

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Systèmes Energétiques Et Développement Durable

Réf:.....

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de

MASTER

Thème

*Etude d'un refroidisseur d'une installation
de réfrigération solaire à adsorption*

Présenté par:

Khaled BELHADJ

Proposé et dirigé par:

Pr. Adel BENCHABANE

Promotion : Juin 2014

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

Mes chers parents pour leur soutien et leur
Encouragement durant toute ma carrière d'étude

Mes frères,

Toute ma grande famille,

Mes meilleurs amis : Imad, Abdelhamid, abdelhak

A tous les étudiants de Génie Mécanique,

Ainsi qu'à tous mes amis et tous qui me
Connaissent.

Remerciements

Je remercie avant tout Allah tout puissant pour la volonté, la santé et la patience qu'il m'a donné afin de réaliser ce travail.

J'adresse mes vifs remerciements à Monsieur Adel Benchabane, Professeur à l'Université de Biskra, de m'avoir accueilli dans son équipe et d'avoir proposé ce sujet. L'intérêt qu'il a porté à mon travail et la confiance qu'il m'a constamment témoignée ont été pour moi très motivants durant la réalisation de ce travail.

Le moment est venu d'exprimer toute ma reconnaissance à Monsieur Amar Rouag, doctorant au Département de génie mécanique de l'Université de Biskra, qui a co-encadré le présent travail ; Je le remercie pour ces précieux conseils qu'ils n'ont cessé de me prodiguer tout au long de la réalisation de ce travail ainsi que pour sa disponibilité quotidienne.

Je remercie également Messieurs Kamel Aoues et Abdelouahed Aliouali, enseignants au département de génie mécanique de l'Université de Biskra, qui m'ont fait l'honneur de participer au jury.

Finalement, je tiens à remercier chaleureusement tous les enseignants du département de génie mécanique, et tous qui ont participé de près ou de loin pour accomplir ce travail.

Sommaire

DEDICACES	I
REMERCIEMENTS	II
SOMMAIRE	III
LISTE DES FIGURES	VII
LISTE DES TABLEAUX	IX
NOMENCLATURE	XI
INTRODUCTION	1

Chapitre I : généralités sur la production de froid solaire par sorption

1. Théories du phénomène de sorption dans les systèmes de réfrigération.....	3
2. Principe de l'absorption.....	4
2.1. Fonctionnement de la machine frigorifique à absorption.....	4
2.2. Avantages et inconvénients des machines à absorption	6
2.2.1. Avantages	6
2.2.2. Inconvénients.....	6
3. Phénomène d'adsorption	6
3.1. Adsorption physique.....	7
3.2. Adsorption chimique	8
3.3. Cycle de base d'une machine frigorifique à adsorption	8
3.3.1. Cycle a simple effet.....	8
3.3.2. Cycle a double effet.....	11
4. Machine frigorifique à adsorption	13
4.1. Description d'une machine frigorifique à adsorption.....	13
4.2. Principe de fonctionnement.....	14
5. Machine frigorifique solaire à adsorption	15
5.1. Machine fonctionne selon le cycle simple effet	15
5.1.1 Machine avec un seul lit.....	15
5.1.2 Machine avec deux lits	17
5.1.2.1 Principe de fonctionnement du système	17
5.2. Machine fonctionne selon le cycle double effet	19
5.2.1. Adsorbeur	20
5.2.2. Condenseur et Évaporateur.....	22
6. Avantages et inconvénients des machines à adsorption	22
6.1. Avantage.....	22

6.2. Inconvénients 22

Chapitre II : échangeurs de chaleur lié à la machine frigorifique solaire à adsorption

1. Définitions d'échangeurs de chaleur 23

1.1. Principe de fonctionnement..... 23

1.2. Types de contact..... 23

2. Description de l'installation frigorifique solaire a adsorption..... 23

2.1. Définition 23

2.1.1. COP thermique de la machine de production de froid 24

2.1.2. COP électrique de la machine de production de froid..... 25

3. Machine à adsorption (Chiller)..... 25

4. Installation solaire avec cuve de stockage (circuit HT)..... 27

4.1. Capteurs plans de types vitrés 28

4.2. Capteurs sans vitrage..... 29

4.3. Capteurs à concentration 30

4.4. Capteurs sous vide..... 31

5. Système de distribution de froid : ventilo-convecteur (circuit BT)..... 32

6. Circuit de refroidissement (circuit MT) 33

6.1. Définition 33

6.2. Types de systèmes de refroidissement 33

6.2.1. Classification selon le mode d'échange 34

6.2.1.1 Systèmes de refroidissement par voie humide 34

6.2.1.2. Systèmes de refroidissement hybride (par voie sèche et humide)..... 36

6.2.1.3 Les systèmes de refroidissement utilisant l'air sec..... 38

Chapitre III : Description de l'installation géothermique et l'élément à dimensionner

1. Géothermie 41

1.1. Définitions 41

1.2. Principe de la géothermie 41

1.3. Types de la géothermie..... 41

1.4. Différentes techniques 41

1.4.1 Puits Canadiens ou puits provençal 42

1.4.2. Pompes à chaleur géothermiques (PAC)..... 43

2. Principe de fonctionnement de l'échangeur eau-sol..... 44

2.1. Description du problème	44
3. Analyse des paramètres à dimensionné.....	45
3.1. Type des tubes utilisé	45
3.2. Géométrie de l'échangeur	45
3.2.1 Longueur des canalisations.....	46
3.2.2. Diamètre des canalisations	50
3.2.3. Nombre des tubes	50
3.2.4. Distance entre canalisations	50
3.2.5 La profondeur d'enfouissement des tubes.....	54
4. Détermination de la perte de charge dans un échangeur eau-sol.....	55
4.1. Perte de charge due à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.....	55
4.2. Pertes de charge régulières (linéaire)	55
4.3. Pertes de charge singulières	56

Chapitre IV : Dimensionnement de l'échangeur

1. Choix de la méthode de calcul	58
2. Modélisation de la température de sortie d'eau.....	59
3. Caractéristiques géométriques de l'échangeur	59
4. Hypothèses considérées.....	60
5. Déroulement de calcul.....	61
6. Calcul de tube enterré.....	62
7. L'organigramme du programme (PDR_EES 2014)	65

Chapitre VIII: Résultats et discussion

1. Validation du code numérique	67
2. Etude paramétrique.....	68
2.1. Données de l'échangeur	68
2.2. Echangeur eau-sol typique pour le site Biskra	69
2.2.1. Longueur de l'échangeur	71
2.2.2. Surface d'échange de l'échangeur.....	71
2.2.3. Coefficient d'échange convectif et le coefficient d'échange global	72
2.2.4. Efficacité de l'échangeur	73
2.2.5. Perte de charge totale	74
2.2.6. Puissance thermique échangée	74
2.3. Influence du diamètre des tubes	75
2.3.1. Influence du diamètre des tubes sur la longueur de l'échangeur.....	75

2.3.2. Influence du diamètre des tubes sur la surface d'échange.....	76
2.3.3. Influence du diamètre des tubes sur le coefficient d'échange convectif.....	77
2.3.4. Influence du diamètre des tubes sur le coefficient d'échange globale.....	78
2.3.5. Influence du diamètre des tubes sur les pertes de charge totale.....	79
2.3.6. Influence du débit volumique sur la longueur de l'échangeur.....	80
2.3.7. Influence de rayon du sol (rayon adiabatique) sur la température de l'eau.....	81
2.3.8. Influence de température du sol sur la température de l'eau.....	82
2.4. Optimisation de la configuration de l'échangeur eau-sol.....	83
Conclusion	84
Références bibliographiques	85
ANNEXE A	91
ANNEXE B	92

Liste des figures

Fig. 1.1. Système de réfrigération par sorption	3
Fig. 1.2. Schéma de base d'une machine frigorifique solaire à absorption.....	5
Fig. 1.3. Phénomène d'adsorption.....	7
Fig. 1.4. Schéma explicatif des deux types d'interactions.....	8
Fig. 1.5. Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique théorique simple effet, dans un diagramme de Clapeyron.	9
Fig. 1.6. Phase de chauffage.....	10
Fig. 1.7. Phase de refroidissement.....	11
Fig. 1.8. Diagramme de Clapeyron du cycle idéal de machine frigorifique à adsorbants avec processus de récupération de masse et de chaleur.....	12
Fig. 1.9. Processus de récupération de chaleur entre les deux adsorbants	13
Fig. 1.10. Processus de récupération de masse entre les deux adsorbants	13
Fig. 1.11. Schéma d'une machine frigorifique à adsorption	14
Fig. 1.12. Schéma d'une machine frigorifique solaire à adsorption.....	15
Fig. 1.13. Processus de travail du refroidisseur d'adsorption en deux lits.....	18
Fig. 1.14. Refroidisseur d'adsorption utilise le couple silicagel-eau	19
Fig. 1.15. Processus d'adsorption/désorption	20
Fig. 1.16. Schéma de principe d'unité de transfert de la chaleur et de la masse et image de l'adsorbant	21
Fig. 1.17. Schéma de l'unité de transfert de la chaleur et de la masse de condenseur et d'évaporateur	21
Fig. 2.1. Schéma descriptif de l'installation frigorifique solaire à adsorption	24
Fig. 2.2. Images de la machine à adsorption ACS 08, de marque SorTech AG.....	26
Fig. 2.3. Performances données par l'entreprise SorTech pour différentes températures de groupe MT	27
Fig. 2.4. Capteur solaire thermique plan et différents types de réseaux hydrauliques internes.....	29
Fig. 2.5. Principe de fonctionnement d'un capteur solaire thermique plan.....	29
Fig. 2.6. Capteur solaire Les capteurs sans vitrage	30
Fig. 2.7. Capteur solaire à concentration.....	30
Fig. 2.8. Capteur solaire thermique sous vide	31
Fig. 2.9. Types de circulation de fluide caloporteur dans un Capteur solaire thermique sous vide	31
Fig. 2.10. Image du ventilo-convecteur et leurs principaux composants	32
Fig. 2.11. Image système de refroidissement (aéroréfrigérant).....	33

Fig. 2.12. Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour ouverte où l'eau dispersée provient directement du circuit à refroidir.....	35
Fig. 2.13. Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour ouverte avec échangeur intermédiaire accolé	35
Fig. 2.14. Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour aéroréfrigérant fermée avec échangeur tubulaire	36
Fig. 2.15. Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour aéroréfrigérant hybride ouverte.....	37
Fig. 2.16. Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour aéroréfrigérant hybride fermée.....	37
Fig. 2.17. Schéma de principe de fonctionnement du système de refroidissement par aéroréfrigérant adiabatique	38
Fig. 2.18. Image et schéma de principe de fonctionnement du système de refroidissement par aéroréfrigérant sec	39
Fig. 2.19. Principe de fonctionnement du système de refroidissement par aéroréfrigérant sec, plus système de pulvérisation adiabatique	39
Fig. 3.1. Schéma descriptif de l'installation frigorifique solaire à adsorption utilisant la géothermie	40
Fig. 3.2. Principes de fonctionnement des puits canadien (hiver/été)	42
Fig. 3.3. Schéma de principe de pompe à chaleur géothermique	43
Fig. 3.4. Disposition de l'échangeur eau-sol.	45
Fig. 3.5. Résistance thermique dans le tube enterrée	46
Fig. 3.6. Configuration des canalisations	50
Fig. 3.7. Progression de flux de chaleur à travers une paroi de tube.	51
Fig. 3.8. Profondeur d'enfouissement des tubes.	55
Fig. 4.1. Schéma de calcul par la méthode du nombre d'unité de transfert.....	58
Fig. 5.1. Evolution de températures moyennes mensuelles pour l'année 2005 pour la région de Biskra	69
Fig. 5.2. Variations des températures dans le sol du mois de Juillet de (05 à 19) heures (Evolution Diurne)	70
Fig. 5.3. Variations des températures dans le sol du mois de Juillet de (20 à 04) heures (Evolution Nocturne).....	70
Fig. 5.4. Profil de température d'eau en fonction de la longueur de l'échangeur.....	71
Fig. 5.5. Variation de la surface d'échange en fonction de la longueur de l'échangeur.	72
Fig. 5.6. Variation de coefficient d'échange convectif en fonction de la longueur de l'échangeur.	72
Fig. 5.7. Variation de coefficient d'échange global en fonction de la longueur de l'échangeur.	73
Fig. 5.8. Variation de l'efficacité en fonction de la longueur de l'échangeur.....	73
Fig. 5.9. Variation de perte de charge totale en fonction de la longueur de l'échangeur.	74
Fig. 5.10. Variation de puissance thermique échangée en fonction de la longueur.	75

Fig. 5.11. Variation de température d'eau en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différents diamètres.	76
Fig. 5.12. Variation de la surface d'échange en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différents diamètres.	77
Fig. 5.13. Variation de coefficient d'échange convectif en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différents diamètres.	78
Fig. 5.14. Variation de coefficient d'échange globale en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différents diamètres.	79
Fig. 5.15. Variation des pertes de charge totale en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différents diamètres.	80
Fig. 5.16. Variation de température de l'eau en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différents débits volumiques.	81
Fig. 5.17. Variation de température de l'eau en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différents rayons du sol.	82
Fig. 5.18. Variation de température de l'eau en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différentes températures du sol.	82

Liste des tables

Tableau 1.1. Fonctionnement de système de la Machine frigorifique solaire à adsorption avec cycle simple effet.	16
Tableau 1.2. Paramètres de conception de refroidisseur à adsorption (couple silicagel-eau)	19
Tableau 2.1. Données et caractéristiques techniques de la machine à adsorption ACS 08	26
Tableau 2.2. Récapitulatif des critères aidant à orienter vers l'une ou l'autre solution (capteur plan ou sous vide)	32
Tableau 3.1. Différents types de la géothermie	41
Tableau 3.2. Avantages et inconvénients des puits canadiens	43
Tableau 3.3. Avantages et inconvénients des pompes à chaleur géothermiques.	44
Tableau 3.4. Corrélation donnant le coefficient de transfert par convection à l'intérieur des tubes pour le régime laminaire.	47
Tableau 3.5. Corrélation donnant le coefficient de transfert par convection à l'intérieur des tubes pour le régime turbulent.	48
Tableau 3.6. Le coefficient de perte de charge singulière pour deux types de coude	57
Tableau 4.1. Résumé des modèles de température de sortie pour deux types des parois.	59
Tableau 4.2. Dimensions géométriques préliminaire d'un échangeur enterrée eau-sol.	60
Tableau 5.1. Paramètres des deux échangeurs	67
Tableau 5.2. Résultats et comparaison avec A. Ettahir.	68

Tableau 5.3. Résultats et comparaison avec S. Citherlet et al.	68
Tableau 5.4. Choix de la géométrie de l'échangeur	83

Nomenclature

Symboles	Définitions	unités
C_p	Chaleur massique	J/Kg.K
D	Diamètre de tube	m
D_h	Diamètre hydraulique	m
erf	Erreur de Gauss	-
g	Accélération de la pesanteur	m/s²
h_i	Coefficient d'échange de chaleur par convection	W/m².K
K	Coefficient d'échange de chaleur global	W/m².K
L	Longueur de tube	m
ṁ	Débit massique	Kg/s
Nu	Nombre de Nusselt	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
ΔP_i	Perte de charges totale	Pa
ΔP_e	Perte de charges due à l'entrée et à la sortie de l'échangeur	Pa
ΔP_r	Pertes de charges régulières	Pa
ΔP_p	Perte de charges singulières	Pa
Q	Puissance thermique échangée	w/m
Q_v	Débit volumique	m³/s
R	Résistance thermique totale	m².K /W
R_{conv}	Résistance thermique en convection forcée	m².K /W
R_{coude}	Rayon de coude	m
Re	Nombre de Reynolds	-
R_{sol}	Résistance thermique du sol	m².K /W
r_{sol}	Rayon adiabatique (rayon du sol)	m
R_{tube}	Résistance thermique d'une paroi cylindrique par conduction	m².K /W
r₁	Rayon intérieur de tube	m
r₂	Rayon extérieur de tube	m
s	Section de passage du fluide	m²
S_{éch}	Surface d'échange	m²
T	Température	°C
V	Vitesse d'écoulement	m/s

Nomenclature

Symbole grecques	Définitions	unités
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
λ	Conductivité thermique	[k.s]
μ	Viscosité dynamique	[Pas.s]
ε	Efficacité de l'échangeur	-
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
λ	Conductivité thermique de sol	W/m.K
Ω	Coefficient de Darcy	-
Δ	Ecart	-
ξ	Coefficient de perte de charge singulière	-
Λ	Coefficient de perte de charges régulières	-
Φ	Flux thermique par unité de surface, à travers la paroi du tube	W/m ²
α	Diffusivité thermique du matériau	m ² /s
η	Variable de similarité	-

Indices	Définitions
int	Interne
e	Entrée
Es	Sortie de l'eau
Ee	Entrée de l'eau
tot	Total
s	Sortie

Introduction

Jusqu'à présent, le conditionnement d'air et les réfrigérateurs domestiques en Algérie fonctionnent principalement par la voie classique, des machines frigorifiques à compression de vapeur, qui nécessitent une dépense d'énergie électrique considérable. Ces machines utilisent pour leur fonctionnement des CFC dont la plupart appauvrissent la couche d'ozone.

De nombreux scientifiques et écologistes se prononcent donc pour une technologie capable d'assurer le futur écologique de notre planète. Les systèmes alternatifs doivent utiliser des fluides frigorigènes sains pour l'environnement et avoir des performances élevées permettant de réduire l'émission de CO₂ et par conséquent réduire l'effet de serre. Ces problèmes environnementaux ont donné un regain d'intérêt à une autre filière de machines frigorifiques dite à sorption (absorption et adsorption). Ces machines alternatives deviennent de plus en plus attractives puisque les fluides utilisés, dans ces dernières, sont bénins pour l'environnement que ce soit l'ammoniac, l'eau ou les alcools, ...etc. Cette technologie 'de sorption' est particulièrement très attractive pour les pays de potentiel solaire important. En effet, l'énergie solaire est utilisable d'une manière directe dans les machines de rafraîchissement à sorption en remplaçant les sources d'énergies classiques.

Nous nous intéressons dans le présent travail à une éventuelle installation d'une machine de rafraîchissement de l'air ambiant par adsorption solaire, dans la région de Biskra. Ce type d'installation englobe un certain ensemble de systèmes thermiques tels que : La machine frigorifique (Chiller), le système de chauffage solaire et le système de refroidissement (tour de refroidissement, aéro-refroidisseur, ...). Un certain nombre de machines de production de froid solaire par adsorption sont disponibles sur le marché. Des travaux antérieurs, réalisés dans le Laboratoire de Génie Energétique et Matériaux, LGEM, de l'Université de Biskra, ont étudié le fonctionnement de certaines machines commerciales dans la région de Biskra. Il a été montré que les aéro-refroidisseurs ne fonctionneront pas durant la période des pics de la température ambiante. Ainsi, le présent travail a comme objectifs :

- Le choix d'un modèle commercial d'une machine de rafraîchissement de l'air ambiant par adsorption solaire ; à installer dans la région de Biskra en se basant sur les travaux déjà menés par notre équipe.

- La proposition d'une solution technique adaptée aux conditions extrêmes de température de l'air ambiant par une étude et dimensionnement du refroidisseur de la machine.

Le présent mémoire est divisé en cinq chapitres :

Le premier chapitre introduit quelques notions générales sur la production de froid solaire par sorption. Une synthèse bibliographique sur l'utilisation du phénomène d'adsorption dans les machines frigorifiques est également présentée.

Le second chapitre est consacré à la description de l'installation frigorifique à adsorption solaire. Nous avons donné une description détaillée de l'échangeur de chaleur lié à la machine et des systèmes de refroidissements.

Dans le troisième chapitre, nous donnons quelques notions sur l'utilisation de l'énergie géothermique comme solution alternative aux aéro-refroidisseurs. Ainsi nous exposerons les échangeurs enterrés eau-sol et la démarche mathématique du modèle analytique adoptée.

Dans le quatrième chapitre nous présentons la méthode de dimensionnement de l'échangeur enterré eau-sol de la machine.

Un dernier chapitre traitant les résultats numériques et la validation du code de calculs.

Enfin une conclusion générale et les perspectives de la présente étude.

Chapitre I : généralités sur la production de froid solaire par sorption

1. Théories du phénomène de sorption dans les systèmes de réfrigération

La réfrigération par sorption utilise l'attraction physique ou chimique entre un couple de substance pour le but de produire le froid. Une sorption a une capacité unique de transformer l'énergie thermique directement en puissance de refroidissement. La substance a plus faible température d'ébullition est appelée le sorbat et l'autre est appelée le sorbant. Le sorbat joue le rôle de fluide frigorigène [1].

En outre, nous pouvons résumer le phénomène de sorption en deux processus principaux :

- i. La sorption suivant un cycle fermé suivant un processus d'adsorption ou d'absorption. L'absorption se réfère à un processus de sorption où un sorbant liquide ou solide absorbe les molécules de réfrigérant dans son intérieur avec de modification physique et/ou chimique dans le processus. L'adsorption, d'autre part, se réfère à un sorbant solide qui attire les molécules de réfrigérant sur sa surface par force physique ou chimique, et ne change pas sa forme dans le processus.
- ii. La sorption en cycle ouvert appelée aussi " système a dessiccation " (Dessicant Evaporative Cooling, DEC) où un sorbant, c'est-à-dire un déshydratant, absorbe l'humidité de l'air humide. Les cycles de sorption ouvert sont classés soit en liquide ou solide selon le cycle dessicatif en fonction de la phase de la déshydratation utilisée [1].

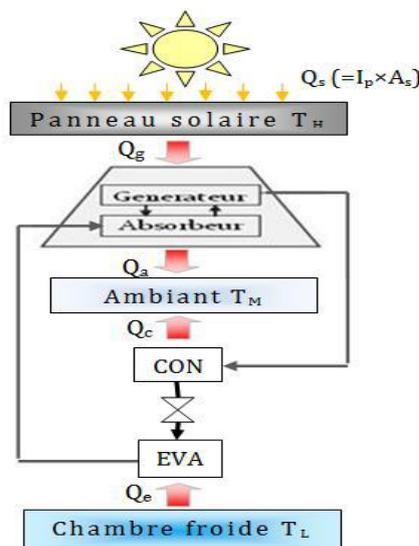


Fig. 1.1. Système de réfrigération par sorption [1].

2. Principe de l'absorption

Le principe de refroidissement par absorption a été démontré vers la fin du 19^{ème} siècle (1859), mise au point par un français, FERDINAND Carré, Ainsi, peut être définie comme un phénomène exothermique, Ils utilisent les propriétés d'affinité chimique des molécules d'un frigorigène plus volatile (sorbant) et d'un liquide ou solide (sorbant) [2].

Selon la nature liquide ou solide du sorbant, on distingue deux variantes type de l'absorption :

- i. **Absorption humide** : Ce type de machine utilise les propriétés de dissolution d'un frigorigène gazeux dans un solvant liquide. L'exemple le plus courant et le plus ancien est le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Ce couple est le mieux connu et le plus étudié [3]. La réaction mise en jeu entre le sorbant et le sorbat est de nature chimique. La solution retenue la plupart du temps dans les systèmes à absorption humide, aboutie à un cycle continu [4].
- ii. **Absorption sèche** : Le sorbant est alors un solide, mais la réaction de sorption est toujours de nature chimique. Les couples absorbant/absorbant les plus utilisés en absorption sèche sont le $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ et le $\text{H}_2\text{O}/\text{LiCl}$ [5].

Les systèmes à absorption sèche connaissent de ce fait quelques utilisations en réfrigération, plus particulièrement en climatisation. Leur principal défaut provient d'une limitation de la température de la source utile (température d'évaporation).

En effet, pour des températures d'évaporation inférieures à 0°C , il y a un risque d'obstruction des circuits de la machine par cristallisation du sorbat [6].

2.1. Fonctionnement de la machine frigorifique à absorption

Le processus d'absorption est une autre technique industrielle pour la production froide. Les refroidisseurs à absorption utilisent directement la chaleur comme source première d'énergie pour produire le froid, au lieu d'énergie mécanique, comme c'est le cas des refroidisseurs à compression.

Dans une machine solaire à absorption, l'énergie solaire peut être directement absorbée par le capteur solaire. Le rôle du convertisseur de l'énergie solaire est de convertir le rayonnement électromagnétique en chaleur qui est transférée au bouilleur. Durant la journée, et de dissiper durant la nuit l'énergie thermique libérée par le système. Le convertisseur se présente en fait sous l'aspect d'un capteur solaire, plan légèrement modifié. En effet, le bouilleur doit présenter un volume suffisant pour contenir l'absorbant et le fluide frigorigène [7].

Le couple binaire (solvant-fluide frigorigène) est chauffé dans le bouilleur (générateur) grâce à des apports extérieurs (énergie solaire captée par le capteur solaire) le fluide le plus volatil s'évapore après ébullition à une température inférieure à la température d'ébullition du fluide lourd (fluide absorbant) l'évaporation du fluide frigorigène se fait à une pression constante.

La vapeur du fluide frigorigène se dirige vers le condenseur, la quantité restante du mélange dans le bouilleur est appauvrie en fluide frigorigène passe par la vanne de détenteur à l'absorbeur.

La vapeur du fluide frigorigène se condense dans le condenseur elle sort à l'état liquide et se détend dans la vanne détenteur arrivant à l'évaporateur le fluide frigorigène s'évapore en produisant du froid et la vapeur produite se dirige vers l'absorbeur en formant avec le liquide pauvre venant du bouilleur une solution riche en fluide frigorigène, cette solution retourne au bouilleur après avoir augmenté sa pression par la pompe et ainsi le cycle recommence.

La solution riche entrant un échangeur inter solution est circule dans les tubes intérieure et la solution pauvre circule dans l'espace annulaire. Est pour assure la circulation du fluide frigorigène en a une pompe de circulation. En a Aussi assuré une énergie d'appoint pour la marché du système dans tous les cas (en nuit, en jour à la présence des nuages,..) [7].

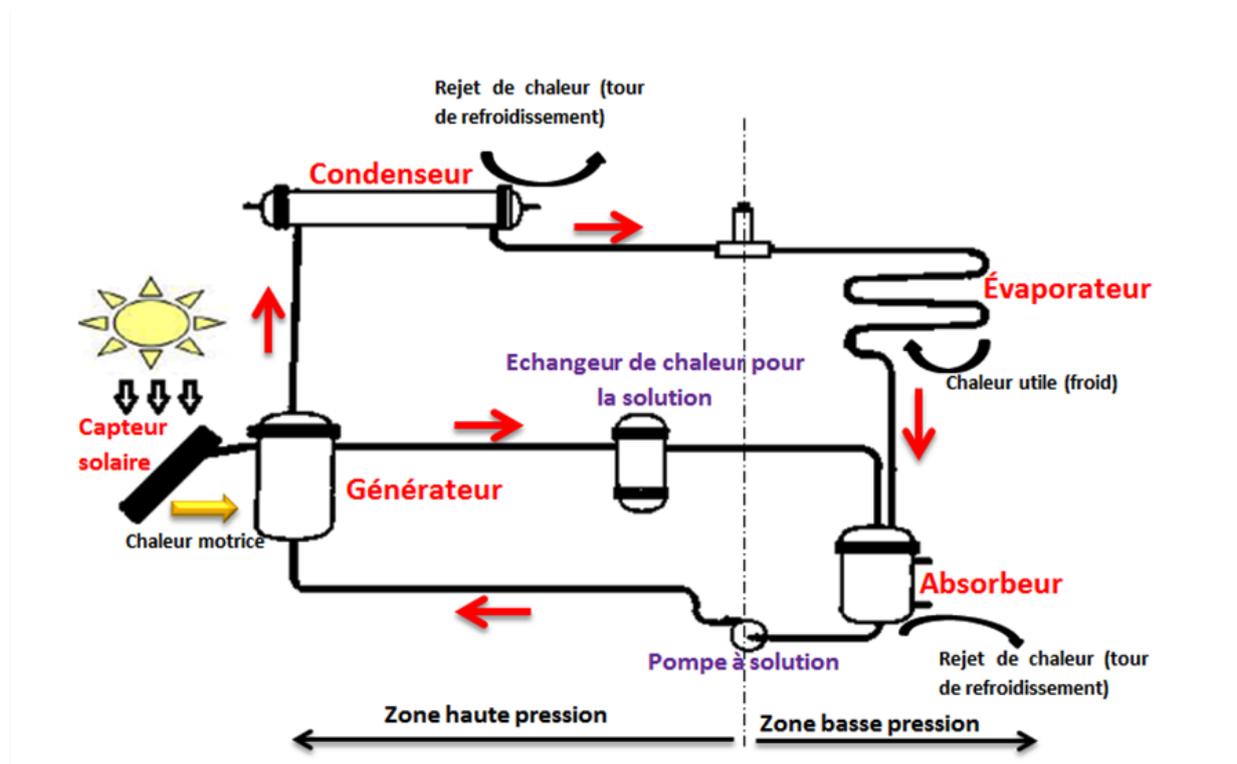


Fig. 1.2. Schéma de base d'une machine frigorifique solaire à absorption [8].

2.2. Avantages et inconvénients des machines à absorption

2.2.1. Avantages

Les principaux avantages des machines à absorption sont :

- ✓ Pas de fluide frigoporteur nocif pour l'environnement.
- ✓ Pas de compression mécanique (et peu de pièces en mouvement) donc limitation du bruit et des vibrations.
- ✓ Maintenance simplifiée.
- ✓ Coût énergétique intéressant par rapport à l'électricité.
- ✓ Fiabilité et durée de vie (les machines à absorption ont une durée de vie estimée de 25 à 30ans, ce qui est largement supérieur à la durée de vie des machines à compression mécanique).

2.2.2. Inconvénients

- ✓ Rendement énergétique faible de l'ordre de 0,5 à 0,8
- ✓ Nécessité de grande surface de captation
- ✓ Existence d'une température seuil minimum de fonctionnement
- ✓ Coût d'investissement important à cause de la cherté des capteurs à haute performance
- ✓ Utiliser à l'heure actuelle uniquement pour produire des grandes puissances frigorifiques [11].

3. Phénomène d'adsorption

Le phénomène d'adsorption a été découvert pour la première fois par Fantana et Schelle en 1711, L'adsorption est le processus au cours duquel les molécules d'un fluide (gaz ou liquide). Appelé adsorbat dans le cas générale ou fluide frigorigène dans les procédés de production de froid. Se fixent sur la surface d'un solide appelé un adsorbant. Le terme surface du solide correspond à la totalité des surface externes et internes engendrées par le réseau de pores et cavités à l'intérieur de l'adsorbant [12].

L'adsorption d'un gaz par un solide comporte trois phases principales (figure1.4) :

- ✓ La phase gazeuse constituée des molécules de gaz.
- ✓ La phase adsorbée (l'adsorbat) formée des molécules adsorbées à la surface.
- ✓ La phase solide qu'est l'adsorbant [13]

Généralement, on distingue deux types d'adsorption qui diffèrent par leur nature de fixation et par les énergies mises en jeu :

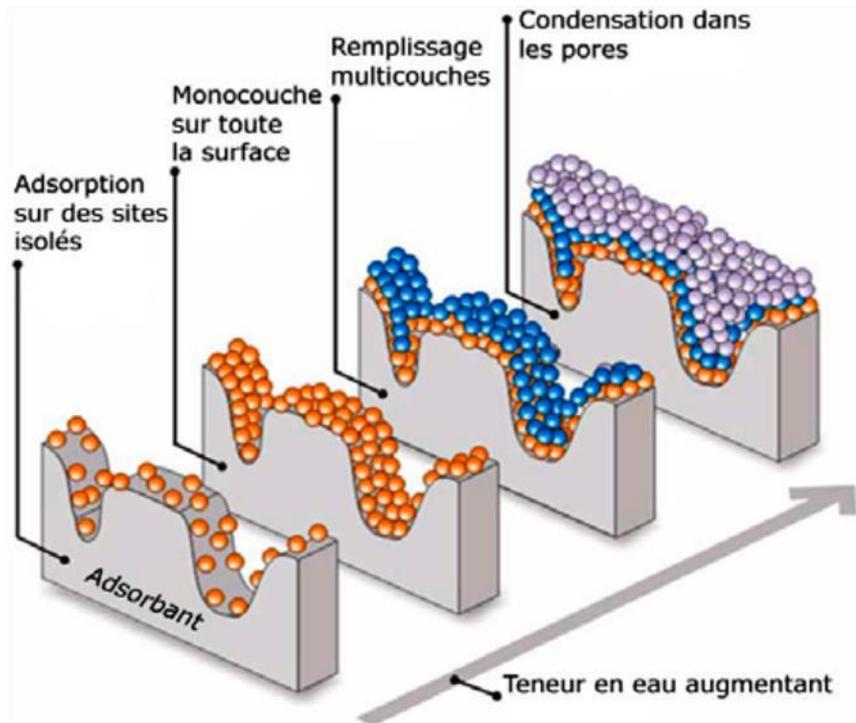


Fig. 1.3. : Phénomène d'adsorption [14].

3.1. Adsorption physique

L'adsorption physique ou bien la physisorption, le processus résulte par des liaisons physique plus faible, avec des énergies d'interaction de l'ordre 2 kJ/mole, qui ne modifie pas la nature chimique de la molécule de l'adsorbant.

Cette fixation des molécules du fluide sur la surface du solide se fait essentiellement par les forces de Van der Waals et les forces due aux interactions électrostatiques de polarisation. Cette liaison faible de molécules d'adsorbat sur le solide n'entraîne aucune modification de la structure moléculaire du solide mais une simple variation de sa masse. Ainsi l'adsorption physique est parfaitement renversable c'est-à-dire que les molécules adsorbées peuvent être facilement désorbée en augmentant la température. La transformation d'état du fluide d'une phase gazeuse à une phase adsorbée s'effectue à pression et température constante.

Ce phénomène s'accompagne d'un dégagement de chaleur s'appelle chaleur isostérique d'adsorption. Il met en jeu deux types d'interactions :

- ✓ Les interactions adsorbant/adsorbat (entre le solide et les molécules adsorbées).
- ✓ Les interactions adsorbat/adsorbat (entre les différentes molécules adsorbées) [15].

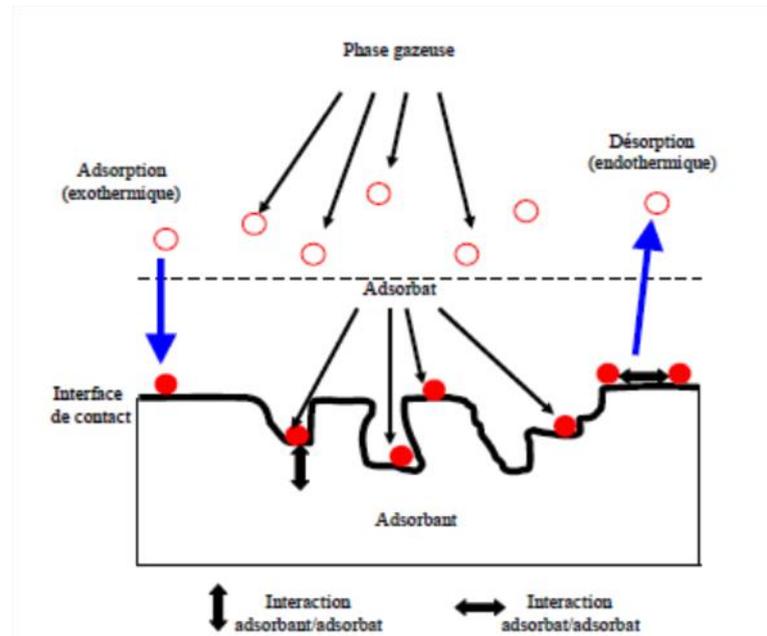


Fig. 1.4. Schéma explicatif des deux types d'interactions [16].

