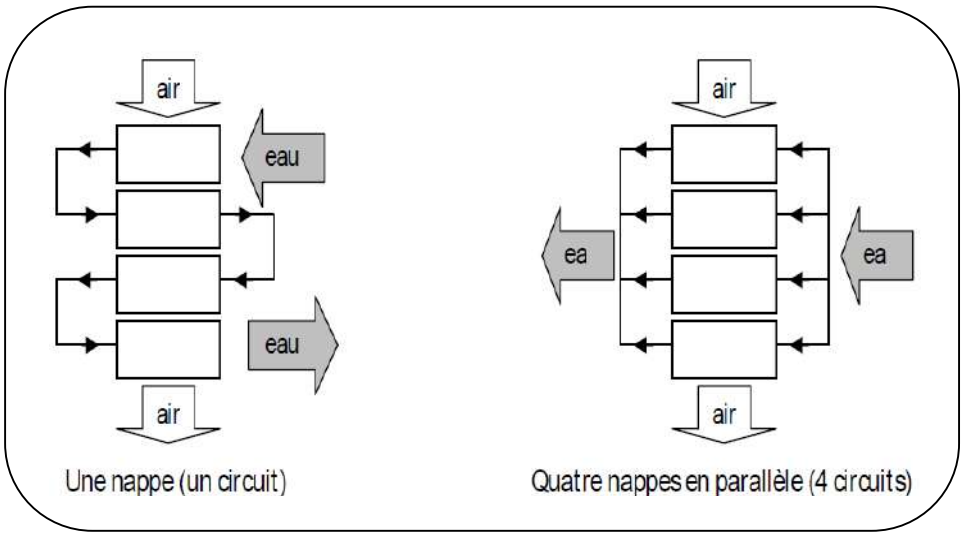


Figure II.6 : Types de connexions entre nappes [16]

II.1 .4 Les différentes configurations d'écoulements :

Le plus souvent il ya trois configurations d'écoulement, voir figure (II.7).

Dans un échangeur de moins cinq croisements, on applique autant de fois le calcul du croisement simple. Dans le cas contraire, on applique les expressions des échangeurs méthodiques (croisé contre-courant) ou anti-méthodiques (croisé co-courant) [17].

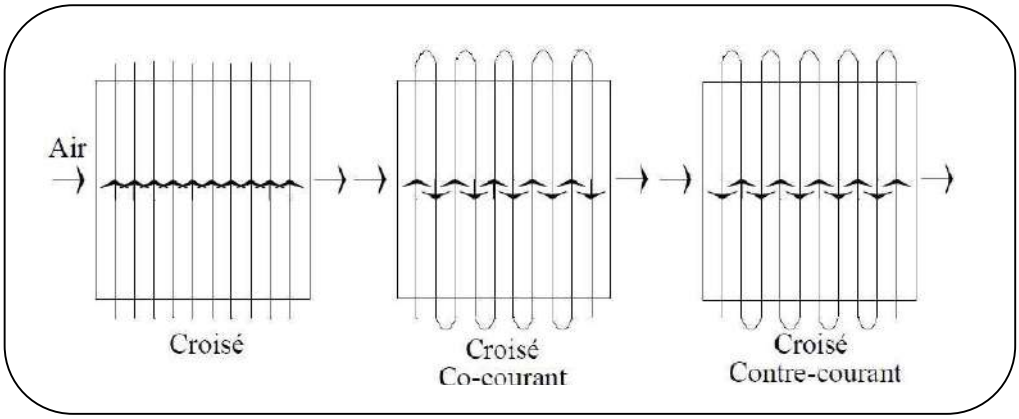


Figure II.7 : Configuration de l'écoulement de l'eau [15]

II.2.Généralités sur les ailettes :

Afin d'équilibrer les résistances thermiques externes et internes, on augmente la surface d'échange extérieur. Ces ailettes peuvent être plates ou plus souvent ondulées ou gaufrées afin d'améliorer le coefficient d'échange extérieur.

L'ailette est un dispositif qui permet de créer des perturbations et de la turbulence au niveau de l'écoulement du fluide entourant l'ailette (elle permet d'augmenter le niveau de la turbulence dans la couche limite), mais surtout la surface d'échange de chaleur, donc le transfert thermique. Elle est utilisée, en particulier dans les échangeurs industriels, les radiateurs de véhicules, de chauffage central, et le refroidissement des composantes électroniques, …etc. [17]

II.2.1.Différents types d'ailettes :

Les différents types d'ailettes sont regroupés dans deux grandes parties :

- Ailettes continues.
- Ailettes indépendantes.

Les ailettes continues sont souvent utilisées dans les échangeurs de chaleur employés dans l'habitat, tandis que les échangeurs de chaleur industriels ont plutôt des ailettes indépendantes.

Dans chacune de ces parties, on distingue plusieurs catégories d'ailettes entrant dans la conception des échangeurs de chaleur industriels [17].

II.2.1.1. Ailettes continues :

Les ailettes continues sont traversées par plusieurs tubes, de forme généralement rectangulaire, elles sont souvent fabriquées par emboutissage puis fixées par dilatation des tubes. Un collet fixe l'écartement entre les ailettes, elles peuvent être planes ou ondulées.

L'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique.

Les trois principaux types d'ailettes sont les ailettes planes et lisses, les ailettes corruguées (ondulées) et les ailettes persiennes voir figure (II.8.9) [19].

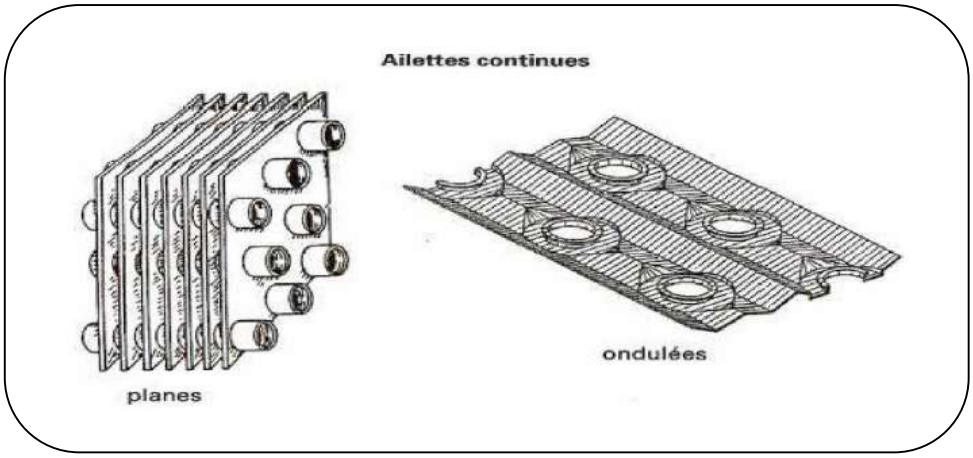


Figure II.8 : Ailettes continues ou indépendantes pour tubes [16]

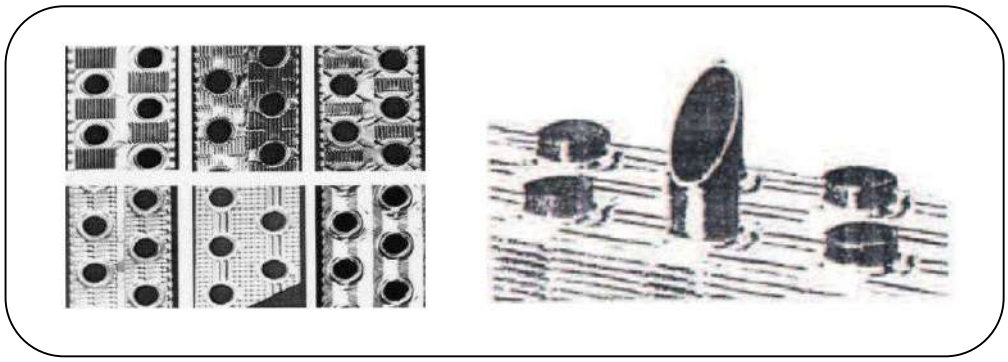


Figure II.9 : Détail d'une ailette persienne [16]

- **Les ailettes planes et lisses :**

Constituent les géométries les plus couramment utilisées grâce à leur simplicité. Leur pas d'ailette est généralement compris entre 1 et 8.7 mm, les tubes qui les traversent ont des diamètres variant entre 6 et 13 mm. Les vitesses d'écoulement d'air sont comprises, pour la majeure partie des échangeurs, entre 0 et 16.3 m/s [20].

- **Les ailettes corruguées :**

sont caractérisées par des ondulations régulières qui permettent une augmentation significative du coefficient d'échange de chaleur. Ces ailettes sont, de nos jours, couramment utilisées et font l'objet de nombreuses publications sur l'évaluation expérimentale de leurs performances thermo aérauliques. Cependant, elle sa c croissent les pertes de charge [17].

- **Les ailettes persiennes :**

Ont des géométries très complexes mais permettent un gain bien plus significatif sur le coefficient d'échange. Elles sont cependant pénalisantes en termes de perte de charge et sont sujettes à l'encrassement. Il n'existe que très peu de travaux publiés sur les ailettes persiennes malgré leur large utilisation, notamment dans les radiateurs automobiles du fait de leur complexité [20] .

II.2.1.2. Ailettes indépendantes :

Les ailettes indépendantes sont traversées par un seul tube (figure II.10). Elles peuvent être pleines ou segmentées.

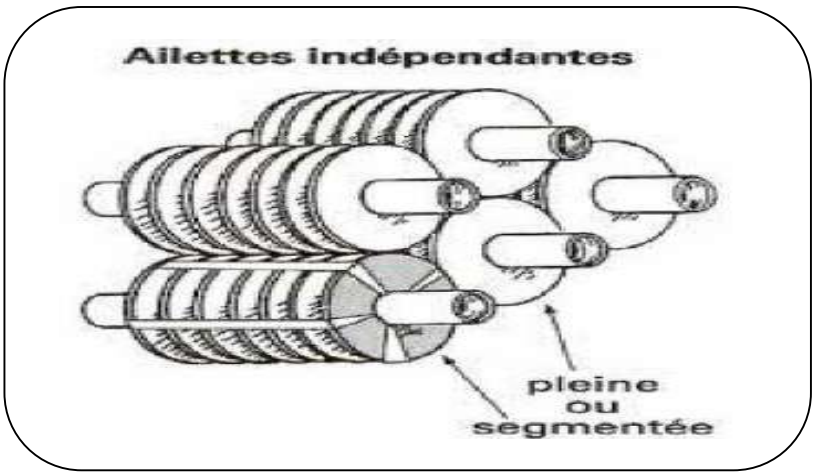


Figure II.10 : Ailettes indépendantes [16]

Les ailettes indépendantes peuvent être de différentes sortes :

- **Ailettes transversales :**

Ailettes transversale peuvent être constituées de différents types :

- ailettes annulaires, en principe des ailettes pleines (figure II .11.a).

- ailette hélicoïdale (spiralée) (figure II .11.b), pleine ou segmentée, bien adaptée aux grandes longueurs de tubes. Elle est généralement obtenue par enroulement d'un ruban serti ou soudé sur le tube. . Si la hauteur de l'ailette est grande devant le rayon du tube, l'ailette est segmentée [21].

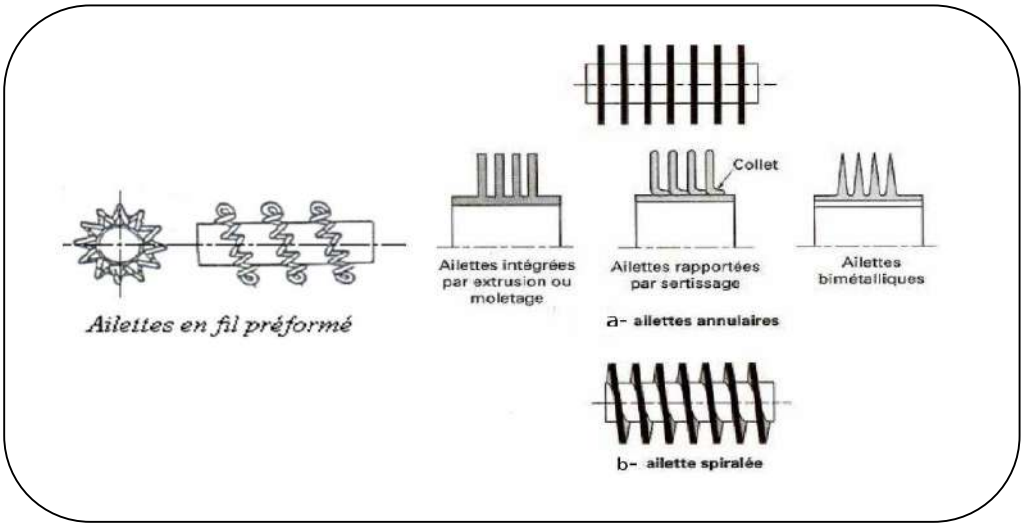


Figure II.11 : Ailettes annulaires ou spiralées [16]

- **Ailettes longitudinales :**

Les ailettes sont disposées suivant l'axe des tubes voir (figure II.12); elles peuvent être situées à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes. Pour améliorer le transfert de chaleur, elles sont quelques fois localement torsadées.

