

République Algérienne démocratique et populaire

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou

Faculté du génie de la construction

Département de Génie mécanique

2012

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

*En vue de l'obtention du diplôme MASTER
académique en Génie mécanique
Option : Energétique*

Thème

Pompe à chaleur géothermique

Réalisé par :
KHALKHAL Nassim

Dirigé par :
Mr. LAMROUS

Remerciements

Tous d'abord je remercie le bon dieu qui ma aidé pour atteindre mon objectif.

Je tiens à remercier, profondément et sincèrement mon promoteur Mr : LAMROUS pour son aide, sa patience, sa compétence et ses précieux conseils.

Je tiens à remercier tous les enseignants de GENIE MECANIQUE qui ont contribué à ma formation.

Je tiens à remercier aussi le personnel de la bibliothèque de Génie Mécanique pour leur disponibilité.

Je remercie tous ceux qui ont participé de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire.

Je remercie ma famille et tous les amis (es)

Enfin, Je tiens à remercier également les membres de jury qui nous feront l'honneur de juger mon travail.

Merci à tous

Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail à mes chers parents et à mon frère, ma sœur et ma cousine Amel et à tous mes camarades de promo et amis en particulier :
ARDJAL Boukhalfa, KADRI Riad et
CHIKHA Aghiles.*

Nomenclature

Symboles	Désignations	Unités
A	Amplitude	
B	Facteur de déséquilibre	
COP	Coefficient de performance	
C	Capacité calorifique	$(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$
D	diamètre	(m)
DTLM	Différence de température logarithmique moyenne	
d	Profondeur de pénétration	(m)
e	épaisseur	(m)
F	Facteur de forme	
g	Accélération due à la pesanteur	$(\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1})$
grad	gradient	
Gr	Nombre de grashoff	
h	enthalpie	$(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$
h	Coefficient de convection	$(\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\text{K}^{-1})$
k	Coefficient d'échange global	$(\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\text{C}^{-1})$
L_U	distance centre à centre entre les deux tuyaux	(m)
L	Langueur du capteur géothermique	(m)
\dot{m}	Débit massique	$(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$
NUT	Nombre d'unité de transfert	
Nu	Nombre de Nusselt	
PAC	Pompe à chaleur	
PCG	Pompe à chaleur géothermique	
Pe	Nombre de Péclet	
q	Charge thermique	(w)
r	rayon	(m)
R	Resistance thermique	$(\text{m}\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1})$
Re	Nombre de Reynolds	
S	surface	(m^2)
t_0	Jour de l'année où la température est maximal	
T_0	Température non perturbée du sol	($^{\circ}\text{C}$)
$T_{\text{entrée, sol}}$	Température à l'entrée des puits géothermiques	($^{\circ}\text{C}$)
$T_{\text{sortie, sol}}$	Température à la sortie des puits géothermiques	($^{\circ}\text{C}$)
u	vitesse	$(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$
x	Profondeur en dessous de la surface du sol	(m)
Z	Coefficient de correction	
Z_D	Coefficient de transmission global	
Z_A	Coefficient de transmission tenant compte de site	
Z_U	Coefficient de transmission tenant compte du taux d'utilisation	
Z_H	Coefficient de transmission tenant compte de l'orientation	
Z_E	Coefficient de correction tenant compte des	

Lettre grec

Symboles	Désignations	Unités
α	Diffusivité thermique	(m^2/s)
ω	Fréquence angulaire	rad/jour
λ	conductivité thermique	($Wm^{-1} \text{ } ^\circ C^{-1}$)
Φ	Flux de chaleur transmis par conduction	(W)
ρ	Masse volumique	(kg/m^3)
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
β	Coefficient de dilatation	
ε	efficacité	

Indices

Symboles	Désignations
b	équivalente
conv	convection
p	puits
in	intérieur
ext	extérieur
g	Bentonite
h	horaire
m	mensuel
a	annuel
c	chaud
f	Froid
e	entre
s	sortie

Liste des matières

Introduction générale

Chapitre I : mise en contexte, notion de pompe à chaleur et technique d'extraction de l'énergie géothermique

I.1.Introduction.....	1
I.2.Mise en contexte.....	1
I.3.Pompe à chaleur.....	3
I.3.1.Introduction.....	3
I.3.2.Les machines génératrices d'énergie thermique.....	4
I.3.2.1Généralités	4
I.3.3.Le coefficient de performance d'une pompe à chaleur.....	4
I.3.3.1.Définition.....	4
I.3.3.2.COP d'une PAC.....	4
I.3.4.Les technologies des pompes à chaleur.....	6
I.3.4.1.Les phénomènes de transfert thermique.....	6
I.3.5.Cycle de fonctionnement des PAC.....	7
I.3.5.1. Généralités.....	7
I.3.5.2.Cycle a compression mécanique de vapeur.....	7
I.3.5.2.1.Le cycle idéal.....	7
I.3.5.2.2.Quelque grandeur caractéristique du cycle idéal	9
I.3.5.2.2.1.Bilan des échanges de chaleur et de travail	10
I.3.5.2.2.2.Le coefficient de performance théorique.....	10
I.3.5.2.2.3Bilan global.....	10
I.3.5.2.3.Cycle réel a compression mécanique de vapeur liquéfiable.....	10
I.3.5.2.3.1.Ecarts par apport au cycle théorique.....	10
I.3.5.2.3.2.Le cycle réel.....	11
I.4.Les fluides frigorigènes.....	12
I.4.1.Terminologie et nomenclature.....	12
I.4.1.1.Les composés inorganiques.....	12
I.4.1.2.Les composés organiques.....	13
I.4.1.2.1.Les corps purs.....	13
I.4.1.2.1.Les mélanges.....	13
I.4.1.3.1.Protection de l'environnement.....	14
I.4.2.Critères de choix.....	14
I.4.3.Les fluides thermodynamiques utilisées dans les cycles de PAC.....	15
I.5.Capteur de chaleur avec le sol.....	16
I.5.1.Introduction.....	16
I.5.2.Principales techniques d'extraction.....	16
I.5.2.1.Captage sur nappe d'eau souterraine.....	16

I.5.2.2.Captage horizontal.....	17
I.5.2.2.1.Configuration des capteurs.....	17
I.5.2.2.1.1.En tranchées.....	17
I.5.2.2.1.2.En décapage.....	18
I.5.2.2.1.3.Systèmes à détente directe.....	18
I.5.2.3.Capteurs verticaux.....	19
I.5.2.3.1.Description.....	19
I.5.2.4.Champs de sondes géothermiques.....	20
I.5.2.4.1.Description.....	20
I.5.2.4.2.Espacement entre capteurs.....	20
I.5.2.4.3.Utilité d'un test de réponse thermique.....	21
I.6.Conclusion.....	22

Chapitre II : Notions de transfert de chaleur, Evaluation de la température du sol et changeurs.