3.2. Adsorption chimique

Dans le cas de l'adsorption chimique, le processus résulte d'une réaction chimique avec formation des liens chimiques entre les molécules d'adsorbant 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) par rapport de l'adsorption physique, et favorisée par une haute température [17,18].

3.3. Cycle de base d'une machine frigorifique à adsorption

3.3.1. Cycle a simple effet

La machine frigorifique fonctionne selon un cycle thermique à adsorption basé sur le principe de la réversibilité de l'adsorption physique : fixation de la vapeur du fluide frigorigène « adsorbant » sur l'adsorbant lorsqu'il est refroidi et libération de celle-ci lorsqu'il est chauffé. A l'équilibre thermodynamique. Le système est bivariant.

Cela signifie que la concentration de fluide frigorigène X à l'équilibre est une fonction de la température T et de la pression P. l'équilibre peut être décrit soit par :

- Des isobares d'adsorption donnant. Pour des pressions constantes. La concentration adsorbée en fonction de la température.
- Des isothermes d'adsorption (température constantes) donnant la concentration adsorbée en fonction de la pression. Pour plusieurs températures de l'adsorbant.

- Des isostères (concentration d'adsorbant constante) donnant. Pour plusieurs concentrations adsorbées constantes. La pression P en fonction de la température T .

Le cycle a adsorption figure (1.5) est représenté généralement dans un diagramme de Clausius-Clapeyron ($\ln P$, $-1/T$) [15].

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

➤ **Phase de chauffage**

- *Phase de chauffage isostérique (1-2)*

Au début du cycle (point 1), le mélange adsorbant/adsorbat est à sa température minimale T_a (température ambiante ou température d'adsorption) et la pression du système est la même que la pression de saturation de l'adsorbat à la température de l'évaporateur T_e (pression d'évaporation $P_e = P_{sat}(T_e)$). a cette étape, le générateur est relié à la source chaude, et est isolé du condenseur /évaporateur par la fermeture d'une vanne.

La chaleur apportée chauffe le générateur, augmentant la température et la pression du système de manière isostérique le long de X_{max} figure (1.5). 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} . Cette phase équivalente à " la compression " dans le cycle de compression classique [15].

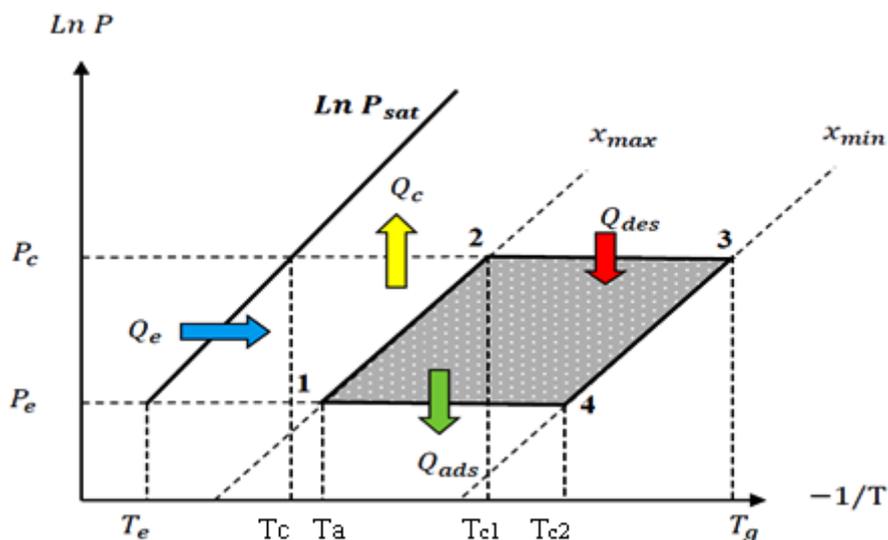


Fig. 1.5. Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique théorique simple effet, dans un diagramme de Clapeyron [15].

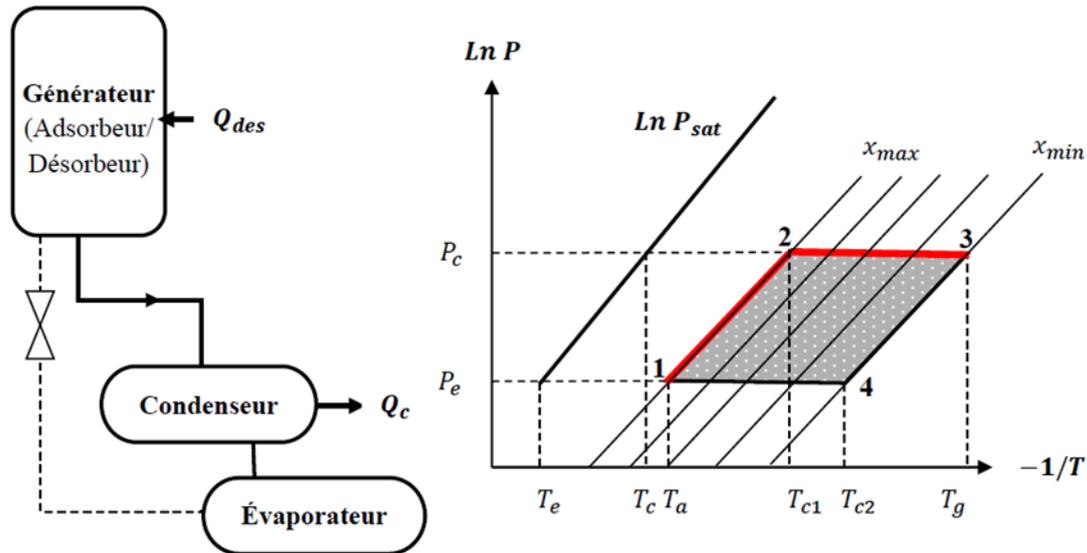


Fig. I.6. Phase de chauffage [15].

➤ Phase de refroidissement

▪ Phase de refroidissement isostérique (3-4)

On isole le générateur par la fermeture de la vanne. Le refroidissement du mélange adsorbant/adsorbé 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 T_{c2} (point 4). La concentration du fluide adsorbé reste constante dans cette phase et est égale à X_{min} (figure 1.7) cette phase est équivalente à " la détente " dans le cycle de compression classique.

▪ 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 fluide frigorigène en produisant le froid comme dans un cycle à compression classique. On ouvre la vanne qui relie le générateur et l'évaporateur, ce qui laisse l'adsorbant provoquer l'adsorbé par adsorber ce dernier, la vapeur produite s'adsorbe donc de nouveau dans l'adsorbent, jusqu'à ce que la température du mélange adsorbant/adsorbé devienne minimale T_a , fixée pour le cycle correspondant.

Durant cette phase, le système suit l'isobare imposé par l'évaporateur, et qui correspond à la pression de saturation du fluide frigorigène à la température d'évaporation.

A ce moment, la machine est prête pour un nouveau cycle.

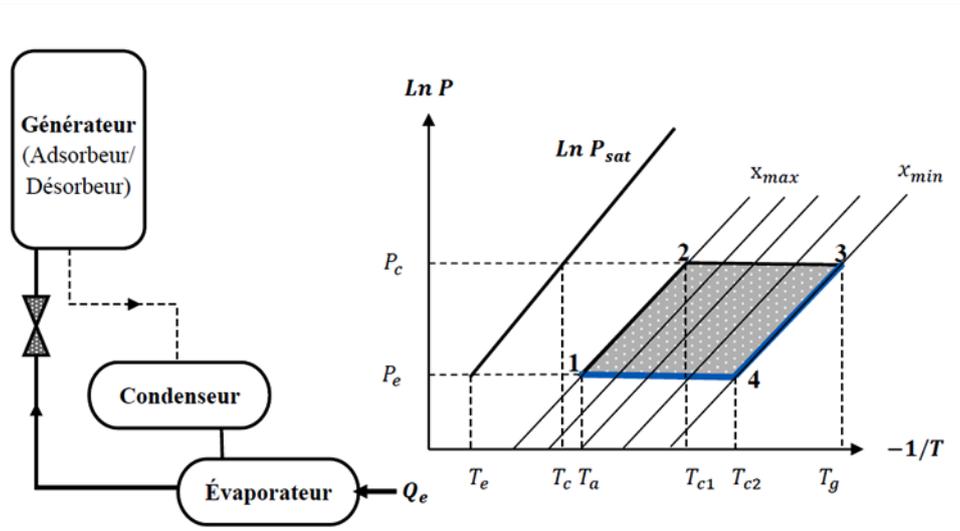


Fig. 1.7. Phase de refroidissement [15].

Le cycle thermodynamique est totalement défini par les quatre températures de fonctionnement :

- ✓ T_a : température d'adsorption : température minimale atteinte par le mélange adsorbant / adsorbat.
- ✓ T_g : température de régénération : température maximale atteinte par le mélange adsorbant / adsorbat.
- ✓ T_c : température de condensation.
- ✓ T_e : température d'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 adsorption-évaporation). 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 [15].

3.3.2. Cycle a double effet

On sait bien qu'un refroidisseur à adsorption se compose d'un (ou de plusieurs) adsorbent(s) contenant l'adsorbant (échangeur de chaleur), relié alternativement à un condenseur et à un évaporateur (figure 1.8-A). Chacun est couplé à une boucle thermique chaude ou froide. Le transfert de chaleur s'effectue à partir des fluides Caloporteurs.

Nous avons vu qu'au cours d'un cycle intermittent la production du froid est discontinue. Donc l'emploi de deux adsorbents, permet une production quasi continue de froid [19].

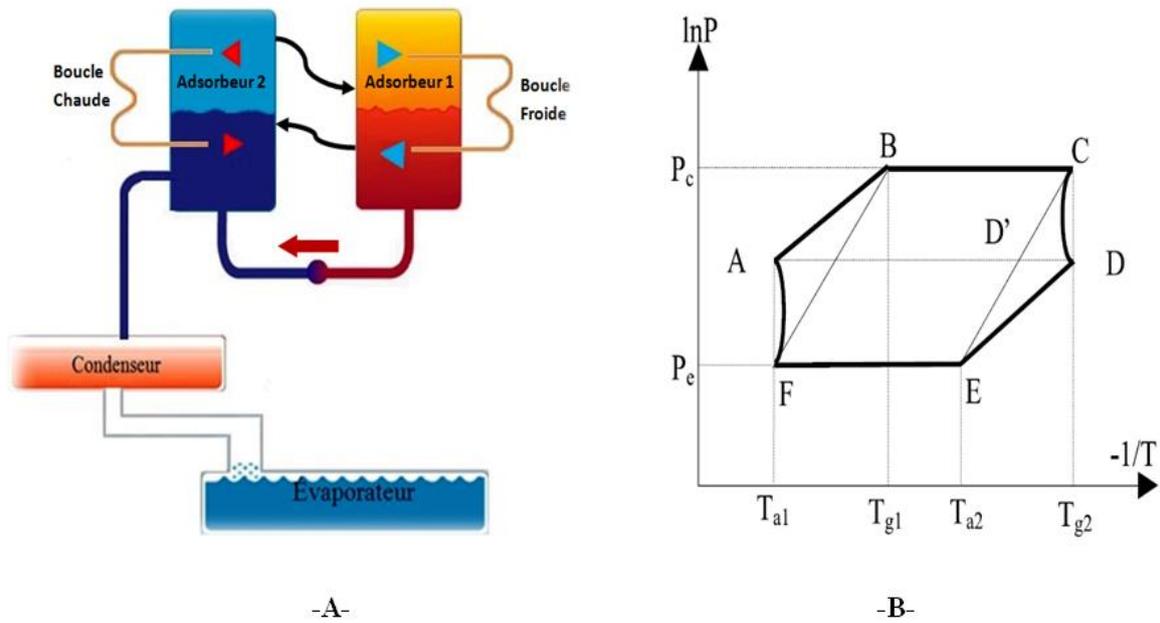


Fig. 1.8. Diagramme de Clapeyron du cycle idéal de machine frigorifique à adsorbeurs avec processus de récupération de masse et de chaleur [20].

A. Processus de récupération de chaleur

La première astuce consiste à récupérer, en fin de chauffage une partie de chaleur de l'adsorbueur le plus chaud pour la transférer vers l'adsorbueur le plus froid (figure 1.9). L'adsorbueur est donc préchauffé gratuitement. La quantité de chaleur Q_{reg} , apportée par la source chaude haute température est diminuée d'autant, et le COP est augmenté [19].

La deuxième autre astuce pour augmenter le COP consiste en une récupération de masse en fin de phase de chauffage (figure 1.10).

B. Processus de récupération de masse

L'adsorbueur 1, le plus chaud, est à la pression la plus élevée du cycle $P(T_{cond})$, tandis que l'adsorbueur 2, le plus froid, est à la pression la plus basse du cycle $P(T_{ev})$. L'ouverture d'une vanne entre les deux adsorbueurs permet un transfert de masse d'un adsorbueur vers l'autre. L'adsorbueur 1 à haute pression cède de la vapeur à l'adsorbueur 2 à basse pression qui la récupère. L'adsorbueur 1 qui était en phase de désorption se vide d'avantage, tandis que l'adsorbueur 2, qui était en phase d'adsorption se remplit d'avantage [9].

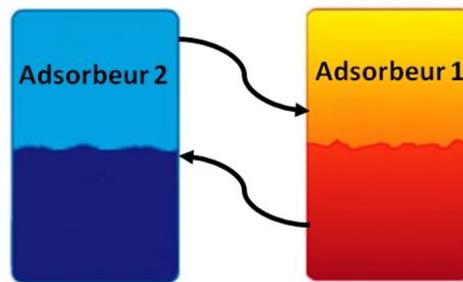


Fig. 1.9. Processus de récupération de chaleur entre les deux adsorbeurs [19].

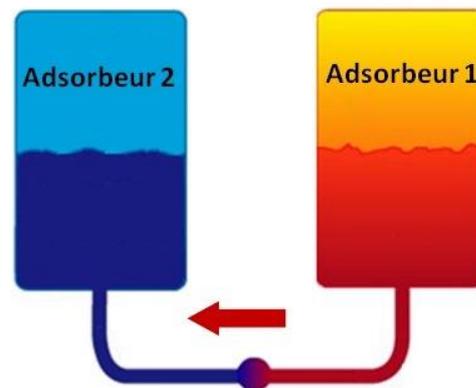


Fig. I.10. Processus de récupération de masse entre les deux adsorbeurs [19].

4. Machine frigorifique à adsorption

4.1. Description d'une machine frigorifique à adsorption

Le schéma de principe d'une machine frigorifique à adsorption est représenté dans la figure (1.11). Dans le cas le plus simple, la machine comporte les composants suivants:

- Un adsorbeur (contenant l'adsorbant solide, en contact avec une source chaude, il joue pour le cycle à adsorption, le rôle joué par le compresseur (aspiration et compression) dans un cycle à compression de vapeur.
- Un condenseur : en contact avec une source intermédiaire dans lequel le réfrigérant se condense à la pression de condensation.
- Un réservoir, qui sert à stocker le réfrigérant liquide provenant du condenseur.
- Une vanne de détente V3.
- Un évaporateur, en contact avec la source froide, dans lequel le réfrigérant se vaporise à pression d'évaporation.
- Deux clapets anti-retour V1 et V2 [16].

4.2. Principe de fonctionnement

Au début de cycle, les vannes V1, V2 et V3 sont fermées, l'adsorbeur se trouve à sa température minimale, l'adsorbant est chargé d'une masse maximale d'adsorbat. En chauffant l'adsorbeur, la pression du gaz adsorbé augmente au fur et à mesure que sa température augmente, la masse adsorbée reste constante. Lorsque la pression atteint celle du condenseur (pression haute), la vanne V2 s'ouvre, la vapeur désorbée circule vers le condenseur où elle se liquéfie à la température de condensation et le condensât est stocké dans le réservoir.

Le chauffage continue jusqu'à ce que l'adsorbeur soit en équilibre avec la température de la source chaude où la température atteint sa valeur maximale. À ce moment, le refroidissement de l'adsorbeur commence. Sa pression diminue et la vanne V2 se ferme.

La vanne V3 s'ouvre, le condensât stocké dans le réservoir se détend et entre dans l'évaporateur, sa pression chute de la pression du condenseur jusqu'à celle de l'évaporateur (pression basse). Lorsque la pression qui règne dans l'adsorbeur atteint celle de l'évaporateur, la vanne V1 s'ouvre et l'adsorbeur qui se trouve en légère dépression, aspire la vapeur produite dans l'évaporateur. L'effet utile de refroidissement se produit lors de l'évaporation. Le refroidissement de l'adsorbeur continue jusqu'à ce qu'il atteigne sa température minimale, où l'adsorbant est saturé en adsorbat. Les vannes V1 et V3 se ferment et un autre cycle commence [16].

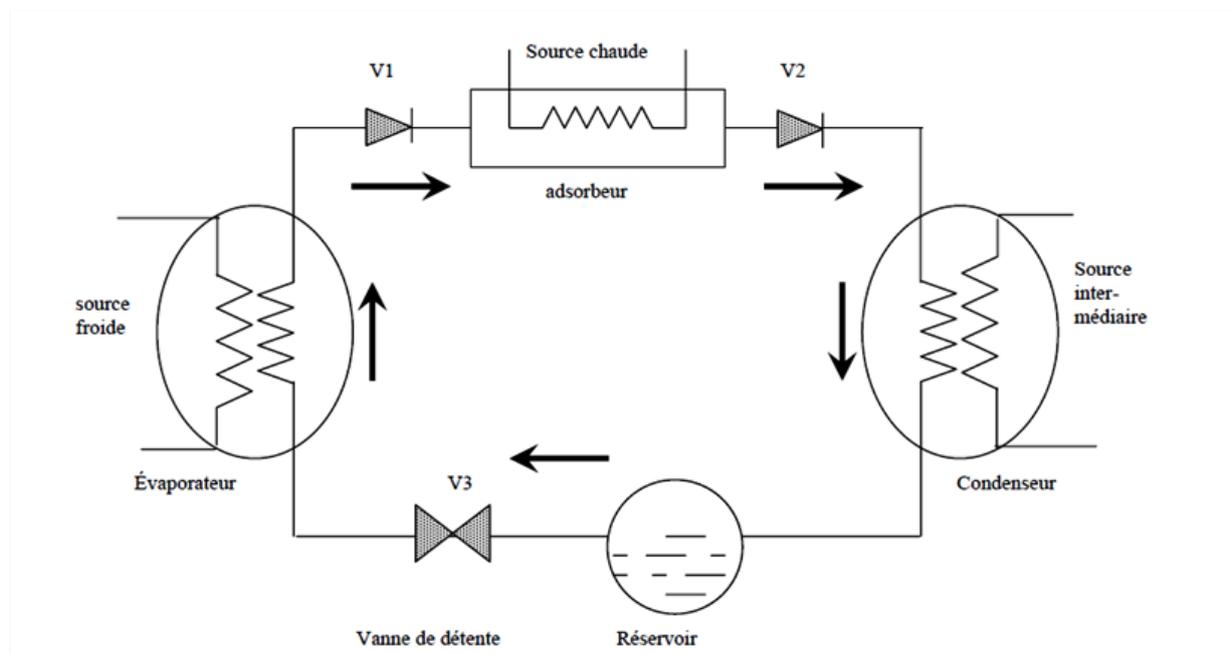


Fig. 1.11. Schéma d'une machine frigorifique à adsorption [16].

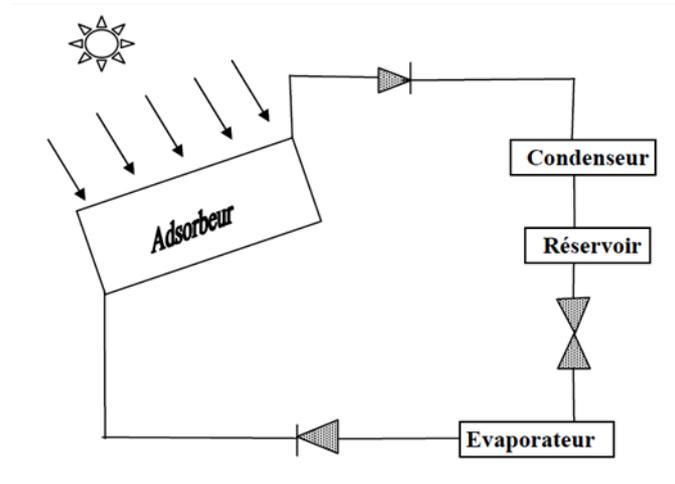


Fig. 1.12. Schéma d'une machine frigorifique solaire à adsorption [16].

5. Machine frigorifique solaire à adsorption

Dans une machine solaire à adsorption, l'énergie solaire peut être directement absorbée par le réacteur situé à l'intérieur d'un capteur solaire. Le rôle du convertisseur de l'énergie solaire est de convertir le rayonnement électromagnétique en chaleur qui est transférée à l'adsorbant durant la journée, et de dissiper durant la nuit l'énergie thermique libérée par le système.

Le convertisseur se présente en fait sous l'aspect d'un capteur solaire, plan légèrement modifié. En effet, l'adsorbteur doit présenter un volume suffisant pour contenir l'adsorbant. De plus, il n'y a pas de circulation d'un fluide caloporteur dans le capteur. Le fonctionnement discontinu du cycle autorise une seule connexion, jouant alternativement la fonction d'entrée et de sortie du fluide frigorigène. Le schéma le plus simple possible permettant de réaliser de façon pratique un fonctionnement intermittent est représenté par la figure (1.12) [16].

5.1. Machine fonctionne selon le cycle simple effet

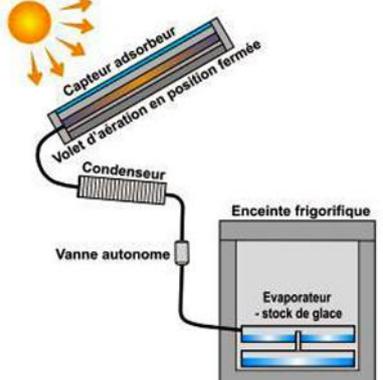
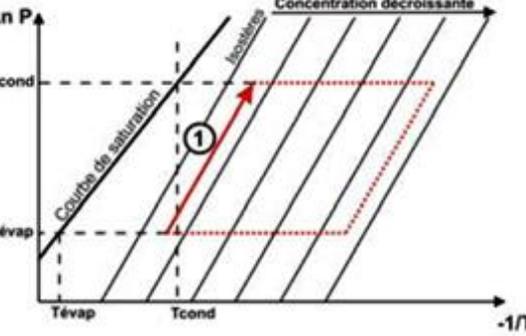
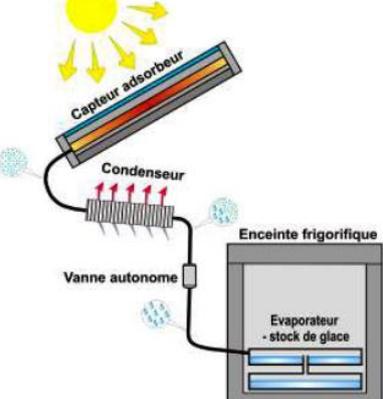
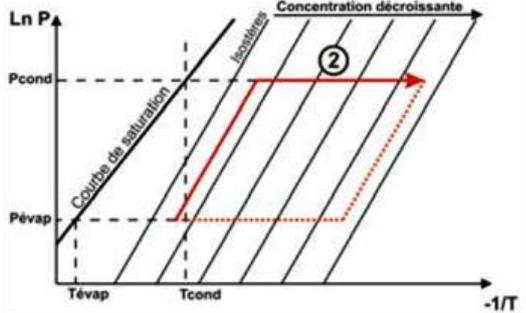
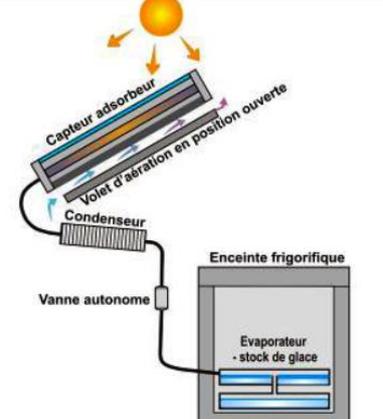
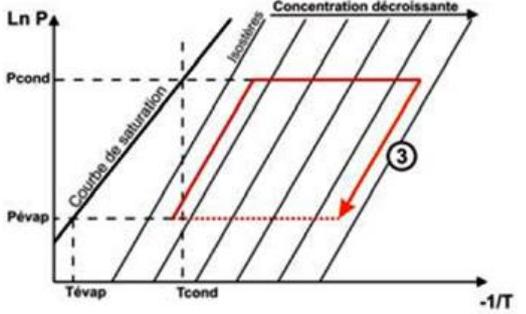
5.1.1 Machine avec un seul lit

Les machines frigorifique solaire à adsorption qui fonctionnent selon le cycle simple effet avec un seul lit basé sur deux phénomènes :

- convertir le rayonnement électromagnétique en chaleur qui est transférée à l'adsorbant durant la journée.
- Dissiper durant la nuit l'énergie thermique libérée par le système [22].

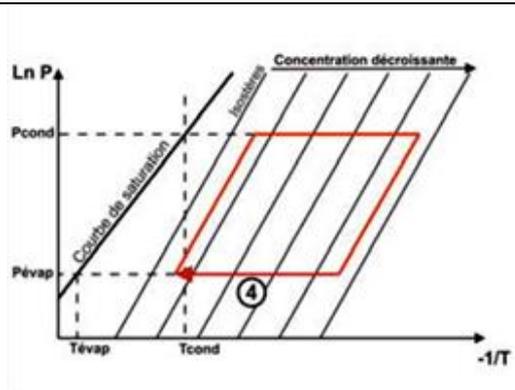
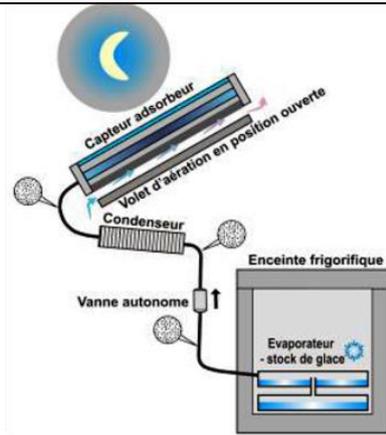
Le cycle peut être découpé en quatre phases distinctes comme expliqué dans le tableau (I.1). Nous donnons également dans ce tableau le cycle représenté dans le diagramme de Clausius-Clapeyron ($\ln P$ (pression) en fonction de $(-1/T$ (température))) :

Tableau 1.1. Fonctionnement de système de la Machine frigorifique solaire à adsorption avec cycle simple effet [23]

<p>Phase de chauffage isostérique (8h à 10h)</p>	<p>Le rayonnement solaire chauffe le Collecteur - adsorbeur qui contient L'adsorbant. La pression augmente dans le système.</p>
	
<p>Phase de désorption (10h à 16h)</p>	<p>Lorsque le capteur a atteint la pression de saturation correspondant à la Température du condenseur, la vapeur de l'adsorbant se condense et s'écoule dans l'évaporateur.</p>
	
<p>Phase de refroidissement isostérique (16h à 19h)</p>	<p>En fin d'après-midi, avec la diminution de l'ensoleillement, le capteur se refroidit et la pression diminue dans le système. Le refroidissement est éventuellement favorisé par l'ouverture d'un volet d'aération en face arrière du collecteur - adsorbeur.</p>
	

Phase d'adsorption
(19h à 08h)

C'est la phase pendant laquelle le froid est produit. La température et la pression ayant diminué, l'adsorbant se trouve physiquement en déséquilibre et va se "recharger" en adsorbant l'eau contenue dans l'évaporateur. Cette vapeur est produite par évaporation du liquide contenu dans l'enceinte frigorifique, évaporation qui produit du froid par soutirage de chaleur au liquide (chaleur latente d'évaporation). Lorsque le niveau de température atteint le point de congélation, il se solidifie et forme un stock "de froid" qui permet à l'enceinte de rester à basse température pendant la journée suivante, éventuellement plusieurs jours (2-3) en cas de conditions



5.1.2 Machine avec deux lits

Visant à résoudre les problèmes qui existent dans le premier prototype (un seul lit), le deuxième prototype (deux lits) est conçu et produit pour améliorer les performances, comme montré dans la figure (1.13).

Pour cela la société allemande SorTech a été développée en 2008 un nouveau refroidisseur à simple effet à adsorption utilise le couple silicagel-eau avec une capacité de 8 kW.

Le refroidisseur a une conception compacte, qui est basée sur le développement d'une nouvelle technologie de revêtement de SorTech AG et est actuellement intégrée dans le Chili. Le système est développé pour les bâtiments résidentiels et de bureaux ainsi que d'autres applications de refroidissement. Les premières expériences des systèmes de refroidissement solaires installés ont montré que les refroidisseurs fonctionnent très [24].

5.1.2.1 Principe de fonctionnement du système

Le procédé de base de production de froid est la compression d'un fluide frigorigène ce qui provoque l'évaporation du liquide à des basses températures et pressions, et de condensation de la vapeur à des températures et des pressions plus élevées. Au lieu de la compression

mécanique comme dans les équipements électriques des climatiseurs, les refroidisseurs utilisent l'énergie thermique pour la compression du fluide. Le principe de base de la compression thermique est l'absorption ou adsorption du réfrigérant dans un matériau liquide ou solide, Alors que les refroidisseurs à absorption utilisent le liquide lithium-bromure Et dans les refroidisseurs à adsorption des adsorbants solides comme le gel de silice ou les zéolithes sont utilisés. Dans les deux machines, le réfrigérant est l'eau, ce qui entraîne que la tâche technique de la machine doit être exploitée à des pressions très faibles dans une enceinte de confinement étanche au vide [24].

Etape 1 : Désorption – séchage de l'adsorbant

L'adsorbant est séché par apport de chaleur. La vapeur libérée, s'écoule dans le condenseur et liquéfié là-bas sous l'émission de chaleur. Lorsque la matière est sèche l'apport de chaleur dans l'adsorbeur est arrêté et la soupape supérieure se ferme.

Etape 2 : Adsorption –la vapeur de réfrigérant est adsorbée à la surface de l'adsorbant

Après une phase de refroidissement, la réaction inverse et l'évaporation du liquide sont démarrées. La vanne inférieure liée à l'évaporateur s'ouvre et l'adsorbant sec aspire la vapeur d'eau. Dans l'évaporateur, l'eau s'évapore et génère le froid, qui peut être utilisé pour la climatisation. Durant l'adsorption il y a un dégagement de chaleur.

Etape 3 : Retour de condensat

Dans une dernière étape, le condensat liquide est renvoyé à l'évaporateur et le circuit se fermé. Afin de réaliser une production continuée de froid, deux adsorbants en combinaison, pendant que le premier désorbe, l'autre génère le froid par adsorption [24].

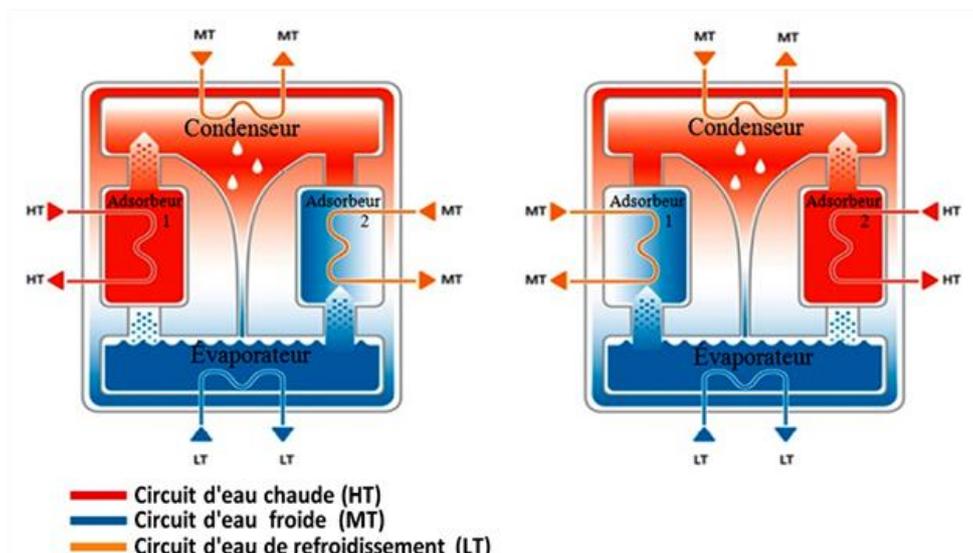


Fig. 1.13. Processus de travail du refroidisseur d'adsorption en deux lits [24].

5.2. Machine fonctionne selon le cycle double effet

Nishiyodo Air Conditioning Co, (société japonaise) développé un refroidisseur à deux lits fonctionne selon le cycle double effet, avec les processus de récupération de chaleur et de masse. Nous présentons ce système de refroidissement qui a été appliqué dans Green Building à Dezhou ville (nord de la latitude de $36^{\circ} 41'$) en Chine. Dans les conditions typiques d'été, le rendement thermique moyen de capteur solaire COP (coefficient de performance), le COP moyenne du réfrigérateur à adsorption et le COP solaire moyenne du système sont de 0,36, 0,44 et 0,16, respectivement.

Le Chiller utilisée pour la climatisation, peut fournir de l'eau glacée dans un circuit lié à un espace qu'on veut climatiser à une température de 15° , avec une température d'eau chaude de 80°C [25]. Le tableau (1.2) représente les paramètres de conception de ce refroidisseur.