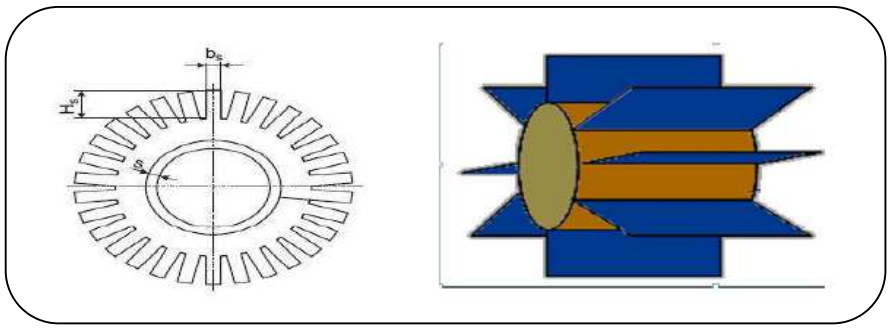


Figure II.12 : exemple d'une ailette longitudinale [22]

II.3 .Modes de transfert thermique : [23]

L'expérience montre que deux corps isolés de l'ambiance et à température différentes échangent une énergie sous forme de chaleur jusqu'a disparition complète de leur différence de température. Cet échange peut se faire de trois façons différentes :

II.3.1 .Conduction :

La conduction est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu solide, liquide ou gazeux, ou encore entre deux milieux en contact physique; le milieu n'est le siège d'aucun mouvement macroscopique interne (sans déplacement appréciable des particules de ce corps).

Elle se fait par interaction directe des particules voisines et agitation (transfert de mouvement de molécule à molécule), C'est un transfert lent.

(La conduction se fait dans les solides et les fluides fixes (au repos)). (Figure II.13)

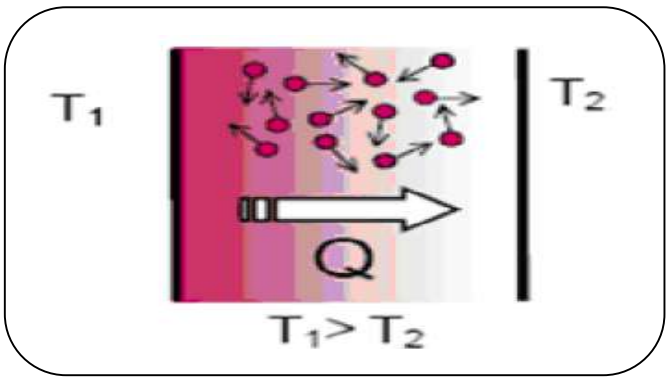


Figure II.13 : La conduction

II.3.2 .Convection :

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

On distingue deux types de convection :

-La convection forcée : le mouvement du milieu est engendré par un dispositif externe (le vent, un ventilateur, …).

-La convection naturelle : le mouvement du fluide est engendré par les variations de densité causées par les variations de température au sein du fluide. C'est un mode de transfert rapide en général. (Figure II.14)

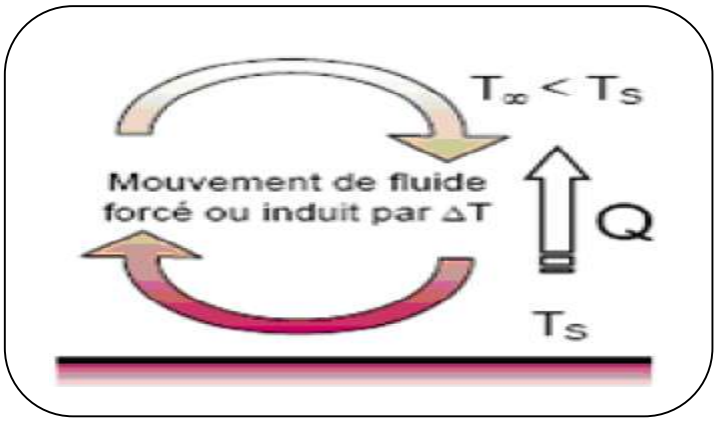


Figure II.14 : La convection.

II.3.3. Rayonnement :

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

Dans la transmission de chaleur par rayonnement, le transfert thermique s'effectue par des vibrations électromagnétiques entre deux surfaces (même dans le Vide). Sans aucun contact entre eux, par le déplacement d'ondes dans l'espace qui se propagent en ligne droite sans aucun support de matière. (Figure II.15).

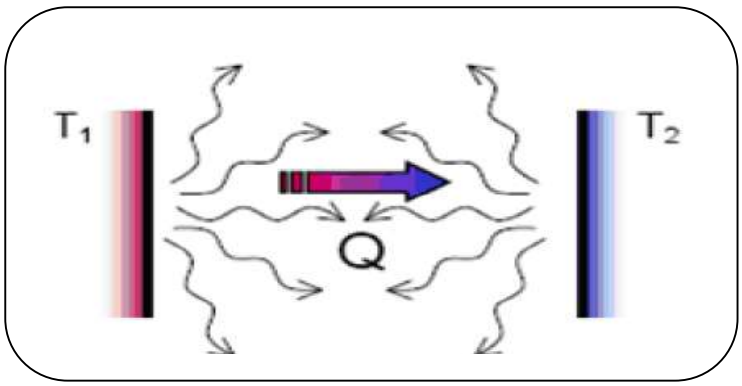


Figure II.15 : Le rayonnement

II.4 .Description de méthode de dimensionnement :

- Le dimensionnement des échangeurs de chaleur c'est un problème très complexe. Sa complexité vient de plusieurs facteurs qui sont :

- La grande diversité des appareils (échangeurs tabulaires, à plaques, etc.).

- la variété des régimes d'écoulement : simple phase en régime laminaire ou turbulent, avec ou sans effet de convection naturelle, diphasique en évaporation ou en condensation, condensation avec ou sans incondensables, mélanges de fluides, etc.

- Le nombre important des configurations d'écoulement, pouvant aller bien au de là

de deux fluides dans le cas d'un échangeur compact, par exemple.

Le plus souvent, l'énergéticien n'a pas à concevoir ces échangeurs, il se contente de les sélectionner. On part de la connaissance des puissances nécessaires et on sélectionne les composants d'après les documentations fournies par le constructeur.

La conception d'un échangeur de chaleur peut être divisée essentiellement en trois parties: (1) l'analyse ou calcul thermique et géométrique, (2) la conception préliminaire mécanique et (3) la conception finale aux fins de fabrication [26].

La première partie est celle qui nous concernera à plus part de ce chapitre. Son but est de calculer la surface d'échange requise afin qu'une quantité de chaleur déterminée soit échangée.

II.4.1 .Choix de la méthode de dimensionnement :

L'étude d'un échangeur peut se faire selon deux méthodes différentes :

1- Méthode du nombre d'unité de transfert : NUT, appelée méthode de l'efficacité.

2- Méthode de la différence moyenne logarithmique : ΔTML.

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

En général, dans notre cas on va utiliser la deuxième méthode qui est destinée au dimensionnement d'un appareil qui n'existe pas encore, cela en connaissant les quatre températures des fluides (entrée et sortie de l'échangeur), c'est-à-dire on recherche la géométrie (conception) de l'échangeur.

La démarche de calcul de la méthode est donnée dans le tableau (II.1) :

Tableau II.1 : Les différentes étapes de la méthode ΔTML [17]

Méthode de la différence moyenne logarithmique : ΔT_{ML}	
1	Evaluer le coefficient d'échange global K pour une géométrie fictive
2	Calcul de la différente de température moyenne logarithmique
3	Calcul du coefficient de collection F
4	Calcul de la surface d'échange $S = \varphi / K.F.\Delta T_{ML}$
5	Calcul du nouveau coefficient d'échange global réaliste, en tenant compte de l'encrassement de part et d'autre des tubes
6	Ce nouveau coefficient est comparé avec l'ancien (précèdent). Si l'écart est énorme (exemple 1 %), on doit refaire les calculs avec le nouveau coefficient d'échange global. Il peut y avoir trois itérations successives, cela dépend de la précision des calculs souhaités.

II.4.2 .Caractéristiques géométriques de l’échangeur :

L’échangeur sous forme d’une batterie à ailettes (figure II.1) peut avoir plusieurs rangées, plusieurs passes par rangées et un nombre de tubes différents par passe. Le nombre total de tubes restant constant d’une rangée à une autre.

Le tableau (II.2) reprend les différentes dimensions géométriques qui définissent un

Échangeur à tubes et ailettes.

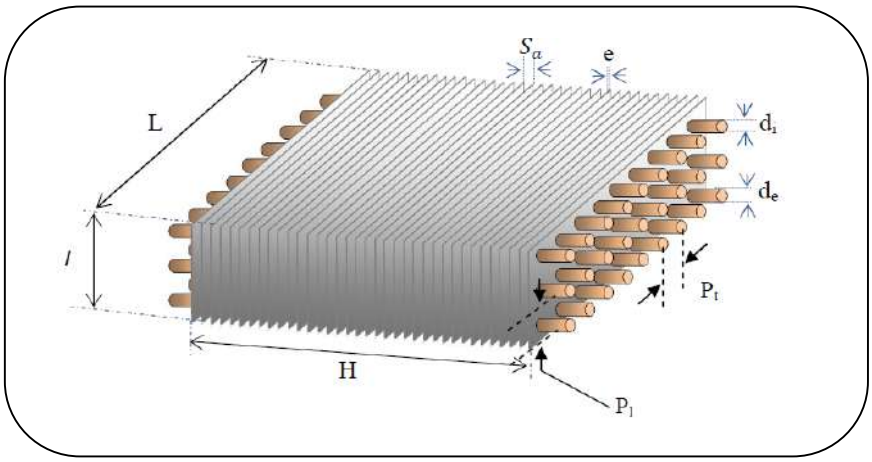


Figure II.16 : Dimensions de l’échangeur

Tableau II.2 : Dimensions géométriques d'un échangeur à tubes et ailettes

Dimension	Nom
Longueur	H
Hauteur de la batterie à ailettes	*l*
Profondeur de la batterie à ailettes	L
Diamètre intérieur des tubes	d_i
Diamètre extérieur des tubes	d_e
Epaisseur des ailettes	e
Espacement des ailettes	S_a
Pas longitudinal	P_l
Pas transversal	P_t
Nombre de rangées de tubes	N
Nombre de tubes	N_{tt}
Nombre d'ailettes	N_{ail}

II.4.3 .Configuration d'écoulement étudiée :

La configuration de l'écoulement étudié est courant croisé où le fluide extérieur est l'air qui arrive avec une vitesse V_{air} sur la paroi des tubes par tirage forcé, les tubes sont arrangés en quiconque (dans ce projet). Et à l'intérieur des tubes, l'eau s'écoule avec vitesse V_f.

Notre échangeur présente plus de 4 rangs de tubes, et ainsi il est possible de le considérer comme un échangeur contre-courant pur.

II.4.4 .Hypothèses de calcul :

Pour le calcul des échangeurs à air on a considéré les hypothèses suivantes :

- Régime de fonctionnement stationnaire.

- Le coefficient global d'échange de chaleur est constant.
- La température d'un fluide est constante dans une section transversale.
- Les débits massiques des deux fluides sont constants.
- Les chaleurs spécifiques des deux fluides sont constantes.
- Les caractéristiques physiques des matériaux sont constantes tout le long de l'échangeur.
- Section de passage est constante.
- Les profils des vitesses sont invariables.
- Le transfert de chaleur entre les deux fluides se fait par :
- Convection forcé fluide-paroi (externe) : Coefficient de convection externe he [W /m² K].
- Conduction à travers la paroi : Conductivité thermique λ [W/m K].
- Convection forcé fluide-paroi (interne) : Coefficient de convection interne hi [W/m² K]

❖ Le déroulement de calcul :

- **Données :**

➢ **Données géométriques :**

- Diamètre intérieur des tubes : di [m].
- Diamètre extérieur des tubes : de [m].
- Pas transversal des tubes : Pt [m].
- Pas longitudinal des tubes : Pl [m].
- Ecartement des ailettes : Sa [m].
- Epaisseur de l'ailette : e [m].
- Longueur de passage : H [m].
- Nombre de rang : N.

➢ **Données thermo physiques :**

- Température d'entrée de l'aire : T_{ae} [°C].
- Température d'entrée de l'eau : T_{ee} [°C].
- Température de sortie de l'eau : T_{es} [°C].
- débit massique de l'air : ṁ air [kg/s].
- débit massique de l'eau : ṁ eau [kg/s].
- Nature du matériau des tubes et des ailettes.

- Conductivité thermique des tubes : λ_t [W /m K].
- Conductivité thermique des ailettes : λ_{ail} [W /m K].
- La résistance d'encrassement intérieur : R_i [W / K].
- La résistance d'encrassement extérieur : R_e [W / K].