II.1.Introduction.....	23
II.2.Conduction.....	23
II.3.Convection.....	23
II.3.1Rappels sur les principaux nombres sans dimension	24
II.3.1.1.Nombre de Reynolds.....	24
II.3.1.2.Nombre de Prandtl.....	24
II.3.1.3.Nombre de Nusselt.....	25
II.3.1.4.Nombre de Péclet.....	25
II.3.1.5.Nombre de Grashof.....	25
II.3.1.6.Nombre de Rayleigh.....	25
II.4.Convection forcée.....	25
II.4.1.Écoulement à l'intérieur d'un tube.....	26
II.4.2.Calcul du coefficient d'échange	26
II.5.Transfert unidirectionnel.....	26
II.5.1.Mur simple.....	26
II.5.2.Mur multicouches.....	27
II.5.3.Cylindre creux.....	28
II.5.4.Cylindre creux multicouches.....	28
II.6.Rayonnement (radiation).....	29
II.6.1.Définition.....	29
II.6.2.Propriétés du rayonnement calorifique.....	29
II.7.Evaluation de la température du sol.....	30
II.7.1.Gradient thermique tizi ouzou	31
II.8.Les échangeurs de chaleur.....	31
II.8.1.Principe général.....	31
II.8.2.Les différents types d'échangeurs.....	31
II.8.2.1.Tubes simple	32
II.8.2.2.Echangeurs plan.....	32
II.8.2.3.Echangeurs à tubes et calandres.....	32
II.8.2.4.Echangeurs tubulaires coaxiaux.....	32

II.8.2.5. Echangeurs à courants croisés.....	33
II.8.2.6. Echangeurs à plaques.....	34
II.8.3. Calcul d'un échangeur de chaleur à plaque ou coaxial.....	34
II.8.3.1. Les équations d'échange.....	35
II.8.3.2. Méthode du DTLM (Différence de Température Logarithmique Moyenne).....	35
II.8.3.3. Méthode du NUT (Nombre d'Unité de Transfert).....	37
II.8.3.3.1 Principe.....	37
II.8.4. Condenseurs.....	38
II.8.4. Evaporateurs.....	39
II.9. Conclusion.....	39

Chapitre III : Evaluation des besoins de l'habitation .

III.1. Introduction.....	40
III.2. Calcul des besoins d'un local.....	40
III.2.1. Déperdition par transmission surfacique.....	40
III.2.2. Les majorations.....	40
III.2.3. La majoration Z_H pour orientation.....	41
III.2.4. Les besoins calorifiques pour pertes par infiltration.....	42
III.3. Définition de base.....	44
III.4. Situation géographique.....	44
III.5. Données climatique.....	45
III.6. Conditions de base intérieures.....	45
III.6.1. Murs extérieurs.....	45
III.6.2. Mur intérieur.....	46
III.6.3. Plancher haut.....	46
III.6.4. Plancher bas.....	46
III.7. Présentation de la maison.....	47
III.8. Calcul des déperditions thermique.....	48
III.9. Conclusion	49

Chapitre IV : Dimensionnement de l'installation.

IV.1. DIMENSIONNEMENT D'UN PUIT GÉOTHERMIQUE VERTICAL.....	50
IV.1.1. Introduction.....	50
IV.1.2. Description du système.....	50
IV.1.3. Calcul du coefficient d'échange convectif.....	51
IV.1.3.1. Fluide caloporteur et débit massique.....	51
IV.1.3.2. Calcul du nombre Reynolds.....	51
IV.1.3.3. Calcul du nombre de Prandtl.....	51
IV.1.3.4. Calcul du nombre de Nusselt.....	51
IV.1.5. L'équation d'ASHRAE.....	52
IV.1.5.1. Les charges au sol.....	52
IV.1.5.1.1. Le terme q_h	52

IV.1.5.1.2.Le terme q_m	53
IV.1.5.1.3.Le terme q_a	53
IV.1.5.2.Les températures.....	53
IV.1.5.2.1.Le terme T_0	53
IV.1.5.2.2.Les termes $T_{\text{entrée,sol}}$ et $T_{\text{sortie,sol}}$	53
IV.1.5.3.Les résistances thermiques.....	54
IV.1.5.3.1.Les résistances thermiques équivalentes du sol R_a, R_m, R_h	54
IV.1.5.3.2.Résistance thermique équivalente du puits.....	56
IV.1.5.4.Calcul des charges q_h, q_m, q_a	56
IV.1.5.4.1. Calcul de q_h pour le moi de janvier.....	56
IV.1.5.4.2. Calcul de q_m pour le mois de janvie.....	57
IV.1.5.4.3. Calcul de q_a	57
IV.1.5.5.Calcul $T_{\text{entrée,sol}}$ et $T_{\text{sortie,sol}}$	57
IV.1.5.6.Calcul des résistances thermiques équivalentes.....	57
IV.1.5.7.Calcul des résistances thermiques équivalentes du puits.....	58
IV.1.5.8.Calcul de la longueur.....	58
IV.2.DIMENSIONNEMENT D'UN PUIT GÉOTHERMIQUE HORIZONTAL.....	58
IV.2.1.Etude thermique.....	58
IV.2.2.La profondeur ou l'échangeur sera enterré.....	59
IV.2.3.Caractéristique de l'échangeur.....	60
IV.2.3.1.Détermination de la température de sortie.....	60
IV.2.3.2.Calcul du coefficient d'échange convectif.....	60
IV.2.3.2.1.Calcul du nombre Reynolds.....	60
IV.2.3.2.2.Calcul du nombre de Prandtl.....	60
IV.2.3.2.3.Calcul du nombre de Nusselt.....	60
IV.2.4.Calcul des résistances thermique	60
IV.3.Conclusion.....	62

Conclusion général

Bibliographie

Introduction générale

Afin de préserver les ressources fossiles et éviter, ou minimiser, les impacts environnementaux associés à leur combustion, on se doit de diversifier les ressources énergétiques et de développer des technologies capables de puiser économiquement l'énergie de ces ressources. En effet, les différents modèles de prédiction s'accordent à prévoir l'épuisement des ressources fossiles dans quelques dizaines d'années. De même, l'évidence des changements climatiques liés aux activités de l'homme ne fait plus de doute. Ces changements climatiques sont le résultat des émissions de gaz à effet de serre, dont la principale composante est le dioxyde de carbone émis essentiellement lors de la combustion de combustibles fossiles.