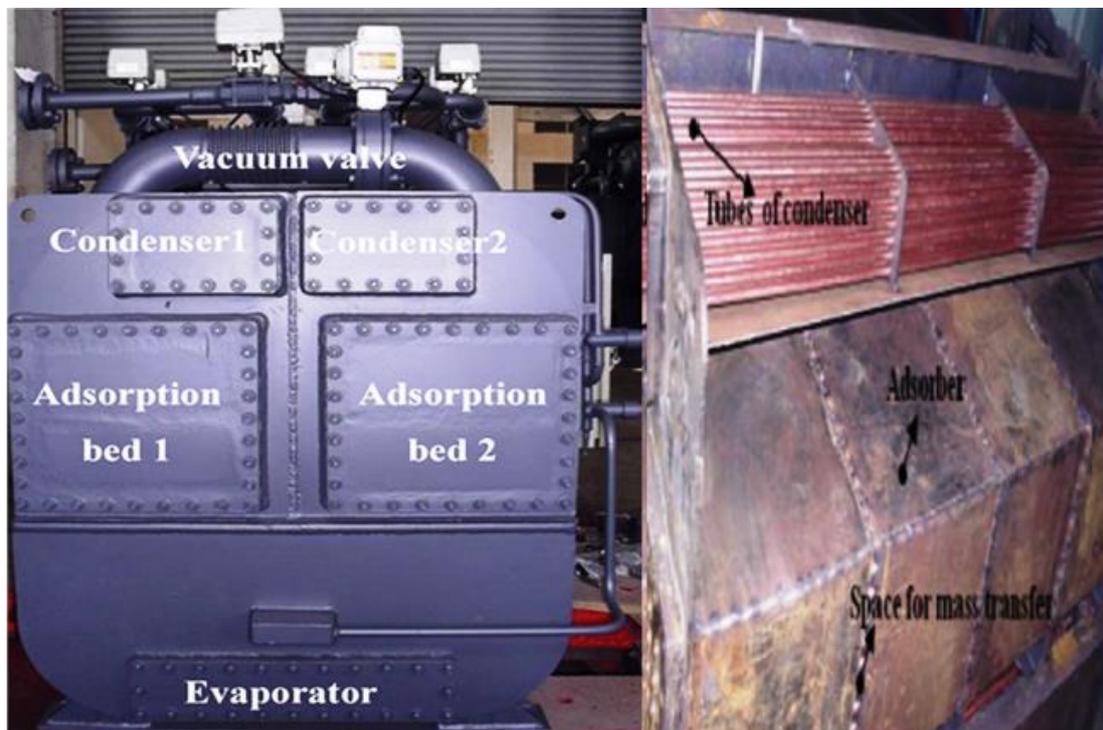


Fig. 1.14. Refroidisseur d'adsorption utilise le couple silicagel-eau [25].

Tableau 1.2. Paramètres de conception de refroidisseur à adsorption (couple silicagel-eau) [25].

	Entrée [$^{\circ}\text{C}$]	Sortie [$^{\circ}\text{C}$]	Débit massique [m^3/h]
Eau d'échauffement	80	75	5.1
Eau de refroidissement	30	35	7.7
Eau a refroidi	20	15	2.6
Capacité de refroidissement		17,9 kW	
COP		0,63	

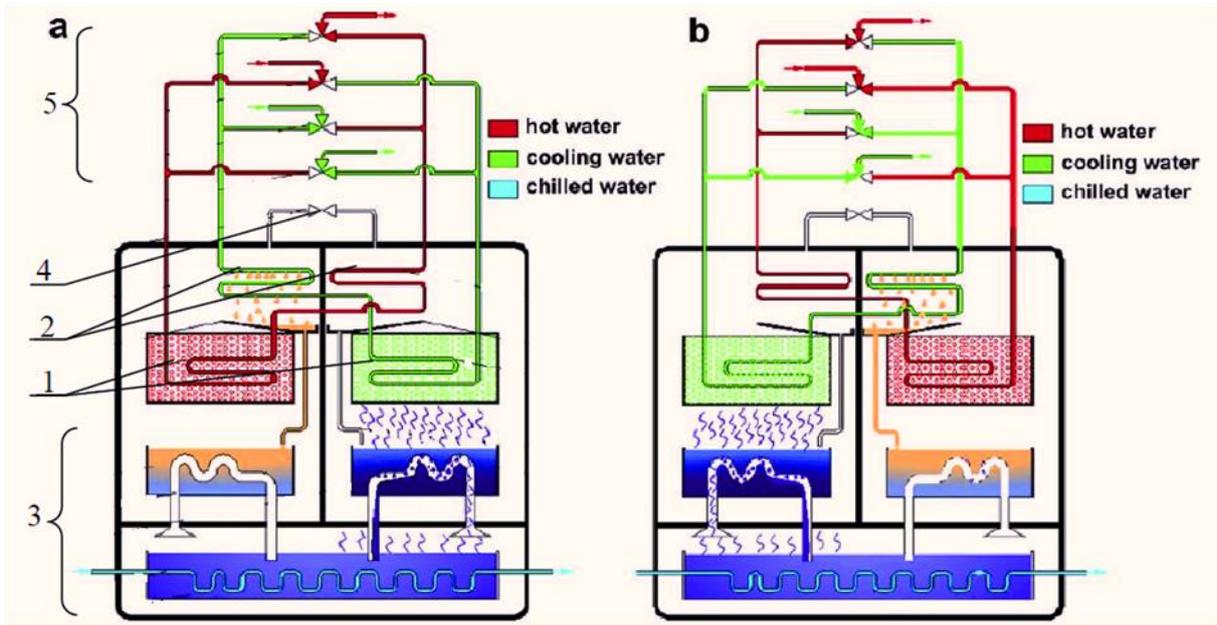


Fig. 1.15. Processus d'adsorption/désorption [25].

La figure (1.15) représente le processus d'adsorption/désorption.

1-Adsorbeur 1et 2

2- Condenseur 1et 2

3- Evaporateur

4- Vanne de récupération de masse

5- Les vannes d'eau

La figure (I.16) montre le schéma de principe de l'unité de transfert de chaleur et de masse et l'image du vrai adsorbant prototype développé dans l'université Jiaotong de Shanghai (china) [26].

5.2.1. Adsorbent

Afin d'augmenter le transfert de chaleur et de masse sur les adsorbants, l'aileron plat de l'échangeur de chaleur est utilisé dans ce système. Entre deux feuilles de voie d'eau, il y a deux feuilles pour insérer l'adsorbant de silicagel. Les ailerons du rectangle dans les deux canaux sont perforés pour réaliser commodément le transfert de la chaleur et de la masse. Entre deux couches de canal de silicagel, le canal de transfert de masse est aménagé dedans. La grille de fil (maille 50) est employée pour isoler le silicagel du canal réfrigérant.

La figure (1.16) montre le schéma de principe de l'unité de transfert de la chaleur et de la masse et l'image du vrai adsorbant. Neuf unités de transfert de la chaleur et de la masse sont

formées en tant qu'un adsorbant. Les dimensions de l'adsorbant sont de 780 mm x 252 mm x 370 mm et la surface de transfert de chaleur global sont de 34.05 m² (superficie globale équivalente d'aileron).

Le silicagel de micropore est choisi pour ce système et le diamètre moyen est de 0.5 à 1 mm. Quatre courts segments (chacun environ 50 mm de longueur) de l'adsorbant sont laissés non remplis pour agir en tant que canal supplémentaire de transfert de masse et là sont environ 26.4 kg de silicagel sont contenus dans un adsorbant [26].

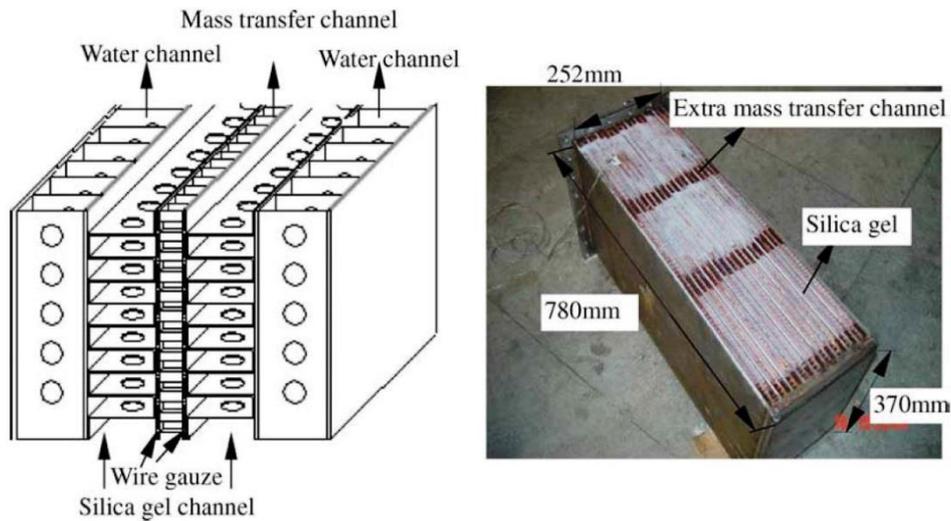


Fig. 1.16. Schéma de principe d'unité de transfert de la chaleur et de la masse et image de l'adsorbant [26].

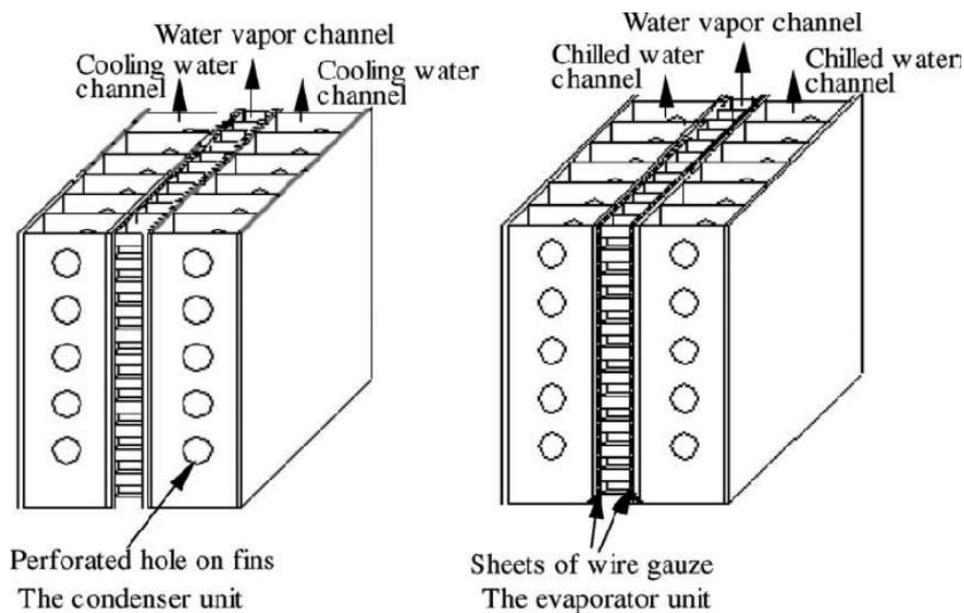


Fig. 1.17. Schéma de l'unité de transfert de la chaleur et de la masse de condenseur et d'évaporateur [26].

5.2.2. Condenseur et Évaporateur

Le condenseur et l'évaporateur sont également munis d'aileton plat pour les échangeurs de chaleur. Leur configuration est de même modèle sauf que la gaze de fil est employée entre la voie d'eau et le canal de vapeur dans l'évaporateur. Dans le condenseur, la vapeur d'eau désorbe du lit adsorbant et condensé par l'eau froide d'une tour de refroidissement.

L'évaporateur est particulièrement conçu pour accélérer l'évaporation de l'eau. Le canal de vapeur d'eau (réfrigérant) se compose de cinq feuilles de gaze de fil 200, grille fixée au mur adjacent de la voie d'eau glacée suivant les indications de la figure (1.17). La gaze de fil agit en tant que mèche pour que l'eau reste en contact avec les ailettes pour s'évaporer [26].

6. Avantages et inconvénients des machines à adsorption

6.1. Avantage

Les machines frigorifiques à adsorption présentent comme avantages principaux:

- ✓ l'absence de compression mécanique, donc pas de vibrations et de bruits.
- ✓ La possibilité d'utiliser une énergie calorifique disponible et d'éviter ainsi la consommation électrique du compresseur.
- ✓ L'intermittence du cycle de base associé à ces machines représente une caractéristique utile dans les applications solaires où l'énergie solaire n'est que discontinuement disponible. Ces machines sont donc parfaitement adaptables à cette énergie.
- ✓ Le fonctionnement intermittent permet de diminuer le nombre de composant du système.
- ✓ Des coûts de fonctionnement et d'entretien très réduits et durée de vie de ces machines peut être longue [16].

6.2. Inconvénients

- ✓ Le coefficient de performance thermique de ces machines est limité (< 0.5).
- ✓ Fortes puissances thermiques à évacuer vers l'extérieur
- ✓ Les performances du système de captation des machines frigorifiques solaires à adsorption sont particulièrement sensibles aux conditions environnementales (vent, température ambiante et rayonnement solaire), ce qui renforce le caractère aléatoire de la production frigorifique provenant du caractère fluctuant de l'énergie solaire.
- ✓ La production discontinue de froid imposant un accumulateur externe pour le stockage de l'énergie. Cette solution permet de pallier la nature intermittente et aléatoire de l'énergie solaire, mais n'a pas encore reçu de succès économique satisfaisant [21, 22].

Chapitre II : échangeurs de chaleur lié à la machine frigorifique solaire à adsorption

1. Définitions d'échangeurs de chaleur

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides sans se mélanger. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi (plane ou tubulaire). La transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid. Dans le domaine des échangeurs de chaleur les résistances thermiques par conduction et par rayonnement sont souvent négligées devant la résistance convective globale des deux fluides [51].

1.1. Principe de fonctionnement

Dans un changeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut être conservé son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases (cas des condenseurs et des vaporiseurs) [52].

1.2. Types de contact

- **Échangeurs à contact direct :**

Le type le plus simple comprend un récipient (ou canalisation) dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale [52].

- **Échangeurs à contact indirect :**

Les deux fluides, désignés par 1 et 2, s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison, à faible inertie thermique. La chaleur que le fluide 1 cède à la paroi, par convection le long de la surface de contact, traverse l'épaisseur de la paroi par conduction et est cédé au fluide 2 par convection le long de l'autre face. Le flux de chaleur échangé s'exprime par le produit d'une conductance globale constante le long de l'échangeur, et de la différence entre les températures moyennes T_1 et T_2 des fluides [52].

Par la suite, nous avons défini les différents échangeurs de chaleur liée à l'installation frigorifique solaire à adsorption.

2. Description de l'installation frigorifique solaire a adsorption

2.1. Définition

L'installation "standard" généralement se compose des éléments représentés dans La figure (2.1) :

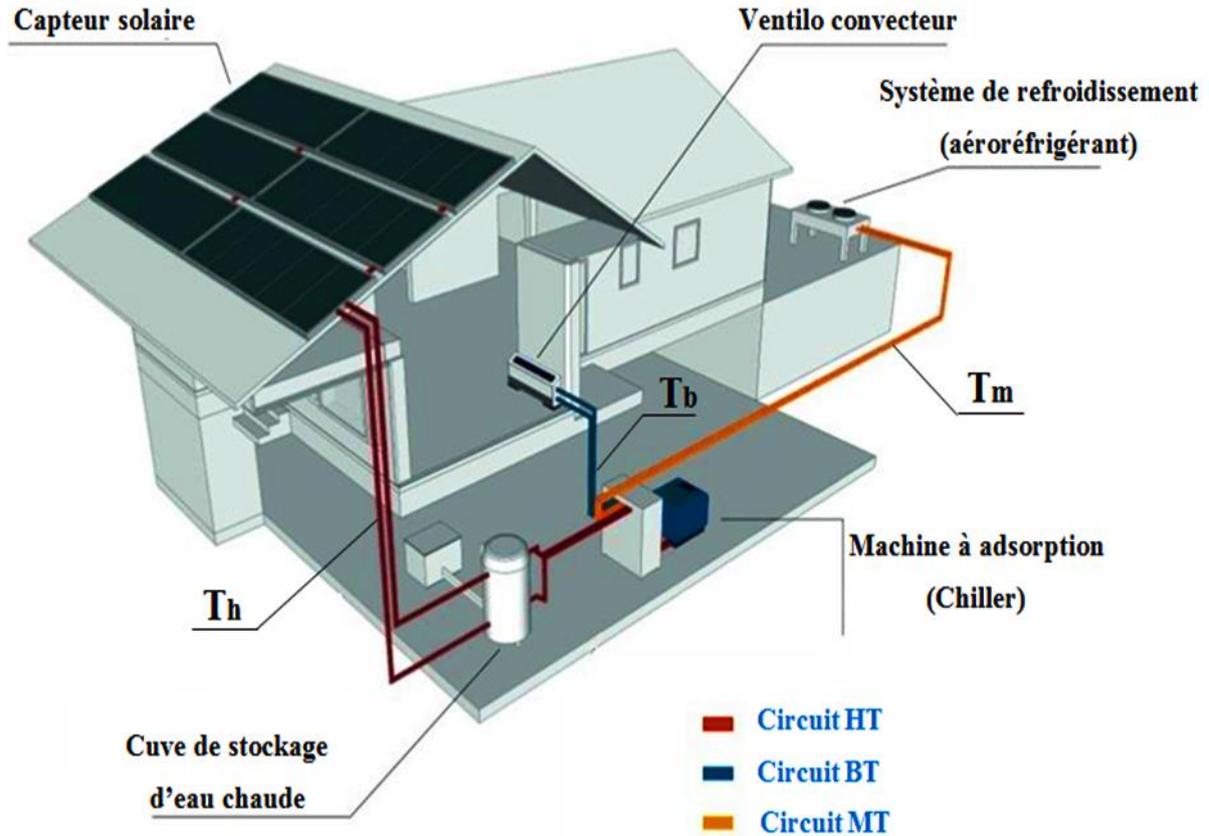


Fig. 2.1. Schéma descriptif de l'installation frigorifique solaire à adsorption [45].

- Machine à adsorption (Chiller).
- Installation solaire (avec cuve de stockage), appelé circuit HT.
- Système de distribution de froid (ventilo-convecteur lié au l'espace que nous voulons refroidie), appelé circuit BT.
- Circuit de refroidissement (refroidisseur de retour), le plus souvent au moyen d'une tour de refroidissement, appelé circuit MT.

2.1.1. COP thermique de la machine de production de froid

Le coefficient de performance de la production de froid par la machine thermique, noté COP dans ce rapport, est calculé uniquement avec l'énergie froide (BT) fournie par la machine divisée par l'énergie chaude (HT) fournie à la machine [63].

$$COP = \frac{Q_{BT}}{Q_{HT}} \quad (II. 1)$$

Q_{BT} : Energie thermique fournie par la machine pour le refroidissement [kWh].

Q_{HT} : Energie thermique fournie à la machine par le circuit chaud (solaire) [kWh].

2.1.2. COP électrique de la machine de production de froid

Le coefficient de performance électrique (COP électrique) est le rapport entre l'énergie froide (BT) produite par la machine et la consommation électrique de l'ensemble des composants faisant fonctionner l'installation de production de froid (recooler, circulateurs (HT, MT, LT, solaire et machine) [63].

$$COP_{\text{électrique}} = \frac{Q_{BT}}{W_{\text{élec-chiller}} + W_{\text{élec-recooler}} + W_{\text{élec-circulateurs}}} \quad (\text{II. 2})$$

Q_{BT} : Energie thermique fournie par la machine pour le refroidissement [kWh].

$W_{\text{élec-chiller}}$: Energie électrique consommée par le chiller.

$W_{\text{élec-recooler}}$: Energie électrique consommée par les ventilateurs du système de refroidissement.

$W_{\text{élec-circulateurs}}$: Energie électrique consommée par circulateurs des circuits HT, MT et BT.

3. Machine à adsorption (Chiller)

Dans cette étude, Le module d'adsorption qui est utilisé est l'ACS 08 (Adsorption Cooling Systems 08) de la marque SORTECH. Cette machine est capable de fournir une puissance frigorifique nominale de 8kWf pour un COP de 0,6 et une puissance maximum de 11kW froid. La particularité des modules d'adsorption de SORTECH est de pouvoir fonctionner même à de faibles températures de la source chaude (à partir de 55°C) et d'utiliser le gel de silice couplé avec de l'eau comme fluide réfrigérant.

L'objectif est de fournir l'eau glacée, dans un circuit lié à des ventilo-convecteurs de l'espace que nous voulons refroidie [31].

On peut citer les défèrent donnée et des caractéristiques techniques de cette machine dans le tableau (2.1).



Fig. 2.2. Images de la machine à adsorption ACS 08, de marque SorTech AG [31].

Tableau 2.1. Données et caractéristiques techniques de la machine à adsorption ACS 08 [31].

Capacité nominale de refroidissement [kW]	8
COP nominal	0,6
Capacité maximal de refroidissement [kW]	11
Circuit d'eau basse température (LT)	
Plage de température de sortie [°C]	6-20
Plage de température d'entrée/sortie [°C]	18-25
Débit [m ³ /h]	2
Perte de charges [mbar]	300
Pression opérationnelle maximal [bar]	4
Circuit d'eau moyenne température (MT)	
Plage de température de sortie [°C]	22-37
Plage de température d'entrée/sortie [°C]	27-32
Débit [m ³ /h]	1,6
Perte de charges [mbar]	230
Pression maximal de fonctionnement [bar]	4
Circuit d'eau haute température (HT)	
Plage de température de sortie [°C]	55-95
Plage de température d'entrée/sortie [°C]	72/65
Débit [m ³ /h]	1,6
Perte de charges [mbar]	230
Pression maximal de fonctionnement [bar]	4
Fourniture électrique	
Voltage [V]	230
Fréquence [Hz]	50
Puissance consommé [W]	7
Dimensions	
Longueur-largeur-épaisseur [mm]	790-1060-940
Poids net [kg]	265
Poids en fonctionnement [kg]	295

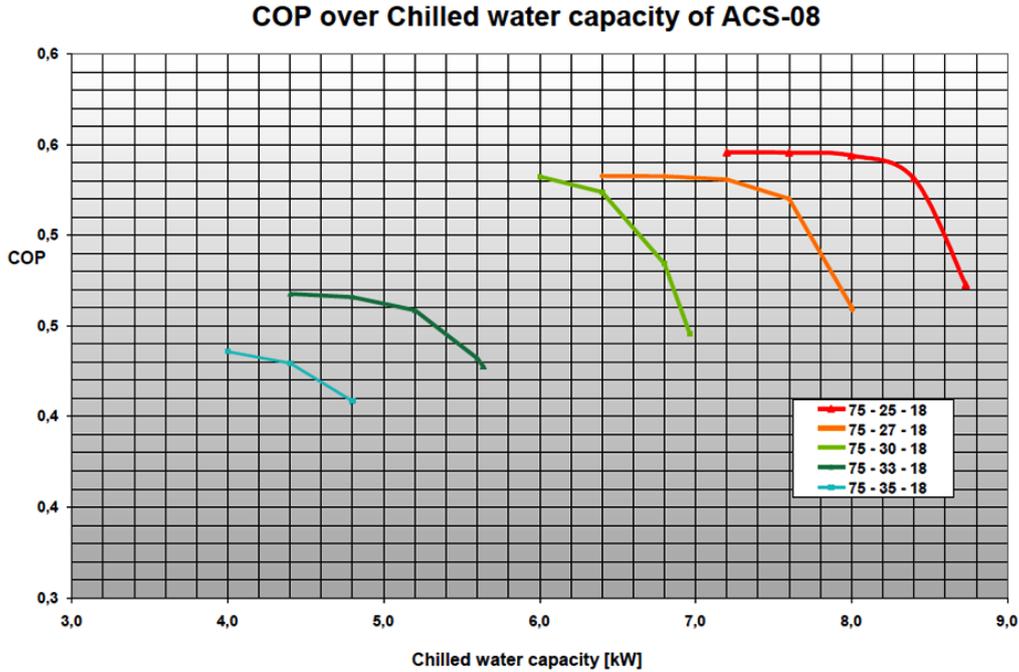


Fig. 2.3. Performances données par l'entreprise SorTech pour différentes température de groupe MT [32].

Le graphique de la figure (2.3) donne le COP fourni par le fabricant en fonction de la puissance froide moyennée sur plusieurs cycles fournie par la machine et en fonction de température de groupe MT. La capacité de refroidissement et le COP en fonction de la température de rejet de chaleur. Circuits d'eau chaude et d'eau froide sont fixés sur 72/67 ° C et 18/15 ° C. La température d'entrée du cercle de rejet de chaleur par rapport au (Chiller) est varié de 25 ° C à 35 ° C au débit fixe de 3,7 m³ / h. Graphes similaires peuvent être générés par variation des autres cycles de températures.

SorTech offre un programme de calcul basé sur Excel, ce qui génère une capacité d'eau glacée et de la COP dans toutes les conditions de température [32].

Le COP a été défini en rapportant l'énergie chaude fournie à la machine à l'énergie froide produite durant toute la période de mesures. La puissance moyenne froide étant calculée en divisant l'énergie froide produite par le temps de l'essai [32].

4. Installation solaire avec cuve de stockage (circuit HT)

L'eau contenue dans les ballons de stockage est envoyée vers les capteurs solaires via une pompe. Cette eau circule dans les canalisations en cuivre isolées thermiquement, installées entre la pompe et les capteurs solaires. Une fois dans les capteurs, l'eau est chauffée et retourne dans les ballons de stockage où est pompée et envoyée dans l'adsorbent ACS 08 à

travers le circuit secondaire d'eau chaude. Ce circuit alimente les chambres d'adsorption de l'adsorbeur en chaleur lors de la phase de désorption. [31].

La température de l'eau fournissant la chaleur de régénération est généralement comprise entre 55°C et 85°C. Il existe toute une gamme de capteurs solaires qui permettent de répondre à différentes nécessités. Dans notre cas, il faut choisir le type de capteur qui donne le niveau de température exigé pour le fonctionnement de l'installation. Bien que, plus le niveau de température est élevé, plus les technologies mises en œuvre sont évoluées et plus le coût de production est élevé [9].

La liste ci-dessous présente quelques-uns des types à circulation liquide les plus répandus de capteurs solaires :

- ✓ Capteurs plans de types vitrés.
- ✓ Capteurs plans sans vitrage.
- ✓ Capteurs solaires à concentration.
- ✓ Capteurs solaires intégrés.
- ✓ Capteurs sous vide [53].

4.1. Capteurs plans de types vitrés

Les capteurs plans de types vitrés sont très répandus et ils existent sous forme de capteurs à circulation de liquide et sous forme de capteurs à air. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à température modérée où la température désirée se situe entre 30 et 70 °C, et/ou à des applications qui nécessitent de la chaleur au cours des mois d'hiver [53].

Pour comprendre mieux ce genre de collecteur, on a schématisé sur la figure (2.5) le fonctionnement d'un capteur solaire thermique plan. Une partie du rayonnement qui arrive sur le vitrage traverse celui-ci pour atteindre l'absorbeur.

Ce dernier s'échauffe et transmet la chaleur au fluide caloporteur qui circule dans les tubes. Comme tout corps qui s'échauffe, l'absorbeur émet un rayonnement (en grande partie dans les infrarouges) qui est d'une part absorbé par le vitrage, d'autre part réfléchi par le film placé sur l'isolant. L'isolant a pour fonction de limiter les déperditions thermiques avec l'extérieur. En effet, le maximum d'énergie doit être transmis au fluide, il faut donc limiter les pertes avec l'environnement proche [55].

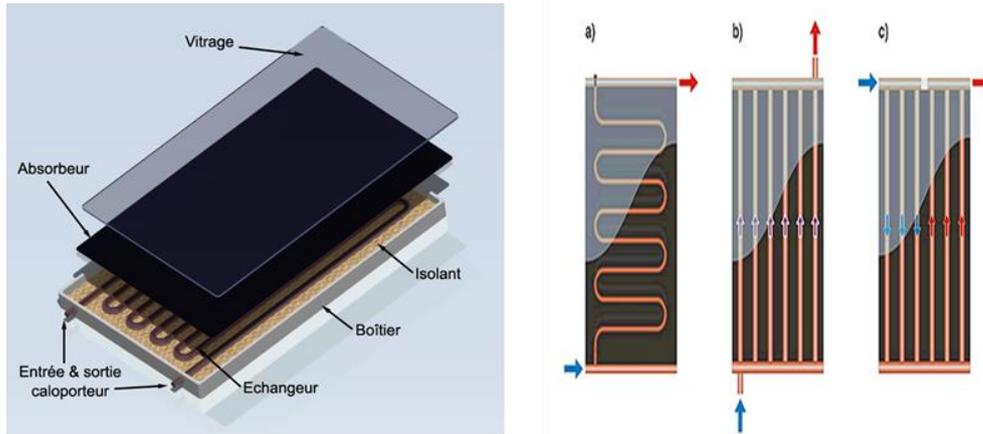


Fig. 2.4. Capteur solaire thermique plan et différents types de réseaux hydrauliques internes [54].

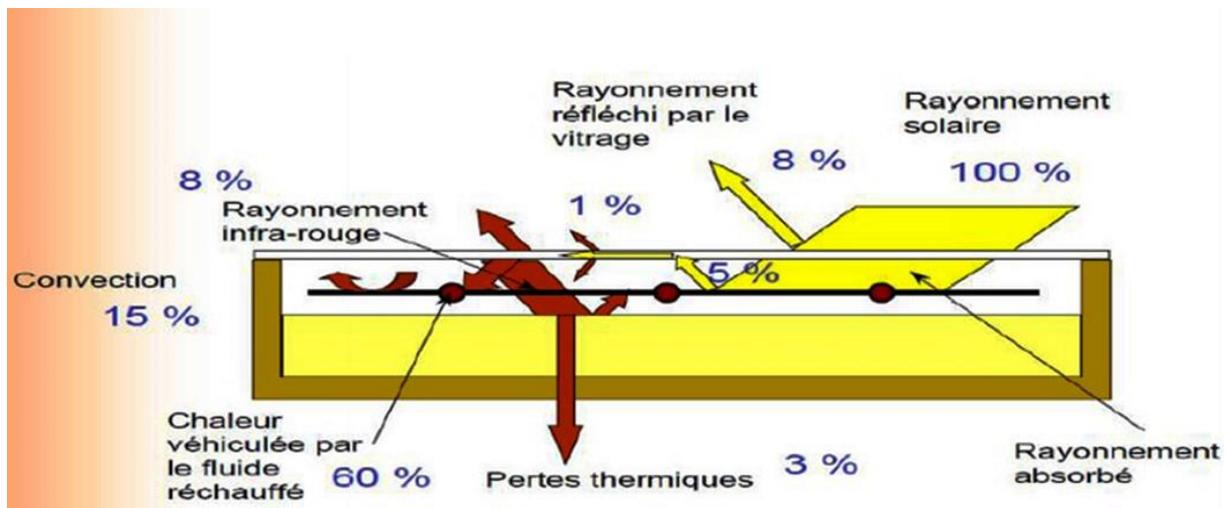


Fig. 2.5. Principe de fonctionnement d'un capteur solaire thermique plan [53].

4.2. Capteurs sans vitrage

C'est le modèle le plus rustique et également le plus économique. Il est généralement constitué d'une simple plaque de métal ou de matière plastique (absorbeur) dans laquelle circule le liquide à réchauffer.

Lorsque la température ambiante et le rayonnement solaire sont élevés. Le niveau de température de l'eau des bassins est quant à lui inférieur à 30°C. Dans ces conditions, l'efficacité des capteurs est très bonne, et l'utilisation de capteurs vitrés ne permettrait pas une meilleure collecte de l'énergie solaire. L'absence de gel pendant la période autorise la circulation directe de l'eau de la piscine dans les capteurs.

Afin d'éviter des problèmes de corrosion et également pour des raisons économiques, les constructeurs de matériels utilisent souvent des matières plastiques comme le montre la figure (2.6) [53].



Fig. 2.6. Capteur solaire Les capteurs sans vitrage [59].

4.3. Capteurs à concentration

En utilisant des réflecteurs afin de concentrer les rayons du soleil sur l'absorbeur d'un capteur solaire, cela permet de diminuer grandement la taille de l'absorbeur, ce qui réduit les pertes de chaleur et augmente son efficacité à hautes températures. Un autre avantage de ce système est que les réflecteurs sont sensiblement moins coûteux, par unité de surface, que les capteurs.

Il existe quatre principaux types de capteurs à concentration :

- ✓ Réflecteur parabolique.
- ✓ Réflecteur cylindro-parabolique.
- ✓ Centrale à tour.
- ✓ Capteurs solaires à concentration [53].



Fig. 2.7. Capteur solaire à concentration [56].

4.4. Capteurs sous vide

Un capteur solaire "sous vide" est composé d'une série de tubes transparents en verre de 5 à 15 cm de diamètre. Dans chaque tube il y a un absorbeur pour capter le rayonnement solaire et un échangeur pour permettre le transfert de l'énergie thermique figure (2.8-2.9). Les tubes sont mis sous vide pour éviter les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur. De plus, l'absorbeur reçoit un traitement sélectif pour empêcher le rayonnement. La conception de l'absorbeur et les tuyaux de circulation du fluide caloporteur sont comme un capteur plan. Le rendement est généralement meilleur que celui d'un capteur plan, surtout à des températures élevées ($>50^{\circ}\text{C}$) [55].

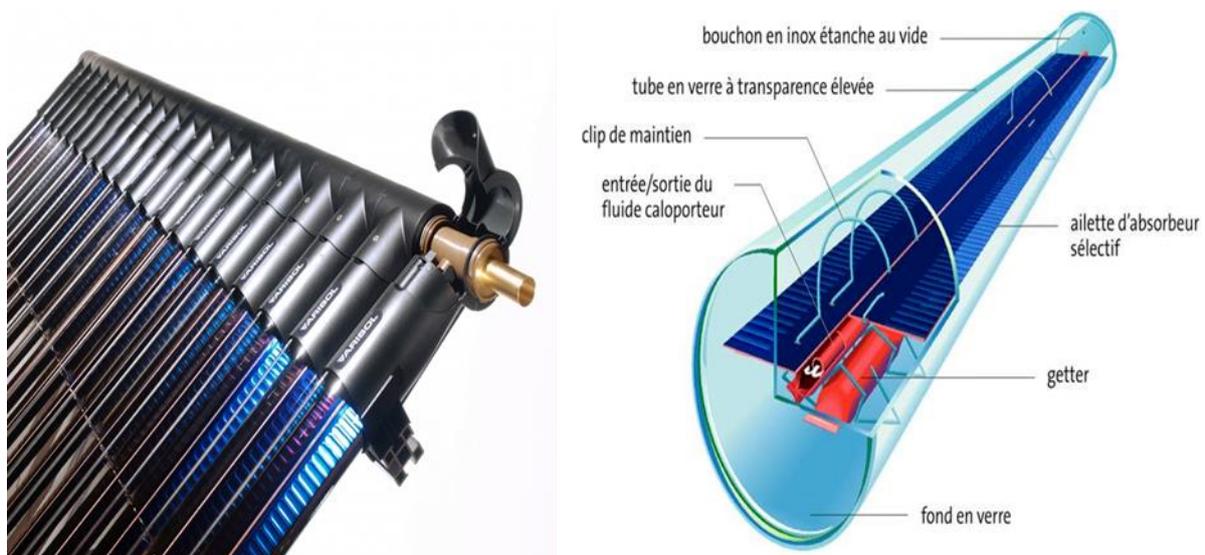
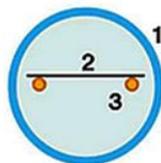


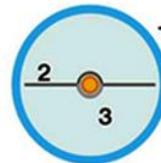
Fig. 2.8. Capteur solaire thermique sous vide [57].