➢ **Les propriétés physiques de l'air :**

Elles sont évaluées à la température moyenne de l'air $T_{m\text{-}air.}$

- Chaleur spécifique de l'air : Cp_{air} [J/kg K].
- Viscosité dynamique de l'air : μ_{air} [kg/ms].
- Conductivité thermique de l'air : λ_{air} [W/m K].
- Masse volumique de l'air : ρ_{air} [kg/m^3].
- Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'air : Pr_{air}.

➢ **Les propriétés physiques de l'eau :**

Elles sont évaluées à la température moyenne de l'eau Tm-eau : (voir l'annexe)

- Chaleur spécifique de l'eau : Cp_{eau} [J/kg K].
- Viscosité dynamique de l'eau : μ_{eau} [kg/m s].
- Conductivité thermique de l'eau : λ_{eau} [W/m K].
- Masse volumique de l'eau : ρ_{eau} [kg/m^3].
- Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'eau : $Pr_{eau.}$

➢ **Résultats à rechercher :**

- Puissance thermique échangée : Q [W].
- Température de sortie de l'air : Tas [°*C*].
- Différence moyen de température logarithmique : ΔTML [°C].
- Coefficient d'échange par convection extérieur : he [W/m² K].
- Coefficient d'échange par convection intérieur : hi [W/m² K].
- Coefficient global de transfert de chaleur : K [W/m² K].
- Surface d'échange: Sech [m²].
- Longueur total des tubes : L t [m].
- Nombre total des tubes : Nt.
- Nombre des tubes par rangée : Nt-r.
- Nombre des ailettes : $N_{ail.}$
- Volume des tubes: V_{tubes} [m^3].

- Profondeur de la batterie à ailettes : L [m].
- Hauteur de la batterie à ailettes : l [m].
- Pertes de charge à l'intérieur des tubes : ΔPi [Pa].
- Pertes de charge à l'extérieur des tubes : ΔPe [Pa].

II.4.5 .Calcul de batterie à ailettes :

Puissance thermique échangée : ϕ [w]

$$\phi = \dot{m}eau\ cp\ eau\ (Tee - tes) \quad \text{..... (II.1)}$$

Température de sortie de l'air : T_{as} [°C]

La température sortie de l'air est calculer à partir le bilan d'énergie :

$$\dot{m}eau\ cp\ eau\ (Tee - tes) = \dot{m}air\ cp\ air\ (Tas - tae) \quad \text{.....(II.2)}$$

$$Tas = \frac{\phi}{\dot{m}air\ cp\ air} + \text{Tae} \quad \text{..... (II.3)}$$

- $\dot{m}_{eau}$ Cp_{eau} : Débit calorifique du fluide chaud.
- $\dot{m}_{air}$ Cp_{air} : Débit calorifique du fluide froid.

Différence moyen de température logarithmique : ΔTML [°C]

$$\Delta Tml = \frac{\Delta Te - \Delta Ts}{\ln \frac{\Delta Te}{\Delta Ts}} \quad \text{..... (II.4)}$$

Avec : $\Delta T_e = T_{ae} - T_{es}$, $\Delta T_s = T_{as} - T_{ee}$

Surface d'échange: S_{ech} [m^2]

$$S = \frac{\phi}{k\ F\ \Delta Tml} \quad \text{..... (II.5)}$$

- K : Coefficient global de transfert de chaleur [W/m² K].
- S_e: Surface extérieure des tubes par mètre de longueur [m²/m].

Avec

$$F = \frac{\Delta Tml - \Delta Ts}{\Delta Te - \Delta Ts} \quad \text{..... (II.6)}$$

Surface extérieure des tubes par mètre de longueur : Se [m²/m].

$$se = \pi \, de \quad \text{..... (II.7)}$$

- de : Diamètre extérieur des tubes [m].

Surface intérieure des tubes par mètre de longueur : Si [m²/m]

$$si = \pi \, di \quad \text{..... (II.8)}$$

- di : Diamètre intérieur des tubes [m].

Nombre d'ailettes par mètre de longueur : $N_{ail\text{-}m}$ [ailettes/m]

$$Nail - m = \frac{1}{sa+e} \quad \text{..... (II.9)}$$

- S_a : Ecartement des ailettes [m].
- e: Epaisseur d'ailettes [m].

Nombre total d'ailettes : N_{ail} [ailettes]

$$Nail = H \; Nail - m \quad \text{..... (II.10)}$$

- H : longueur d'un passage d'un tube [m].

Surface nette des tubes par mètre de longueur : S_{net} [m²/m]

$$S\,net - m = Se(1 - e\,Nail - m) \quad \text{..... (II.11)}$$

Surface d'ailettes par mètre de longueur : S ail-m [m²/m]

$$S\,ail - m = 2\,Nail - m(Pt\,pl - \frac{\pi de^2}{4}) \quad \text{..... (II.12)}$$

- Pt : Pas transversal des tubes [m].
- Pl : Pas longitudinal des tubes [m].

Surface d'échange total des tubes à ailettes par mètre de longueur : [m²/m]

$$Stot - m = Snet - m + Sail - m \quad \text{..... (II.13)}$$

Longueur total des tubes : L [m] :

$$Lt = \frac{S\,ech}{S\,tot - m} \quad \text{..... (II.14)}$$

Volume des tubes : V_{tubes} [m³]

$$V_{tubes} = \pi\, di^2\, L_t \quad \text{..... (II.15)}$$

Nombre total des tubes : N_{tt} [tube] :

$$Ntt = \frac{Lt}{H} \quad \text{..... (II.16)}$$

Nombre des tubes par rangée : Nt-r [tube]

$$Nt - r = \frac{Ntt}{N} \quad \text{..... (II.17)}$$

- N : Nombre de rangées.

Profondeur de la batterie à ailettes : L [m] :

$$L = Pt\, Nt - r \quad \text{..... (II.18)}$$

Hauteur de la batterie à ailettes : l [m] :

$$l = p_l\, N \quad \text{..... (II.19)}$$

Surface étroite entre les tubes et les ailettes : $S_{étr}$[m²] [24]

$$Sétr = L\,H - Nail\,e\,l\,de\,(H - e\,Nail) \quad \text{..... (II.20)}$$

- L: Profondeur de la batterie à ailettes [m].
- H : Longueur d'un passage d'un tube [m]

Vitesse étroite de l'air : V_{air} [m/s]

$$V_{air} = \frac{\dot{m}\,air}{\rho\,air\;\;S\,étr} \quad \text{..... (II.21)}$$

- ρ : Masse volumique de l'air [kg/m^3].

Efficacité des ailettes :

L'efficacité de l'ailette est le rapport entre le flux réellement échangé et le flux maximum transférable si toute l'ailette et a la température de la paroi du tube.

$$\eta \text{ ail} = \frac{\text{flux reél échangé en W}}{\text{flux maximum transférable en W}} \quad \text{..... (II.22)}$$

L'efficacité d'une ailette est comprise entre 0 et 1, Pour une ailette rectangulaire l'efficacité est définie par la relation :

$$\eta \text{ ail} = \frac{\tanh(m \ L \text{ carac})}{m \ L \text{ carac}} \quad \text{..... (II.23)}$$

Avec :

$$m2 = \frac{2 \ h \ e}{\lambda \text{ ail } e} \quad \text{..... (II.24)}$$

- L_{crac}: Longueur caractéristique de l'ailette [m].
- λ : Conductivité des ailettes [w $m^{-1}k^{-1}$].
- m : Coefficient [m^{-2}].

L'équation permet de calculer la longueur caractéristique en fonction des dimensions géométriques de l'ailette.

$$L\,carac = (req - Rext)\left(1 + 0.35\ln\left(\frac{Req}{Rext}\right)\right) \quad \text{..... (II.25)}$$

Avec

$$Rext = \frac{de}{2} \quad \text{..... (II.26)}$$

Alors que R_{eq} calcule à partir de la géométrie du faisceau :

Pour les faisceaux en ligne :

$$Req = 1.28\, XM\left(\frac{XL}{XM} - 0.2\right)^{0.5} \quad \text{(II.27)}$$

Et pour les faisceaux en quinconce :

$$Req = 1.27\, XM\left(\frac{XL}{XM} - 0.3\right)^{0.5} \quad \text{(II.28)}$$

Avec

$$XM = \frac{Pt}{2} \quad \text{(II.29)}$$

$$Xl = \sqrt{\left(\frac{Pt}{2}\right)^2 + \left(\frac{Pl^2}{2}\right)} \quad \text{(II.30)}$$

Efficacité de la surface ailette :

$$\eta g = 1 - (1 - \eta ail)\frac{\text{Sail} - \text{m}}{\text{Stot} - \text{m}} \quad \text{(II.31)}$$

Coefficient de d'échange de chaleur extérieur (coté air) : h_e [W/m² K]

Le coefficient de transfert thermique extérieur est calculer à partir la corrélation de Wang (2000) suivante :

$$he = j\, \rho air\, cp\, air\, Vair\, pr\, air^{2/3} \quad \text{(II.32)}$$

$$j = 0.086\, Re_{dc}^{j3}\, N^{j4} \left(\frac{Sa}{Dc}\right)^{j5} \left(\frac{Sa}{Dh}\right)^{j6} \left(\frac{Sa}{Pt}\right)^{-0.93} \quad \text{..... (II.33)}$$

Les coefficients : j3, j4, j5, j6 déterminé à partit les relations suivantes :

$$j3 = -0.361 - \frac{0.042N}{\ln Re\ Dc} + 0.158 \ln\left[N\left(\frac{Sa}{Dc}\right)^{0.41}\right. \quad \text{..... (II.34)}$$

$$j4 = -0.039 = \frac{0.076\left(\frac{Pt}{Dh}\right)^{1.42}}{\ln(Re\ Dc)} \quad \text{..... (II.35)}$$

$$j5 = -0.083 + \left(\frac{0.076\ N}{\ln(Re\ Dc)}\right) \quad \text{..... (II.36)}$$

$$j6 = -5.735 + 1.21\ \ln\left(\frac{ReDc}{N}\right) \quad \text{..... (II.37)}$$

Coefficient d'échange de chaleur intérieur : hi

Le coefficient de transfert thermique intérieur est calculer à partir la corrélation de Gnielinski

$$hi = \frac{NU * \lambda f}{Di} \quad \text{..... (II.38)}$$

Simplifiée de manière à obtenir les deux lois empiriques suivantes :

Pour 0.6 < Pr <1.5

$$Nu = 0.0214\left(Re^{0.8} - 100\right) Pr_{eau}^{0.4}\left[\ 1 + \left(\frac{di}{Lt}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad \text{..... (II.39)}$$

Pour 1.5 < Pr < 500

$$Nu = 0.012\left(Re^{0.87} - 280\right) Pr_{eau}^{0.4}\ \left[1 + \left(\frac{di}{Lt}^{\frac{2}{3}}\right]\right. \quad \text{..... (II.40)}$$

$0.06 < Pr < 2000$

$2300 < Re < 10^6$

$0 < d_i / L_t < 1$

$$Re = \frac{Veau\ dh\ \rho\ eau}{\mu\ eau} \quad \text{.....(II.41)}$$

$$Dh = 4\frac{Sp}{P} \quad \text{.....(II.42)}$$

$$Veau = 4\frac{\dot{m}eau}{\pi\ di\ \rho eau} \quad \text{.....(II.43)}$$

$$Re = 4\frac{\dot{m}eau}{\pi\ di\ \mu eau} \quad \text{.....(II.44)}$$

Avec :

- R e : Nombre adimensionnel de Reynolds.
- Pr: Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'eau.
- D_h : Diamètre hydraulique [m].
- S : Section de passage du fluide [m²].
- P : Périmètre de contact fluide/paroi [m].
- V : Vitesse de l'eau dans un tube [m/s].
- ρ: Masse volumique de l'eau [kg/m3].
- $\dot{m}_{eau}$: Débit massique de l'eau [kg/s].
- μ_{eau}: Viscosité dynamique de l'eau [kg/m s].

Coefficient d'échange de chaleur global :

Le coefficient d'échange de chaleur global en ($W\ m^{-2}K^{-1}$) est calculé suivant l'équation suivante :

$$K = \left[\left(\frac{1}{hi} + Ri\right)\frac{Se}{Si} + \frac{Se}{2\pi\lambda t}\ln\frac{de}{di} + \frac{1}{\eta g\, he} + Re\right]^{-1} \quad \text{..... (II.45)}$$

- λ_t: Conductivité thermique des tubes [W /m K].
- Ri: La résistance d'encrassement intérieur [W / K].
- Re: La résistance d'encrassement extérieur [W / K].

Pertes de charge à l'intérieur des tubes : [16]

Dans un échangeur, la perte de charge dans les tubes est égale à la somme des pertes dues à l'entrée et a la sortie de l'échangeur, régulière (droite) et singulière(coude etc.).