Devant l'augmentation vertigineuse du prix des combustibles fossiles ces derniers temps, les problèmes économiques sont venus s'ajouter aux problèmes environnementaux et aux appréhensions d'éventuelles difficultés d'approvisionnement.

En Algérie, la consommation d'énergie dans le secteur du bâtiment représente plus que le tiers de la consommation d'énergie du pays. De plus, avec l'amélioration du niveau de vie, cette proportion risque d'augmenter, ce qui serait préjudiciable au bilan énergétique du pays et entraînerait une pollution significative. Afin d'accroître le confort et réduire la consommation d'énergie de chauffage, on doit maîtriser la consommation énergétique du secteur et développer l'utilisation d'énergies non-fossiles et non-polluantes. Parmi ces dernières, une forme d'énergie renouvelable qui semble être bien adaptée au domaine du chauffage dans le bâtiment est la géothermie de surface.

La géothermie de surface ou géothermie très basse énergie utilise l'inertie thermique du sous-sol. En effet, à cause de cette inertie, la température à quelques mètres de profondeur reste pratiquement constante toute l'année. Il en résulte des températures plus basses en été et plus élevées en hiver que les températures à la surface. Le signe de ces écarts de températures est favorable au rafraîchissement des locaux en été et à leur chauffage en hiver.

Plusieurs technologies existent pour assurer l'échange de chaleur entre le local et le sous-sol. Par exemple, on peut citer les systèmes de pompes à chaleur munies, du côté sol, de sondes géothermiques (capteurs verticaux) ou de capteurs horizontaux (serpentins de tubes horizontaux enfouis).

Les travaux menés dans ce mémoire portent sur le chauffage de bâtiments résidentiels (maisons individuelles) par pompe à chaleur géothermique. Les échangeurs géothermiques les plus utilisés actuellement sont les sondes verticales et les échangeurs horizontaux. Nous allons nous intéresser dans cette étude aux deux types d'échangeur.

Ce mémoire est tout particulièrement consacré au dimensionnement de ces deux échangeurs.

Chapitre I : mise en contexte, notion de pompe à chaleur et technique d'extraction de l'énergie géothermique

I.1.Introduction

Dans la société actuelle, l'économie et la situation environnementale globale sont devenues des sujets d'actualité faisant partie intégrante de notre quotidien. Les différentes industries et les gouvernements mondiaux tentent, tant bien que mal, d'allier production et relance économique avec écologie, respect de l'environnement et développement durable. L'un des moteurs de l'économie mondiale demeure sans aucun doute la production d'énergie. Que ce soit sous forme de combustible fossile, d'électricité, d'énergie nucléaire ou solaire, elle s'avère nécessaire au développement de tous les pays industrialisés du monde.

Par contre, la production et l'utilisation de l'une ou l'autre de ces formes d'énergie entraînent des coûts ainsi qu'un certain niveau de pollution plus ou moins élevé selon le cas. Le développement de nouveaux systèmes plus efficaces et efficients devient donc de plus en plus intéressant et avantageux.

I.2.Mise en contexte

Maintenir une température confortable dans un bâtiment peut requérir une importante quantité d'énergie. Des systèmes indépendants de chauffage sont le plus souvent utilisés pour maintenir cette température en utilisant une source d'énergie qui est généralement l'électricité, un combustible fossile ou une forme de biomasse.

En tenant compte du fait que 46 % de l'énergie solaire est absorbée par le sol (figue.I.1), une autre option est d'utiliser cette forme d'énergie abondante pour chauffer un bâtiment. Par rapport aux autres sources d'énergie pour le chauffage qui doivent être transportées sur de longues distances, l'énergie du sol présente l'avantage d'être disponible sur place et en grande quantité.

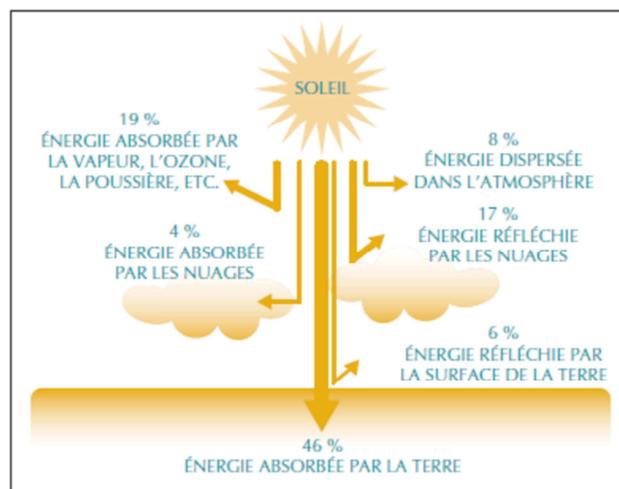


Fig.I.1. la répartition de l'énergie solaire

Parce que la terre transfère la chaleur graduellement et qu'elle possède une grande capacité de stockage thermique, la température d'un sol change lentement, c'est à dire de l'ordre du mois ou même de l'année, en fonction de la profondeur de la mesure (figure. I.2.B). À cause de sa faible conductivité thermique, le sol peut transférer une partie de la chaleur accumulée en

période de climatisation vers la saison de chauffage : la chaleur absorbée par le sol durant l'été est effectivement utilisée en hiver. Ce cycle annuel et perpétuel d'échange de chaleur entre l'air ambiant et le sol génère un potentiel d'échange thermique qui peut-être exploité pour chauffer un bâtiment.

Une autre caractéristique thermique de la terre est que seulement quelques mètres de sol en surface suffisent à isoler le sol en minimisant l'amplitude des variations de la température du sol par rapport aux variations des températures de l'air. Cet effet découlant de la résistivité thermique du sol, facilite aussi le transfert de chaleur vers la saison de chauffage. La terre est effectivement plus chaude que l'air ambiant en hiver (figure.I.2.1A).