Les capteurs à circulation directe



- 1 Bouteille simple
- 2 Absorbeur plan
- 3 Collecteur en U

Les capteurs à caloduc (ou heat pipe)



- 1 Bouteille simple
- 2 Absorbeur à ailettes
- 3 Collecteur concentrique à caloduc

Fig. 2.9. Types de circulation de fluide caloporteur dans un Capteur solaire thermique sous vide [58]

Tableau 2.2. Récapitulatif des critères aidant à orienter vers l'une ou l'autre solution (capteur plan ou sous vide) [31].

	Capteurs plans	Capteurs sous vide
Régions froides/altitude		✓
Régions chaudes	✓	
Climatisation solaire		✓
Faible surface disponible		✓
Risque de surchauffe	✓	
Longévité	✓	✓
Possibilité d'auto-construction	✓	
Prix	✓	

Comme on peut le constater dans le tableau ci-dessous, les capteurs solaires thermiques plans sont bien adaptés dans les régions chaudes, ont une bonne surface de captation et sont moins couteux que les capteurs solaires thermiques sous vides [31].

5. Système de distribution de froid : ventilo-convecteur (circuit BT).

Le ventilo-convecteur est un appareil qui permet de traiter un local en chauffage comme en climatisation, l'air repris dans la pièce est filtré puis traverse un ou deux échangeurs ou batteries avant d'être pulsé dans la pièce. , l'émetteur de froid raccordé à un circuit d'eau glacé. Le ventilo-convecteur suivant le modèle peut être placé au sol, fixé au mur, au plafond ou encore intégré dans un plafond (plafonnier non carrossé) [9].

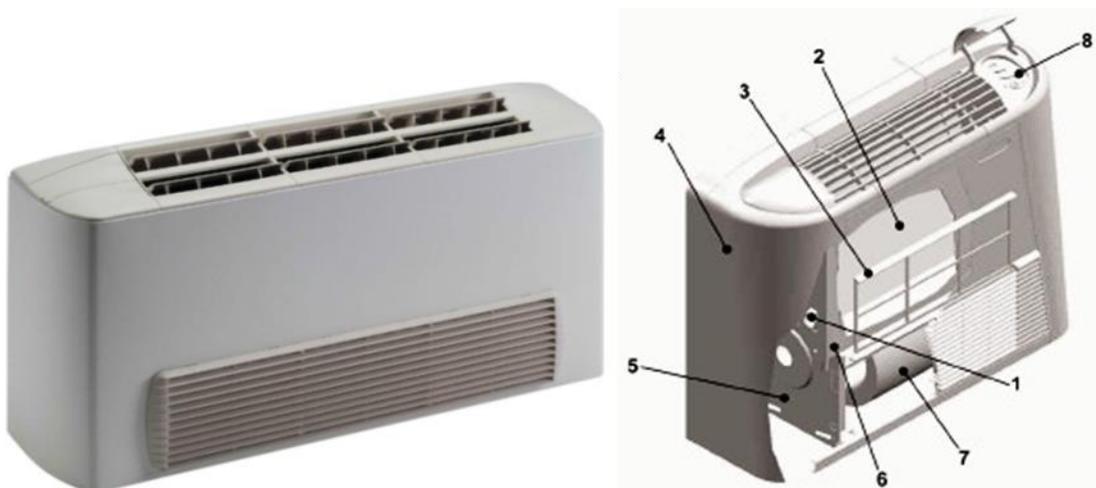


Fig. 2.10. Image du ventilo-convecteur et leurs principaux composants [34].

1-Emplacements batteries 2- Filtres 3- Carrosserie 4- châssis 5- Bac récupération condensat 6- Moteur et sa turbine. 7- Commande M/A, inversion été/hiver, thermostat, vitesses ventilation

6. Circuit de refroidissement (circuit MT)

6.1. Définition

Grâce à un échangeur de chaleur, qui met en jeu la circulation à contre-courant de l'eau du circuit MT de la machine à adsorption et l'eau venant de la tour de refroidissement. La chaleur extraite de la machine à adsorption par l'eau de refroidissement doit être rejetée à l'extérieur. Cette eau de refroidissement transfère sa chaleur à l'air ambiant grâce à une tour de refroidissement [31].

Dans les systèmes en circuit ouvert, le réfrigérant est en contact avec le milieu ambiant. Dans les systèmes en circuit fermé, le réfrigérant ou le fluide de procédé circule dans des tubes ou des serpentins et il n'est pas en contact direct avec l'environnement.

Les systèmes à une passe sont généralement utilisés dans des installations de grande capacité localisées sur des sites disposant de sources d'eau de refroidissement et d'eaux de surface suffisantes.

En l'absence de source d'eau sûre, on utilise des systèmes de refroidissement forcés (tours de refroidissement, également appelées aéroréfrigérant) [35].

6.2. Types de systèmes de refroidissement

Nous pouvons classer les systèmes de refroidissement selon les principaux critères suivants:

- ✓ le mode d'échange.
- ✓ La façon de contact de l'eau avec l'air c'est-à-dire contact direct ou indirect.
- ✓ Les trajectoires relatives de l'air et de l'eau (contre-courant ou courant croisé).
- ✓ le mode de mise en mouvement de l'air appelé tirage (ventilation naturelle ou tirage forcé) [37].



Fig. 2.11. Image système de refroidissement (aéroréfrigérant) [36].

6.2.1. Classification selon le mode d'échange

Nous pouvons répartir les systèmes de refroidissement sur trois types de base :

- les systèmes de refroidissement par voie humide.
- Les systèmes de refroidissement hybride (par voie sèche et humide)
- Les systèmes de refroidissement par voie sèche. [9].

6.2.1.1 Systèmes de refroidissement par voie humide

Les tours refroidissement par voie humide sont également appelés systèmes de refroidissement évaporatifs. Dans ce type, l'eau de refroidissement qui traverse l'échangeur de chaleur est refroidi dans une tour de refroidissement où l'essentiel de la chaleur sera rejeté dans l'environnement.

Dans la tour de refroidissement, l'eau chauffée est dispersée sur le corps de refroidissement de la tour, puis est refroidie par contact avec de l'air, et est collectée dans un réservoir. Après quoi elle sera pompée de nouveau vers la source de chaleur pour être réutilisée en tant que réfrigérant. Le mouvement de l'air est créé naturellement, ou à l'aide de ventilateurs qui poussent/aspirent l'air dans la tour. Le refroidissement de l'eau est le résultat de l'évaporation d'une petite partie de l'eau et de la perte de chaleur sensible par refroidissement direct de l'eau par l'air, également appelé convection. Les températures de bulbe humide et sec influencent largement le niveau auquel ces systèmes peuvent fonctionner [38]. On distingue deux types des tours de refroidissement par voie humide (évaporatifs) :

a. Tour ouverte

➤ *Tour ouverte avec dispersion d'eau*

L'eau chaude à refroidir est amenée au sommet de l'appareil par une tuyauterie. Cette eau est fractionnée et distribuée sur les surfaces de ruissellement par des disperseurs. L'air pulsé par le ventilateur pénètre par la partie inférieure de la cellule et s'échappe par la partie supérieure après s'être échauffé et saturé, en passant entre les surfaces de ruissellement recouvertes d'eau. Avant d'échapper l'air, un pare-gouttelettes est disposé au sommet de la tour pour éliminer les gouttelettes d'eau dans l'air.

Sous l'action de la tension superficielle créée par la surface de ruissellement, l'eau se répartit uniformément, et ruisselle le long de la surface d'échange. L'eau, refroidie grâce à la ventilation mécanique, tombe dans le bassin incliné situé au bas de l'appareil. [38].

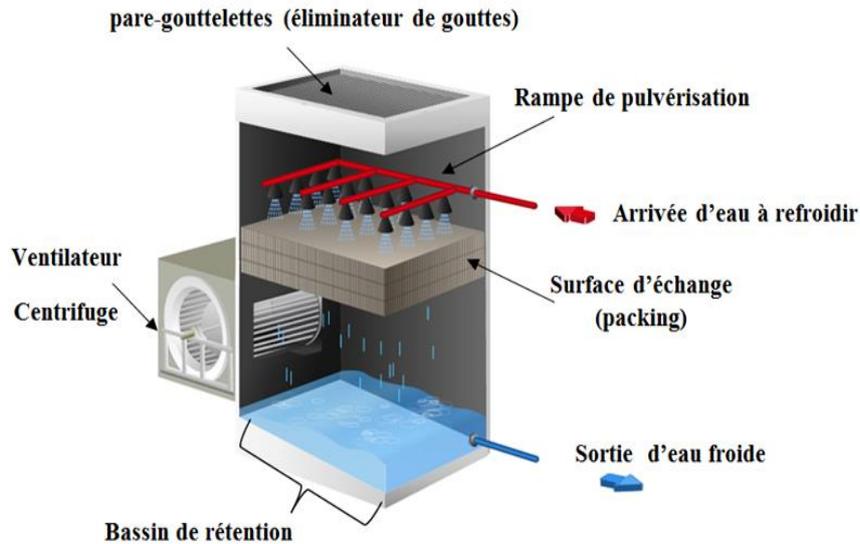


Fig. 2.12. Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour ouverte où l'eau dispersée provient directement du circuit à refroidir [39].

➤ *Tour ouverte avec un échangeur accolé*

Dans ce type, le Les systèmes de refroidissement fonctionne de même manière que des systèmes de tour ouverte avec dispersion d'eau. Sauf que le fluide à refroidir transite par le primaire d'un échangeur est accolé physiquement à la tour équipée d'un corps d'échange.

L'eau du circuit secondaire, en sortant de l'échangeur, est amenée au sommet de l'appareil par une tuyauterie. Cette eau est fractionnée et dispersée sur les surfaces de ruissellement par des disperseurs [38].

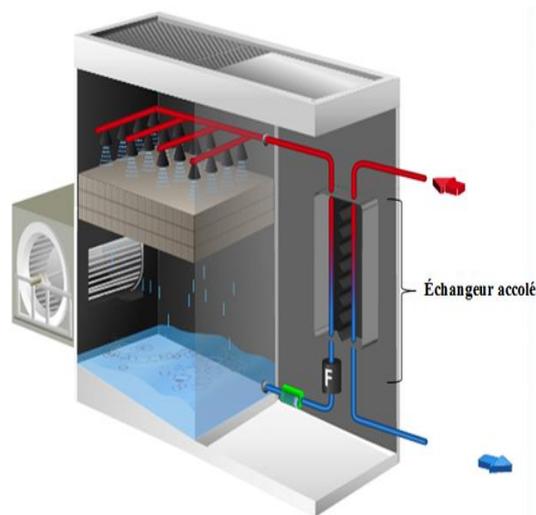


Fig. 2.13. Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour ouverte avec échangeur intermédiaire accolé [39].

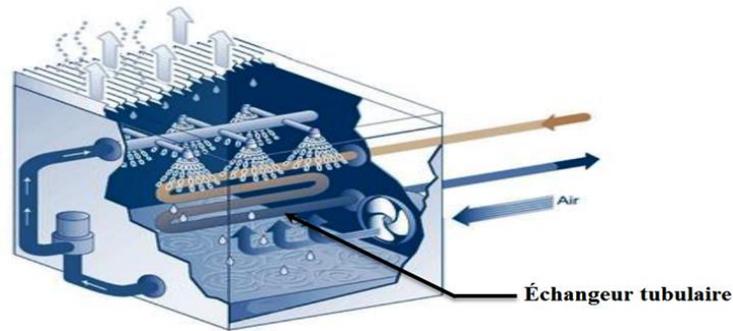


Fig. 2.14. Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour aérorefrigérante fermée avec échangeur tubulaire [40].

b. Tour fermée

➤ *Tour fermée avec échangeur tubulaire intérieur à la tour*

Elle fonctionne selon le même principe d'un tour ouverte, mais au lieu d'avoir l'eau du directement à refroidir c'est un échangeur tubulaire qui remplace la surface de ruissellement. Un bac contient la quantité d'eau nécessaire au refroidissement de l'échangeur celle-ci ruisselle sur les tubes de l'échangeur par des buses en partie haute de la tour figure (2.14).

La puissance disponible avec ces tours fermées est légèrement inférieure à celle d'une tour ouverte, mais il est tout de même possible d'atteindre 25°C en régime été (32°C, HR 40%) pour la température du fluide à refroidir. Ces performances ne sont possibles qu'en surdimensionnés la tour de refroidissement, comparativement à une tour ouverte (augmentation nette du débit d'air et de la taille).

- ✓ la température de retour du fluide peut donc être comprise entre 25 et 50°C.
- ✓ les puissances thermiques évacuées varient de quelques centaines de kW à plusieurs MW [38].

6.2.1.2. Systèmes de refroidissement hybride (par voie sèche et humide).

a. Tour hybride ouverte

Ce type de tour est constitué d'une batterie sèche et d'un corps d'échange sur lequel l'eau du procédé ruisselle, le fluide à refroidir circule en premier lieu dans une batterie sèche située au sommet de la tour de refroidissement (en hiver).

Si le refroidissement en mode sec n'est pas suffisant (en été), le fluide est alors dispersé sur un corps d'échange, s'évapore en partie puis retourne à la température désirée vers le procédé [38].

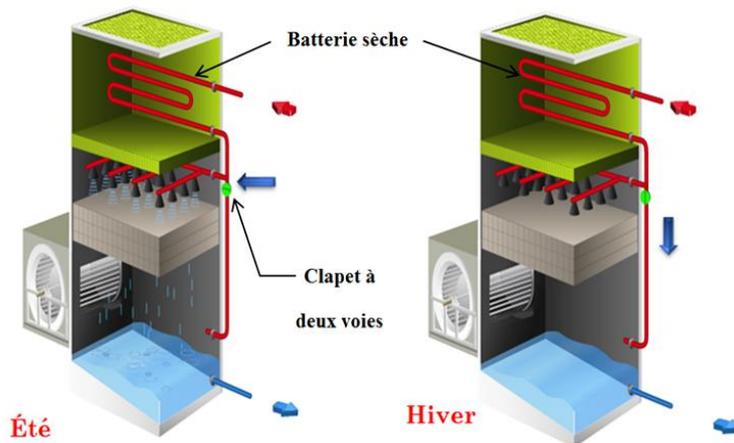


Fig. 2.15. Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour aéroréfrigérant hybride ouverte [39].

b. Tour hybride fermée

Ce type de tour est constitué d'une batterie sèche et d'un échangeur extérieur accolé avec une surface de ruissellement de l'eau ou un échangeur tubulaire interne à la tour. Deux cas peuvent donc se présenter :

- Le fluide à refroidir circule dans la batterie sèche, puis dans un échangeur à plaques intermédiaires accolé à la tour de refroidissement. L'autre circuit de cet échangeur à plaques est parcouru par de l'eau dispersée si nécessaire sur le corps d'échange de la tour.
- Le fluide à refroidir circule dans une batterie sèche située au sommet de la tour, puis circule si nécessaire dans un échangeur tubulaire interne à la tour sur lequel l'eau du circuit tour est dispersée [38].

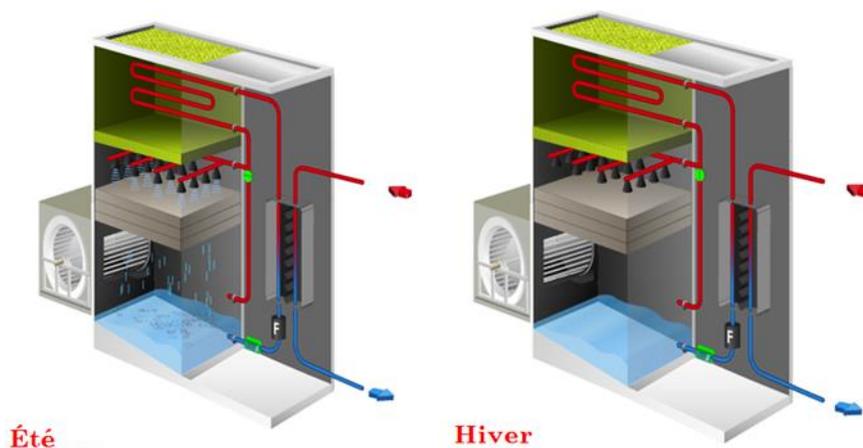


Fig. 2.16. Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour aéroréfrigérant hybride fermée [39].

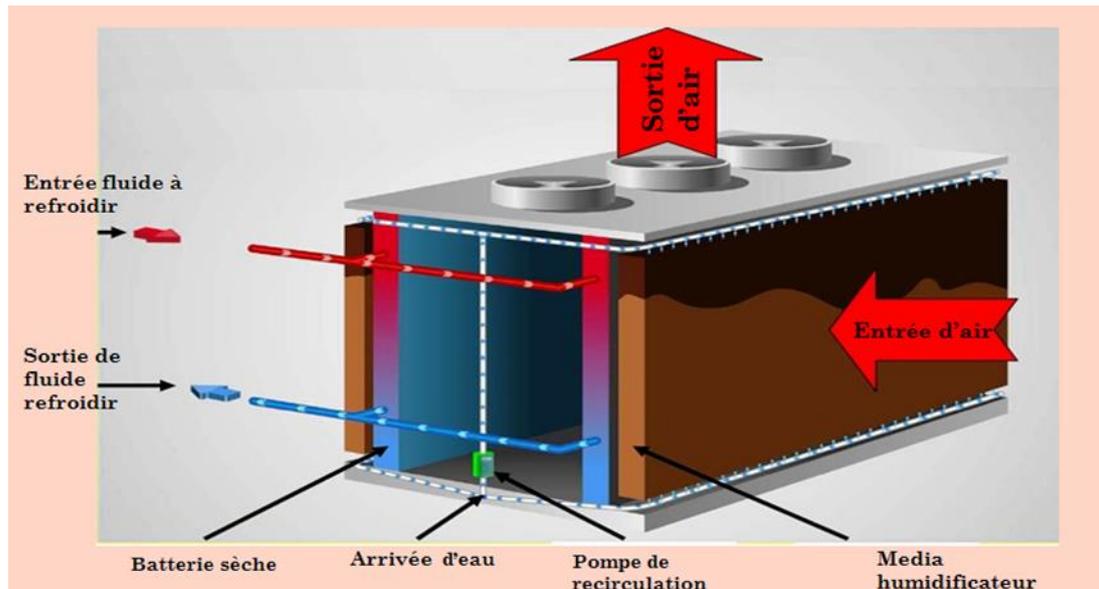


Fig. 2.17. Schéma de principe de fonctionnement du système de refroidissement par aérorefrigérant adiabatique [42].

c. Aérorefrigérant adiabatique

Les refroidisseurs adiabatiques sont des échangeurs de chaleur. Les calories sont rejetées en sec à l'atmosphère. Dès que les conditions climatiques augmentent, cet échangeur utilise l'évaporation de l'eau. Ainsi, en toute sécurité et sans traitement d'eau, il dissipe les calories en maintenant une température d'eau froide inférieure à celle de l'air ambiant.

Ce refroidisseur adiabatique résulte de l'association d'un aérorefrigérant sec et d'une section de pré-refroidissement adiabatique : cette section de pré-refroidissement a pour rôle d'abaisser la température de l'air ambiant par évaporation d'eau sur un média conçu spécifiquement pour cet usage. La différence fondamentale de ce dispositif avec le refroidisseur hybride est qu'il garantit l'impossibilité de relargage dans l'air ambiant d'eau sous forme d'aérosols (eau liquide) [41].

6.2.1.3 Les systèmes de refroidissement utilisant l'air sec

Le fluide du procédé à refroidir circule dans les tubes d'une batterie à ailettes et est refroidi par de l'air circulant à l'extérieur des tubes, l'échange se faisant à courant croisé. La circulation d'air sur l'échangeur air/fluide à refroidir est assurée aux moyens de ventilateurs.

Ce mode de refroidissement est souvent utilisé lorsque le médium ne doit être refroidi que de quelques degrés en deçà de la température ambiante [38]. Les performances de ce système sont donc moins élevées que celle des tours de refroidissement humides, et la consommation en électricité est plus importante, mais ce système permet de s'affranchir des traitements et du contrôle régulier de l'eau, et des coûts qui lui sont associés.

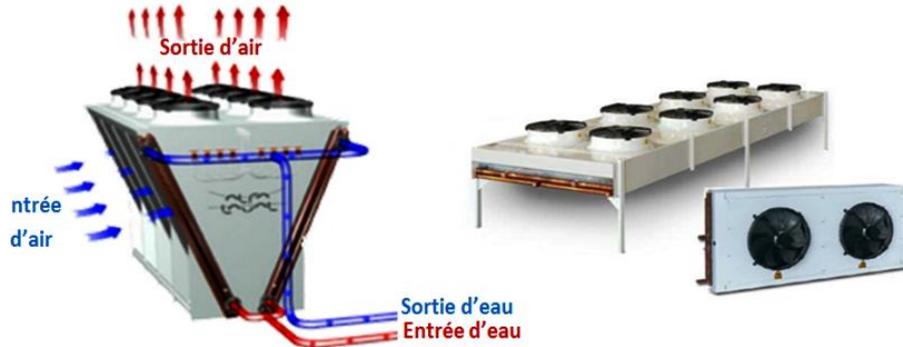


Fig. 2.18. Image et schéma de principe de fonctionnement du système de refroidissement par aéroréfrigérant sec. [43].

Ces systèmes s'appliquent principalement dans le domaine de la climatisation en tertiaire, pour des puissances relativement faibles, mais peuvent également être utilisés en applications industrielles de puissances inférieures à 2 MW [38]. Cela implique généralement que ce système doit être couplé avec un autre système de refroidissement pour un fonctionnement pendant toute l'année dans le cas de procédés industriels nécessitant des températures de retour d'eau inférieures à la température de l'air ambiant.

Une autre solution pourrait consister à pulvériser de l'eau sur la batterie à ailettes afin de fonctionner en régime humide. Le refroidissement adiabatique permet d'améliorer les performances thermiques des aéroréfrigérant par une réduction de la température effective d'entrée d'air. Cette réduction de température est obtenue par brumisation d'eau à l'entrée d'air grâce à des séries de rampes de brumisation placées devant les batteries d'échange. La transformation adiabatique est réalisée par l'évaporation d'eau brumisée contre le flux d'air à l'entrée comme le montre la figure (2.19).



Fig. 2.19. Principe de fonctionnement du système de refroidissement par aéroréfrigérant sec, plus système de pulvérisation adiabatique [44]

Chapitre III : Description de l'installation géothermique et l'élément à dimensionner

Introduction

Dans une étude antérieure réalisée par Ettahir AMMARI basé sur le dimensionnement d'un aéroréfrigérant. À une surface d'échange égal 287m^2 le système atteindre leur valeur maximal de température de fonctionnement (température d'entrée d'air 33°C). La solution de ce problème qui proposé par AMMARI est d'intervention du système d'humidification par pulvérisation pour diminuer la température de l'entrée d'air.

Cette solution est bonne, mais pour les zones arides et désertiques est difficile de réaliser cette solution en raison de la température élevée et la durée de l'été, parfois jusqu'à 6 mois. D'autre part, le manque d'eau parce que cette solution consomme une quantité considérable d'eau pour la réduction de la température effective d'entrée d'air.

Pour cela, nous allons étudier une autre solution de recharge soyez plus efficace et moins coûteux et en même temps adapté pour les zones arides et désertiques, cette solution est l'utilisation de l'énergie géothermique pour le refroidissement d'eau de procédé comme le montre la figure (3.1)

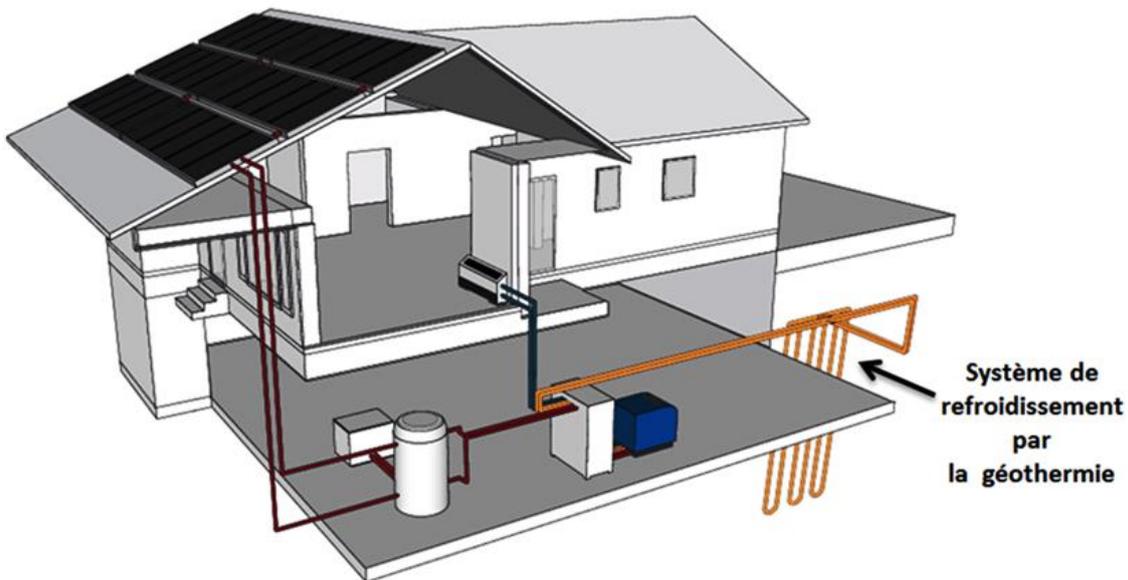


Fig. 3.1. Schéma descriptif de l'installation frigorifique solaire à adsorption utilisant la géothermie [46].

1. Géothermie

1.1. Définitions

La Géothermie, du grec Géo (La terre) et thermie (la chaleur), est la science qui étudie les phénomènes thermiques internes du globe terrestre et la technique qui vise à l'exploiter. Par extension.

La géothermie désigne aussi l'énergie géothermique issue de l'énergie de la terre qui est convertie en chaleur d'une part, et de utilisé l'énergie géothermique pour chauffe ou rafraîchit des maisons et produit de l'électricité sans faire du mal à l'environnement [27].

1.2. Principe de la géothermie

A cause de de décroissance de la température pendant l'été depuis la surface du sol vers l'intérieur de la terre. Selon les régions la diminution de la température avec la profondeur (en été) est plus ou moins forte. Pour cela on peut l'utilisé de l'air ou bien d'autre fluide pour transporter la chaleur (chauffage en hiver et le rafraichissement en été) à l'aide des échangeurs de chaleur [27].

1.3. Types de la géothermie

On peut résume les 3 types de géothermie dans le tableau suivant :

Tableau 3.1. Différents types de la géothermie [28].

Types	Profondeur (m)	Température (C°)	Utilisation
La géothermie haute énergie	>1500	$80 < T < 300$	Production d'électricité et de chaleur
La géothermie basse énergie	$1000 < P < 3000$	$30 < T < 100$	le chauffage urbain et certaines applications industrielles.
La géothermie très basse énergie	Certain mètre	$10 < T < 30$	la climatisation et le chauffage

1.4. Différentes techniques

Ils existent différentes techniques qui sont utilisées pour prélever l'énergie contenue dans le sous-sol.

Nous pouvons mentionner les deux principaux techniques d'exploitation et d'utiliser de cette énergie géothermie : [27]

1.4.1 Puits Canadiens ou puits provençal

a. Définition

C'est un système géothermique de surface qui utilise l'inertie de surface du sol pour la ventilation principalement. Le puits canadien sert à préchauffer l'air extérieur l'hiver et à climatiser l'été (puits provençal). C'est un échangeur d'air géothermique [27].

b. Principe

Il consiste à utiliser comme entrée pour la ventilation de la maison, de l'air qui a préalablement circulé dans un tube enterré à une certaine profondeur. La température du sous-sol étant moins variable que celle de l'air extérieur cela permet d'avoir une entrée d'air plus tempérée. En hiver, l'air est réchauffé avant de pénétrer dans la maison ; en été il est rafraîchi. Il s'agit ainsi du système de géothermie le plus simple qui soit, avec une consommation électrique réduite à la celle du ventilateur utilisée pour la circulation de l'air [27].

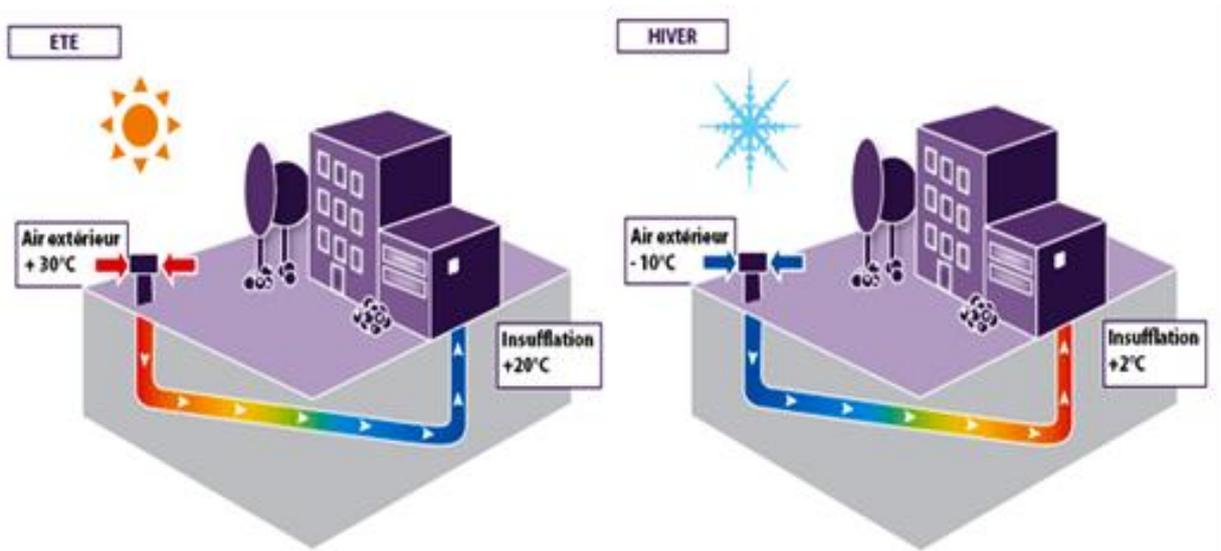


Fig. 3.2. Principes de fonctionnement des puits canadien (hiver/été) [29].

c. Les avantages et inconvénients des puits canadiens

On peut le résumer dans le tableau (3.2):

Tableau 3.2. Avantages et inconvénients des puits canadiens [28].

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Ressource énergétique renouvelable préservant l'environnement (Pas de déchet, émissions gazeuses très réduites). ✓ Consommation énergétique très faible. ✓ Coût du matériel faible. ✓ La maintenance restreinte. ✓ Pas de rejets de CO₂, pas de liquides frigorigènes, pas de phénomène allergogène ou viraux. 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Inutile à la mi- saison. ✓ Technique de pose relativement délicate. ✓ Coût de terrassement important. ✓ Entretien du circuit – il faut prévoir un entretien régulier de la conduite pour garantir une qualité hygiénique de celui-ci. ✓ Dans le cas du refroidissement, lors de la saturation du sol, le système ne fonctionne pas

1.4.2. Pompes à chaleur géothermiques (PAC)

a. Définition

Une PAC est une machine thermodynamique qui puise la chaleur dans un milieu naturel appelé "source froide" (eau, air, sol) dont la température est inférieure à celle du local à chauffer [27].

b. Principe

Il repose sur le principe du réfrigérateur. Dans un réfrigérateur, le système capte les calories provenant de l'intérieur (les calories existent même à faible température) pour les évacuer faire l'extérieur. On peut ainsi dire que les calories captées dans la partie froide du réfrigérateur « servent à réchauffer » l'extérieur du réfrigérateur. C'est pour cela que la partie arrière du réfrigérateur est souvent chaude. Pour les applications géothermiques on utilise généralement des PAC à compression qui comporte un compresseur électrique. Il existe d'autres types de PAC [27].

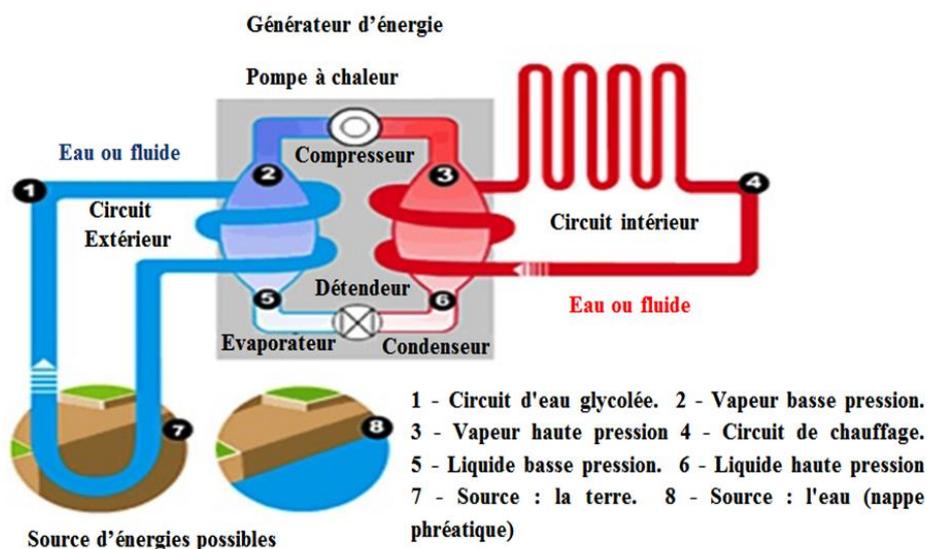


Fig. 3.3. Schéma de principe de pompe à chaleur géothermique [30].

c. Avantages et inconvénients des pompes à chaleur géothermiques

On peut le résumer dans le tableau (3.3) :

Tableau 3.3. Avantages et inconvénients des pompes à chaleur géothermiques [28].

Avantages
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Une bonne performance : elles peuvent fonctionner en autonomie sans chauffage d'appoint, même dans un climat froid ✓ Bonne rapidité de chauffe. ✓ Il n'y a pas de rejet, donc pas besoin d'un conduit d'évacuation. ✓ Il n'y a pas besoin d'espace de stockage d'un combustible. ✓ Les pompes à chaleur sol/sol ou sol/eau sont relativement simple et donc moins coûteuses.
Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ✓ La pompe à capteurs horizontaux nécessite une surface disponible dans votre espace vert de 1,5 à 2 fois la surface de votre bâtiment. ✓ Les pompes à capteurs verticaux nécessitent un forage et donc un surcoût. ✓ Les deux nécessitent une qualité d'installation irréprochable. ✓ Compatible uniquement avec radiateur basse température et/ou plancher chauffant.

2. Principe de fonctionnement de l'échangeur eau-sol

L'échangeur air-sol qui s'appelle aussi puits canadien/provençal est un système dit : géothermique, qui utilise l'énergie présente dans le sol à proximité de sa surface pour chauffer ou refroidir l'air/fluide dans notre cas le fluide a refroidi est l'eau.

En fonction des conditions atmosphériques, du jour et de la saison, l'eau subit de fortes variations de température. À l'opposé, le sol à quelques mètres sous sa surface présente une température peu variable en raison de sa grande inertie thermique.