Elle est donnée par :

$$\Delta Pi = \Delta Pe + \Delta Pr + \Delta Pp \quad \text{.....(II.46)}$$

La perte de charge due à l'entrée et à la sortie de l'échangeur est donnée par :

$$\Delta p_e = \frac{3}{4}\rho_{eau} V^2 eau \quad \text{.....(II.47)}$$

Celle due aux frottements le long de l'échangeur est :

$$\Delta Pr = \frac{\Omega\, Lt}{2\omega}\rho eau V_{eau}^2 \quad \text{.....(II.48)}$$

Pour 2100 ≤R e ≤10^5, on applique la formule de BLASIUS

$$\Omega = 0.316\ Re^{-0.25} \quad \text{.....(II.49)}$$

Pour$10^5 \leq R\,e \leq 10^{6,}$ on applique la formule de HERMAN

$$\Omega = 0.0054 + 0.3964\ Re^{-0.3} \quad \text{..... (II.50)}$$

Le coefficient de correction de viscosité ω est donné pour le régime turbulent par

$$\omega = \left(\frac{\mu}{\mu p}\right)^{0.14} \quad \text{..... (II.51)}$$

La perte de charge due aux changements de direction est :

$$\Delta pp = \xi\ \frac{\rho eau\ V_{eau}^2\ Ntt}{4} \quad \text{..... (II.52)}$$

Où ξ est le coefficient de pertes de charge régulière, il est exprimé par :

$$\xi = \sin^2\frac{\theta}{2} + 2\sin^4\frac{\theta}{2} \quad \text{..... (II.53)}$$

Avec :

- θ: Angle entre le sens d'écoulement initial et final.

Pertes de charge à l'extérieur des tubes : [24]

Dans un échangeur à ailettes l'air circule entre les ailettes et autour des tubes. On va donc estimer la perte de charge engendrée par une décomposition de deux pertes : une partie liée à une perte de pression due aux ailettes et une autre liée à une perte de pression par circulation autour des tubes.

$$\Delta\ p\ e = \Delta p\ tubes + \Delta\ p\ ailettes \quad \text{..... (II.54)}$$

- circulation autour des tubes :

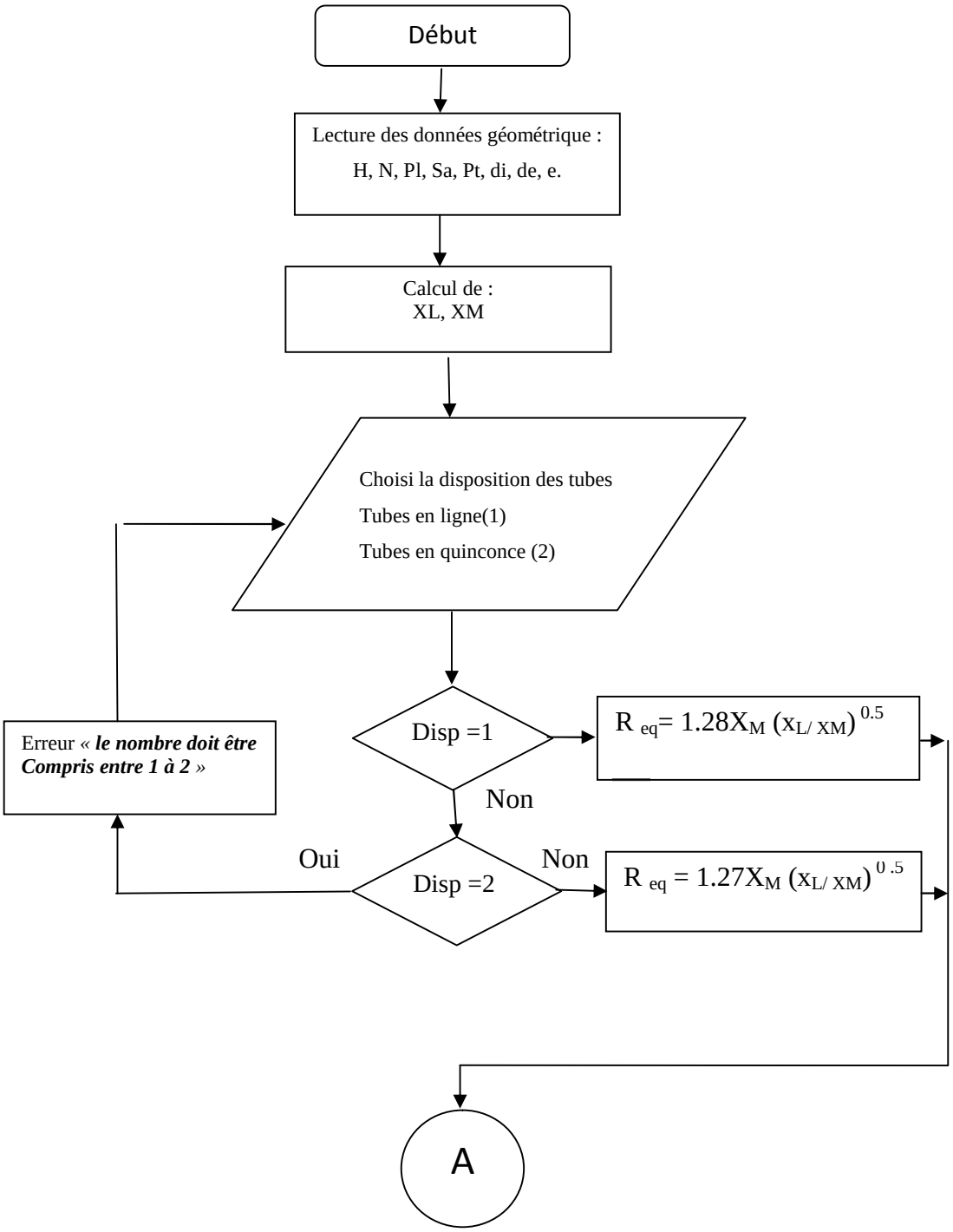
$$\Delta p\ tubes = f\ tubes\ N\frac{\rho air V^2 air}{2} \quad \text{..... (II.55)}$$

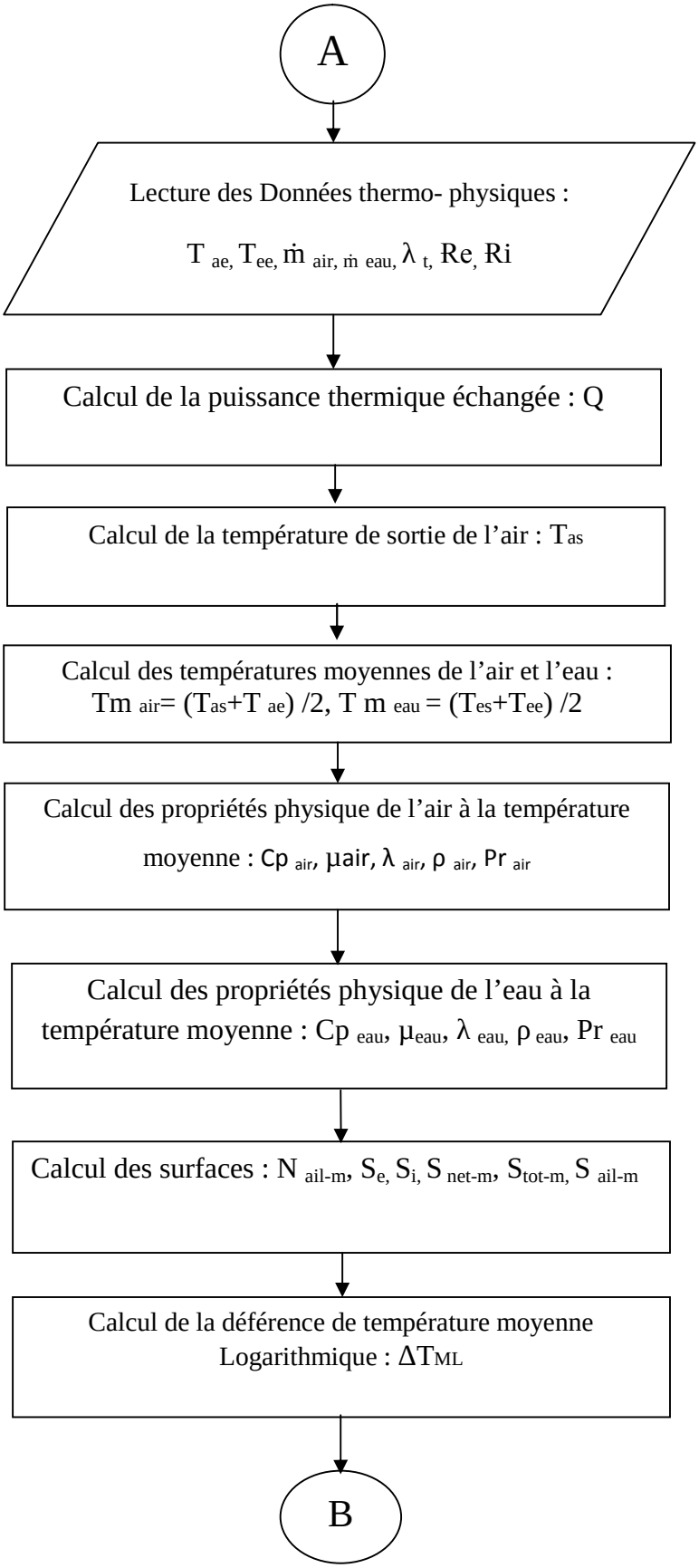
$$f\ tubes = \frac{2.17}{(\frac{Pt}{de})^{1.08}} - \frac{1.174 ln Re}{(\frac{Pt}{de})^{1.24}} \quad \text{..... (II.56)}$$

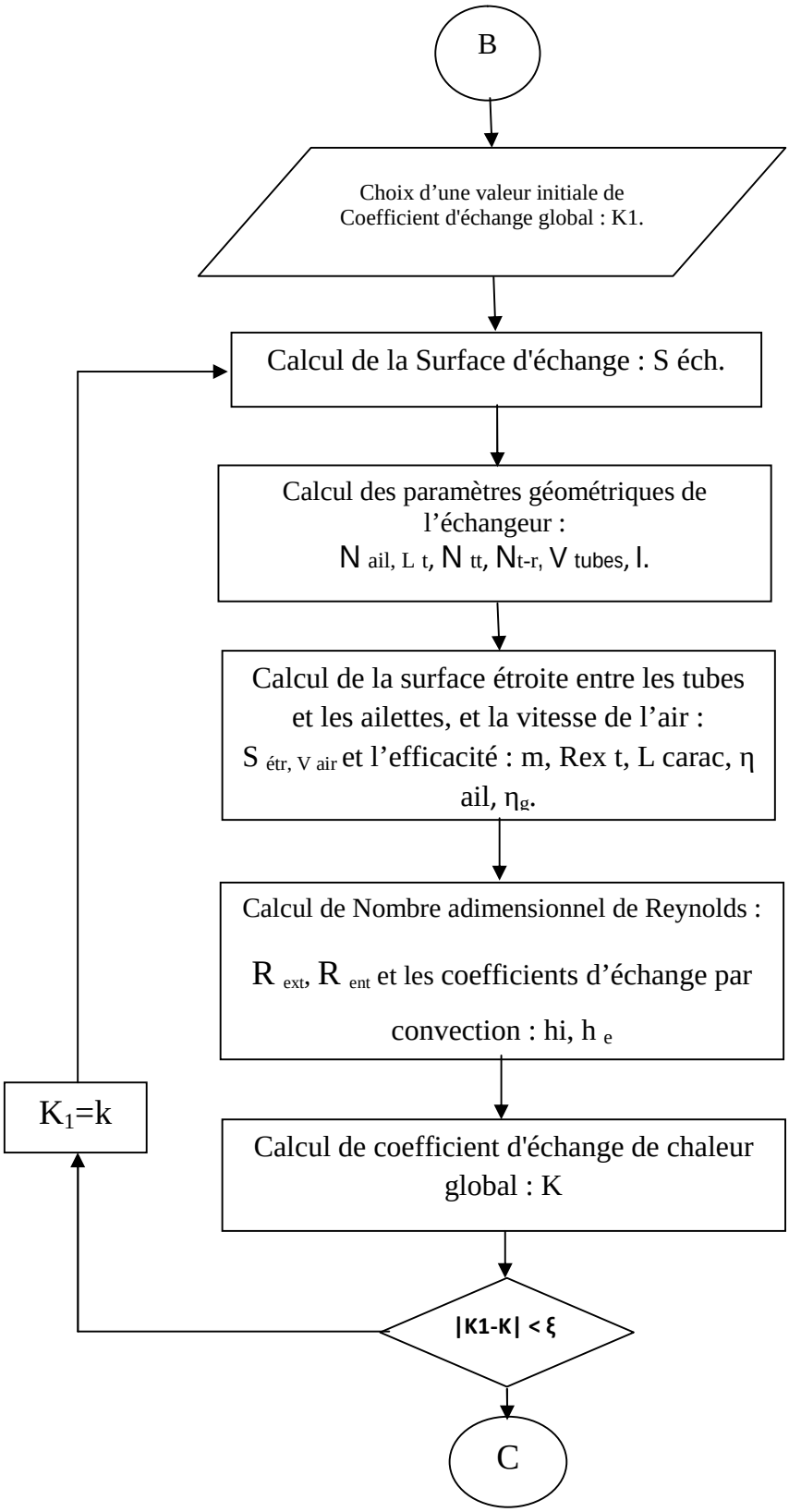
- Perte de charge due aux ailettes :

$$\Delta p\ ailettes = f\ ailettes\ A\frac{\rho\ air\ V_{air}^2}{2} \quad \text{..... (II.57)}$$

$$f_{ailettes} = 0.026 R_e^{F1} (\frac{P_t}{P_l})^{F2} (\frac{S_a}{D_c})^{F3} \quad \text{..... (II.58)}$$