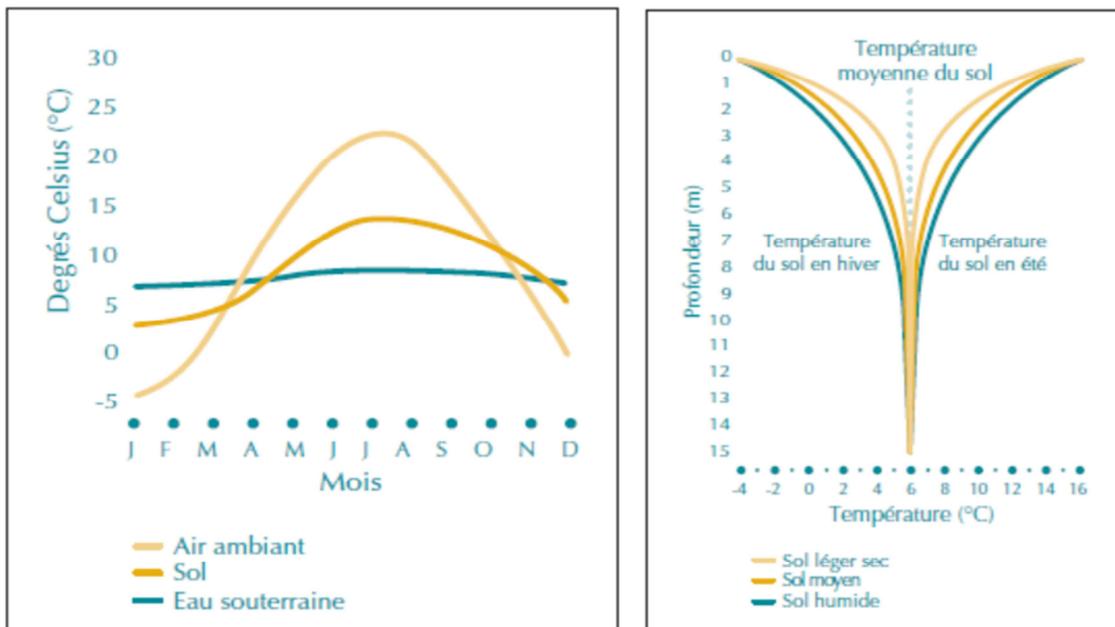


Fig.I.2.A. Températures moyennes mensuelles de l'air, du sol et de l'eau sous-terrainne. fig.I.2.B. Evolution de la température du sol

La terre donc est une source gratuite d'énergie renouvelable, pouvant fournir suffisamment d'énergie pour chauffer une maison. Par exemple, l'utilisation d'une pompe à chaleur dite géothermique permet de transformer l'énergie du sol en une énergie utile et chauffer une habitation. Le rôle de la pompe à chaleur géothermique (PCG) est de concentrer ou modifier le niveau de température de la chaleur du sol, avant de la distribuer dans l'habitation. Elle opère de manière similaire à un réfrigérateur ou à un système de conditionnement d'air conventionnel dans la mesure où elle a besoin d'une source d'énergie externe, habituellement l'électricité, pour fonctionner. Chaque kilowatt d'électricité consommé pour alimenter cette pompe à chaleur permet d'extraire en moyenne, plus de 3 kW d'énergie renouvelable du sol. Ainsi, les systèmes PCG produisent plus d'énergie qu'ils n'en consomment, et ceci sans créer de produits de combustion. En raison de la stabilité et du niveau des températures du sol, ils démontrent des efficacités allant de 200 à 500 %, supérieures à celles des pompes à chaleur classiques, lesquels échangent la chaleur avec l'air extérieur. En plus d'être plus performants que les systèmes de chauffage conventionnel, ils présentent habituellement des coûts d'entretien moindres.

Enfin, ces systèmes requièrent moins d'espace, particulièrement lorsqu'un circuit de distribution à fluide caloporteur liquide remplace les traditionnels et volumineux conduits d'air, et présentent moins de risques de vandalisme par rapport aux unités conventionnelles installées sur les toits.

Des économies d'énergie importantes peuvent donc être réalisées lorsque des systèmes PCG sont utilisés au lieu des systèmes conventionnels de chauffage des pompes à chaleur classiques utilisant l'air extérieur. Pratiquement, des réductions de 30 à 70 % de la consommation d'énergie en mode chauffage peuvent être atteintes. Les réductions de la consommation d'énergie sont encore plus importantes lorsqu'on les compare avec les systèmes de chauffage à combustion ou les systèmes de chauffage électrique à résistance. Ce potentiel de réduction des consommations d'énergie a conduit à de très nombreuses applications des systèmes PCG.

Aujourd'hui, les systèmes PCG démontrent une des plus fortes croissances en matière d'exploitation d'énergie renouvelable dans le monde, avec la majeure partie de cette croissance aux États-Unis et en Europe, mais aussi dans d'autres pays comme le Japon et la Turquie. À la fin de 2004, la capacité mondiale installée était estimée à 12 GW avec une consommation d'énergie équivalente à 20 TWh. Environ 1 million de systèmes PCG ont déjà été installés dans le monde et un taux de croissance de 10 % dans environ 30 pays, a été observé au cours des dix dernières années.

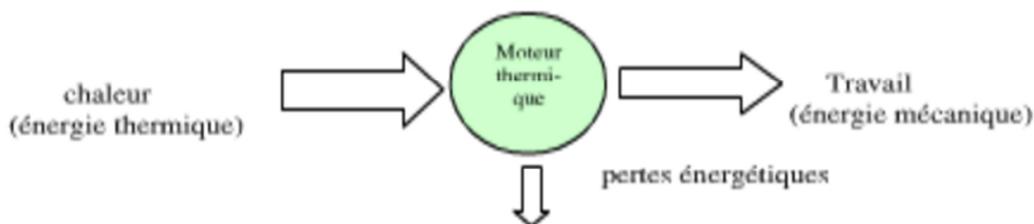
I.3.Pompe à chaleur

I.3.1.Introduction :

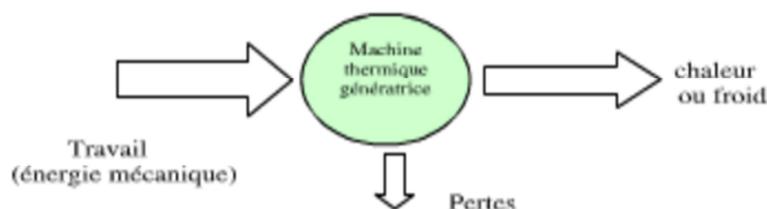
Les machines sont des dispositifs qui permettent de convertir les différentes formes d'énergie (de pression, potentielle, cinétique, thermique, mécanique) entre elles. Les dispositifs permettant la conversion inverse constituent la famille des machines thermiques.

On distingue ainsi, parmi les machines thermiques, les machines réceptrices (moteurs thermiques) et les machines thermiques génératrices (de froid ou de chaleur).

D'une manière générale, le terme moteur thermique désigne toute machine thermique transformant de la chaleur en travail, quel que soit, leur mode de fonctionnement et la nature du fluide utilisé pour cette transformation.



Parmi les machines génératrices, on trouve les installations de production de froid (appelées machines frigorifiques), ou de chaleur (les pompes à chaleur), ainsi que dans une certaine mesure, les compresseurs.