L'échangeur eau-sol tire parti de cette grande inertie en mettant en contact thermique l'eau de procédé avec le sol grâce à des tubes enterrés à quelques mètres de profondeur sous le sol ou à proximité. L'eau provenant de la machine (Chiller), mu par une pompe parcourt les tubes avant d'être retourné à la machine avec une température inférieure à celle d'entrée [48].

2.1. Description du problème

Le domaine d'étude est représenté par la figure (3.4) qui est un échangeur eau-sol de type tubes en méandres. Notre modèle garde en premier lieu les mêmes dimensions de celle utilisé dans l'étude expérimentale du site de Biskra (un échangeur air-sol) pour un but de validation, Ensuite au lieu de utiliser l'air sous avons utilisé l'eau et on va procéder au changement de la longueur totale (L), le diamètre (D) et la distance entre les tube (H), afin d'évaluer l'influence de ces dimensions sur la performance de l'échangeur.

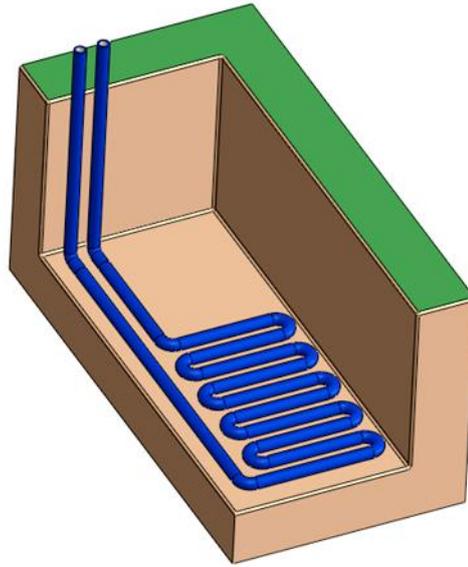


Fig. 3.4. Disposition de l'échangeur eau-sol.

3. Analyse des paramètres à dimensionné

3.1. Type des tubes utilisé

Le choix du matériau est important car il impacte directement sur les échanges thermiques sol/puits. L'utilisation de parois compactes à conductivité thermique élevée doit être favorisée car elle permet d'augmenter les échanges et ainsi de réduire la longueur du puits [50].

Le choix des model du tube utilisé est très important dans notre étude, Celle-ci est basée sur plusieurs critères notamment :

- ✓ Le matériau
- ✓ la pression et la température maximum
- ✓ la rugosité
- ✓ la conductivité et la diffusivité

Généralement dans les études d'un échangeur enterré on utilise les tubes de type PVC ou PEHD. Dans notre étude nous avons choisi le tube de type PEHD. Ce type de tube défini en détail à l'Annexe B.

3.2. Géométrie de l'échangeur

Visant à atteindre les performances recherchées d'un échangeur eau-sol, le choix d'une géométrie adéquate reste une étape indispensable dans son dimensionnement. Ce choix est un compromis entre les possibilités offertes par le terrain et les pertes de charge. L'étude de la géométrie implique le passage par les Cinq grandeurs principales :

3.2.1 Longueur des canalisations

La longueur des tubes détermine la surface d'échange et le temps de séjour de l'air dans les tubes. Il existe donc une longueur optimale de l'échangeur liée à la longueur caractéristique d'échange thermique. [28].

La longueur optimale du puits va dépendre du débit dans les canalisations. En effet, la bibliographie montre que pour les faibles débits, la température minimale est atteinte assez rapidement, par contre, plus le débit augmente et plus cette longueur limite croît.

Dans notre étude, la détermination de la longueur des canalisations relie avec la température qui nous doit obtenir (35°C).

Dans cette étude, on considère constante la température du sol. Dans cette démarche, il s'agit de trouver à partir des équations du bilan énergétique, l'expression analytique qui traduit l'évolution de la température de l'eau le long de l'échangeur en fonction des paramètres suivants:

- La température d'entrer d'eau.
- La température du sol à la profondeur considérée.
- Les caractéristiques thermo physiques du sol.
- La géométrie et la nature du conduit.
- Le débit d'eau

Le flux thermique (ϕ) échangé par unité de surface à travers la paroi du conduit est proportionnel à la différence de température entre la surface interne et externe du tube:

$$\phi = \frac{(T_{sol} - T_{eau})}{R} \quad (III. 1)$$

La résistance de la paroi est composée, d'une part, de la résistance à la conduction (résistance de tube), d'autre part de la résistance à la convection et la résistance du sol [61].

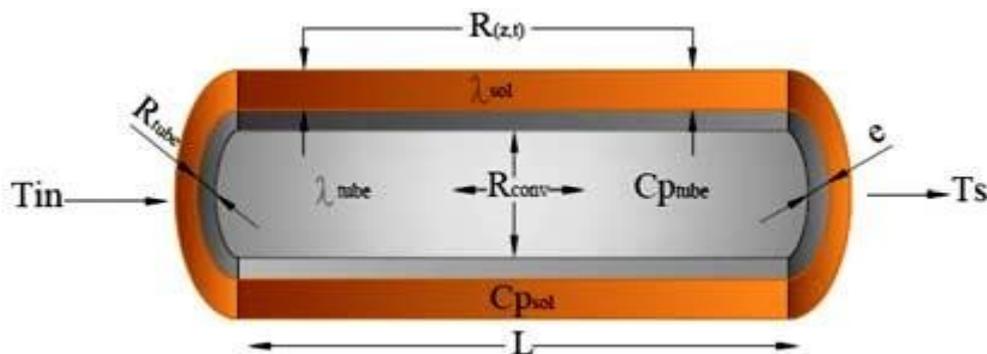


Fig. 3.5. Résistance thermique dans le tube enterrée [70].

$$R = R_{tube} + R_{conv} + R_{sol} \quad (III. 2)$$

La résistance thermique d'une paroi cylindrique par conduction est donnée par l'équation suivante [70]:

$$R_{tube} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2.\pi.\lambda_{tube}} \quad (III. 3)$$

D'autre part, la résistance thermique du sol est :

$$R_{sol} = \ln\left(\frac{r_{sol}}{r_2}\right) / (2.\pi.\lambda_{sol}) \quad (III. 4)$$

La résistance thermique en convection forcée est :

$$R_{conv} = \frac{1}{h_i.s} \quad (III. 5)$$

Sachant que coefficients de transfert en convection forcée :

$$h = \frac{Nu.\lambda_{eau}}{D} \quad (III. 6)$$

Pour trouver la valeur de « hi » il faut tout d'abord trouver la corrélation correcte pour déterminer le nombre de Nusselt. Nous avons rassemblé les corrélations définissant le transfert de chaleur par convection à l'intérieur des tubes pour le régime laminaire et pour le régime turbulent dans les tableaux (3.4) (3.5).

Tableau 3.4. Corrélation donnant le coefficient de transfert par convection à l'intérieur des tubes pour le régime laminaire.

N°	Auteurs	Equation	Condition d'utilisation	Réf
(III. 7)	HANSEN	$Nu = \left\{ 3.66 + \frac{0.0668Gz}{1 + 0.04 + Gz^{2/3}} \right\} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14}$	$Gz = Pr Re D / L$ $Gz < 100$ $(D / L) \leq 0.03 Re$	[71]
(III. 8)	HUG	$Nu = 1.62(Re.Pr.D / L)^{1/3}$	-	[72]
(III. 9)	SEIDER-TATE	$Nu = 1.86(Gz^{1/3}) \left(\mu / \mu_p \right)^{0.14}$	$Gz < 100$ $(\mu / \mu_p) \leq 10$ $(L / D) \leq 0.3 Re$	[73]
(III. 11)	SIEDER-TATE	$Nu = 1.86 \frac{(Re.Pr)^{1/3}}{(L/D)^{1/3}} \left(\mu / \mu_p \right)^{0.14}$	$Re < 2100$	[74]

Tableau 3.5. Corrélation donnant le coefficient de transfert par convection à l'intérieur des tubes pour le régime turbulent.

N°	Auteurs	Equation	Condition d'utilisation	Réf
(III. 12)	GNIELIN-SKI	$Nu = \frac{\Omega}{8} \cdot \frac{(\text{Re} \cdot 10^3) \text{Pr}}{1 + 12,7 \left(\frac{\Omega}{8}\right)^{0,5} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_{\text{int}}}{L}\right)^{2/3} \right]$	0.06 < Pr < 2000 2300 < Re < 10 ⁶ 0 < (d _{int} / L) < 1	[75]
(III. 13)	NUSSELT	$Nu = 0.036 \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot (D/L)^{0,055}$	10 < L/D < 400	[71]
(III. 14)	MC ADAMS	$Nu = 0.023 \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^n \cdot \left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{0,7} \right]$	-	[76]
(III. 15)	COLBURN	$Nu = 0.026 \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{1/3}$	200 < Re < 32000 Disposition des tubes en lignes	[71]
(III. 15)	COLBURN	$Nu = 0.033 \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{1/3}$	200 < Re < 32000 Disposition des tubes en quinconces	[71]
(III. 16)	SEIDER et TATE	$Nu = 0.027 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$	0.7 < Pr < 16700 Re > 10000 (D/L) > 60	[77]
(III. 17)	SLEICHER et ROUSE	$Nu = 5 + 0.015 \text{Re}^{0,85} \cdot \text{Pr}_p^{0,93}$	0.1 < Pr < 10 ⁵ 10 ⁴ < Re < 10 ⁶	[78]
(III. 17)	SLEICHER et ROUSE	$Nu = 4.48 + 0.0156 \text{Re}^{0,85} \cdot \text{Pr}^{0,93}$	Pr < 0.1 T _p = cet	[78]
(III. 17)	SLEICHER et ROUSE	$Nu = 6.3 + 0.0167 \text{Re}^{0,85} \cdot \text{Pr}^{0,93}$	Pr < 0.1 q _r = cet	[78]
(III. 18)	LABUNET-SOV	$Nu = 0.021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_p}\right)^{0,25} \cdot \mathcal{E}$	L/D > 50	[71]
(III. 19)	WHUITHIER	$h = \frac{900(1.352 + 0.02T)\mu^{0,8}}{d_i^{0,2}}$	-	[78]

GNIELINSKI [79], propose une corrélation utilisable pour le régime de transition et pour le régime turbulent en tenant compte de la longueur d'établissement de l'écoulement, et n'est utilisable que si les conditions suivantes sont respectées :

$$\begin{cases} 0.06 < \text{Pr} < 2000 \\ 2300 < \text{Re} < 10^6 \\ 0 < d_{\text{int}} / L < 1 \end{cases}$$

$$Nu = \frac{\Omega}{8} \cdot \frac{(\text{Re} \cdot 10^3) \text{Pr}}{1 + 12,7 \left(\frac{\Omega}{8}\right)^{0,5} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_{\text{int}}}{L}\right)^{2/3} \right] \quad \text{III. 20)}$$

Cette corrélation décrit la grande majorité des résultats expérimentaux dans une fourchette de 20 %. Elle peut être simplifiée de manière à obtenir les deux lois empiriques suivantes [62] :

Pour $0.6 < Pr < 1.5$

$$Nu = 0.0214(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4} \left[1 + \left(\frac{d_{int}}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (III. 21)$$

Pour $1.5 < Pr < 500$

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \left[1 + \left(\frac{d_{int}}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (III. 22)$$

Alors, La quantité de chaleur échangée par unité de temps s'écrit [76] :

$$dQ = \phi \times S \times dt = \frac{T_{sol} - T_{eau}}{R} \times S \times dt = \frac{T_{sol} - T_{eau}}{R} \times 2.\pi.r_1 \times Ldt \quad (III. 23)$$

Cet échange de chaleur entraîne une variation de température de l'eau, donnée par :

$$dQ = \rho \times c_p \times V \times dT_{eau} = \rho \times c_p \times \pi \times r_1^2 \times LdT_{eau} \quad (III. 24)$$

Le débit volumique s'écrit :

$$q_V = S \times V = \frac{\pi \times d^2}{4} \times V \quad (III. 25)$$

En égalisent les expressions (III. 23) et (III. 24) en considérant la vitesse de l'écoulement qui donnée par :

$$V = \frac{dL}{dt} \Rightarrow dt = \frac{dL}{V} \quad (III. 26)$$

On aura :

$$\frac{dT_{eau}}{-T_{eau} + T_{sol}} = \frac{2 \times dL}{\rho \times c_p \times r_1 \times V \times R} \quad (III. 27)$$

L'expression (III. 27) peut être intégrée de $T_{entrée}$ à T_{sortie} de l'eau et de zéro jusqu'à la longueur L de l'échangeur:

$$\int_{T_{ee}}^{T_{es}} \frac{dT_{eau}}{-T_{eau} + T_{sol}} = \int_0^L \frac{2 \times dL}{\rho \times c_p \times r_1 \times V \times R} \quad (III. 28)$$

L'intégration de cette relation donne l'expression de la température de l'eau dans l'échangeur:

$$T_{es} = T_{ee} \times \exp\left(\frac{-2L}{\rho \times c_p \times r_1 \times V \times R}\right) + T_{sol} \times \left(1 - \exp\left(\frac{-2L}{\rho \times c_p \times r_1 \times V \times R}\right)\right) \quad (III. 29)$$

3.2.2. Diamètre des canalisations

Une augmentation du diamètre des tubes entraîne une augmentation de la surface d'échange, mais n'augmente pas nécessairement l'échange thermique [49].

En fonction des débits d'air requis, le diamètre du conduit du puits est alors calculé pour respecter les conditions de vitesse d'eau. Cet optimum est indépendant de la longueur de la canalisation. On obtiendra donc une relation directe entre débit d'air et diamètre optimal [50].

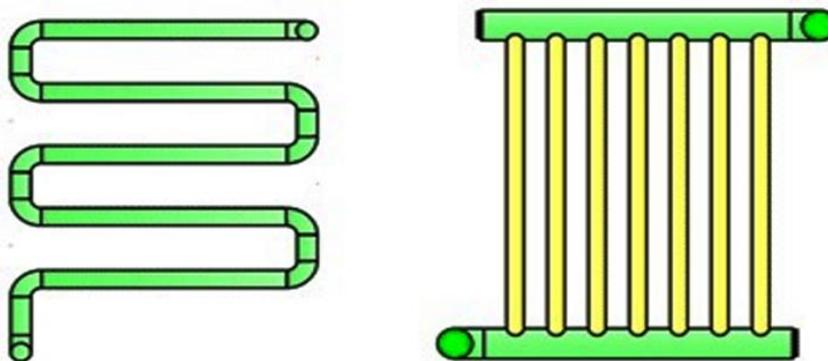
En pratique, pour les installations domestiques, le diamètre utilisé pour l'eau est beaucoup plus petit que ceux des canalisations qui fonctionnent avec l'air.

3.2.3. Nombre des tubes

Le nombre et le diamètre des tubes définissent la section totale de tubes par laquelle va circuler l'eau. Ils influent à la fois sur la vitesse d'écoulement de l'eau et sur la surface de contact entre l'eau et le sol. Le nombre de tubes est conditionné par l'espace disponible pour l'installation de l'échangeur [28].

3.2.4. Distance entre canalisations

Les fonctions de stockage et d'amortisseur thermique du sol sont assurées par le volume de sol situé tout autour de chaque canalisation. C'est le cas d'une configuration en boucle de Tichelmann ou en méandres figure (3.6) où il est nécessaire d'assurer une certaine distance entre les tubes. L'épaisseur de sol concernée est proportionnelle à la profondeur de pénétration du signal thermique, Ainsi, si la distance entre deux tubes est inférieure à la profondeur de pénétration, la température de la portion de sol située entre ces tubes est influencée simultanément par ces deux tubes, ce qui réduit localement la capacité de stockage du sol. En effet, il semble important d'assurer une distance minimale afin de limiter l'interaction entre deux tubes adjacents et d'optimiser ainsi l'exploitation de l'inertie du sol [50].



Boucle en méandres

Boucle de Tichelmann

Fig. 3.6. Configuration des canalisations [33].

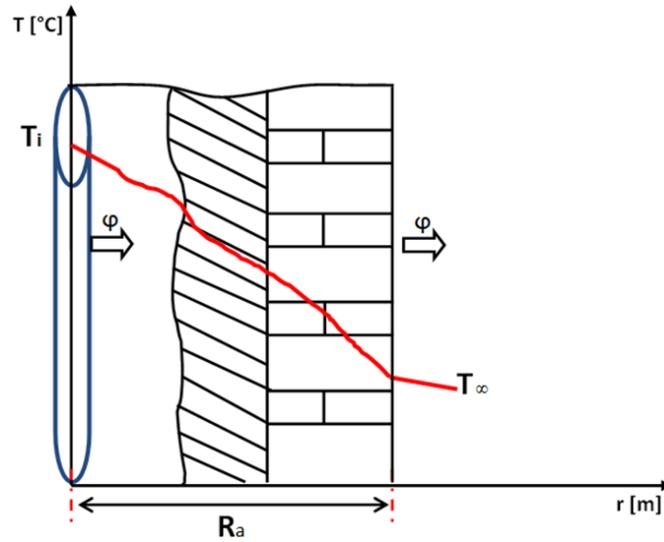


Fig. 3.7. Progression de flux de chaleur à travers une paroi de tube.

Le choix de la distance optimale entre les conduites nécessaires pour éviter l'impact de l'un des tuyaux à l'autre. Pour cela nous avons étudié la progression de flux de chaleur à travers une paroi de tube figure (3.7) par la relation suivante :

Si le flux est unidirectionnel et qu'il n'existe aucune source de chaleur interne, on a l'équation de conduction de chaleur bien connue :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (\text{III. 30})$$

Avec la diffusivité thermique du matériau : α [m^2/s] :

$$\alpha = \frac{\lambda_{sol}}{\rho_{sol} C_{p_{sol}}} \quad (\text{III. 31})$$

Avec :

λ_{sol} : Conductivité thermique du sol [$\text{W}/\text{m.K}$].

ρ_{sol} : Masse volumique du sol [kg/m^3].

$C_{p_{sol}}$: Chaleur spécifique du sol [$\text{J}/\text{Kg.K}$].

On définit aussi la variable de similarité : η

$$\eta = \frac{z}{2\sqrt{\alpha t}} \quad (\text{III. 32})$$

Avec :

Z : Variable spatial [m].

Condition initial :

à $t=0$, $T= T_i$

Et en prenant en compte les conditions aux limites

Condition aux limites

à $z=0$, soit $T= T_\infty$

C'est-à-dire résistance surfacique négligeable

à $z= \infty$, soit $T \rightarrow T_i$

C'est-à-dire une longue distance de pénétration dans le corps, la température reste invariante.

Faisons le changement de variable suivant :

$$\begin{cases} \theta = \frac{T_i - T}{T_i - T_\infty} \\ \eta = \frac{z}{2\sqrt{\alpha t}} \end{cases}$$

$$\text{Donc : } \begin{cases} \frac{\partial \eta}{\partial t} = -\frac{z}{2t} \eta \\ \frac{\partial \eta}{\partial z} = -\frac{1}{2\sqrt{\alpha t}} \end{cases} \quad \text{ou} \quad (T_i - T_\infty) = d\theta = dT$$

$$(T_i - T_\infty) = d\theta = dT$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \Leftrightarrow \frac{\partial \theta}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{z}{2\sqrt{\alpha t}} \right)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \cdot \frac{\partial \eta}{\partial t} = \theta' \cdot \left(-\frac{1}{2t} \eta \right)$$

$$\frac{1}{2t} \eta \cdot (T_i - T_\infty) \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial \eta^2} = -\alpha (T_i - T_\infty) \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial \eta^2} \frac{1}{4 \cdot \alpha \cdot t}$$

$$\eta \cdot \frac{\partial \theta}{\partial \eta} = -\frac{1}{2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial \eta^2}$$

$$\theta'' + 2\eta\theta' = 0 \quad \frac{\theta''}{\theta'} = -2\eta$$

$$\ln \theta' = -\eta^2 + c_1$$

$$\theta' = c \cdot e^{-\eta^2} \Rightarrow \theta = c \int e^{-\eta^2} + c_2$$

$$\frac{T_i - T}{T_i - T_\infty} = c_1 \cdot \int e^{-\eta^2} + c_2 \quad (\text{III. 33})$$

On peut lier cette intégrale à la fonction erreur de Gauss :

$$\text{erf}(\phi) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^\phi e^{-\eta} d\eta \quad \text{Avec : } \begin{cases} \text{erf}(0) = 0 \\ \text{erf}(\infty) = 1 \end{cases}$$

Ou la solution :

$$\theta = c_2 + c_1 \int e^{-\eta^2} d\eta$$

$$\theta = c_2 + c_1 \frac{\sqrt{\pi}}{2} \text{erf}(\eta)$$

On détermine c_1 et c_2 :

$$z \rightarrow 0, \quad T \rightarrow T_\infty$$

$$z \rightarrow \infty, \quad T \rightarrow T_i$$

$$\left. \begin{array}{l} z \rightarrow 0, \quad T \rightarrow T_\infty \\ z \rightarrow \infty, \quad T \rightarrow T_i \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{cases} \eta = 0, \quad \theta = 1 \Rightarrow 1 = c_2 + c_1 \frac{\sqrt{\pi}}{2} \text{erf}(0) \Rightarrow c_2 = 1 \\ \eta = \infty, \quad \theta = 0 \Rightarrow 0 = c_2 + c_1 \frac{\sqrt{\pi}}{2} \text{erf}(\infty) \Rightarrow c_1 = \frac{-2}{\sqrt{\pi}} \end{cases}$$

Alors que :

$$\theta = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \text{erf}(\eta)$$

$$\theta = 1 - \text{erf}(\eta) \Rightarrow \frac{T_i - T}{T_i - T_\infty} = 1 - \text{erf}(\eta) = \theta$$

$$T_i - T = T_i - T_\infty - (T_i - T_\infty) \operatorname{erf}(\eta)$$

$$\frac{T_\infty - T}{T_\infty - T_i} = \operatorname{erf}(\eta) \quad (\text{III. 34})$$

$$1 - \frac{T_\infty - T}{T_\infty - T_i} = 1 - \operatorname{erf}(\eta) \quad \operatorname{erf} \cdot \operatorname{erfc} = 1 \quad \frac{T - T}{T_\infty - T_i} = \operatorname{erfc}$$

$$\frac{T_\infty - T}{T_\infty - T_i} = (1 - \operatorname{erf}(\eta)) \quad T_\infty - T = (1 - \operatorname{erf}(\eta))(T_\infty - T_i)$$

Alors :

$$T(z, \bar{t}) = T_\infty - (1 - \operatorname{erf}(\eta))(T_\infty - T_i) \quad (\text{III. 35})$$

Finalement on obtient :

$$T(z, t) = T_\infty - (1 - \operatorname{erf}(\frac{z}{2\sqrt{\alpha t}}))(T_\infty - T_i) \quad (\text{III. 36})$$

3.2.5 La profondeur d'enfouissement des tubes

Pour un échangeur eau-sol, le sol joue le rôle de tampon thermique entre l'extérieur et la canalisation enterrée. C'est lui qui isole cette dernière de l'influence des conditions atmosphériques. La profondeur d'enfouissement est donc un paramètre important qui va jouer sur la qualité de cette isolation : une profondeur plus grande améliore l'isolation de la canalisation et le déphasage. Au-delà d'une dizaine de mètres sous la surface du sol, la température du sol ne varie plus sous l'effet de l'évolution de la température extérieure. Seule la température moyenne évolue en fonction de la profondeur sous l'effet de la puissance géothermique provenant du manteau terrestre.

Il existe alors plusieurs manières d'aborder la question de la profondeur en fonction de l'usage attendu du puits canadien :

- Dans le cas d'un puits qui chercherait à utiliser le déphasage journalier, une profondeur de 40 cm serait suffisante.
- Pour un déphasage saisonnier, la profondeur minimale d'enfouissement requise serait de 2 m. Au-delà, l'efficacité du puits augmente encore, mais des contraintes réglementaires et économiques ne permettent généralement pas d'installer le puits à de telles profondeurs.

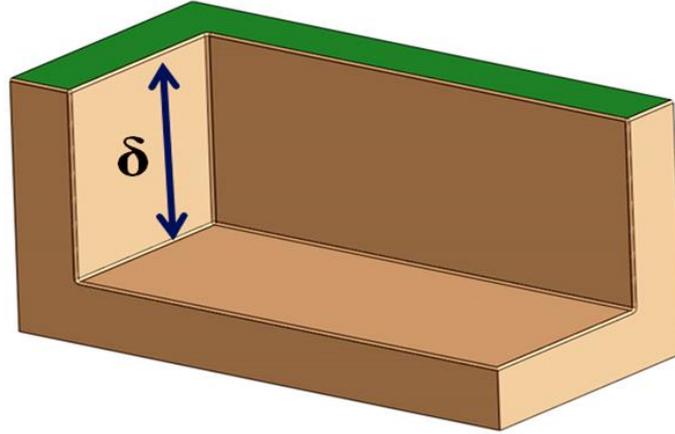


Fig. 3.8. Profondeur d'enfouissement des tubes.

4. Détermination de la perte de charge dans un échangeur eau-sol

Dans les calculs de dimensionnement d'un échangeur eau-sol on prend en compte toujours les pertes de charge.

Considérant un fluide visqueux, l'énergie totale d'une particule diminue en général au cours de son mouvement, ce phénomène dit : perte de charge.

Cette perte de charge dépend des propriétés du fluide véhiculé, des caractéristiques de l'écoulement et de la géométrie de l'installation.

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

Elle est donnée par :

$$\Delta P_{\text{tot}} = \Delta P_e + \Delta P_r + \Delta P_p \quad (\text{III. 37})$$

4.1. Perte de charge due à l'entrée et à la sortie de l'échangeur [67]

$$\Delta P_e = \frac{3}{4} \rho V^2 \quad (\text{III. 38})$$

4.2. Pertes de charge régulières (linéaire)

Les pertes de charge régulières représentent les pertes d'énergies dues aux frottements du fluide dans une conduite de section constante. Elles sont exprimées en hauteurs de fluide (en mètres) et en pascals [28].

- Perte de charge en mètres (m) :

$$\Delta P_r = \Lambda \frac{L.V^2}{2D.g} \quad (\text{III. 39})$$

- Perte de charge en pression (Pa) :

$$\Delta P_r = \Lambda \frac{\rho L.V^2}{2D} \quad (\text{III. 40})$$

Le calcul du coefficient de perte de charge régulière (Λ) dépend de plusieurs paramètres :

- La géométrie de la conduite, nature de la section (circulaire, annulaire, . . .), état de la Surface défini par la rugosité relative de la conduite (k).
- Le régime de l'écoulement défini par le nombre de Reynolds (Re).

✓ **Cas un écoulement laminaire**

Dans le cas d'un régime laminaire, il est possible de déterminer des relations exactes pour le coefficient de perte de charge. Pour un écoulement :

- Dans les conduites industrielles circulaires, où $Re < 2300$, on utilise la formule de Hagen-Poiseuille [64]:

$$\Lambda = \frac{64}{Re} \quad (Re < 2300) \quad (III. 41)$$

- Entre deux plans parallèles, il est courant d'utiliser :

$$\Lambda = \frac{96}{Re} \quad (III. 42)$$

✓ **Cas un écoulement turbulent**

Dans le cas d'un régime turbulent lisse, on pourra utiliser la formule empirique directe de Blasius pour déterminer le coefficient de pertes de charge lorsque le Reynolds est compris entre 3400 et 10^5 [65] :

✓ Formule de Blasius : $\Lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (3400 < Re < 10^5) \quad (III. 43)$

Si le Reynolds est supérieur à 10^5 , on utilisera la formule itérative de Von Kármán :

✓ Formule de Von Kármán : $\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = 2 \log_{10} \left(\frac{Re \sqrt{\Lambda}}{2.51} \right) \quad (Re > 10^5) \quad (III. 44)$

4.3. Pertes de charge singulières

Les pertes de charge singulières sont des pertes de pression provoquées par le passage du fluide dans des obstacles comme des vannes, raccords, élargissement, sortie de réservoir ...etc. Elles s'expriment en pascals ou en mètres.

- Perte de charge singulière en pression (Pa) :

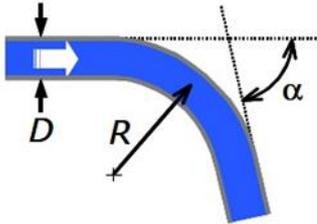
$$\Delta P_p = \xi \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (\text{III. 45})$$

- Perte de charge singulière en mètre (m) :

$$\Delta P_p = \xi \frac{V^2}{2g} \quad (\text{III. 46})$$

Où ξ est le coefficient de perte de charge singulière (sans dimension) dépendant uniquement de la géométrie locale et de la rugosité de la paroi. Le coefficient de perte de charge, qui dépend de la géométrie et du nombre de Reynolds, est donné dans des formulaires appelés « dictionnaires de pertes de charge ». Quelques singularités typiques sont reproduites dans le tableau (3.6) [66].

Tableau 3.6. Coefficient de perte de charge singulière pour deux types de coude [66].

Type de coude	Géométrie	Formule
Coude brusque		$\xi = \sin^2 \alpha + 2 \sin^4 \frac{\alpha}{2}$
Coude arrondi		$\xi = \frac{\alpha}{\pi} \left[0.131 + 1.847(D/R)^{7/2} \right]$

Chapitre IV : Dimensionnement de l'échangeur

Le dimensionnement des échangeurs enterrés eau/sol est un problème très complexe. Sa complexité vient de plusieurs facteurs qui sont :

- La grande diversité des configurations des échangeurs (tube en serpentin, tube à coude 180 °, 90° d'inclinaison, tube sans coude...etc.).
- Problème de saturation du sol en cas d'une utilisation permanents de l'inertie de sol

En général la solution des problèmes passe par une représentation mathématique des phénomènes mis en jeu. Ces phénomènes sont en général multiples et compliqués. Pour les représenter, on est amené à négliger certains phénomènes et à simplifier certains autres.

La partie celle qui nous concernera tout le long de ce chapitre. Son but est de trouver la géométrie suffisante (longueur des tubes, diamètre) pour refroidir l'eau au degré souhaité.

1. Choix de la méthode de calcul

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

- 1- Méthode de la différence moyenne logarithmique : ΔT_{ML} .
- 2- Méthode du nombre d'unité de transfert : NUT, appelée méthode de l'efficacité.

La première méthode 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.

En général, dans notre cas on va utiliser la deuxième méthode qui est utilisée pour simuler un échangeur existant, dont on connaît les températures d'entrée des deux fluides et on recherche les températures de sortie [9].

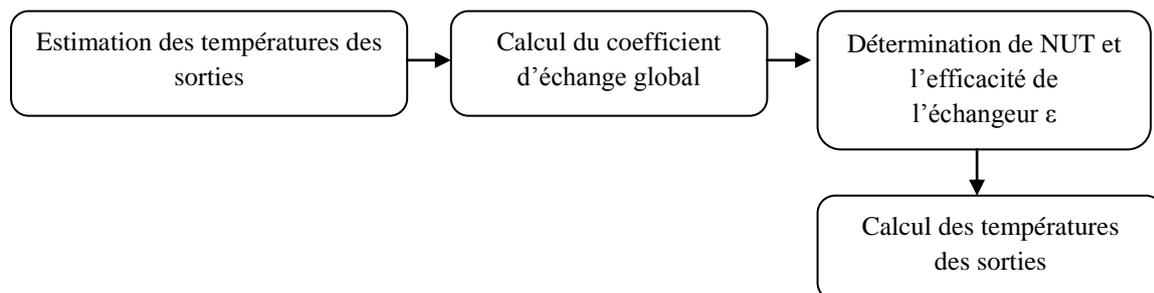


Fig. 4.1. Schéma de calcul par la méthode du nombre d'unité de transfert [68].

2. Modélisation de la température de sortie d'eau

Pendant la modélisation des échangeurs il est utile de considérer: un tube cylindrique de faible épaisseur (rapport des diamètres extérieur et intérieur $d_2/d_1 \leq 1.1$), peut être traité comme un mur simple ; l'erreur faite est faible et dépendant du rapport d_2/d_1 . Un tube cylindrique de grande épaisseur ($d_2/d_1 > 1.1$) peut être étudié tel quel par l'utilisation d'une méthode analytique exacte [69].

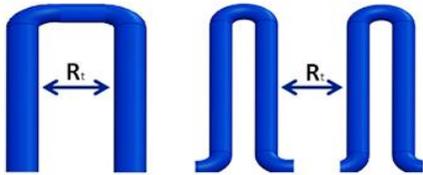
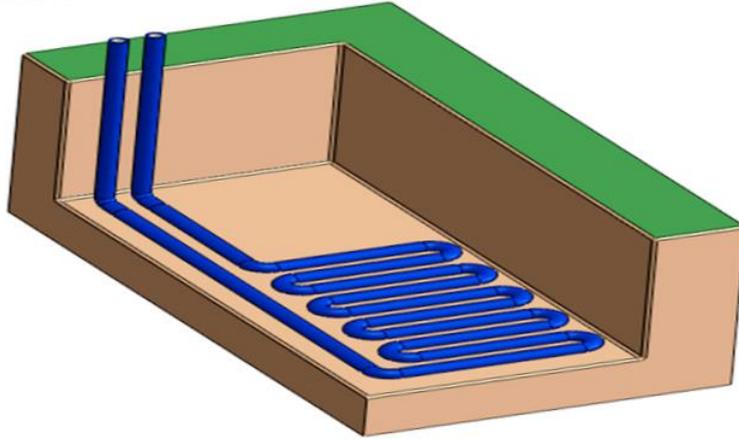
Tableau 4.1. Résumé des modèles de température de sortie pour deux types des parois [27].

Modèle	Paroi plane ($d_2/d_1 \leq 1.1$)
analytique	$T_{es} = T_{ee} \times \exp\left(\frac{-2L}{\rho \times cp \times r_1 \times V \times R}\right) + T_{sol} \times \left(1 - \exp\left(\frac{-2L}{\rho \times cp \times r_1 \times V \times R}\right)\right)$
numérique	$T_{es} = T_{ee} \times \left(\frac{\rho \times cp \times r_1 \times V \times R - \Delta L}{\rho \times cp \times r_1 \times V \times R + \Delta L}\right) + T_{sol} \times \left(\frac{2\Delta L}{\rho \times cp \times r_1 \times V \times R + \Delta L}\right)$
Paroi cylindrique ($d_2/d_1 > 1.1$)	
analytique	$T_{es} = T_{ee} \times \exp(Z) + T_{sol} \times [1 - \exp(Z)]$
numérique	$T_{es} = T_{ee} \times \exp\left(\frac{-\rho \times cp \times r_1 \times V \times R - \Delta L}{\rho \times cp \times r_1 \times V \times R + \Delta L}\right) + T_{sol} \times \left(\frac{2\Delta L}{\rho \times cp \times r_1 \times V \times R + \Delta L}\right)$

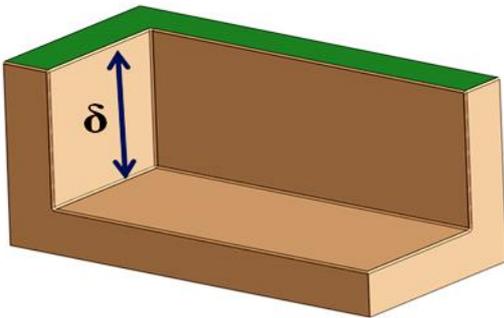
3. Caractéristiques géométriques de l'échangeur

L'échangeur sous forme d'un tube enterré (tableau 4.2) a certaine profondeur dans le sol, peut avoir plusieurs tubes à savoir la longueur totale de l'échangeur.