Début
Lecture des données géométrique :
H, N, Pl, Sa, Pt, di, de, e.
Calcul de :
XL, XM
Choisi la disposition des tubes
Tubes en ligne(1)
Tubes en quinconce (2)
Disp =1
$R_{eq}= 1.28X_M (x_{L/ XM})^{0.5}$
Non
Erreur « le nombre doit être Compris entre 1 à 2 »
Oui
Disp =2
Non
$R_{eq} = 1.27X_M (x_{L/ XM})^{0.5}$
A


A
Lecture des Données thermo- physiques :
$T_{ae}, T_{ee}, \dot{m}_{air}, \dot{m}_{eau}, \lambda_t, Re, Ri$
Calcul de la puissance thermique échangée : Q
Calcul de la température de sortie de l'air : T_{as}
Calcul des températures moyennes de l'air et l'eau :
$Tm_{air} = (T_{as}+T_{ae})/2$, $T\,m_{eau} = (T_{es}+T_{ee})/2$
Calcul des propriétés physique de l'air à la température moyenne : $Cp_{air}, \mu air, \lambda_{air}, \rho_{air}, Pr_{air}$
Calcul des propriétés physique de l'eau à la température moyenne : $Cp_{eau}, \mu_{eau}, \lambda_{eau}, \rho_{eau}, Pr_{eau}$
Calcul des surfaces : $N_{ail-m}, S_e, S_i, S_{net-m}, S_{tot-m}, S_{ail-m}$
Calcul de la déférence de température moyenne Logarithmique : ΔT_{ML}
B


B
Choix d'une valeur initiale de Coefficient d'échange global : K1.
Calcul de la Surface d'échange : S éch.
Calcul des paramètres géométriques de l'échangeur :
N ail, L t, N tt, Nt-r, V tubes, l.
Calcul de la surface étroite entre les tubes et les ailettes, et la vitesse de l'air :
S étr, V air et l'efficacité : m, Rex t, L carac, η ail, ηg.
Calcul de Nombre adimensionnel de Reynolds :
R ext, R ent et les coefficients d'échange par convection : hi, h e
Calcul de coefficient d'échange de chaleur global : K
|K1-K| < ξ
K1=k
C

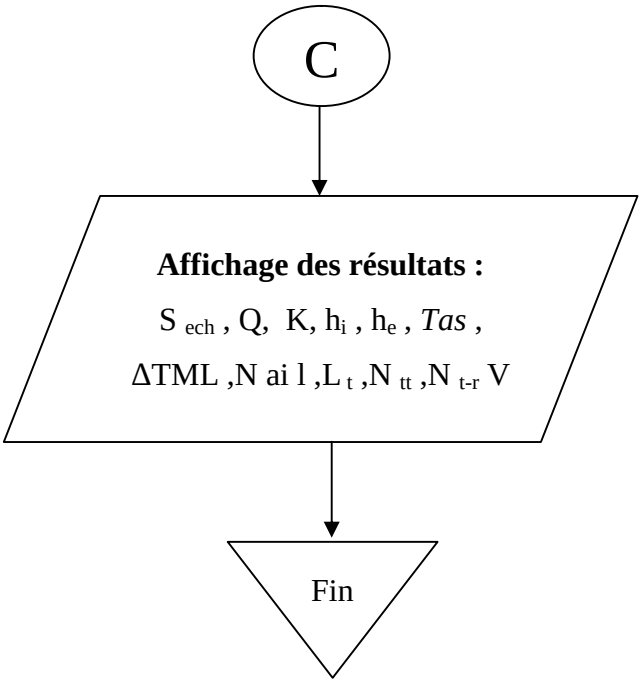


Figure II.17 : organigramme de calcule

CHAPITRE III :

Résultats et discussion

La déférences entre le condenseur et le évaporateur c'est la températures d'entré et la résistance de givre , si on travaille avec une températures négative non ajoute la résistances de givre pour le calcul de coefficient d'échange globale ,mais dans ce projet on a utilisé des températures positive alors nous avons pas besoin de la résistance de givre alors .

Dans notre travaille on a utilisé le **Matlab** pour :

- Dimensionner l'échangeur de chaleur.
- Examiner les effets des caractéristiques géométriques et dynamiques sur la surface d'échange et les pertes de charge.
- Déterminer les profils de température.

III.1. Résultats, analyses et commentaires :

Les courbes représentées ci-dessous ont été calculées pour les données suivantes soit dans Les (condenseur ou l'évaporateur) :

III.2. Données de l'échangeur :

- Diamètre extérieur des tubes : 0,011 m.
- Diamètre intérieur des tubes : 0,009 m.
- Epaisseur d'ailette : 4.10^{-4} m.
- Pas transversal entre tubes : 0.035 m.
- Pas longitudinal entre tubes : 0.020 m.
- Pas entre ailettes : 0.0024 m.
- Langueur des tubes : 2 m.
- Nombre de rang : 10.
- Les tubes sont disposés en quinconces.
- Conductivité thermique des tubes : 389 W/m K.
- Conductivité thermique des ailettes : 200 W/m K.
- Résistance d'encrassement coté eau : 2.10^{-4} m^2 K/W.
- Résistance d'encrassement coté aire : 4.10^{-4} m^2 K/W.
- Température d'entrée d'air : 32°C.
- Température d'entrée d'eau : 41°C.

- Température de sortie d'eau : 34°C.
- Débit d'air : 4.5 Kg/s.
- Débit d'eau : 1 Kg/s.

III.3. Influence du nombre de rangées :

Si on augmente le nombre de rangées le Coefficient d'échange de chaleur extérieur (coté air) et le coefficient d'échange global croit comme le montre la figure (III.1).

Sur figure (III.2) les pertes de charge augmentent avec l'accroissement du nombre de rangées.

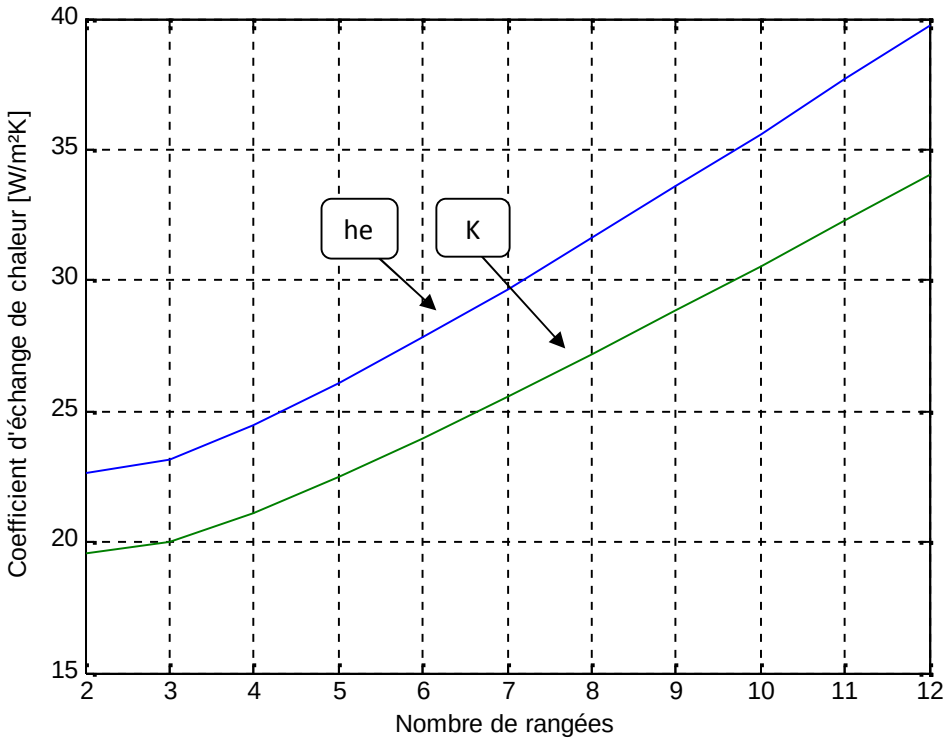


Figure III .1 : Variation des coefficients d'échange de chaleur (k, he) en fonction du nombre de rangées

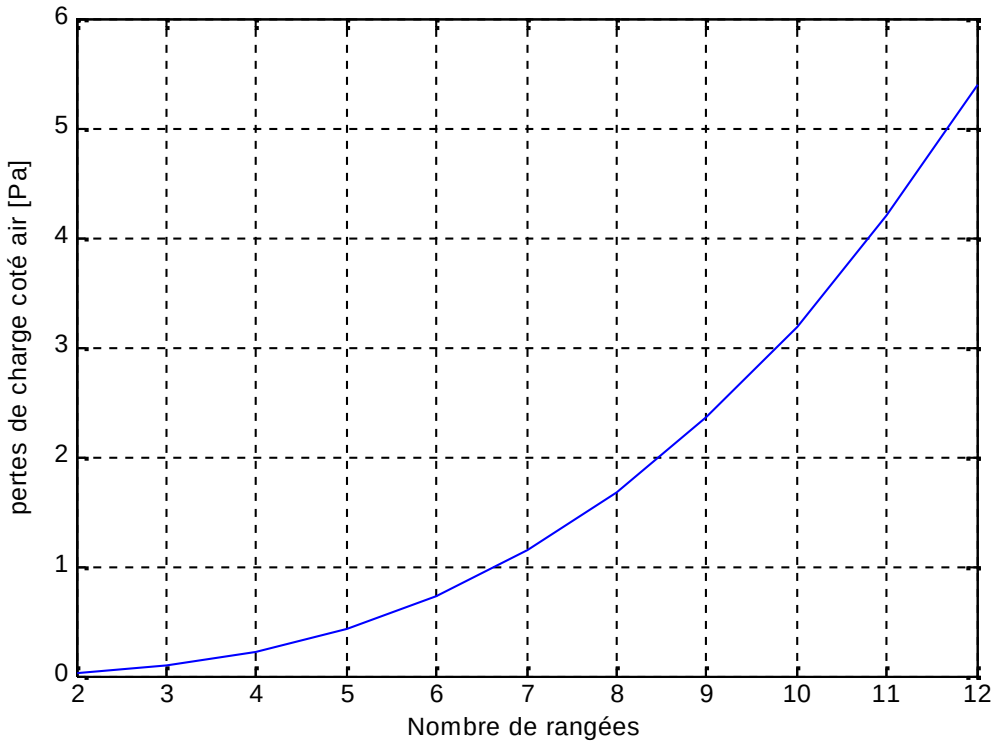


Figure III.2 : Variation des pertes de charge coté air en fonction du nombre de rangées

III.4. Influence du débit d'air :

La variation des températures de sortie et la variation de la surface d'échange en fonction du débit d'air sont représentées sur les figures (III.3-A-B et III.4) on constate une diminution de température de sortie de l'air dans le condenseur (A) et inverse dans l'évaporateur (B) (la seule déférence entre le condenseur et le l'évaporateur) quand on augmente le débits d'air, et on a une diminution de la surface d'échange de l'échangeur de chaleur lorsque on augmente le débit d'air.

Par contre la figure (III.5) montre que les pertes de charges augmentent avec l'accroissement des débits d'air.