I.3.2. Les machines génératrices d'énergie thermique

I.3.2.1 Généralités :

D'un point de vue thermodynamique, les machines frigorifiques et les pompes à chaleur sont des machines thermiques qui travaillent à l'envers : elles consomment bien du travail mais c'est pour prélever de la chaleur d'une source froide et la restituer à une source chaude.

Lorsque le but recherché est de produire du froid (extraction de chaleur à un corps, ou à un milieu, pour le refroidir ou le maintenir à une température inférieure à l'ambiance) alors la machine thermique utilisée est une machine frigorifique

Si, au contraire, le but recherché est la production de chaleur (à partir de la chaleur gratuite récupérée à une température plus basse) pour chauffer un milieu, ou le maintenir à une température suffisamment haute, alors la machine thermique devient une pompe à chaleur.

Dans certains cas spécifiques, on peut utiliser à la fois le froid produit à la source froide et la chaleur rejetée au « puits chaud ». un tel système est alors généralement appelé thermofrigopompe

I.3.3. Le coefficient de performance d'une pompe à chaleur

I.3.3.1. Définition

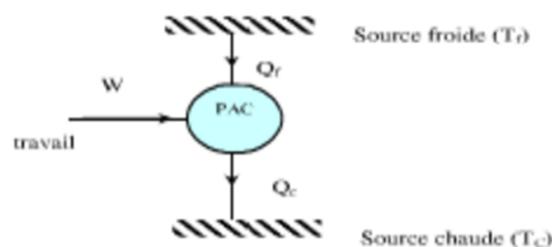
Pour caractériser l'efficacité d'une pompe à chaleur on introduit le coefficient de performance (COP) par la relation :

$$\text{COP} = \frac{\text{chaleur fournie}}{\text{énergie apportée au système}}$$

Le COP est très utile pour évaluer la rentabilité d'une pompe à chaleur. Il indique dans quelle mesure la puissance calorifique produite est supérieure à la puissance d'entraînement du compresseur.

I.3.3.2. COP d'une PAC

La structure générale d'une PAC est donnée ci-dessous. Grâce à l'énergie mécanique (ou équivalente) W fournie à ce système, on absorbe à la source froide (qui est à la température T_f) l'énergie thermique Q_f et on rejette à la source chaude (à la température $T_c > T_f$) l'énergie thermique Q_c .



L'énergie utile à une PAC étant la chaleur rejetée à la source chaude Q_c , le COP d'une PAC idéale peut alors s'écrire :

$$\text{COP}_{\text{id}} = \frac{Q_c}{W} \quad (\text{I. 1})$$

L'application du premier principe à ce système donne :

$$W = Q_c - Q_f \quad (\text{I. 2})$$

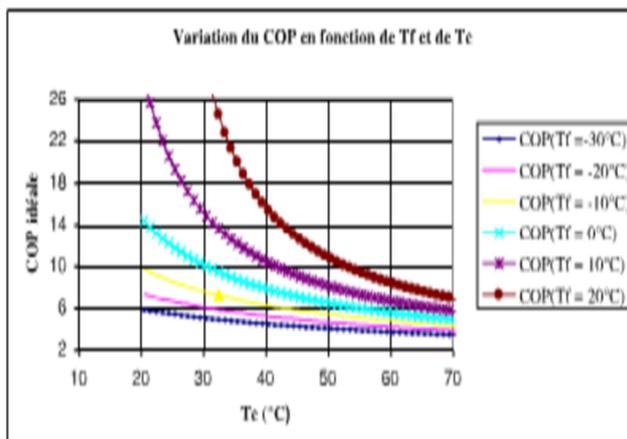
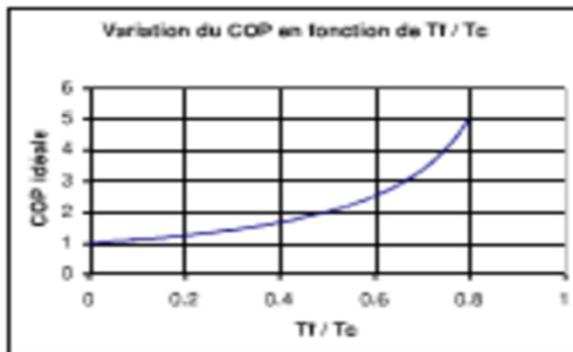
En supposant que la machine ainsi considérée décrit un cycle thermodynamiquement idéal (donc réversible), l'application du second principe au système, permet d'écrire :

$$\frac{Q_f}{T_f} - \frac{Q_c}{T_c} = 0 \quad \text{soit} \quad \frac{Q_f}{Q_c} = \frac{T_f}{T_c} \quad (\text{I. 3})$$

En considérant la condition (I.2) et (I.3), l'équation(1) s'écrit

$$\text{COP}_{\text{id}} = \frac{T_c}{T_c - T_f} = \frac{1}{1 - \frac{T_f}{T_c}}$$

Ce COP (appelé parfois efficacité de Carnot ou COP de Carnot) constitue la limite théorique que l'on peut obtenir pour une machine quelle que soit la perfection technique de celle-ci. Ce rapport indique néanmoins un résultat intéressant : la machine est d'autant plus efficace que T_f/T_c est proche de l'unité : c'est-à-dire que la température de la source froide est proche de la température de la source chaude. Les courbes ci-dessous montrent l'évolution des COP idéal et réel en fonction des températures T_f et T_c .



I.3.4. Les technologies des pompes à chaleur

I.3.4.1. Les phénomènes de transfert thermique

Pour transférer de la chaleur d'un milieu « froid » (la source froide) vers un milieu chaud (le local à chauffer) on utilise comme vecteur un fluide frigorigène. Celui-ci est le siège de phénomènes physico-chimiques permettant de prélever, de transférer et de restituer la chaleur. Ainsi donc, pour extraire de la chaleur d'une source froide, on fera subir au fluide frigorigène, en contact avec cette source, un phénomène endothermique (qui consomme de la chaleur). De la même manière, pour extraire la chaleur stockée par le fluide frigorigène afin de la restituer à la source chaude, on utilisera un phénomène exothermique (qui dégage de la chaleur). Dans la majeure partie des cas, on fait ainsi décrire une série de transformations qui ramène, périodiquement, le frigorigène dans son état initial. Le cycle de fonctionnement ainsi décrit est appelé cycle frigorifique.

Le tableau ci-dessous, recense quelques phénomènes endothermiques et exothermiques permettant de déplacer de la chaleur dans une pompe à chaleur.