Tableau 4.2. Dimensions géométriques préliminaire d'un échangeur enterrée eau-sol.



R_t : distance entre deux tubes [m]



δ : profondeur de d'enfouissement des tubes [m]

4. Hypothèses considérées

a. Hypothèses géométriques

L'échangeur eau-sol, qui va être dimensionné ici, possède les caractéristiques suivantes :

- Une entrée d'eau verticale située entre la surface du sol ($z = 0$) et le niveau d'enfouissement du puits ($z = 3$ m).
- Une canalisation disposée horizontalement sous la terre à la profondeur $z = 3$ m.
- Une sortie d'eau verticale située entre le niveau d'enfouissement du puits ($z = 3$ m).et la surface du sol ($z = 0$).
- Dans le calcul on néglige les deux canalisations verticales.

b. Hypothèses thermiques

- Le sol est considéré homogène.
- Le fluide est newtonien et incompressible.
- L'écoulement est turbulent
- Le débit massique d'eau est constant le long de l'échangeur.
- Les propriétés thermo-physiques du sol sont supposées constantes.
- Les caractéristiques physiques des matériaux sont constantes tout le long de l'échangeur
- Les propriétés thermo-physiques d'eau sont calculées à partir des Corrélations.
- L'échange de chaleur à l'intérieur de tube où circule l'eau se fait par convection forcée.
- section de passage est constante.
- Le transfert de chaleur entre le fluide et le sol se fait par :
 - ✓ Convection forcé fluide-paroi (interne) : Coefficient de convection externe h_i [$W/m^2 K$].
 - ✓ Conduction à travers la paroi et entre paroi externe et le sol : Conductivité thermique λ [$W/m.K$].

5. Déroulement de calcul

❖ Données

- Diamètre intérieur des tubes : d [m].
- Epaisseur des tubes : e [m].

❖ Données thermo physiques

- Température d'entrée de l'eau : T_{ee} [$^{\circ}C$]
- Température de sortie de l'eau: T_{es} [$^{\circ}C$]
- Température de sol : T_{sol} [$^{\circ}C$]
- Débit massique de l'eau : \dot{m}_{eau} [kg/s]
- Conductivité thermique des tubes : λ_t [$W/m.K$]

❖ Propriétés physiques du sol

- Conductivité thermique de sol : λ_{sol} [$W/m.K$]

❖ Propriétés physiques de l'eau

Elles sont évaluées à la température de sortie de l'eau T_{s-eau} : (voir l'annexe A)

- Chaleur spécifique de l'eau : C_{peau} [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/m³]
- Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'eau : Pr_{eau}

❖ **Résultats demandés**

- Longueur du tube nécessaire : L [m]
- Surface d'échange : $Sech$ [m²]
- Espacement entre les tubes : Pa [m]
- Coefficient global de transfert de chaleur : K [W/m².K]
- Efficacité de l'échangeur : ε [sans dimension]
- Pertes de charge totale des tubes : ΔPi [Pa]

6. Calcul de tube enterré

➤ **Température de sortie de l'eau: T_{es} [°C]**

La température sortie de l'eau est calculé à partir de modelé analytique :

$$T_{es} = T_{ee} \times \exp\left(\frac{-2L}{\rho \times cp \times r_1 \times V \times R}\right) + T_{sol} \times \left(1 - \exp\left(\frac{-2L}{\rho \times cp \times r_1 \times V \times R}\right)\right) \quad (IV. 1)$$

Ou la résistance thermique totale R :

$$R = R_{tube} + R_{conv} + R_{sol} \quad (IV. 2)$$

Avec :

La résistance thermique du tube :

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{tube}} \quad (IV. 3)$$

La résistance thermique du sol :

$$R_{sol} = \ln\left(\frac{r_{sol}}{r_2}\right) / (2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sol}) \quad (IV. 4)$$

La résistance thermique en convection forcée :

$$R_{conv} = \frac{1}{h_i \cdot 2 \pi r_1} \quad (IV. 5)$$

➤ **Coefficient d'échange par convection : h_i [W/m².K]**

$$h_i = \frac{Nu \cdot \lambda_{eau}}{D} \quad (IV. 6)$$

Avec :

$$Nu = 0.012(\text{Re}^{0.87} - 280)\text{Pr}^{0.4} \left[1 + \left(\frac{d_{int}}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (IV. 7)$$

ou
$$\text{Re} = \frac{V_{eau} D_h \rho_{eau}}{\mu_{eau}} \quad (IV. 8)$$

$$D_h = \frac{4S}{P} \quad (IV. 9)$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu_{eau} C_{p_{eau}}}{\lambda_{eau}} \quad (IV. 10)$$

$$V_{eau} = \frac{\rho_{eau} \dot{m}}{S} \quad (IV. 11)$$

➤ **Espacement entre les tubes : R_t [m]**

Pour pouvoir choisir la distance optimale entre les tubes, nous appliquons la relation de la conduction dans un milieu semi infini suivante:

$$T(z, t) = T_{sol} - (1 - \text{erf}\left(\frac{z}{2\sqrt{\alpha t}}\right))(T_{sol} - T_{eau}) \quad (IV. 12)$$

➤ **Longueur du tube nécessaire : L [m]**

Lorsque nous atteignons à la température de l'eau désirée (35 °C), nous concluons longueur du tube nécessaire (L).

➤ **Surface d'échange : $S_{éch}$ [m²]**

$$S_{éch} = \pi \cdot D \cdot L \quad (IV. 13)$$

➤ **Coefficient global de transfert de chaleur : K [W/m².K]**

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

$$K = \frac{1}{R_{tube} + R_{sol} + R_{conv}} \quad (IV. 14)$$

➤ **Efficacité de l'échangeur : ε [sans dimension]**

$$\varepsilon = \frac{(T_{es} - T_{ee})}{(T_{sol} - T_{ee})} \quad (\text{IV. 15})$$

➤ **Pertes de charge totale des tubes : ΔP_i [Pa]**

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_e + \Delta P_r + \Delta P_p \quad (\text{IV. 16})$$

Avec :

- **Perte de charge due à l'entrée et à la sortie de l'échangeur : ΔP_e [Pa]**

$$\Delta P_e = \frac{3}{4} \rho V^2 \quad (\text{IV. 17})$$

- **Pertes de charge régulières : ΔP_r [Pa]**

$$\Delta P_r = \Lambda \frac{\rho L V^2}{2D} \quad (\text{IV. 18})$$

Ou :

$$\Lambda = (100 \times \text{Re})^{-0.25} \quad (3400 < \text{Re} < 10^5) \quad (\text{IV. 19})$$

- **Pertes de charge singulières : ΔP_p [Pa]**

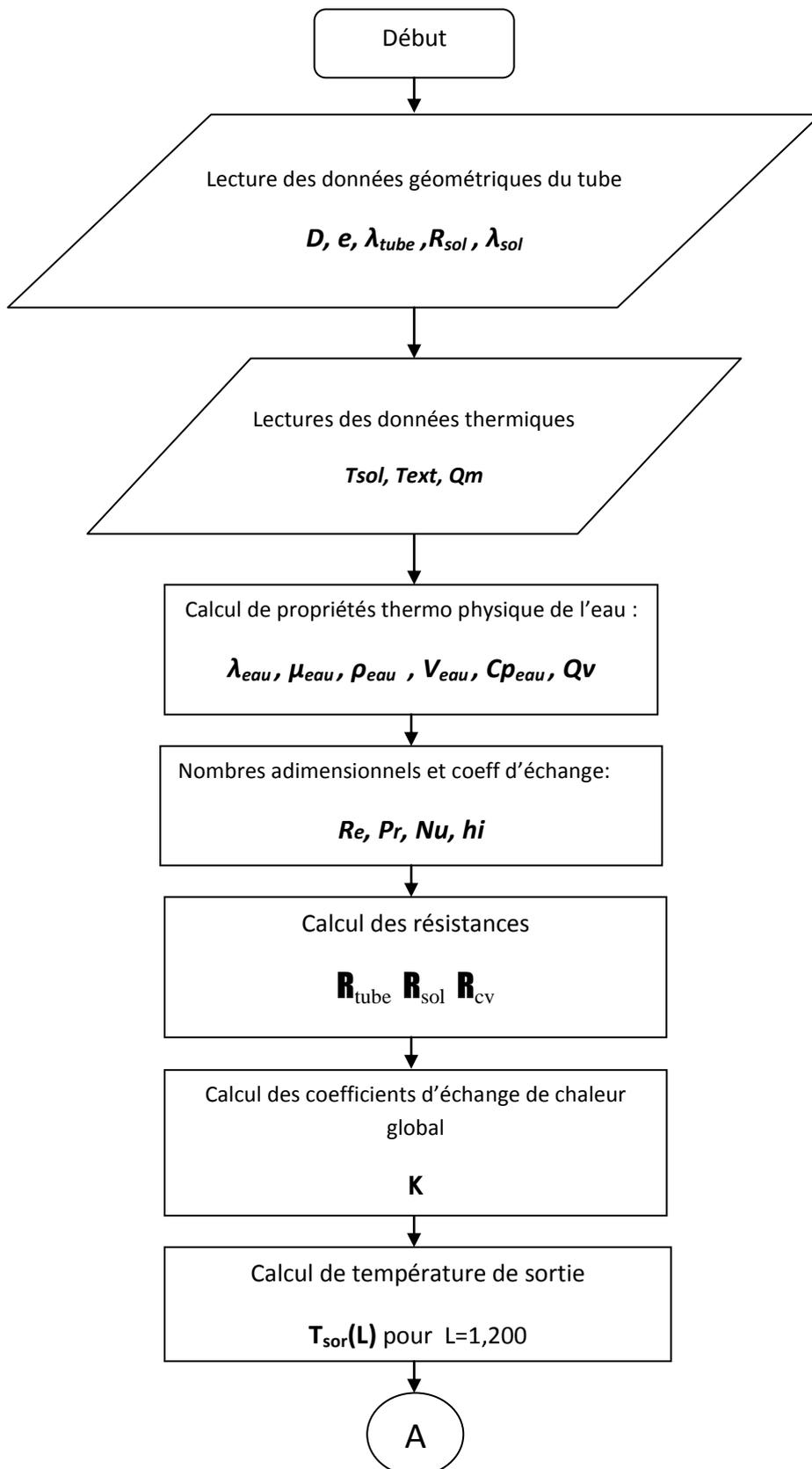
$$\Delta P_p = \Lambda \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{IV. 20})$$

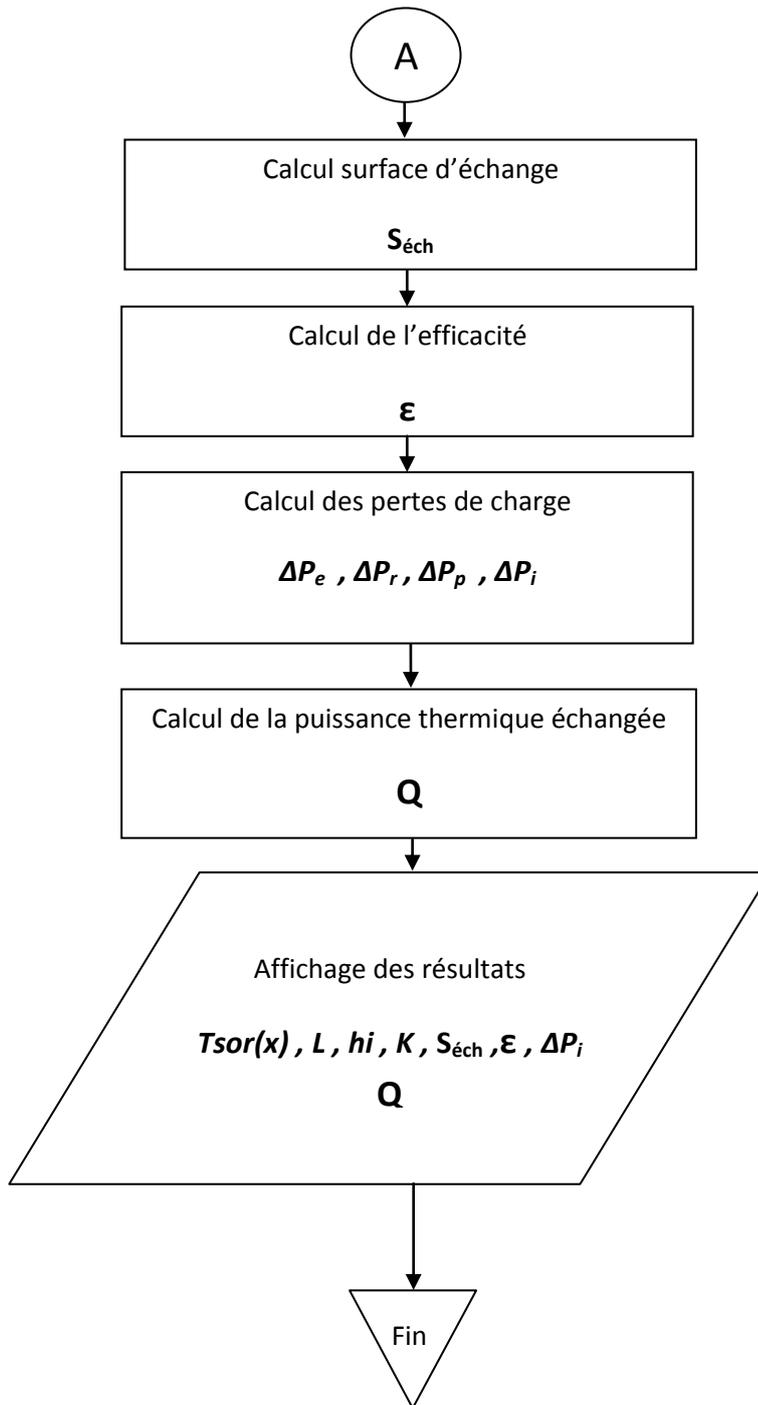
$$\Lambda = \frac{\alpha}{\pi} \left[0.131 + 1.847 (D / R_{coude})^{7/2} \right] \quad (\text{IV. 21})$$

➤ **Puissance thermique échangée : Q [w/m]**

$$Q = \dot{m} C_{p_{eau}} (T_{ee} - T_{es}) / L \quad (\text{IV. 22})$$

7. L'organigramme du programme (PDR_EES 2014)





Chapitre VIII: Résultats et discussion

Résultats, analyses et commentaires

Un programme numérique en Fortran est réalisé « **PDR_EES 2014** » pour :

- Dimensionner l'échangeur de chaleur "échangeur enterrée eau/sol".
- Examiner les effets des caractéristiques géométriques et dynamiques sur la longueur de l'échangeur, la surface d'échange et les pertes de charge.

Dans ce chapitre on s'intéresse à comparer nos résultats avec autre étude et on donne les résultats qui nous paraissent les plus importants.

1. Validation du code numérique

Pour valider le code numérique, nous avons comparé nos résultats avec ceux de S.Citherlet [63], E.Ammari2013 [9] pour les mêmes paramètres géométriques et thermo-physiques voir tableau (5.1).

Tableau 5.1. Paramètres des deux échangeurs [9,63].

		E.Ammari 2013	S. Citherlet et al 2011
Nature du fluide		Eau	éthylène glycol 34 Vol. %
Matériau des tubes		Cuivre	Cuivre
Matériau des ailettes		Aluminium	Aluminium
Température d'entrée du fluide	[°C]	40,5	41
Température de sortie du fluide	[°C]	35	34
Puissance thermique échangée	[KW]	22	24
Nombre de rangées de tubes		10	10
Pas d'ailettes	[m]	0,0024	2,40
Débit massique du fluide	[Kg/s]	0,9308	0,9308
Diamètre intérieur des tubes	[m]	0,009	0,028
Epaisseur des tubes	[m]	0,002	0,0015

Les tableaux (5.2, 5.3) résumant respectivement la comparaison entre nos résultats et ceux de E.Ammari et S.Citherlet. On peut conclure que le code numérique a donné de très bons résultats, acceptables et très encourageants.

Remarque :

Dans notre étude, on ne peut pas utiliser le cuivre comme un matériau de tube, En raison de la corrosion. Donc, nous avons utilisé les tubes en **PEHD**.

Tableau 5.2. Résultats et comparaison avec A. Ettahir.

		E.Ammari 2013	Code Belhadj (PDR_EES 01) 2014
Surface d'échange	[m²]	271,43	0,45216
Coefficient d'échange de chaleur global	[W/m²·K]	34,65	1673
Perte de charge	[bar]	0,49	2,64
Longueur totale des tubes	[m]	600	16

Tableau 5.3. résultats et comparaison avec S. Citherlet et al.

		S. Citherlet et al 2011	Code Belhadj (PDR_EES 01) 2014
Surface d'échange	[m²]	270,6	8,176560
Coefficient d'échange de chaleur global	[W/m²·K]	28,6	631
Perte de charge	[bar]	0,30	0,20
Longueur totale des tubes	[m]	600	93

2. Etude paramétrique

Les courbes représentées ci-dessous ont été calculées pour les données suivantes :

2.1. Données de l'échangeur

Diamètre intérieur des tubes : 0,020 m

Epaisseur des tubes : 0,0023 m

Conductivité thermique des tubes : 0,43 W/m.K

Conductivité thermique de sol : 1,5 W/m.K

Température d'entrée d'eau : 40,5 °C

Température de sortie d'eau : 35 °C

Température moyenne de sol : 19 °C

Débit d'eau : 0,9308 Kg/s

La distance entre axe des tubes : 0,5 m

Profondeur d'enfouissement : 3 m

2.2. Echangeur eau-sol typique pour le site Biskra

Pour obtenir les différents paramètres de l'échangeur de chaleur qui est utilisée comme un refroidisseur dans la région de Biskra, on a choisi le jour le plus chaude de l'année **2005**.

A partir des données météorologiques de la température moyenne durant l'année **2005** nous concluons que le jour **25 juillet** est le jour le plus chaude de l'année **2005** comme le montre la figure (5.1).

Les figures (5.2) et (5.3) représente la variation de la température de sol dans les deux périodes du jour (Diurne et Nocturne). [80]

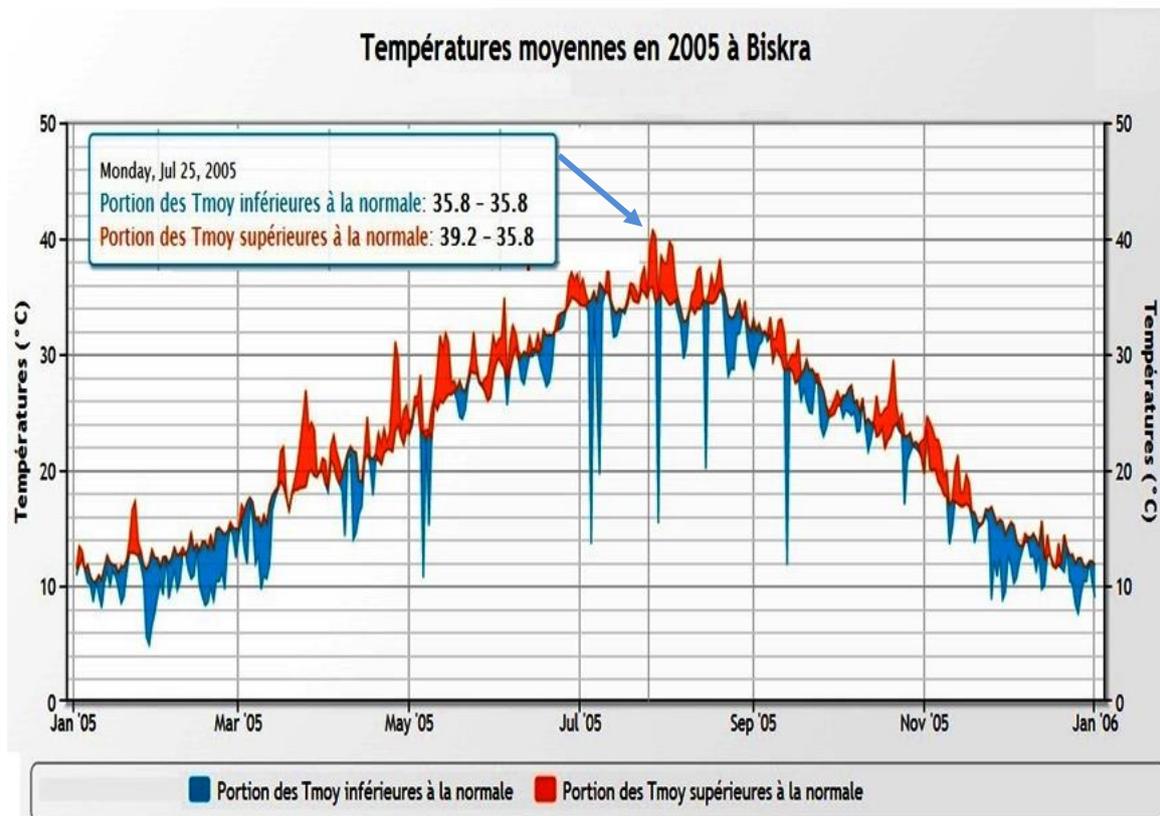


Fig. 5.1. Evolution de températures moyennes mensuelles pour l'année 2005 pour la région de Biskra [81].

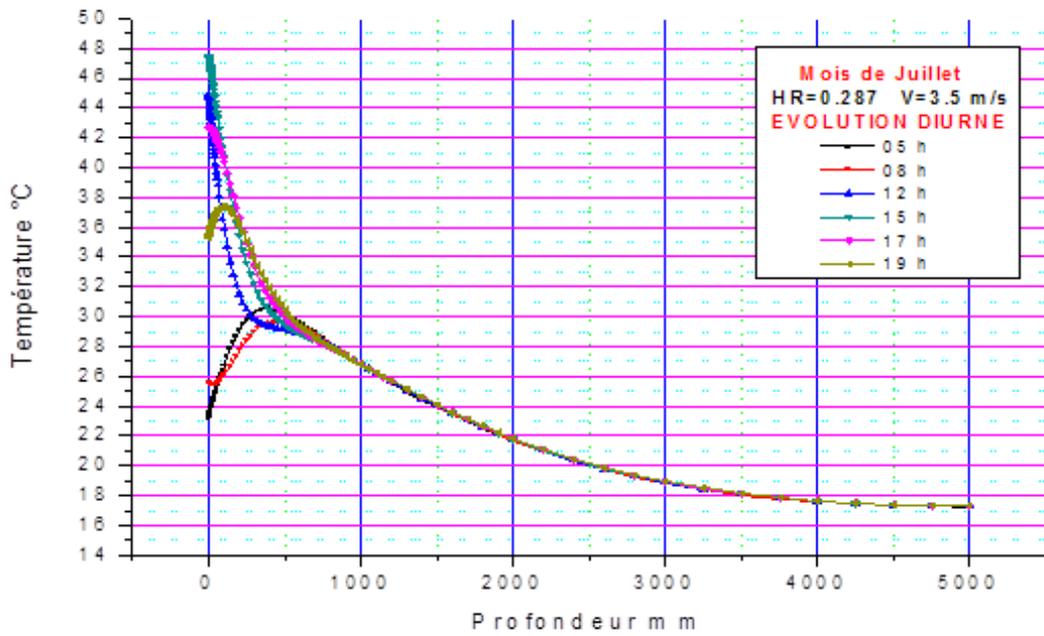


Fig. 5.2. Variations des températures dans le sol du mois de Juillet de (05 à 19) heures (Evolution Diurne) [80].

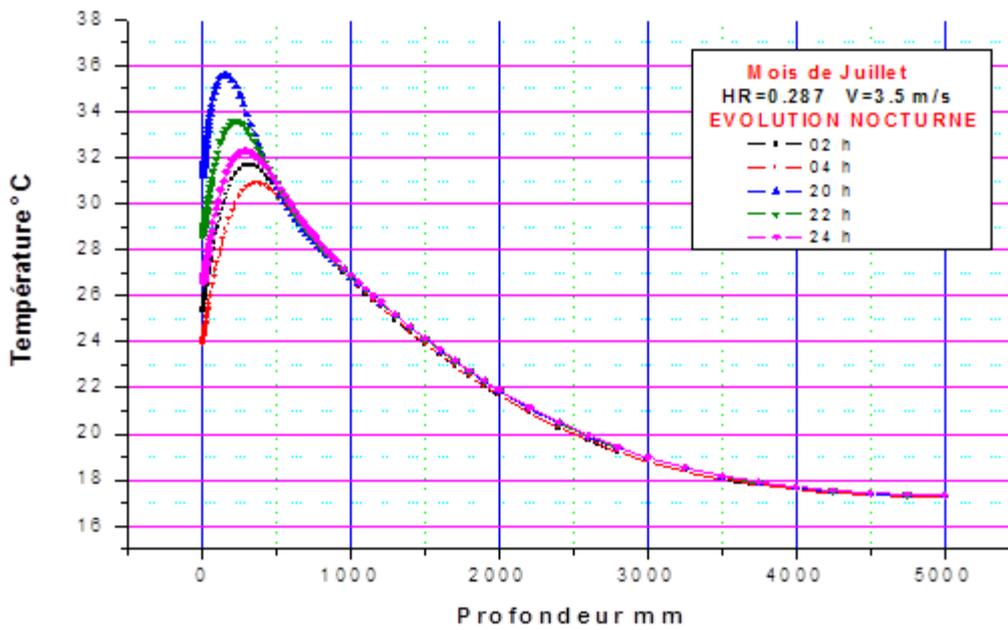


Fig. 5.3. Variations des températures dans le sol du mois de Juillet de (20 à 04) heures (Evolution Nocturne) [80].

On a exécuté le programme (**PDR_EES 2014**) selon les températures de ce jour. Et nous avons obtenu les résultats suivants :

2.2.1. Longueur de l'échangeur

Le but principale de notre étude est de dimensionner l'échangeur de chaleur de type eau-sol qui permet de refroidir l'eau jusqu'à la température souhaitée.

Pour cela il est utile de choisir la longueur optimale de cet échangeur

On peut conclure graphiquement à l'aide de la figure (5.4) qui représente la variation de la température d'eau en fonction de la longueur d'échangeur que pour la température de l'eau atteigne la valeur (35 °C) nécessite **44 mètres** de longueur d'échangeur.

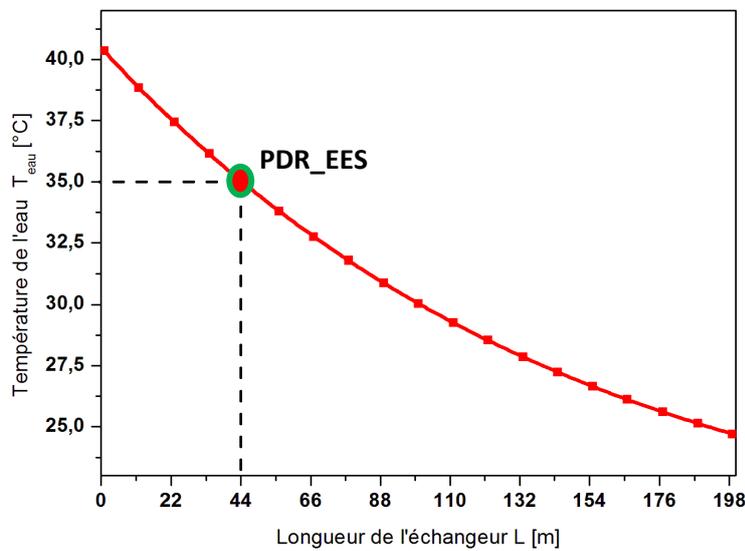


Fig. 5.4. Profil de température d'eau en fonction de la longueur de l'échangeur.

2.2.2. Surface d'échange de l'échangeur

Sur la figure (5.5) on remarque que la surface d'échange est en croissance constante tout le long de l'échangeur jusqu'à la sortie de ce dernier où elle atteint sa valeur maximale (2,76 m²).

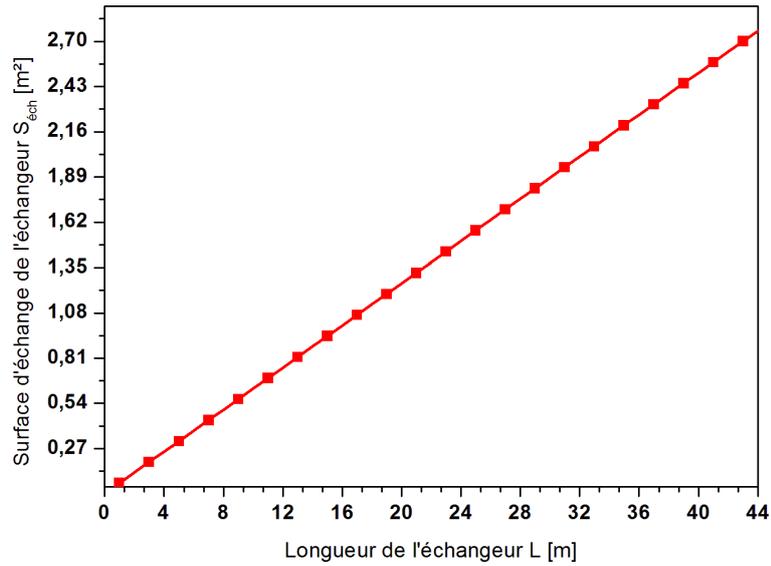


Fig. 5.5. Variation de la surface d'échange en fonction de la longueur de l'échangeur.

2.2.3. Coefficient d'échange convectif et le coefficient d'échange global

Les figures (5.6, 5.7) montrent respectivement l'ampleur de la diminution du coefficient d'échange convectif et le coefficient d'échange global tous le long de l'échangeur.

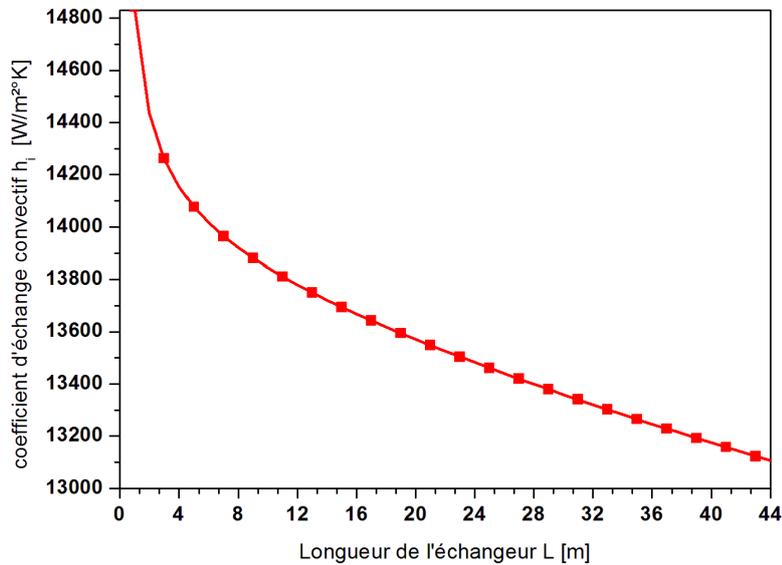


Fig. 5.6. Variation de coefficient d'échange convectif en fonction de la longueur de l'échangeur.

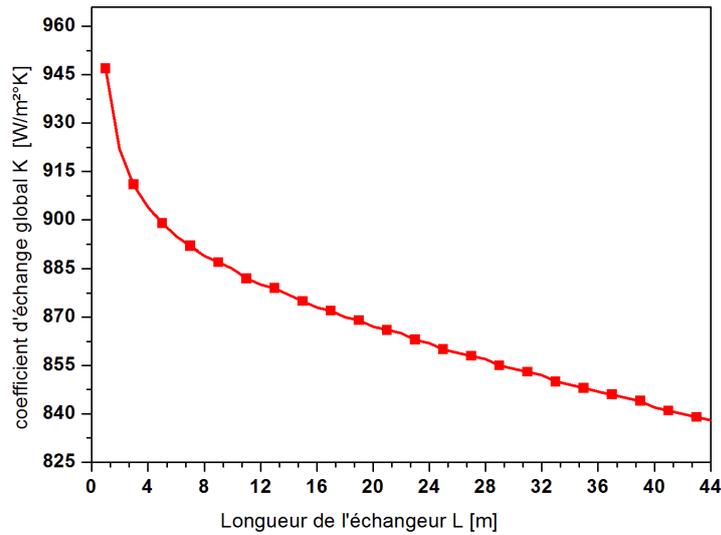


Fig. 5.7. Variation de coefficient d'échange global en fonction de la longueur de l'échangeur.

2.2.4. Efficacité de l'échangeur

On représente sur la figure (5.8) l'amélioration de l'efficacité de l'échangeur en fonction de sa longueur. On notera que l'efficacité atteint sa valeur maximale à la sortie de l'échangeur (25%). Cette valeur est plutôt faible mais cette faiblesse de l'efficacité en raison de l'exploitation limitée d'énergie géothermique (écart de température de 5,5°C).

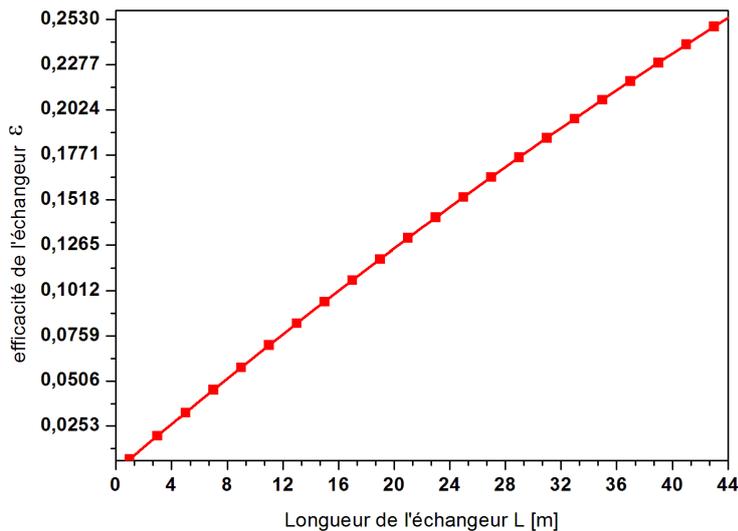


Fig. 5.8. Variation de l'efficacité en fonction de la longueur de l'échangeur.

2.2.5. Perte de charge totale

Sur la figure (5.9) montre l'augmentation notable de la perte de charge totale (la somme des pertes de charge à l'entrée et sortie d'échangeur et les pertes de charges linéaire et singulière). Lorsque la longueur de l'échangeur plus long la perte de charge linéaire augmente et vice versa, d'autre côté, les pertes de charge dans les courbures des tubes influe clairement sur la perte de charge singulière plus l'angle d'inclinaison est grand plus les pertes est faible.