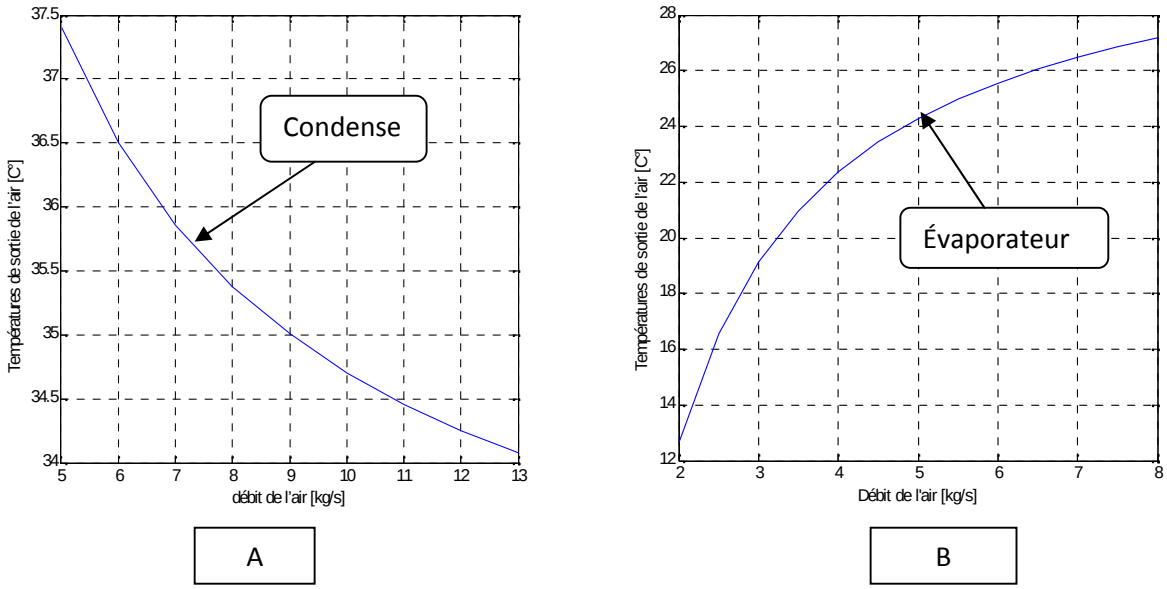


Figure III.3 : Variation des températures de sortie de l'air en fonction du débit d'air

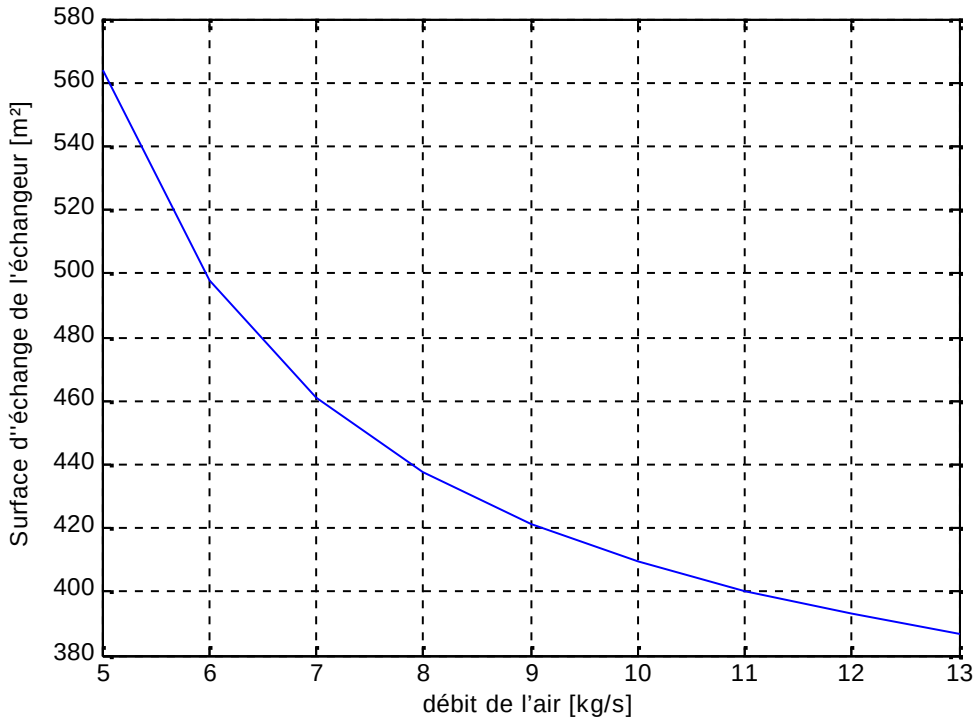


Figure III.4 : Variation de la surface d'échange en fonction du débit d'air

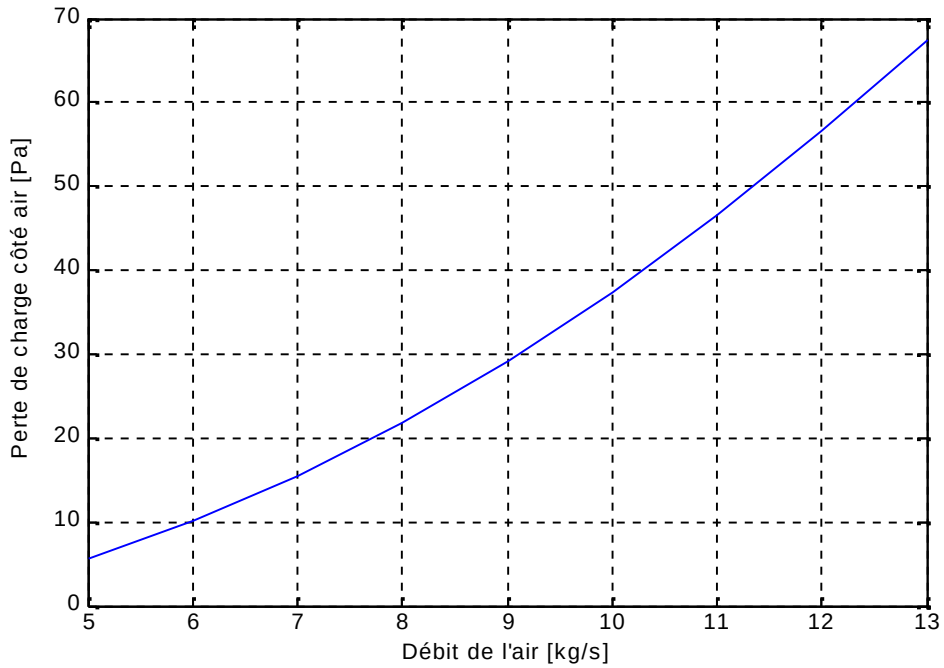


Figure III.5: Variation des pertes de charge coté air en fonction du débit d'air

III.5. Influence du débit d'eau :

Les figures (III.6 et III .7) montrent que les pertes de charges et la vitesse d'eau augmentent avec l'accroissement des débits d'eau.

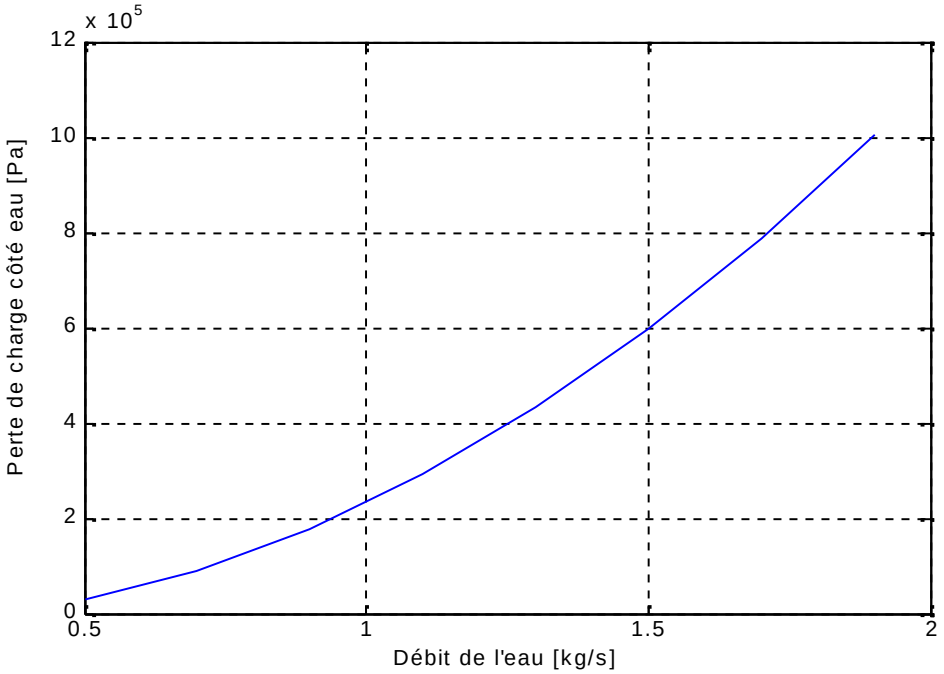


Figure III.6: Variation des pertes de charge coté eau en fonction du débit d'eau

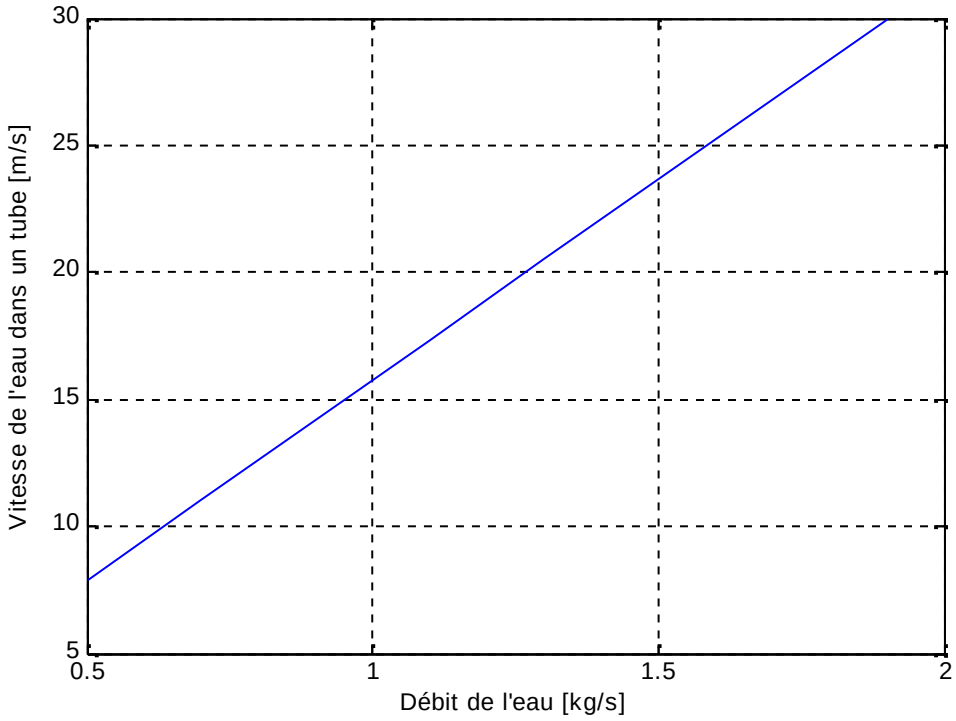


Figure III.7: Variation de la vitesse de l'eau en fonction de Débit d'eau

III.6. Influence de l'écartement des ailettes :

Les figures (III.9, III.10) illustrent la variation du coefficient d'échange extérieur en fonction de l'écartement des ailettes, on remarque une valeur spécifique de l'écartement des ailettes (2.4mm).

Selon la figure (III.8) il paraît clairement que les pertes de charge côté air diminuent en fonction de l'écartement des ailettes

Sur la figure (III.10) on remarque que le nombre d'ailette diminuent en fonction de l'écartement des ailettes.

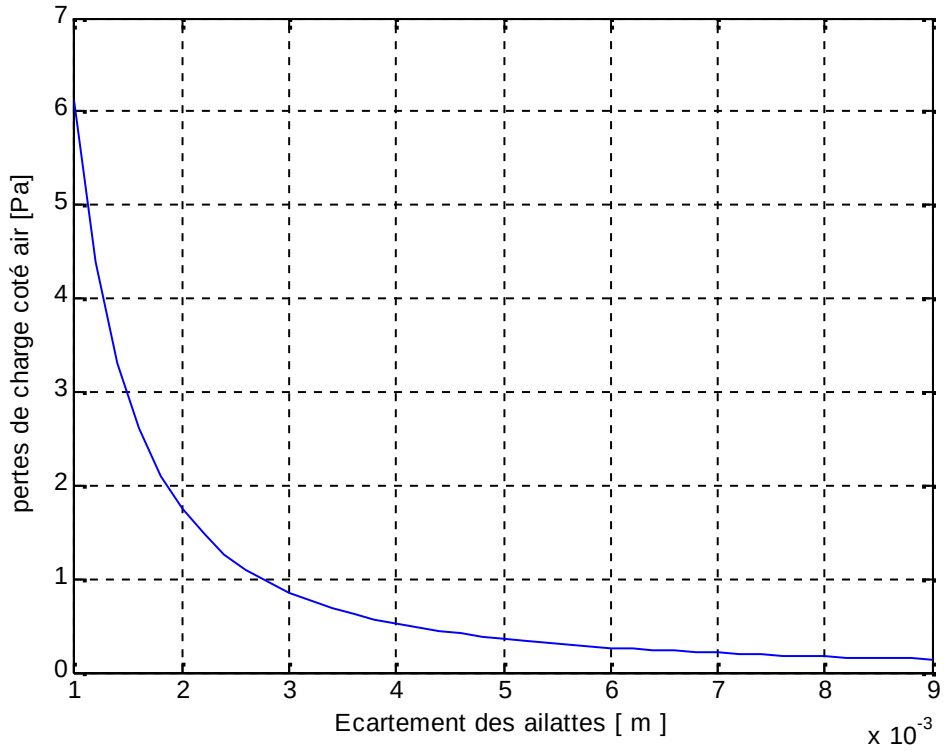


Figure III.8 : Variation des pertes de charge coté air en fonction de l'écartement des ailettes