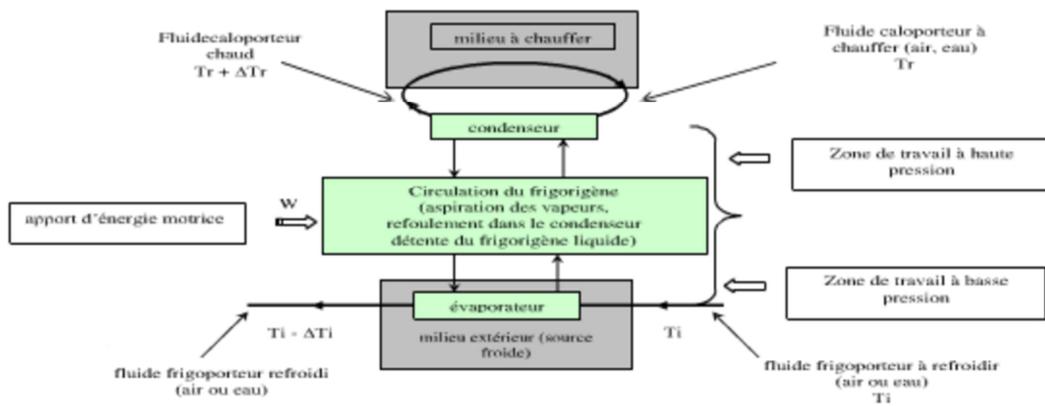
Phénomènes endothermiques (absorbant de la chaleur)	Phénomènes exothermiques (produisant de la chaleur)
Fusion d'un solide	Solidification d'un liquide
Vaporisation d'un liquide	Condensation d'une vapeur
Sublimation d'un solide	Condensation en phase solide
Désorption d'un gaz ou d'une vapeur (d'un liquide ou d'un solide)	Absorption d'un gaz ou d'une vapeur (dans un liquide (absorption), dans un solide (adsorption))
Détente d'un gaz comprimé	Compression d'un gaz

Tableau.I.1 quelques phénomènes endothermiques et exothermiques

La grande majorité des pompes à chaleur utilise le phénomène de vaporisation d'un liquide pour extraire des calories d'une source froide (milieu extérieur). La restitution de calories au milieu à chauffer s'opère alors en utilisant le phénomène de condensation de la vapeur.

Le changement d'état liquide-vapeur est le phénomène majeur sur lequel on s'appuie pour produire de la chaleur. On le met en œuvre dans une machine thermique en faisant évoluer un fluide frigorigène dans un circuit fermé comportant notamment un évaporateur et un condenseur : L'évaporateur sera placé dans la source froide (le milieu extérieur) où l'on maintient une température T_i . Le frigorigène y pénètre en phase liquide et s'y vaporise (à la température $T_f < T_i$) en prélevant de la chaleur à ce milieu : c'est la phase d'extraction de calories.

Le condenseur sera refroidi à la température T_r par un fluide extérieur (air ou eau). Le frigorigène qui y entre en phase vapeur, se condense à une température $T_c > T_r$ en cédant de la chaleur au fluide de refroidissement.



L'énergie mécanique (W) fournie à ce système permet l'évolution cyclique du frigorigène.

Les PAC à compression mécanique : les vapeurs sont extraites par un compresseur mécanique (entraîné par un moteur électrique ou thermique). Leur simplicité de fabrication en fait le modèle le plus répandu.

I.3.5. Cycle de fonctionnement des PAC

I.3.5.1. Généralités

D'une façon tout à fait générale, on appelle « cycle » la suite des transformations thermodynamiques que doit subir le fluide frigorigène pour permettre la réalisation pratique d'une machine thermique.

Dans la PAC le transfert de chaleur est effectué à l'aide d'un fluide frigorigène qui décrit un cycle fermé inversé : la chaleur est prélevée par évaporation du frigorigène, les vapeurs dégagées étant ensuite comprimées, puis refroidies et condensées avant d'être réadmis dans l'évaporateur, par l'intermédiaire d'un détendeur. Sauf dans certains montages industriels relativement exceptionnels, les pompes à chaleur utilisent les cycles frigorifiques parmi lequel on trouve les cycles à absorption, à air et à compression mécanique de vapeur liquéfiable.

I.3.1.5.2. Cycle à compression mécanique de vapeur

I.3.5.2.1. Le cycle idéal

Quelles que soient la puissance et la nature du fluide frigorigène, une pompe à chaleur à compression mécanique de vapeur comprend essentiellement les machines et dispositifs suivants :

Un évaporateur : qui vaporise le frigorigène en prélevant de la chaleur au frigoporteur (air, eau, etc...) qui se refroidit. La vapeur sortant de cet évaporateur est saturée. L'évaporation s'effectue à la température de vaporisation T_f , correspondant à la pression d'évaporation P_f du fluide frigorigène. Le frigorigène prend au fluide frigoporteur la chaleur qu'il a absorbée dans son circuit d'utilisation.

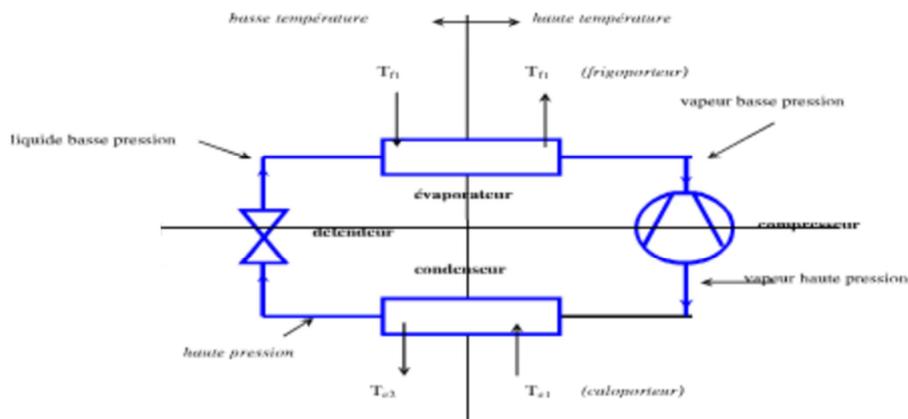
Un compresseur mécanique : le compresseur aspire, sous la pression P_f , la vapeur de frigorigène issue de l'évaporateur et la comprime jusqu'à la pression P_c pour la rejeter dans le condenseur. La pression P_c sera telle que la température de saturation correspondant à cette pression soit légèrement supérieure à la température du fluide de refroidissement dont on dispose.