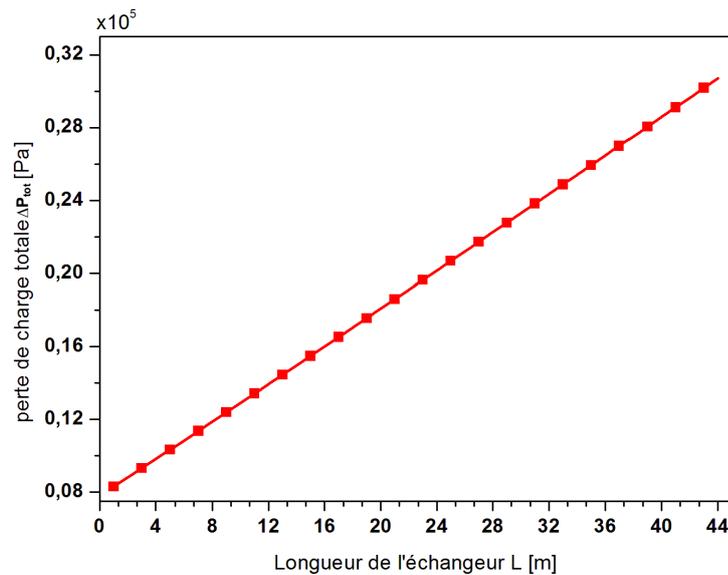


Fig. 5.9. Variation de perte de charge totale en fonction de la longueur de l'échangeur.

2.2.6. Puissance thermique échangée

La figure (5.10) représente la variation de flux thermique échangé entre l'eau et le sol par unité de longueur tous le long de l'échangeur. On remarque que le flux thermique échangé de l'eau dans l'échangeur vers le sol commence par un maximum de (557 w/m), et diminue à cause de la diminution de l'écart de température l'eau (ΔT_{eau}).

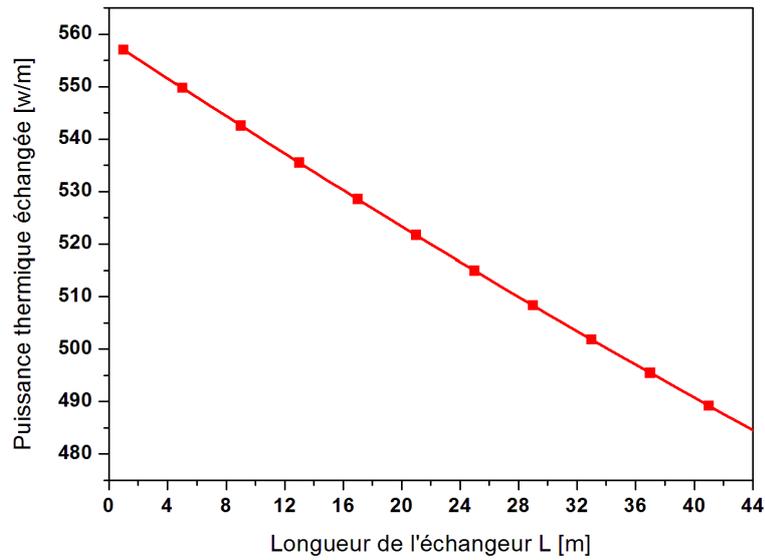


Fig. 5.10. Variation de puissance thermique échangée en fonction de la longueur.

2.3. Influence du diamètre des tubes

2.3.1. Influence du diamètre des tubes sur la longueur de l'échangeur

Une augmentation du diamètre des tubes entraîne une augmentation de la surface d'échange, mais n'augmente pas nécessairement l'échange thermique.

Alors que le diamètre des tubes influe essentiellement sur la longueur des tubes nécessaire pour atteindre des valeurs plus basses de la température de l'eau. Plus le diamètre est petit, plus la longueur nécessaire est faible comme le montre la figure (5.11). Ces résultats est identique à celle donnée dans la littérature [49, 28].

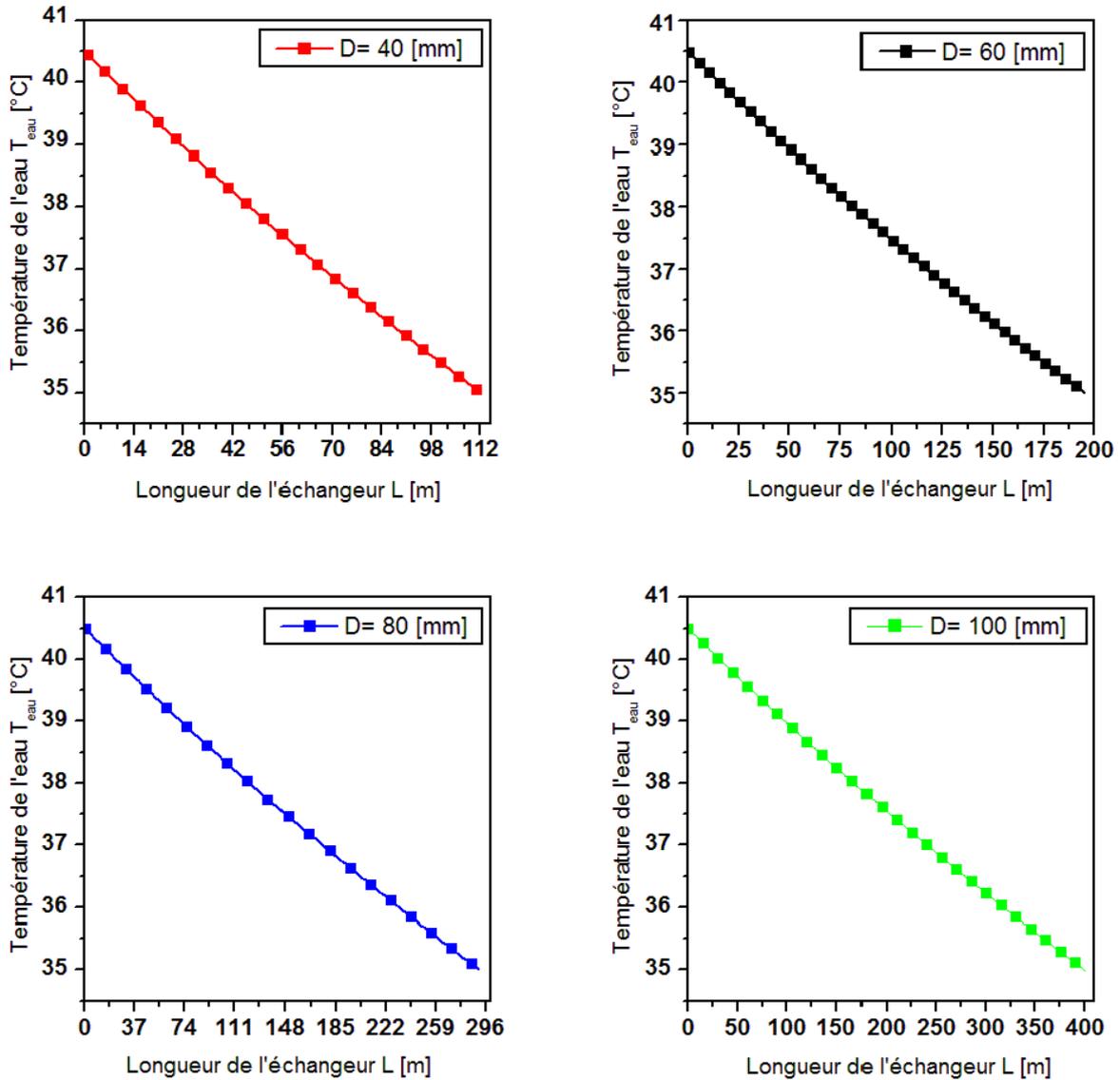


Fig. 5.11. Variation de température d'eau en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différents diamètres.

2.3.2 Influence du diamètre des tubes sur la surface d'échange

La figure (5.12) montre qu'il y a une relation proportionnelle entre le diamètre des tubes et la surface d'échange.

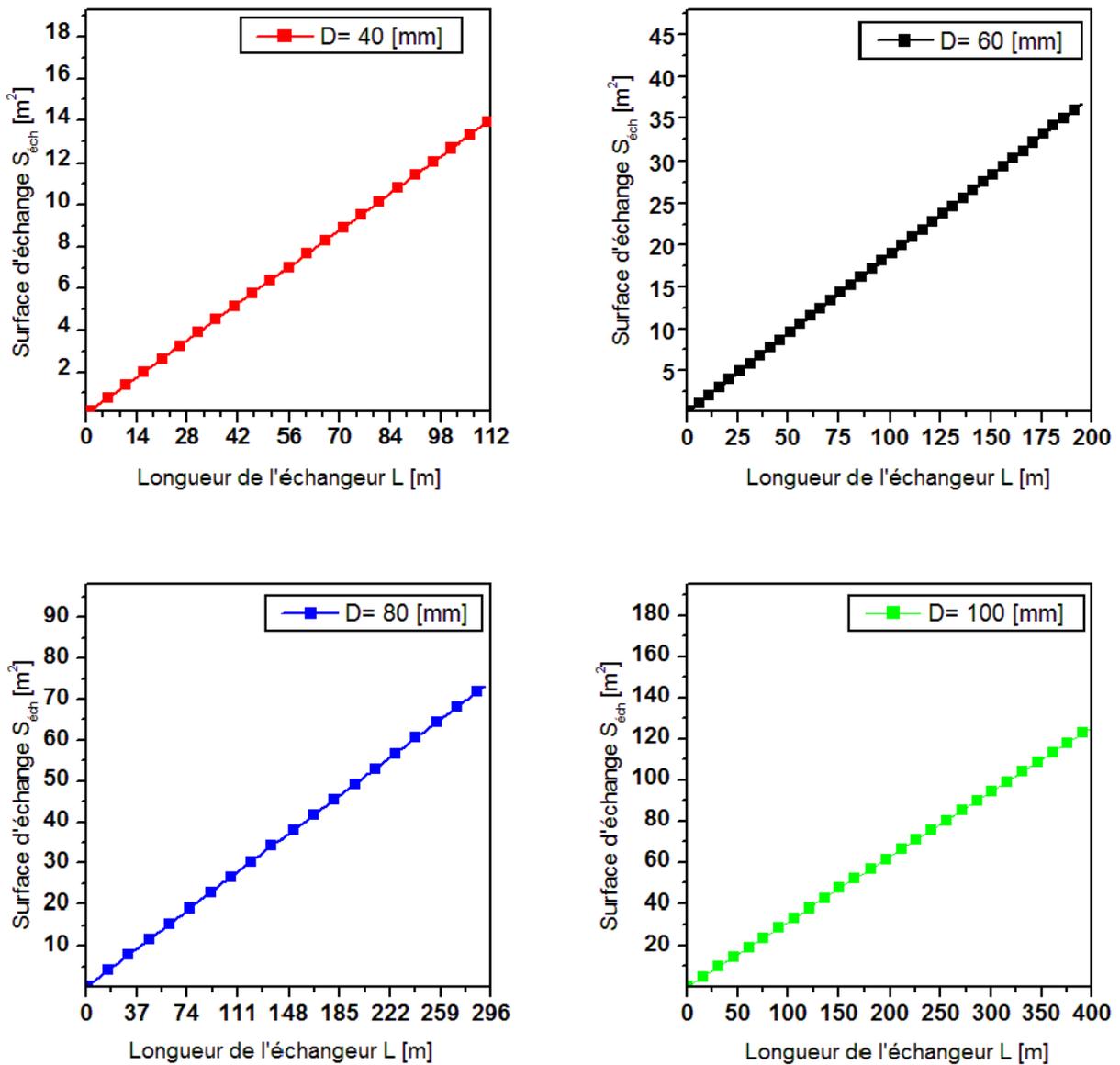


Fig. 5.12. Variation de la surface d'échange en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différents diamètres.

2.3.3. Influence du diamètre des tubes sur le coefficient d'échange convectif

L'augmentation de diamètre des tubes entraîne une diminution de coefficient d'échange convectif comme le montre la figure (5.13). L'eau circulant au cœur des tubes ne va plus être en contact avec la paroi des tubes et sa température sera peu influencée par la température du sol. [22]

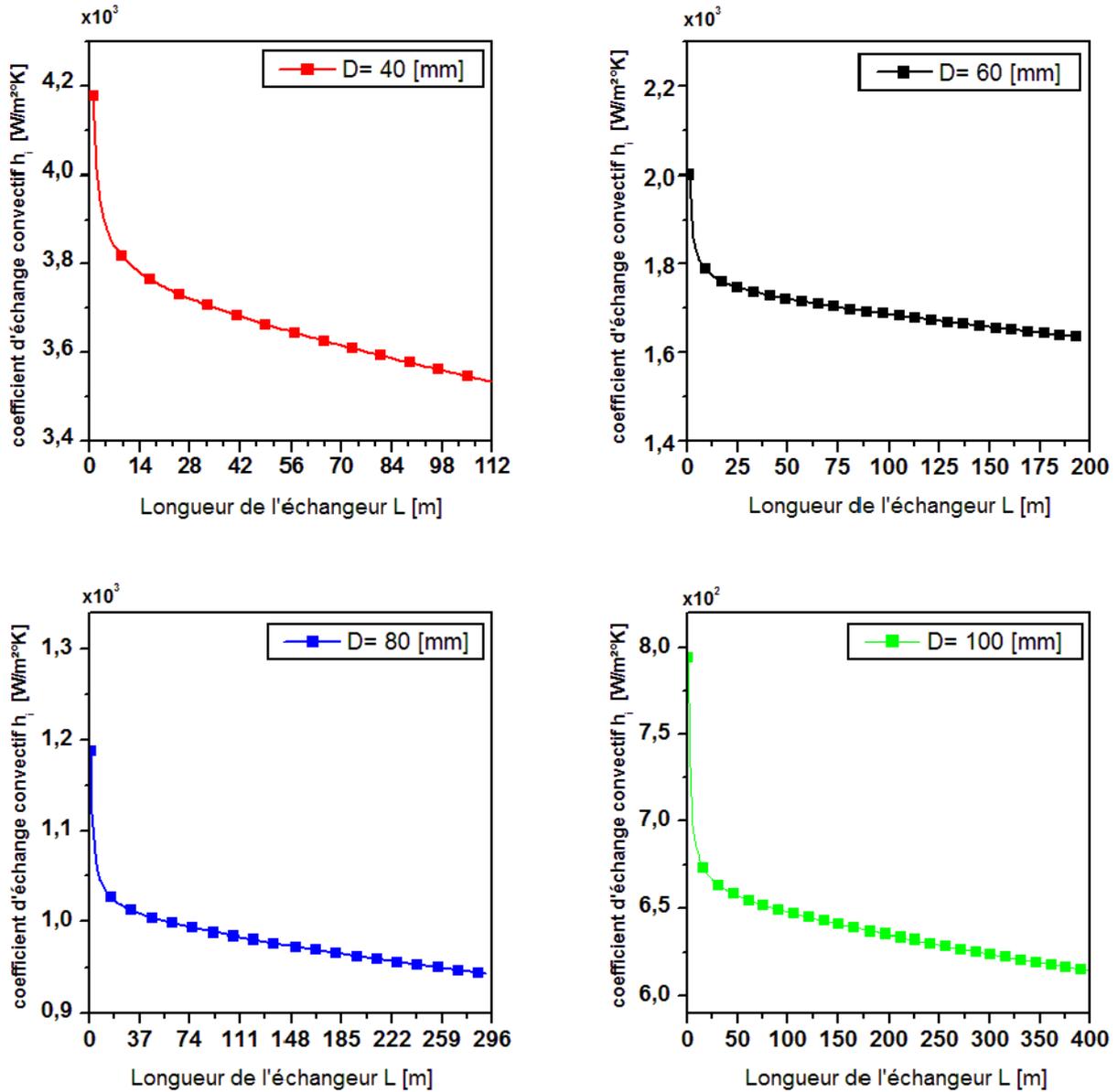


Fig. 5.13. Variation de coefficient d'échange convectif en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différents diamètres.

2.3.4. Influence du diamètre des tubes sur le coefficient d'échange globale

En effet, le coefficient d'échange global « K » est une somme de plusieurs termes ; parmi ces derniers, nous avons le coefficient d'échange convectif « h_i » qui dépend du nombre de Reynolds qui lui-même dépend du diamètre des tubes. Ainsi, l'augmentation du diamètre des tubes implique une diminution de l'effet convectif ce qui conduit à un décroissement du coefficient d'échange global K comme le montre la figure (5.14).

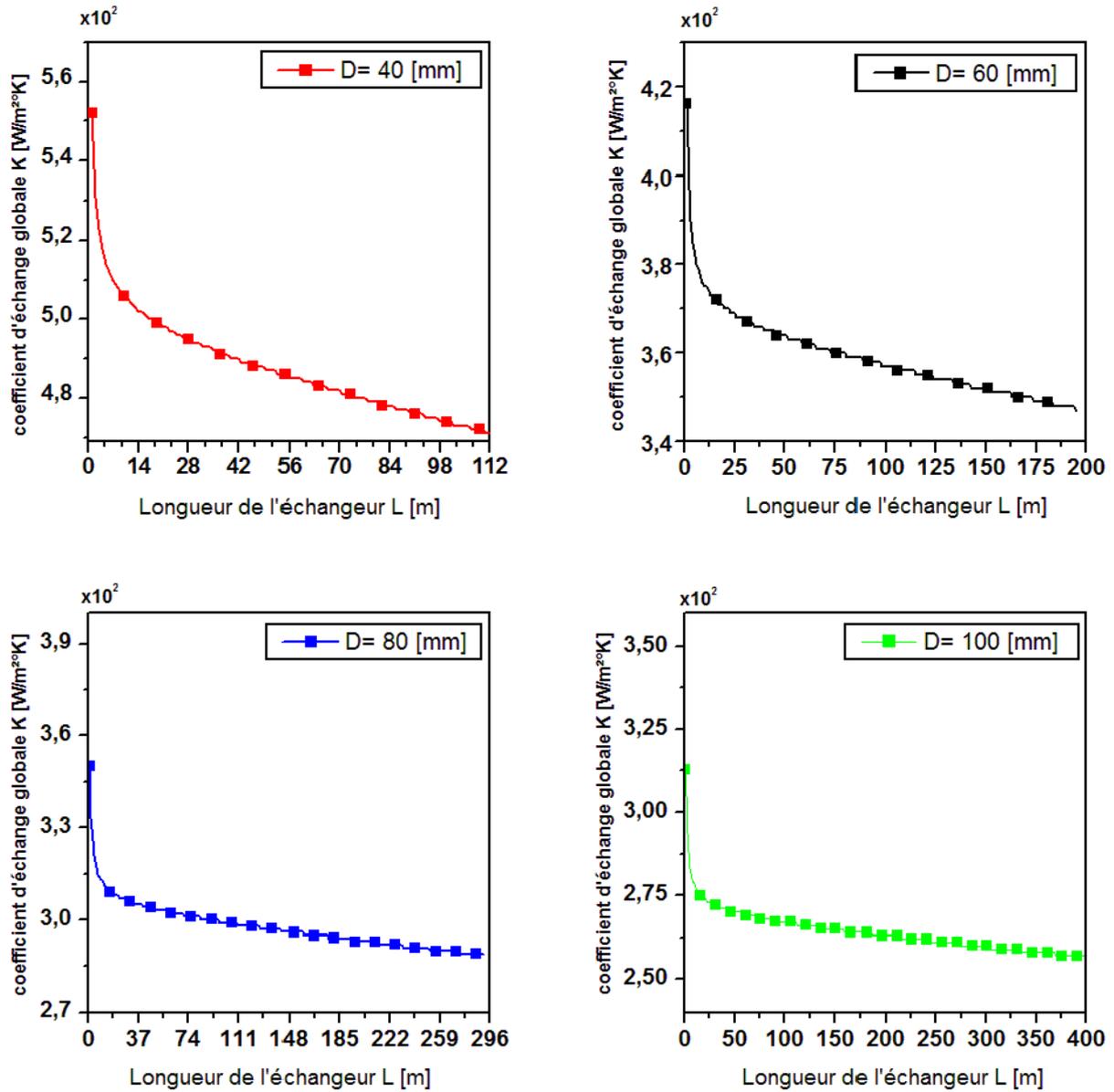


Fig. 5.14. Variation de coefficient d'échange globale en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différents diamètres.

2.3.5. Influence du diamètre des tubes sur les pertes de charge totale

Les pertes de charge totale par unité de pression « ΔP_{tot} » est un somme de trois termes, parmi ces derniers, nous avons les pertes de charge linéaire qui dépend de diamètre des tubes. Ainsi, l'augmentation du diamètre des tubes implique une diminution des pertes de charge linéaire ce que conduit à un croisement des pertes de charge totale comme le montre la figure (5.15).

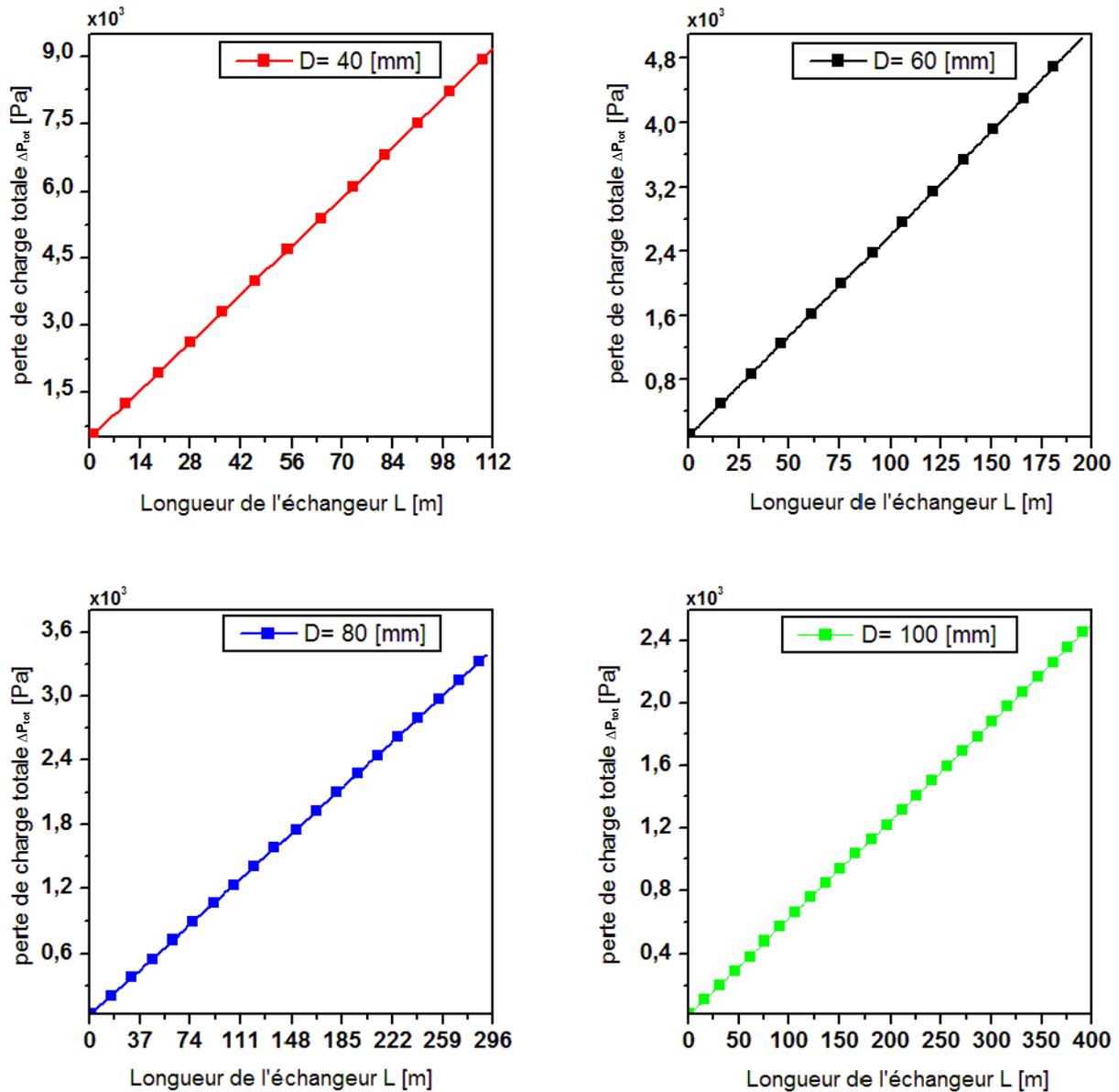


Fig. 5.15. Variation des pertes de charge totale en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différents diamètres.

2.3.6. Influence du débit volumique sur la longueur de l'échangeur

Le débit volumique de l'eau influe essentiellement sur la longueur de l'échangeur. Plus le débit volumique de l'eau est petit, plus la longueur nécessaire est faible. Ceci s'explique par le fait que la vitesse de l'eau soit faible que l'eau séjourne le plus longtemps pour céder sa chaleur au sol. La figure (5. 16) illustre ce phénomène.

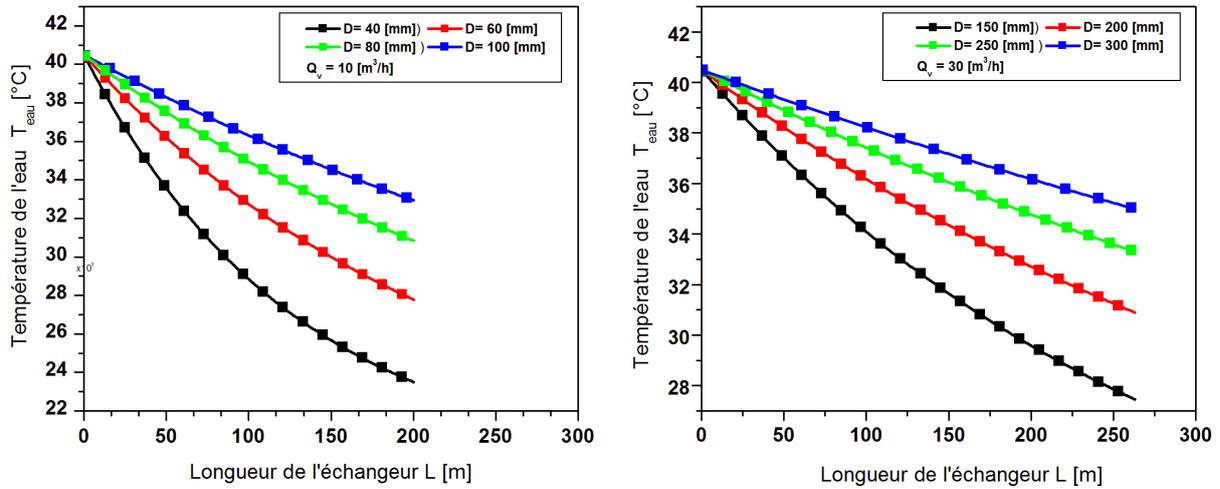


Fig. 5.16. Variation de température de l'eau en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différents débits volumiques.

2.3.7. Influence de rayon du sol (rayon adiabatique) sur la température de l'eau

La figure (5.17) représente la variation de température d'eau tous le long de l'échangeur en fonction des différent rayon du sol.

Rayon du sol : c'est le premier rayon thermique loin du l'échangeur ou la température du sol ne change pas par l'influence de la circulation d'eau dans l'échangeur ce que montre que l'utilisation continue de ce type des échangeurs implique la saturation du sol pendant certain durée défini.

Plus que le rayon du sol augmente plus que l'eau dans l'échangeur se refroidit. Pendant l'enterrement de l'échangeur, il est recommandé de tenir compte de ce rayon en plus à la profondeur de pénétration de la chaleur.

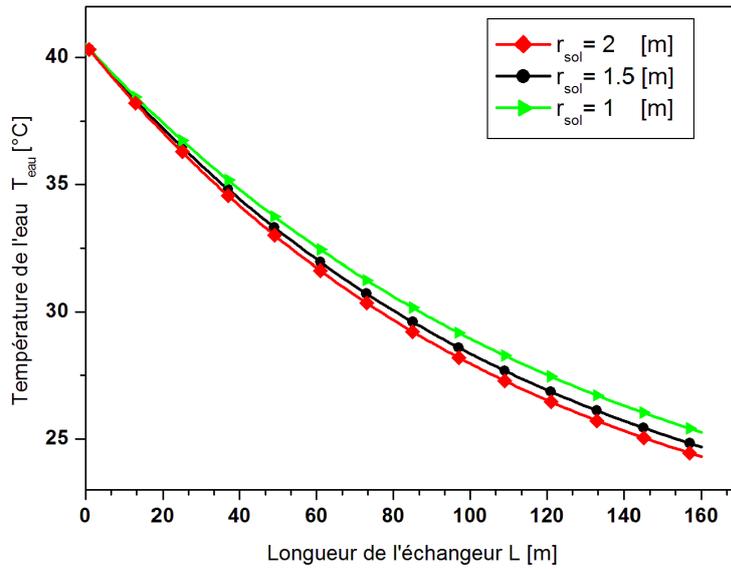


Fig. 5.17. Variation de température de l'eau en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différents rayons du sol.

2.3.8. Influence de température du sol sur la température de l'eau

La figure (5.18) montre que la température de l'eau est influée par la température du sol, quand la température du sol diminue proportionnellement avec la profondeur, la température de l'eau diminue aussi.

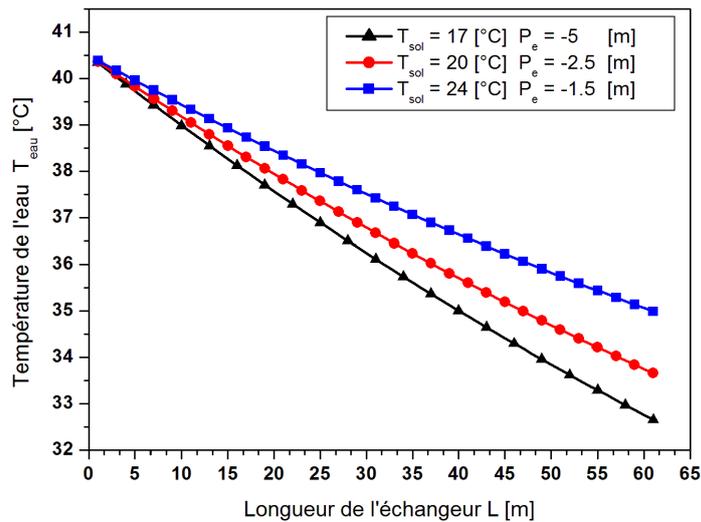
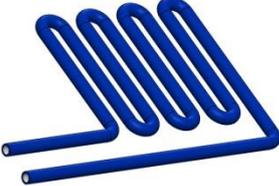


Fig. 5.18. Variation de température de l'eau en fonction de la longueur de l'échangeur pour des différentes températures du sol.

2.4. Optimisation de la configuration de l'échangeur eau-sol

Dans cette partie nous optimisons la géométrie de l'échangeur eau-sol, en vue de réduire les pertes de charge dans l'échangeur. Pour cet objet, nous avons proposé les trois configurations suivantes :

Tableau 5.4. Choix de la géométrie de l'échangeur

Configuration	Perte de charge [Bar]		
	Linéaire	singulière	Totale
C 1			
	0,2239	0,01	0,301
C 2			
	0,2239	0,08	0,371
C 3			
	0,2239	0	0,290

Il est clair que, la configuration **C3** manifeste la minimum perte de charge, mais il semble qu'elle est difficile à installer. Donc, le choix le plus logique sera la configuration **C1**.

Conclusion

Nous nous intéressons dans le présent travail à l'installation d'un system de rafraichissement d'air par adsorption solaire dans la région de Biskra.

Des travaux antérieurs, réalisés dans le Laboratoire de Génie Energétique et Matériaux, LGEM, de l'Université de Biskra, ont étudié le fonctionnement de certaines machines commerciales dans la région de Biskra. Nous citons ici l'étude réalisée par Ammari, 2013 [33], sur le dimensionnement d'un aéro-refroidisseur de type batterie à ailettes. L'auteur a montré que lorsque la température de l'air dépasse les 33°C, la surface d'échange augmente énormément. Il a proposé, dans ce cas, d'utiliser un système d'humidification par pulvérisation d'eau pour diminuer la température de l'entrée d'air.

Dans le présent travail, nous avons choisi d'étudier la même machine de rafraichissement solaire étudiée par Ammari (2013). Ainsi, nous avons proposé un autre système de refroidissement de l'eau du Chiller en se basant sur l'énergie géothermique peu profonde.

Après un travail de modélisation, de programmation en FORTRAN et de validation du code de dimensionnement de l'échangeur eau-sol ; nous avons réalisé des calculs pour les journées les plus chaude dans la région de Biskra. Les résultats trouvés sont très encourageants et montrent que la solution géothermale est efficace ; avec un coût très réduit du refroidisseur par comparaison avec la solution proposé par Ammari (2013).

Comme perspectives à notre travail, nous proposons la réalisation expérimentale d'un échangeur enterrée eau-sol dans la région de Biskra.

Références bibliographiques

- [1] D. S. Kim, and C.A. infante Ferreira, " Solar refrigeration options- a state of-the-art review ", International journal of Refrigeration 31, pp 3-15, (2008).
- [2] D. Mouad, " étude du fonctionnement d'une machine frigorifique a adsorption modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine ", thèse doctorat Mécanique et énergétique, université NANCY 1, pp 18, (1996).
- [3] Y. Tae Kang, Atsushi Akisawa, And Takao Kashiwagi, " Experimental correlation of combined heat and mass transfer for NH₃-H₂O falling film absorption ", International Journal of Refrigeration, Vol. 22, pp.250-262, (1999).
- [4] A. M. Selim and M. M. Elsayed, " Performance of packed bed absorber for aqua ammonia absorption refrigeration system ", International Journal of Refrigeration, Vol. 22, pp.283- 292, (1999).
- [5] J. Castro, C. Oleit, H. Schweiger and A. Oliva, " Application of two-dimensional model for the study of water vapour absorption in falling films of LiBr aqueous solutions with the action of a surfactant ", ECCOMAS 98, Published by John Wiley & Sons, Ltd, (1998).
- [6] A. Mimet, " Etude théorique et expérimentale d'une machine frigorifique à adsorption d'ammoniac sur charbon actif ", thèse de doctorat. FPMS Mons, Belgique, pp 12, (1991).
- [7] I. Belahbib, A. Tihami, " étude d'un système de climatisation couple à l'énergie solaire "Thèse d'ingénieur, Université Kasdi Merbeh de Ouargla, p 92, (2011).
- [8] P. Velluet, R. Dehausse, " système frigorifique a absorption mécaniquement autonome utilisent l'énergie solaire machine expérimentale de petite puissance ", commission des communautés européennes, pp 16, (1986).
- [9] E. Ammari, "Echangeurs de chaleur liés au système de refroidissement solaire à adsorption: dimensionnement d'un aéroréfrigérant", mémoire master système énergétique, Université Mohamed Kheider Biskra, p 93, (2013).
- [10] A. Guillaume, " Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une unité de rafraîchissement solaire par absorption", thèse de doctorat, Université de Pau et des Pays de l'Adour, France, pp 31, (2011).
- [11] A. Brigitte, M. Nouadje, " combinaison du solaire et de modules Peltier pour production de froid au SAHEL ", mémoire master, Institut International d'ingénierie de l'Eau et de l'Environnement, pp 18, (2011).
- [12] A. Errougani, " fabrication et expérimentation d'un réfrigérateur solaire à adsorption utilisent le couple charbon actif-méthanol dans le site de Rabat ", thèse doctorat d'état, université Mohammed V, pp 3, (2007).