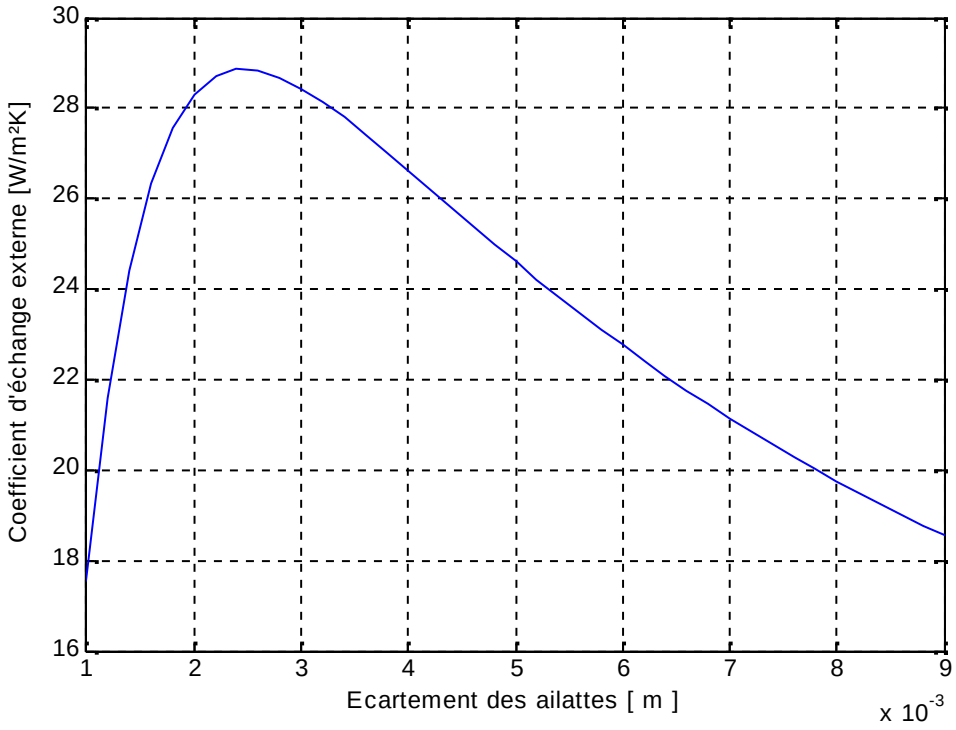


Figure III .9 : Variation du coefficient d'échange extérieur (he) en fonction de l'écartement des ailettes

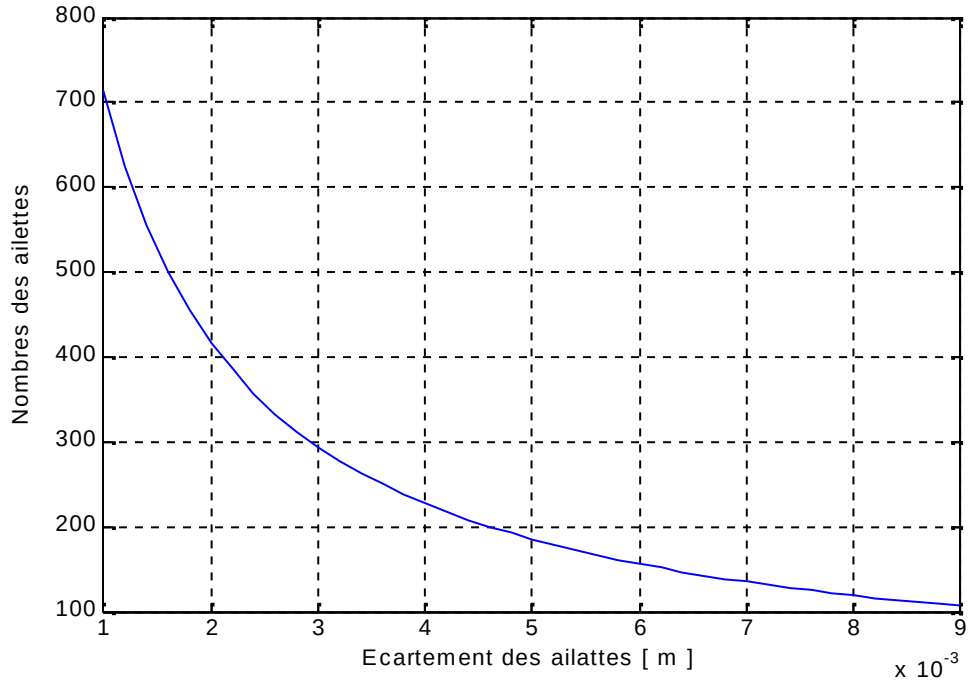


Figure III.10 : Variation du nombre des ailettes en fonction de l'écartement des ailettes

III.7. Influence de l'épaisseur de l'ailette :

Sur les figures (III.11, III.12) on remarque que :

- ✓ Augmentation d'épaisseur d'ailette résulté la diminution de pertes de charge coté air.
- ✓ Augmentation d'épaisseur d'ailette résulté l'augmentation du volume des tubes.

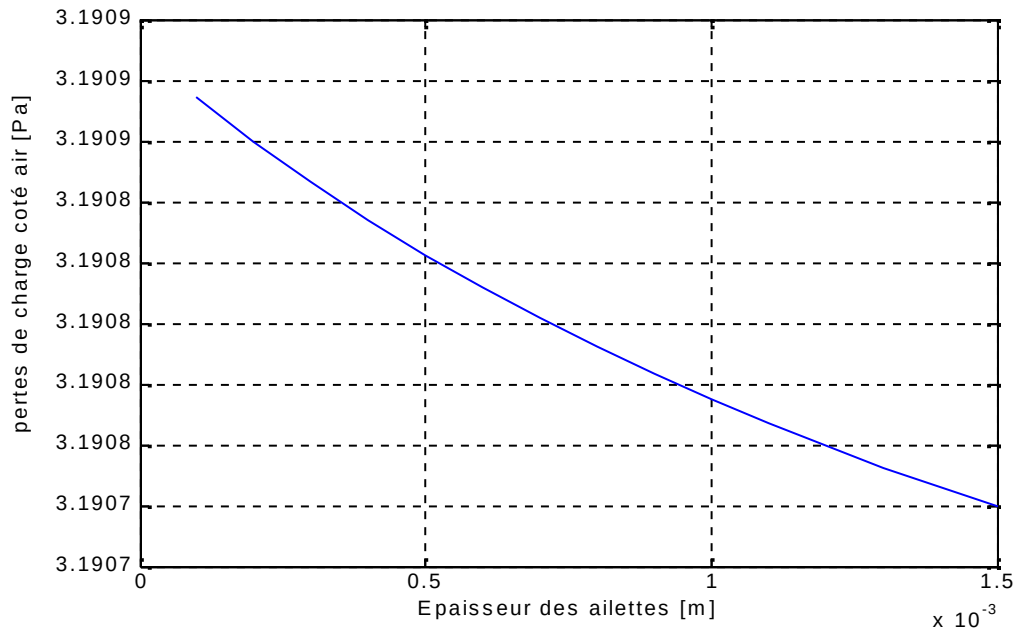


Figure III.11 : Variation de pertes de charge coté air en fonction d'épaisseur des ailettes

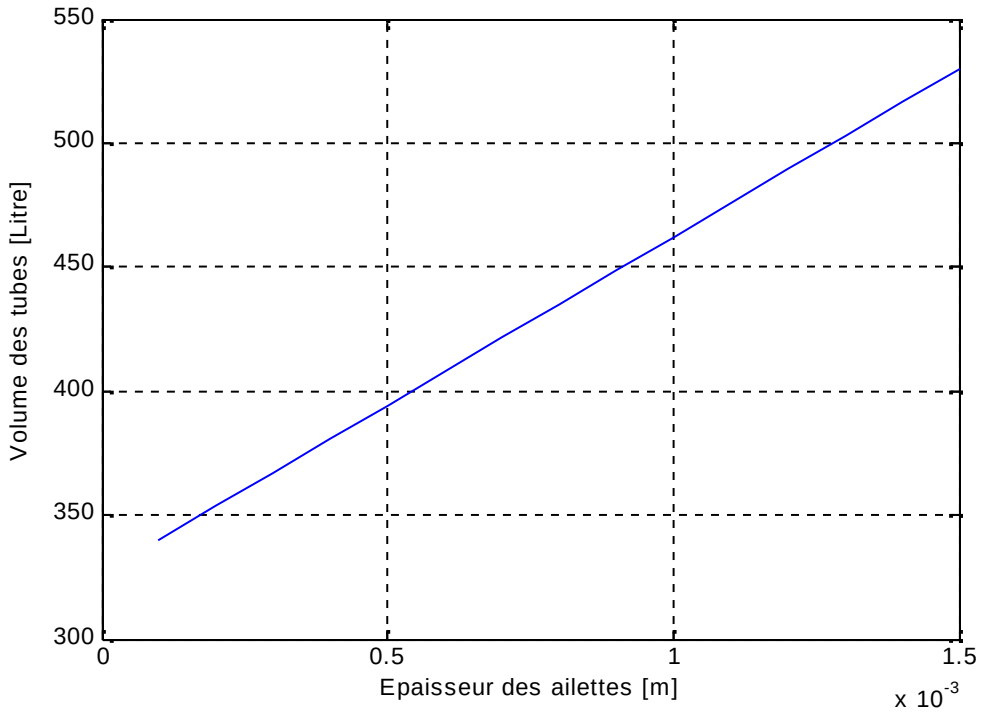
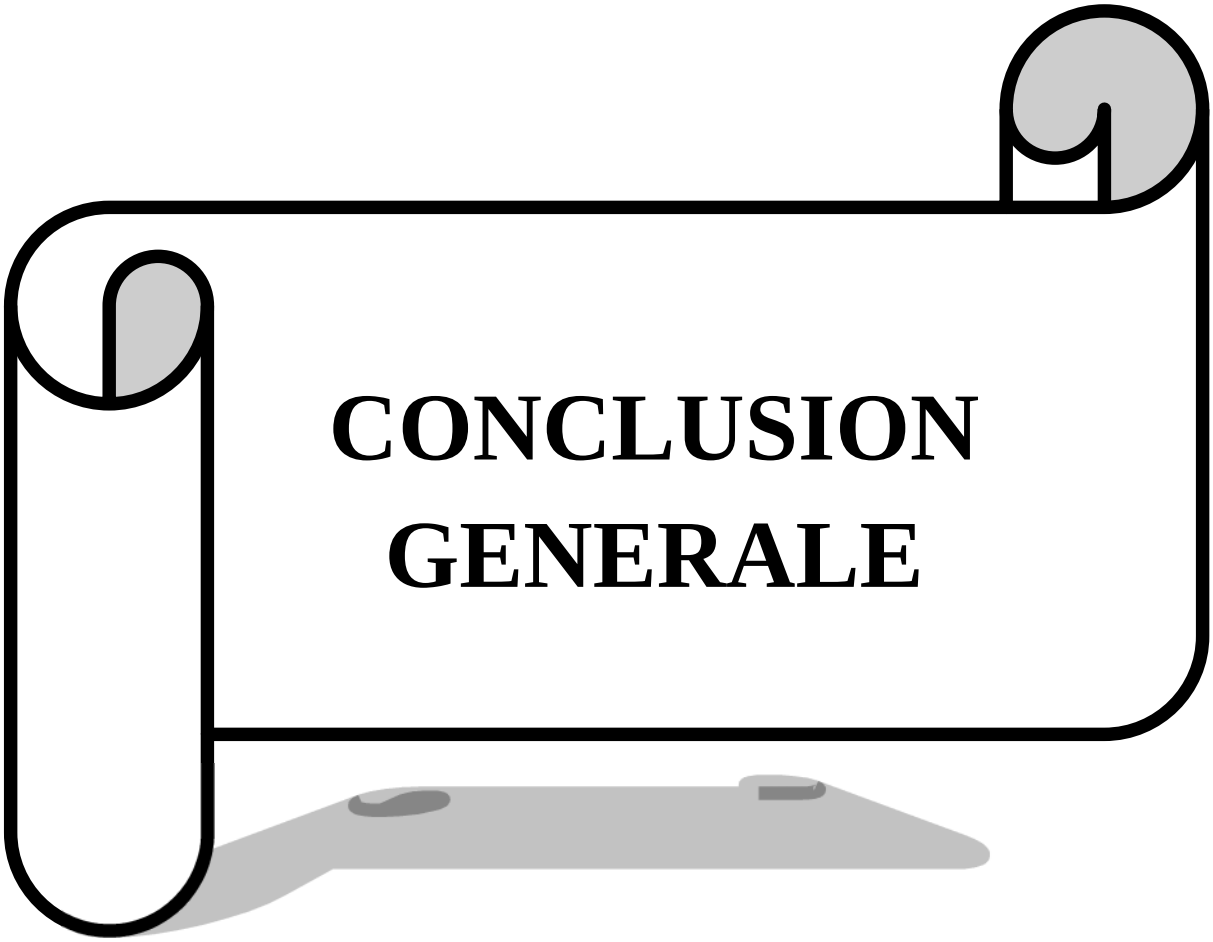


Figure III.12 : Variation de l'épaisseur des ailettes en fonction de Volume des tubes [Litre]



CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

Notre travail est concentré sur le dimensionnement d'un échangeur de chaleur (condenseur, évaporateur) du type batterie à ailettes d'une machine à adsorption

Le but de ce travail est de réaliser un programme MATLAB qui sert à dimensionner cet échangeur de chaleur.