Un condenseur : c'est un échangeur de chaleur à surface, avec circulation d'un côté, du fluide frigorigène à condenser et de l'autre côté, du fluide de refroidissement (air, eau, etc....) appelé aussi fluide caloporteur. Il condense le frigorigène en cédant la chaleur au caloporteur qui s'échauffe de T_{c1} à T_{c2} . Le fluide frigorigène quittant cet échangeur est saturant. La condensation s'effectue à la température de condensation T_c correspondant à la pression de condensation P_c .

On a : $T_c > T_{c2} > T_{c1}$

Un détendeur : qui alimente en frigorigène l'évaporateur, sans excès ni défaut. Le frigorigène y subit la détente de P_c à P_f .

Ces divers éléments sont reliés par des tuyauteries équipées des armatures de service et de sécurité usuelles.



Le cycle fondamental d'une telle machine (à compression mono-étage ou à un seul compresseur) peut être décomposé en quatre étapes, illustrées dans un diagramme entropique ou bien un diagramme enthalpique plus traditionnellement utilisé par les frigoristes.

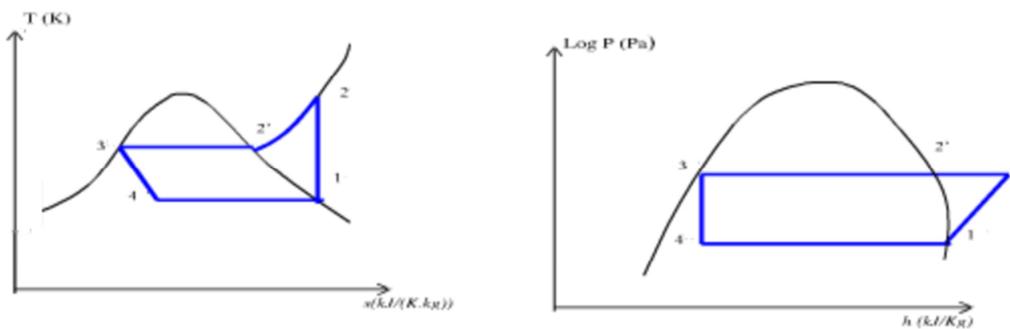


Fig. I.3.Cycles thermodynamiques théoriques d'une PAC

Les étapes de transformation sont ainsi :

1---2 : compression adiabatique réversible (isentropique) : au point 1, le liquide est entièrement vaporisé.

2---3 : condensation isotherme et isobare : il y a liquéfaction. La différence d'enthalpie entre 2 et 3 représente la quantité de chaleur laissée au condenseur (donc fournie au caloporteur)

3---4 : détente isenthalpique du liquide frigorigène au travers d'une vanne de laminage. L'enthalpie ne varie pas car le froid produit sert pratiquement à refroidir le fluide.

4---1 : évaporation isotherme et isobare..... et le cycle recommence.

Ce cycle fondamental s'accompagne des hypothèses suivantes d'une machine suppose idéale :

- Le compresseur est parfait (pas d'espace mort, parois imperméables, pas de frottements ni de résistance passive)
- Les échanges de chaleur dans l'évaporateur et dans le condenseur se font d'une manière réversible.
- Les parois des tuyauteries sont imperméables à la chaleur et l'écoulement du fluide s'y effectue sans frottement ni résistance passive (sauf dans le détendeur évidemment).

Cette famille de cycles, extrêmement répandus, est utilisée par la plupart des pompes à chaleur (il sert de base à la plupart des applications industrielles)

Cependant un tel cycle n'est pas réalisable techniquement pour plusieurs raisons : d'abord les compressions et les détentes « humides » entraînent des usures voire des accidents brutaux pour les matériels (« coupe de liquide ») ; ensuite la régulation pour obtenir le bon titre en vapeur serait trop délicate.

I.3.5.2.2. Quelques grandeurs caractéristiques du cycle idéal

En se rapportant toujours au diagramme enthalpique (figure.I.4), il est possible d'établir les valeurs théoriques des paramètres caractérisant le cycle idéal.

Ce diagramme (appelé aussi « diagramme de Mollier ») est rapporté à une masse de fluide frigorigène $m=1\text{kg}$.

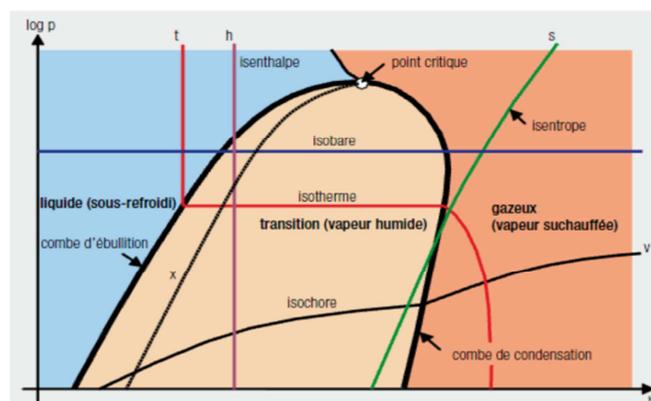


Fig.I.4. Diagramme de mollier

Le choix d'échelle en abscisse (enthalpie h en kJ/kg) est très pratique pour l'exploitation quantitative du cycle, car il permet de lire directement les énergies h , aux différents points (1, 2, 3, 4) du cycle de la machine.

I.3.5.2.2.1. Bilan des échanges de chaleur et de travail

Chaleur extraite à l'évaporateur : $q_v = h_1 - h_4 > 0$

Travail de compression : $w = h_2 - h_1 > 0$

Chaleur dégagée au condenseur : $q_c = h_3 - h_2 < 0$

Détente : $h_4 = h_3$ d'où $\Delta h = 0$ (isenthalpique)

I.3.5.2.2.2. Le coefficient de performance théorique

Par définition, le coefficient de performance d'une PAC théorique décrivant le cycle idéal est :

$COP_{th} = \text{chaleur produite} / \text{travail reçu} = |q_c| / w$ (car ce terme ne saurait être négatif)

D'où $COP_{th} = (h_2 - h_3) / (h_2 - h_1)$

Pour apprécier l'efficacité de cette machine thermique par rapport à la machine idéale de Carnot, on introduit « le rendement exégétique » η défini par :

$\eta_{th} = COP_{th} / COP_{id}$

$\eta_{th} = COP_{th} \cdot T_C / (T_C - T_f)$

$\eta_{th} = ((h_2 - h_3) \cdot T_C) / ((h_2 - h_1) \cdot (T_C - T_f)) < 1$

I.3.5.2.2.3 Bilan global

A partir des relations établies ci-dessus, il est possible de dresser le bilan global du cycle idéal :

Chaleur reçue par le système : $q_f = h_1 - h_4$

Chaleur cédée par le système : $q_f = h_3 - h_2$

En vertu de la relation générale du cycle inverse, on a :

$W = -(q_c + q_v)$ (1^{er} principe)

$W = (h_3 - h_2 + h_1 - h_4) = h_2 - h_1$ car on a vu ci-haut que $h_3 = h_4$

On retrouve ainsi l'expression du travail de compression, calculée plus haut.