- [13] A. Rouag, " étude des échangeurs de chaleur d'un réfrigération solaire à adsorption (dimensionnement d'un condenseur) ", mémoire master système énergétique, Université Mohamed Kheider Biskra, pp 7-8, (2012).
- [14] V. Thibaut, " Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment : Proposition d'une stratégie de régulation du système ", thèse doctorat, Université Lyon1, pp 40, (2007).
- [15] H. Benabdellah, " étude expérimentale de production frigorifique par adsorption solide : application à la conception d'une plateforme de tri génération à partir de biomasse en milieu rural ", thèse de Magister, université M'Hamed Bougara Boumerdes, p 68, (2011).
- [16] W. Chekirou, "Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption", Thèse de doctorat, Université Mentouri, pp 14, (2008).
- [17] S. T. Gregg and K. W. Sing, " adsorption surface area and porosity ", 2nd ED. Academic press, London, (1977).
- [18] C. E. Chitour, "physico-chimie de surfaces ", Vol 2, les interfaces gaz –solide et liquide-solide.(1992)
- [19] T. Zanife, "Etude d'une Pompe à chaleur de 230 kW et d'une machine frigorifique à adsorption solide", Thèse de l'université de Paris VI, (1991).
- [20] Y. L. Liu, R. Z. Wang, Z. Z. Xia, "Experimental study on a continuous adsorption water chiller with novel design", International Journal of Refrigeration 28, 218-230, (2005).
- [21] D. Zejli, R. Benchrifa, A. Bennouna, O. K.Bouhelal, " Analyse énergétique et entropique de la régénération de chaleur dans d'une machine frigorifique à adsorption", Revue de mécanique appliquée et théorique, Vol. 1, 4, pp 253- 268, (2003).
- [22] A. El Almers, " étude du transfert de chaleur et de masse dans un lit fixe de charbon actif réagissant par adsorption avec l'ammoniac – application à la modélisation d'une machine frigorifique solaire", Thèse de Doctorat, Tetouan, (2002).
- [23] C. Hilbrand. Ph. Dind. M. Pons. F. Buchter, "a new solar powered adsorption refrigerator with high performance ", Laboratoire d'Energétique Solaire, EIVD (HES-SO), Switzerland, (2003).
- [24] U. Jakob, "Development and investigation of a compact silica gel/water adsorption chiller integrated in solar cooling systems", VII Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources", Minsk, Belarus, September 8–11, (2008).
- [25] Z. S. Lu, R.Z, Z.Z Wang, X.R. lu Xia, C.B. Yang, Y.C. Ma, G.B. Ma," Experimental analysis of an adsorption air conditioning with micro-porous silica gelewater", International Journal of Refrigeration 50, 1015-1020, (2013).
- [26] Liu, Y., R. Z. Wang, "Performance prediction of a solar/gas driving double effect LiBr-H₂O adsorption system." Renewable Energy 29: 1677-1695, (2004).

- [27] H. BENFATEH, " Etude du Rafraîchissement par la Géothermie, Application à l'Habitat ", thèse de Magister, université Mohamed Kheider Biskra, p 91, (2005).
- [28] B. Dounane, B. Hathat, " conception et analyse de fonctionnement d'un échangeur air-sol ", mémoire master, Université Kasdi Merbeh de Ouargla, p 101, (2011).
- [29] XPAIR, URL: http://conseils.xpair.com/consulter_parole_expert/puits_canadien_solution_environnementale.htm, " Le puits canadien: solution environnementale ", consulté le 25/02/2013.
- [30] DAHURON, URL : <http://www.dahuron.fr/geothermie-aerothermie.html> , " géothermie-aérotherme ", consulté le 25/02/2013.
- [31] J. C. Nsunfo Tiam, " analyse et expérimentation d'un système de climatisation solaire par adsorption ", mémoire master, Institut International d'ingénierie de l'Eau et de l'Environnement, p 51, (2012).
- [32] U. Jakob, "Development and investigation of a compact silica gel/water adsorption chiller integrated in solar cooling systems", VII Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources", Minsk, Belarus, pp 8–11, (2008).
- [33] XPAIR, URL : http://conseils.xpair.com/consulter_savoir_faire/puits-canadien-ventilation-double_flux/description_puits_canadien/1237.htm, "Le puits canadien et ventilation double-flux ", consulté le 28/03/2013.
- [34] ABCCLIM, URL: <http://www.abcclim.net/le-ventilo-convecteur.html>. Consulter le 06/03/2014.
- [35] EC, Commission Européenne, "Systèmes de refroidissement industriels", Document de référence sur les meilleures techniques disponibles, Direction Générale CCR, Centre Commun De Recherche, Institut de prospective technologique, pp 1-295, (2001).
- [36] JAEGGI, URL : <http://www.jaeggi-hybrid.ch/index.cfm?tem=1&spr=3&hpn=2> Consulter le 07/03/2014.
- [37] M. Mureau, M. Merchat, "Guide des bonnes pratiques - Legionella et tours aérorefrigérantes", Ministère de l'Aménagement du Territoire et de L'environnement Française, pp 1-56, (2001).
- [38] D. Hantz, " Les différents procédés de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires", Guide Technique, Centre technique des industries aérauliques et thermiques CETIAT, pp 1-55, (2005).
- [39] JACIR, URL : http://www.jacir.fr/fr/produits/2_tour_refroidissement_ouverte/2_eaux_propres, Consulter le 07/03/2014.
- [40] OZONE-SERVICE, URL : <http://www.ozone-service.fr/pageatour.html>, "Solutions de recyclage et de désinfection d'eau", consulté le 09/03/2014.
- [41] SOLAIRE-COLLECTIF, URL : http://www.solaire_collectif.fr/megapics/20_telechargements.html, " Fiche explicative détaillée 4 systèmes de refroidissement ", consulté le 15/03/2014.

- [42] CIMENT, URL: http://ciment.ujf-grenoble.fr/wiki-pub/index.php/New_46Tflop_/sparallel_computer_for_the_CIMENT_ommunity, "Système de refroidissement " consulté le 15/03/2014.
- [43] EUROFROID, URL : http://www.eurodifroid.fr/fr/acc_materiel.php "Extrait du catalogue général ", consulter le 15/03/2014.
- [44] GEO, URL: <http://www.gea-happel.be/fr/produits/telechargement.aspx>, " Aéroréfrigérant adiabatique condenseur à air adiabatique ", consulter le 15/03/2014.
- [45] SORTECH AG, URL : www.sortech.de, " Innovative and efficient thermal cooling with SorTech's ACS adsorption chillers", consulter le 15/03/2014.
- [46] SORTECHAG, URL : <http://www.sortech.de/en/adsorption-chiller-Aggregates/download-ads/>, " Les générateurs de froid par le chaud ", consulter le 15/03/2014.
- [47] H. Benfatah, N. Moummi, N. Hatraf, A. Moummi et S. Youcef Ali, " Le rafraîchissement par la géothermie: Etude théorique et expérimentale du rafraîchissement par la géothermie, application à l'habitat dans le site de Biskra ", Rev. Energ. Ren. Vol. 13 N°3 pp 399 – 406, (2010).
- [48] T. Stéphane, " Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive", thèse de doctorat, Ecole nationale supérieure des mines de paris, (2008).
- [49] T. Salomon, R. Mikolasek, B. Peuportier, S. Thiers, Y. Jautard et A. Trombe, " Dimensionnement du puits climatique, Analyse, modélisation, validation d'un modèle de simulation dynamique pour les puits canadiens ou provençaux", Rapport ADEME, Région Languedoc Roussillon, (2003).
- [50] H. Julien, "Les puits canadiens/provençaux, Guide d'information", Centre Technique des Industries Aéronautiques et Thermiques «CETIAT», France, (2008).
- [51] A. Bontemps, A. Garrigue, et al, "Echangeurs de Chaleur - Intensification des échanges thermiques", Techniques de l'Ingénieur b2341, pp 1-23, (1995).
- [52] N. Benayad, " Etude et optimisation des échangeurs de chaleur", thèse de Magister, Université Mentouri Constantine, (2008).
- [53] A. Kabouche, "Architecture et efficacité énergétique des panneaux solaires cas d'EUDE: simulation sous TRNSY16.1 d'un appartement d'une tour multifonctionnelle à Constantine", thèse de Magister option Architecture Bioclimatique, Université Mentouri Constantine, p95, (2012).
- [54] SOLAIREPEDIA, URL: http://fr.solarpedia.net/wiki/index.php?title=Le_solaire_thermique, " solaire thermique", consulter le 21/03/2014.
- [55] P. André, S. Thomas, " Les systèmes solaires thermiques. Energie renouvelable, quelle technologie pour quel usage ", Université de Liège, Département des Sciences et Gestion de l'Environnement, (2008).

- [56] SOLUTIONS.3M, URL : http://solutions.3m.com/innovation/fr_CA/stories/easier-energy, " Une énergie plus accessible ", consulter le 21/03/2014.
- [57] ITRAQUE, URL : <http://www.itraque.fr/a-1200812-capteurs-solaires-varisol-tubes-sous-vides-le-plus-performant-du-marche-distribuer-par-liberte-de-gestion-a-euville>, consulter le 21/03/2014.
- [58] ENERGIE PLUS, URL : <http://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=16760> , " Le capteur solaire à eau chaude ", consulter le 21/03/2014.
- [59] HOME POWER, URL : <http://www.homepower.com/articles/solar-water-eating-domestic-hot-water/saving-solar-pool-heating/page/0/1>, consulter le 23/03/2014.
- [60] GROUPE-CHIALI, URL : <http://www.groupe-chiali.com/index.php/dokumentations/catalogues>, " catalogues technique de tube en polyéthylène ", consulter le 24/03/2014.
- [61] D. Amitrano, 'Eléments de Dimensionnement d'un Echangeur Air/Sol, dit Puits Canadien', Université J. Fourier, Grenoble, pp 1-13, (2006).
- [62] H. Fallahsohi, "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).
- [63] S. Citherlet, C. Hildbrand, J. Bony, A. Kleijer, M. Bunea, S. Eicher, "Analyse des performances de la climatisation solaire par adsorption et potentiel pour la Suisse", Rapport final, Projet SOLCOOL HEIG-VD, pp 218, (2011).
- [64] A. Velghe, " Modélisation de l'Interaction entre un Écoulement Turbulent et une Paroi Ablatable", Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Toulousen, p 182, (2007).
- [65] P. Fichou, "Mécanique des fluides", Cours applications corrigée, Université de Rennes1, pp 42, (2013).
- [66] C. MEURIS, "Cours de mécanique des fluides", CEA, Saclay France, pp 63.(2004)
- [67] A. Benchabane, "Modélisation du fonctionnement d'un radiateur pour MCI", Thèse de Magister, Université de Mentouri Costantine (2001).
- [68] A. Bontemps, A. Garrigue, et al "Echangeurs de Chaleur - Intensification des échanges thermiques", Techniques de l'Ingénieur b2341, pp 1-23, (1995).
- [69] A. M. Bia Bianchi, Yves Fautrelle, Jacqueline Etay. Transferts thermiques. Agence universitaire de la francophone presses polytechniques et universitaires romandes. Lausanne. pp 550. ISBN 2-88074-496-2.,(2004).
- [70] B. Mebarki , B. Draoui, S. Abdessemed , A. Keboucha , S. Drici et A. Sahliet, " Etude d'un système de climatisation intégrant un puits canadien dans les zones arides, cas de Béchar", Rev. Energ. Ren. Vol. 15 N°3, pp 465 – 478, (2012).
- [71] M. N. Ozisik, "Basic Heat Transfer", Mcgraw Hill Book Company, N.Y (1977). Rich, D. G., "The effect of fin spacing on heat transfer and friction performance of multirow, smooth plate fin-and-tube heat exchangers" ASHRAE Trans. 79: 135-145, (1973).

- [72] P. Lecoq, "Ecoulements diphasiques. Mécanique des fluids appliqués", cours de l'école national des ponts et chaussées sous la direction de M.HUG Edition Eyrolles Paris, (1975).
- [73] F.P .Incropera, D.P. dewitt "Fundamentals of heat and mass Transfer" Second edition; John wiley and sons N.Y, (1985).
- [74] A. Bouchama, "Refroidissement en cascade par flash détente de moélisation par contraintes et aides à la décision", Thèse de Doctorat, spécialité : Mécanique, ENSAM Centre de Bordeaux, Décembre, (2003).
- [75] H. Fallahsohi, "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).
- [76] W. H. McAdams, "Transmission de la chaleur", traduit par A. Beautifils Dunod Paris (1964). McQuiston, F. C., "Correlation of heat, mass and momentum transfer coefficients for platefin- tube heat transfer surface." ASHRAE Trans, pp 294-308 (1978).
- [77] P. Wuithier, "Raffinage et genie chimique "Appareils tubulaires d'échange" de chaleur", vol 2 Deuxieme edition technip Paris, (1972).
- [78] J. Gosse., guide technique de thermique, Dunod Paris, (1981).
- [79] V. GNIELINSKI, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow ", Int. J. Chem. Eng, vol. 16 p 359, (1976).
- [80] A. Aliouali, C. Derfouf, A. Brima et N. Moumami," Détermination de la température dans le sol pour les applications géothermiques du site de Biskra " Séminaire International de Physique Energétique, SIPE'11, Université de Bechar, pp 1-10, (2013).
- [81] INFO-CLIMAT, URL : <http://www.infoclimat.fr/climatologie/annee/2005/biskra/details/60525.html>," Climatologie de l'année 2005 à Biskra", consulter le 21/04/2014.
- [82] Y. Jannot, " Transfert thermiques", cours de transfert thermique, Ecole des Mines Nancy, pp 161, (2012).

ANNEXE A

1. Propriétés thermo-physiques de l'air

Tableau 1.1. Propriétés thermo-physiques de l'eau [82].

Propriétés de l'eau à saturation						
θ	ρ	c_p	λ	$10^4 \cdot \mu$	$10^7 \cdot a$	Pr
$^{\circ}\text{C}$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$	$\text{Pa}\cdot\text{s}^{-1}$	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$	
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

2. Corrélations entre 0 et 100 °C [82]

- $\rho = -0.00380T^2 - 0.050T + 1002.6$ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
- $\lambda = -9.87\cdot 10^{-6}T^2 + 2.238\cdot 10^{-3}T + 0.5536$ $\text{Wm}^{-1}\text{c}^{-1}$
- $\mu = 10^{-4} \frac{17.9 - 0.07377T + 0.003354T^2}{1 + 0.03032T + 8.765\cdot 10^{-5}T^2}$
- $C_p = 0.749972\cdot 10^{-4}T^3 - 0.943717\cdot 10^{-2}T^2 + 0.44876T + 4186.74$ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$

ANNEXE B

1. Tubes en PHED

Les tubes PEHD, est 'une abréviation de Polyéthylène Haute Densité de diamètre varie principalement entre 20 et 200 mm à une pression nominal entre 10 et 25 bar, cette polyéthylène est produit par polymérisation des molécules d'éthylène. La matière de base servant à la fabrication des produits en polyéthylène est un granulé que l'on obtient à partir de dérivés de naphte mis sous haute pression et haute température afin d'extraire l'éthylène [60].

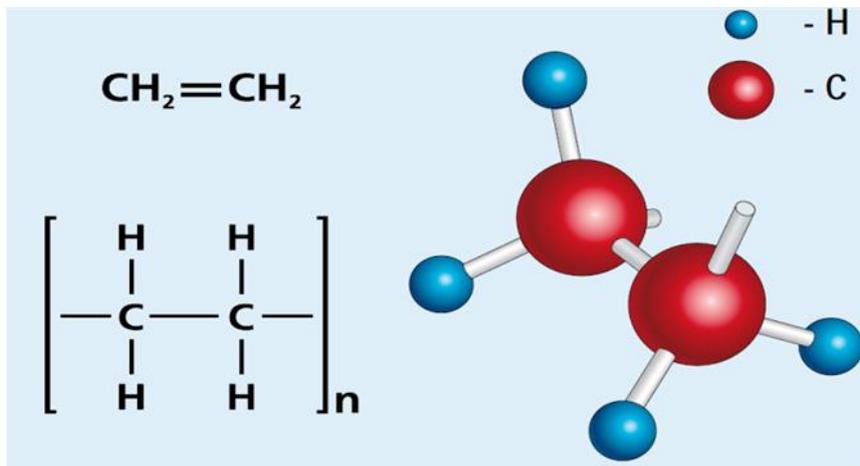


Fig. B.1. Molécule de Polyéthylène [60].

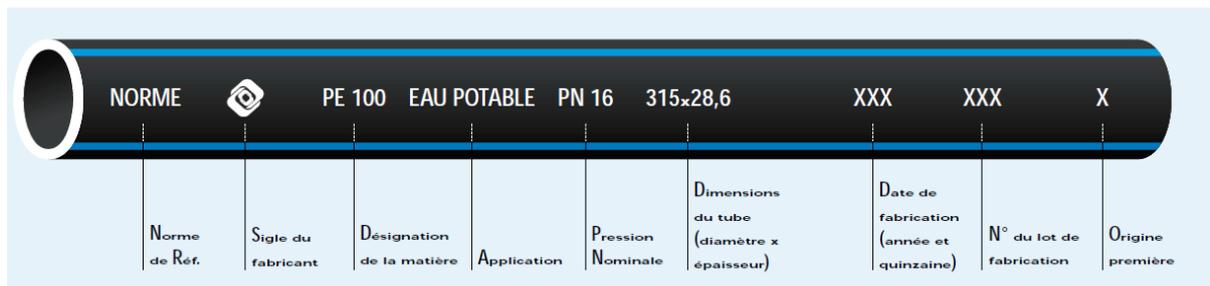


Fig. B.2. Tube PEHD et leurs informations nécessaires [60].

1.1. Le rapport SDR (Standard Dimension Ratio)

Pour une matière et une pression donnée, le rapport des dimensions nominales des tubes (diamètre et épaisseur) est constant [60].

Cette constante est désignée sous le sigle SDR qui se traduit par « Rapport Dimensionnel Standardisé » :

$$SDR = \frac{D_e}{e}$$

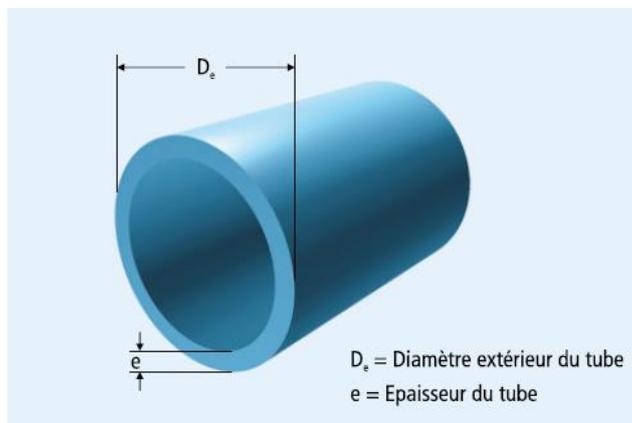


Fig. B.3. Schéma présente le rapport SDR [60].

Exemple : pour un tube PE de diamètre extérieur de 110 mm et d'une épaisseur de 10 mm :

$$SDR = \frac{D_e}{e} ; SDR = \frac{110}{10} = 11$$

A 20 °C, la relation entre SDR et PN pour l'adduction d'eau est illustrée par le tableau ci-contre :

Tableau. B.1. la relation entre le Rapport Dimensionnel Standardisé et la pression nominale [60].

SDR	PN	
	PE 80	PE 100
9	16	20
11	12,5	16
13,6	10	12,5
17,6	8	10
26	5	6,3

2. Caractéristiques du tube PEHD

a. Résistance à la fissuration sous contrainte

Les dernières générations de polyéthylène montrent une grande amélioration de la résistance à la fissuration lente. L'apparition de fissuration sous tension est grandement retardée. Ainsi, l'utilisation de polyéthylène de dernière génération (PE 100) permet d'obtenir un risque de fissuration sous contrainte quasiment nul [60].

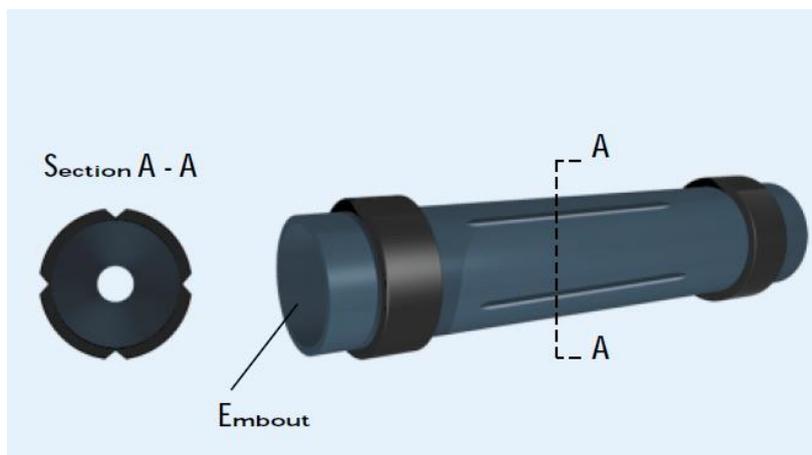


Fig. B.4. Schéma d'illustration de la Résistance à la fissuration sous contrainte [60].

b. Résistance à la propagation rapide des fissures

La propagation rapide des fissures est un phénomène causé par un choc sur un tube sous pression. Cette résistance est définie par le test RCP (Rapid Crack Propagation). Ce test démontre une tenue du PE 100 jusqu'à 10 fois supérieurs à celle d'un tube en PE 80, et nettement meilleure que celle obtenue avec des matériaux métalliques, tel que l'acier par exemple [60].

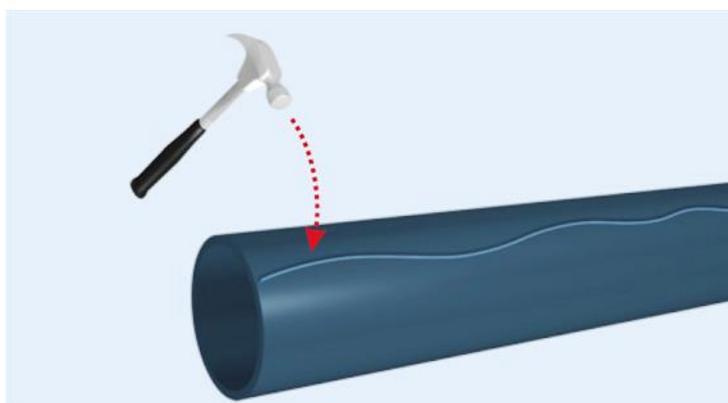


Fig. B.5. Schéma d'illustration résistance à la propagation rapide des fissures [60].

c. Résistance à l'abrasion

La surface paraffinée du polyéthylène lui assure un faible coefficient de friction. Les tubes en polyéthylène ont ainsi une excellente résistance à l'abrasion. Par rapport aux autres tubes traditionnellement utilisés dans le domaine du transport de l'eau, l'utilisation de tubes en polyéthylène permet d'augmenter considérablement la durée de vie des canalisations vis-à-vis

de l'abrasion. Les conduites peuvent être utilisées dans de nombreux cas où l'abrasion est un problème important (transport d'eaux chargées en sable ou en gravier) [60].

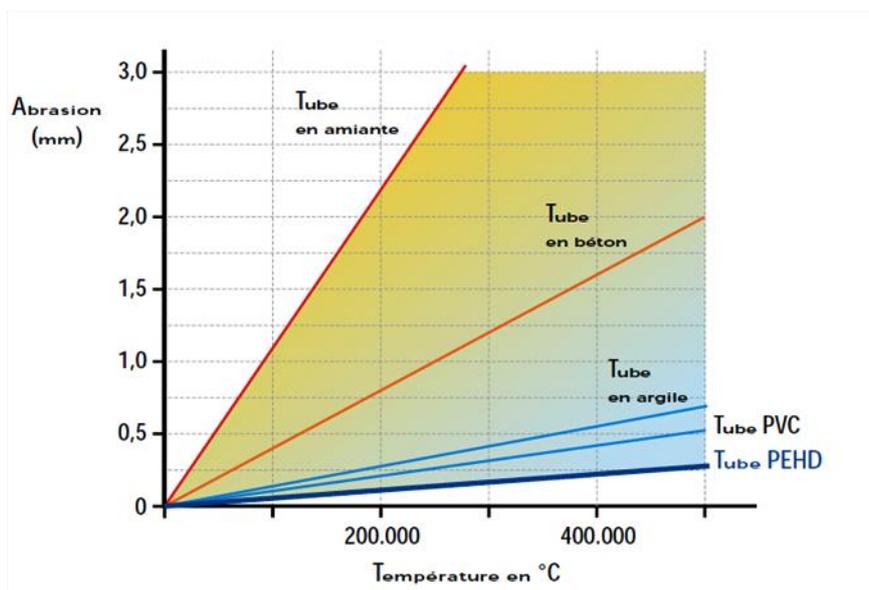


Fig. B.6. Valeurs du coefficient d'abrasion des différents tubes [60].

d. Résistance chimique

Les tubes PEHD ont une bonne tenue chimique pour les cas les plus courants. Ils résistent aux sels, aux acides et aux alcalis en solutions aqueuse diluées. De nombreux solvants peuvent être acceptés jusqu'à 50°C. La résistance chimique des tubes en polyéthylène dépend des paramètres suivants :

- ✓ Le milieu.
- ✓ La concentration de l'effluent.
- ✓ La température.
- ✓ La charge.

3. Influence du climat

• Dilatation

Sous l'effet d'une variation de température, le tube en polyéthylène aura tendance à se dilater ou à se rétracter. La variation de température entraînera en plus ou en moins une variation de longueur de valeur :

$$\Delta L = L \times \alpha \times \Delta t$$

Avec :

L : longueur considérée.

ΔL : variation de longueur.

Δt : variation de température.

α : coefficient de dilatation.

Le coefficient de dilatation du PEHD est égal à 2.10^{-4} m/m/°C, c'est-à-dire 0.2 mm/m/°C. Lorsque la conduite est installée en tranchée, le poids des terres et la résultante des forces de frottement contre la paroi du tube, contrarient l'allongement du tube [60].

4. Calculs Hydrauliques

a. Calcul de l'épaisseur du tube PE

Le calcul de l'épaisseur du tube PEHD est donné par la formule suivante :

$$e = \frac{P \times D}{2\sigma + P}$$

Avec :

P : pression à l'intérieur du tube en MPa.

σ : contrainte hydrostatique à long terme en MPa.

D : diamètre extérieur du tube en mm.

e : épaisseur du tube en mm.

b. Calcul du diamètre du tube PEHD

En première approximation, la section de tube nécessaire pour véhiculer un débit déterminé peut se calculer à l'aide de la formule suivante :

$$d_i = 18.8 \sqrt{\frac{Q_1}{V}} \quad \text{Ou} \quad d_i = 35.7 \sqrt{\frac{Q_2}{V}}$$

Avec :

V : vitesse d'écoulement en m/s

d_i : diamètre intérieur du tube en mm.

Q_1 : débit en m^3 / h .

Q_2 : débit en l/s.

c. Rugosité du polyéthylène

Les tubes en polyéthylène présentent un très bon comportement hydraulique. En effet, l'état de surface d'un tube a une très faible rugosité (environ 0.01). De plus le polyéthylène a l'avantage de conserver une paroi très lisse même après une longue période de service. Ainsi les pertes de charges à court et à long terme [60].

- **Pertes de charges**

Les pertes de charges sont généralement calculées à partir de la formule Colebrook :

$$j = \frac{\lambda}{D} \times \frac{V^2}{2g} \quad \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log \left[\frac{K}{3.7 \times D} + \frac{2.51}{\text{Re} \times \sqrt{\lambda}} \right]$$

Le nombre de Reynolds calculé de la manière suivante :

$$\text{Re} = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Avec :

J : perte de charge unitaire par frottement en m de colonne d'eau par mètre de tuyau.

λ : coefficient de perte de charge, sans dimension.

D : diamètre intérieur du tube en m.

V : vitesse d'écoulement en m/s.

g : accélération de la pesanteur en m/s².

K : coefficient de rugosité, égal 0.001 à 0.002 mm pour le PE.

Re : nombre de Reynolds.

ν : viscosité cinématique de l'eau à 20 °C, égal 1.00×10^{-6} m²/s

d. Résistance aux coups de bélier

Les coups de bélier sont produits par l'onde de pression qui se propage dans la conduite lorsque la vitesse du fluide est brusquement augmentée ou réduite. En cas de ralentissement subit d'un liquide, l'énergie cinétique du fluide en mouvement est transformée en énergie potentielle, suscitant une onde de pression (pression positive et négative) par l'interaction du liquide freiné (ou accéléré) et l'élasticité de la paroi du tuyau [60].

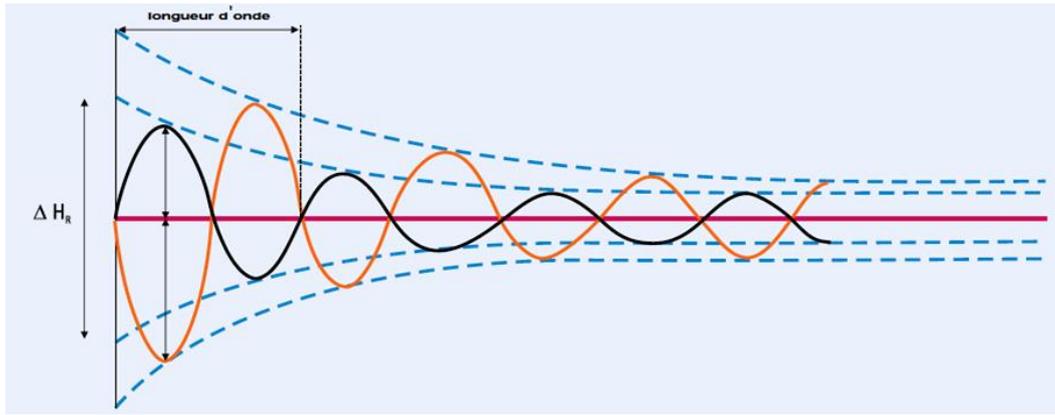


Fig. B.7. variation de l'onde de pression le long de la paroi d'un tube PE [60].

Avec :

$$\Delta H_R : \text{l'onde de pression. } \Delta H_R = \frac{c \cdot V}{g}$$

c : célérité de l'onde pression.

V : la vitesse de fluide.

La célérité donne par la relation suivante :

$$c = \sqrt{\frac{g}{\omega \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{D}{E \cdot e} \right)}}$$

Avec :

g : accélération de la pesanteur en m/s^2 .

ω : masse spécifique du liquide.

ε : compressibilité du liquide.

D : diamètre de la conduite.

E : module de Young du matériau de la conduite.

e : épaisseur de la conduite.

Les causes principales de coups de bélier sont les suivantes :

- ✓ Ouverture ou fermeture rapide de vannes manuelles ou automatiques.

- ✓ Désamorçage soudain d'une pompe (par ex. panne de courant).
- ✓ Amorçage subit d'une pompe surdimensionnée.
- ✓ Fermeture rapide de clapets de refoulement.

e. Tenue à la dépression

Dans les conduites d'eau sous pression, un vide peut apparaître lorsque l'on arrête une pompe ou lors de la fermeture d'un clapet ou de déclenchement d'une soupape. La pose d'un tube sous une charge extérieure d'eau (nappe phréatique par exemple) alors que la conduite n'est pas en fonction et qu'il n'y a pas de pression intérieure engendre un comportement identique à la dépression intérieure (charge de flambage) [60].

La surpression critique sous l'effet de la charge de flambage peut se calculer via la formule :

$$P_k = \frac{2E}{(1 - \mu^2)} \times \left(\frac{e}{D_m} \right)^3$$

Avec :

P_k : surpression critique (N/mm²).

E : module d'élasticité du PE (N/mm²).

Pour PE100 = 1400 ; P 80 = 1000.

μ : coefficient de poisson, égal à 0.3 pour les thermoplastiques.

e : épaisseur de la paroi (mm).

D_m : diamètre moyen du tuyau (mm).

Etude d'un refroidisseur d'une installation de réfrigération solaire à adsorption

Résumé : Nous nous intéressons dans le présent travail à l'installation d'un système de rafraîchissement d'air par adsorption solaire dans la région de Biskra. Il a été montré antérieurement, à l'Université de Biskra, que lorsque la température de l'air dépasse les 33°C, la surface d'échange de l'aérefroidisseur augmente énormément et que nous devons penser à une autre alternative comme l'humidification par pulvérisation d'eau. Dans le présent travail, nous avons choisi d'étudier l'installation d'une machine de rafraîchissement solaire par adsorption en proposant un autre système de refroidissement de l'eau du Chiller basé sur l'énergie géothermique peu profonde. Après un travail de modélisation, de programmation en FORTRAN et de validation du code de dimensionnement de l'échangeur eau-sol ; nous avons réalisé des calculs pour les journées les plus chaudes dans la région de Biskra. Les résultats trouvés sont très encourageants et montrent que la solution géothermale est efficace. Cette technique présente un coût très réduit par comparaison avec les solutions proposées antérieurement dans l'équipe.

Mots clés : Dimensionnement, refroidisseur, rafraîchissement solaire par adsorption, échangeur enterré eau-sol.

دراسة مبرد متصل بنظام تبريد شمسي بالامتزاز

ملخص : يهتم هذا العمل بدراسة نظام تبريد شمسي بالامتزاز بهدف ضبط ابعاد المحول الحراري الخاص بتبريد الماء في منطقة بسكرة، أثبتت دراسة سابقة أجريت في جامعة بسكرة استعمال مبرد هوائي جاف من نوع بطارية ذات زعانف أنه عندما تفوق درجة حرارة الجو 33 درجة مئوية فإن مساحة التبادل تكون كبيرة نوعا ما. مما جعلنا نفكر في حلول بديلة. في هذا العمل قررنا استبدال المحول الحراري السابق بمحول حراري ماء-أرض، بعد عملية النمذجة و البرمجة باستعمال فورتران و تأكيد النتائج المحصل عليها مع دراسات سابقة، أنجزت مجموعة من الحسابات أخذت بعين الاعتبار الأيام الأشد حرارة في السنة في المنطقة، النتائج المحصلة أثبتت ان استخدام الطاقة الجوفية للأرض لتبريد الماء جد فعالة و أقل تكلفة مقارنة مع الحلول المقترحة في الدراسات السابقة.

الكلمات المفتاحية : ضبط ابعاد, مبادل حراري ماء-أرض, نظام التبريد الشمسي بالامتزاز, مبرد هوائي جاف.