Une étude paramétrique est faite pour montrer l'influence des paramètres (nombre de rangées, débit de l'air et l'eau, l'écartement et l'épaisseur de l'ailette) on remarque que :

- Si on augmente le nombre de rangées le coefficient de d'échange de chaleur extérieur (coté air) et le coefficient d'échange global augmentes.
- L'augmentation du débit d'air résulté la diminution de la surface d'échange et la température de sortie de l'air.
- L'augmentation de l'écartement des ailettes résulté la diminution des pertes de charge.
- L'augmentation du débit d'air dans le condenseur résulté la diminution de la température de sortie de l'air par contre dans l'évaporateur (la seule différence entre les deux échangeurs).

Ces résultats peuvent utiliser pour améliorer les machines à adsorption et pour l'utilisation industrielle.

Annexe

- **les propriétés physique de l'air et de l eau :** [28]

Propriétés de l'air à 1 atm						
θ	ρ	c_p	λ	$10^5 . \mu$	$10^5 . \alpha$	Pr
(°C)	(kg/m^3)	(J/kg.°C)	(W/m.°C)	(Pa.s)	(m^2/s)	
0	1,292	1006	0,0242	1,72	1,86	0,72
20	1,204	1006	0,0257	1,81	2,12	0,71
40	1,127	1007	0,0272	1,90	2,40	0,70
60	1,059	1008	0,0287	1,99	2,69	0,70
80	0,999	1010	0,0302	2,09	3,00	0,70
100	0,946	1012	0,0318	2,18	3,32	0,69
120	0,898	1014	0,0333	2,27	3,66	0,69
140	0,854	1016	0,0345	2,34	3,98	0,69
160	0,815	1019	0,0359	2,42	4,32	0,69
180	0,779	1022	0,0372	2,50	4,67	0,69
200	0,746	1025	0,0386	2,57	5,05	0,68
220	0,700	1028	0,0399	2,64	5,43	0,68
240	0,688	1032	0,0412	2,72	5,80	0,68
260	0,662	1036	0,0425	2,79	6,20	0,68
280	0,638	1040	0,0437	2,86	6,59	0,68
300	0,616	1045	0,0450	2,93	6,99	0,68

Corrélation entre 0 °C et 100°C

$\rho = -0.00380T^2 - 0.050T + 1002.6$ [kg m^{-3}]

$\lambda = 9.87\ 10^{-6}T^2 + 2.238\ 10^{-3}\ T + 0.5536$ [W $m^{-1}c^{-1}$]

$$\mu = 10^{-4}\ \frac{17.9 - 0.07377T + 0.0003354T2}{1 + 0.03032T + 8.765\ 10 - 5T2}$$

$$Pr = \frac{13.06 + 1.387T - 0.0037T2}{1 + 0.12407T + 0.005297T2}$$

Propriétés de l'eau à saturation						
θ	ρ	c_p	λ	$10^4 . \mu$	$10^7 . \alpha$	Pr
(°C)	(kg/m^3)	(J/kg.°C)	(W/m.°C)	(Pa.s)	(m^2/s)	
0	1002	4218	0,552	17,90	1,31	13,06
20	1001	4182	0,597	10,10	1,43	7,02
40	995	4178	0,628	6,55	1,51	4,34
60	985	4184	0,651	4,71	1,55	3,02
80	974	4196	0,668	3,55	1,64	2,22
100	960	4216	0,680	2,82	1,68	1,74
120	945	4250	0,685	2,33	1,71	1,45
140	928	4283	0,684	1,99	1,72	1,24
160	910	4342	0,680	1,73	1,73	1,10
180	889	4417	0,675	1,54	1,72	1,00
200	867	4505	0,665	1,39	1,71	0,94
220	842	4610	0,652	1,26	1,68	0,89
240	816	4756	0,635	1,17	1,64	0,88
260	786	4949	0,611	1,08	1,58	0,87
280	753	5208	0,580	1,02	1,48	0,91
300	714	5728	0,540	0,96	1,32	1,02

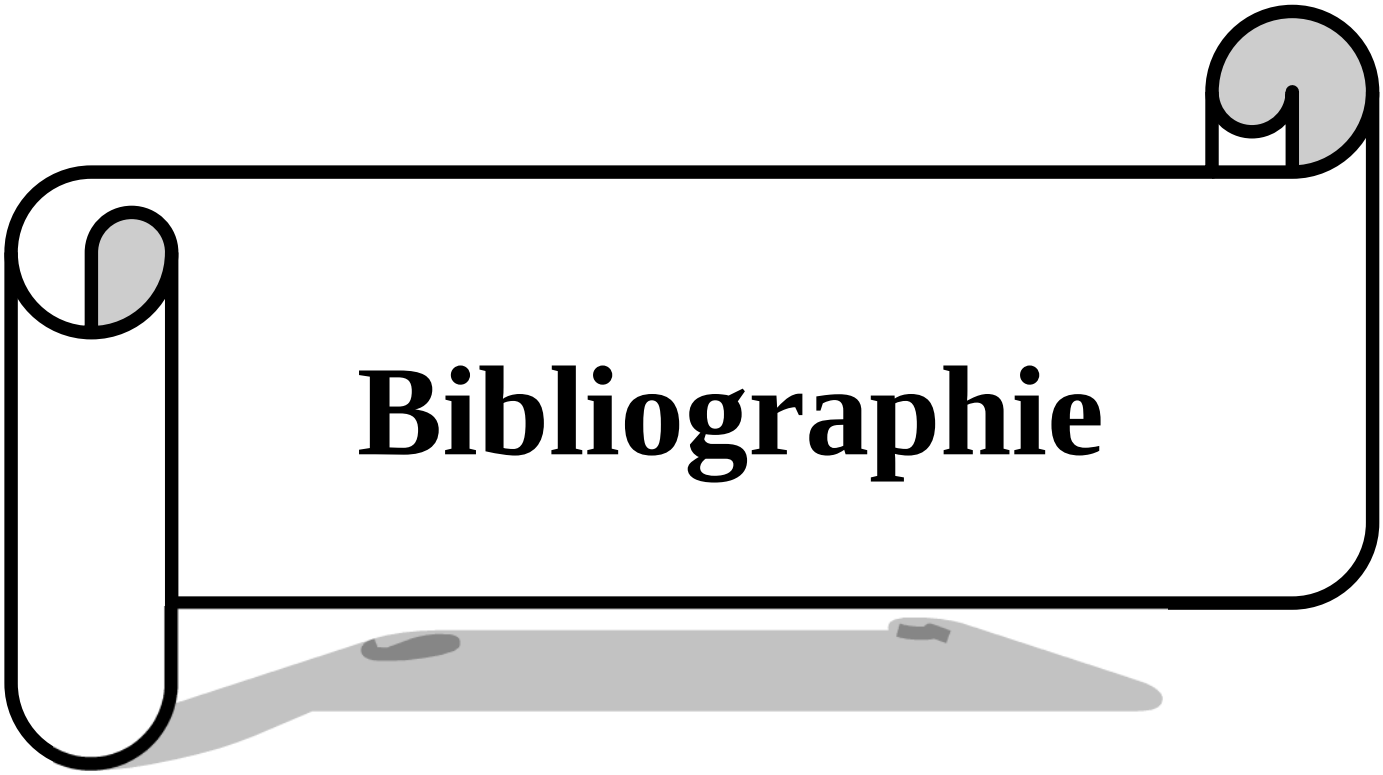
Corrélations entre 0 et 100 °C

$\rho = \frac{353}{T+273}$ [kg m^{-3}]

$\lambda = 7.57.10^{-5}T+0.0242$ [w m^{-1} c^{-1}]

μ = 10-5(0.0046T+1.7176) [pa s]

Pr = - 2.54 10^{-4}T +0.714



Bibliographie

Référence bibliographie:

[28] : Jannot, Y., " Transfert thermiques", cours de transfert thermique, Ecole des Mines Nancy, pp 161 (2012)

[1] : Pierre Rapine /Patrick Jacquard "Technologie des installations frigorifiques "8éme édition-2003

[3] : H. Recknagel –E .Sprenger. E-R.Schramele, « Génie climatique » 72 édition 2005.

[4] : Dr. Félix A. Peuser/ Karl- Heinz Remmers / Martin Schnauss (Installation solaires Thermiques» conception et mise en ouvre") 1er édition 2004

[21] : Mécanique & Energétique Universite D'aix-Marseille, pp 1-274 (2012). "Echangeurs de Chaleur - Intensification des échanges thermiques", Techniques de l'Ingénieur b2341, pp 1-23 (1995).

[6] : N. DOUSS & T. ZANIFE(1990): Le froid par adsorption: Zéolithe eau et Charbon actif-méthanol, Journée S.F.T., le 28 Novembre 1990, Paris

[7] : L. M. Sun et F. Meunier, Adsorption : Aspects théorique, Technique de l'ingénieur. J 2730; 1-16.

[9]: A. P. F. Leite, M. Daguenet, Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration, Energy. Convers. Manag., Vol. 41, pp 1625 - 1647, 2000.

[10] ; F. Mhiri, S. El Golli, Etude d'un réfrigérateur solaire à adsorption solide avec le couple charbon actif- méthanol. Rev. Gen. Therm., Vol 35, pp 269-277, 1996.

[11]: F. Meunier, theoretical performance of solid adsorbent cascading using the zeolithe/ water and active carbon/methanol pairs: four cases studies, heat recov. Sys., 6(6), PP 491-498,1988.

[13] : Introduction à la climatisation solaire

[17] : " Calcul et technologie des échangeurs de chaleur", Note de cour Université de Batna, pp 1-143 (2000)

[18] : Etude du Récupérateur de Chaleur Croisé à Tubes à Ailette", Rev. Energ. Ren. Vol. 5, pp 59-74 (2002)

[19] : "Synthèse bibliographique sur les transferts de chaleur et les pertes de pression dans les batteries à ailettes lisses ou corruguées continues", Grenoble, Greth (2007).

[22]: "Finned tube performance evaluation with nano fluids and conventional heat transfer fluids ", International Journal of Thermal Sciences 49, pp. 580–588 (2010).

[2] : Zian Sidahmed, « Dimensionnement d'une machine à absorption l'énergie solaire pour climatisation » mémoire fin d'étude 2007.

[5] : Mémoire (dimensionnement et réalisation d'une machine frigorifique solaire à adsorption d'ammoniac sur charbon actif)

[8] : S. Follin, Approche de Dubinin pour la caractérisation de charbons actifs et évaluation des performances des cycles frigorifiques à adsorption. Application à la production de froid par le couple charbon actif/dioxyde de carbone, université de Perpignan, thèse de Doctorat, 1996

[12] : Echangeurs de chaleur liés au système de refroidissement solaire à adsorption :

Dimensionnement d'un aéroréfrigérant.

[14] : Etude Expérimentale de Production Frigorifique par Adsorption Solide : Application à la Conception d'une Plateforme de Tri génération à partir de Biomasse en Milieu Rural.29-10-2011

[16] : Benchabane, A., "Modélisation du fonctionnement d'un radiateur pour MCI", These de Magister, Université de Mentouri Constantine (2001).

[20] : Transferts dans les milieux cellulaires à forte porosité-Application à l'optimisation structurale des échangeurs à ailettes", These de Doctorat, Spécialité

[23] : mémoire "étude et optimisation des échangeurs de chaleur" (2008)

[24] : "Modélisation dynamique des échangeurs diphasiques, appliquée aux groupes Frigorifiques contrôlés par une commande avancée", Thèse de Doctorat, L'institut national des sciences appliquées de Lyon, pp 189 (2011).

[26] : "contribution a l'étude d'un évaporateur à ailette" Thèse de Magistère, Université de Mentouri Constantine (2010).

[15] :http://www.hellopro.fr/echangeurs-thermiques-2001970-fr-rubrique.html, "échangeurs thermiques".

[25] : http:// www.baltimoreaircoil.eu/fr/produits/d%C3%A9tails-deconstruction-DFCH, "Refroidissement aéroréfrigérant et adiabatique".