I.3.5.2.3. Cycle réel à compression mécanique de vapeur liquéfiable

I.3.5.2.3.1. Ecarts par rapport au cycle théorique

Lors du fonctionnement réel de l'installation, les imperfections et les pertes qui se produisent, modifient notablement l'allure du cycle. L'annulation des hypothèses simplificatrices faites précédemment occasionne les effets succinctement décrits ci-après :

- Le compresseur est réel c'est-à-dire qu'il comporte notamment un espace mort (le volume aspiré par le compresseur peut être très différent du volume balayé par le piston) et la compression s'y effectue avec des échanges de chaleur, des frottements et des résistances passives. L'allure générale de la courbe de compression cesse d'être une isentrope (elle est polytropique).
- Les échanges de chaleur dans l'évaporateur et le condenseur se font de manière irréversible, c'est-à-dire en nécessitant des différences de température ; il en résulte que

la température effective d'évaporation T_{evap} du fluide frigorigène doit être inférieure à la température du milieu à refroidir T_f (de l'ordre de 5 à 10%) et que la température effective de condensation T_{cond} du fluide frigorigène doit être supérieure à la température du fluide de refroidissement T_c (de l'ordre de 5 à 10K)

- Dans les tuyauteries, il se produit inévitablement des pertes de charge ainsi que des échanges de chaleur parasites (sous refroidissement du liquide) avec le milieu malgré l'isolation thermique. L'influence des pertes de charge est particulièrement sensible du côté vapeur du circuit. S'il s'en produit également du côté liquide du circuit, il peut en résulter des difficultés de fonctionnement du détendeur qui n'assure alors plus une alimentation correcte de l'évaporateur.

A ces effets néfastes, il peut encore s'ajouter une surchauffe de vapeur à la sortie de l'évaporateur, à cause de celui-ci et/ou par suite d'échanges de chaleur parasites le long de la tuyauterie entre l'évaporateur et le compresseur. Cette surchauffe à l'aspiration provoque un déplacement du point de début de compression. Cette surchauffe est néanmoins indispensable car le compresseur, presque toujours de type volumétrique, ne doit en aucun cas aspirer du liquide.

D'une manière générale, les influences défavorables décrites ci-dessus conduisent aux conséquences suivantes :

- Augmentation du travail de compression
- Accroissement de la température en fin de compression (problème de lubrification notamment)
- Diminution de la puissance frigorifique prélevée au milieu froid (puissance pompée à la source froide)

I.3.5.2.3.2. Le cycle réel

L'observation d'un cycle réel (figure.I.5) de pompe sur le diagramme de Mollier conduit aux constatations suivantes :

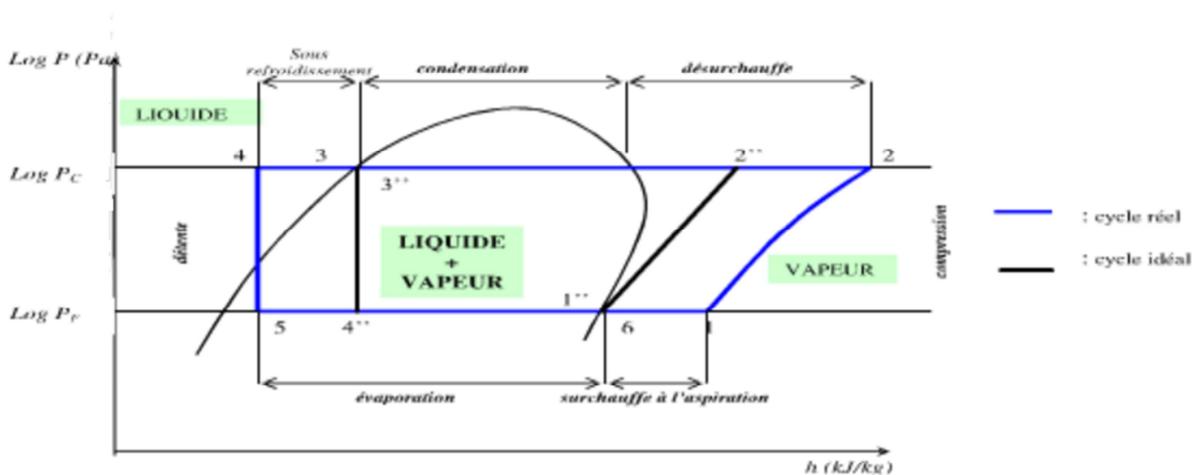


Fig.I.5.Cycle réel

Les diverses transformations qui jalonnent le cycle frigorifique réel a compression sont décrites ci-dessous :

- Entre les points 1 et 2, la vapeur de frigorigène est comprimée de P_f à P_c . L'enthalpie h_2 et la température T_2 augmentent car le compresseur étant réelle, la transformation est irréversible et non adiabatique.
- Entre les points 2 et 3, la vapeur de frigorigène est désurchauffée de T_2 à T_c , puis condensée à la température constante T_c ; enfin le liquide formé est sous-refroidi de T_c à T_3 .
- Entre les points 3 et 4, le liquide frigorigène se déplace dans la conduite de liquide ; sa température continue, généralement, à s'abaisser de T_3 à T_4 ; son sous-refroidissement augmente.
- Entre les points 5 et 4, le fluide frigorigène se détend dans le régleur (vanne de laminage) de P_c à P_f en n'échangeant, avec le milieu extérieur, ni énergie mécanique (le détendeur est un robinet et non un moteur) ni chaleur (sa surface d'échange thermique est négligeable). L'enthalpie du frigorigène reste constante, la détente est isenthalpique. Le liquide devant nécessairement se refroidir de T_4 à T_f , une partie de sa masse se vaporise (à la fin de la détente il y a un début d'évaporation du liquide).
- Entre les points 5 et 6, le frigorigène se vaporise, sous la pression P_f à la température T_f , dans l'évaporateur. La vapeur se réchauffe ensuite légèrement de T_f à T_6 , toujours sous la pression constante P_f .
- Entre les points 6 et 1, le frigorigène, évaporé et aspiré par le compresseur, se réchauffe dans la conduite d'aspiration, de T_6 à T_1 , toujours sous la pression P_f .

Ce cycle est nécessaire pour les calculs manuels qui utilisent les diagrammes mais ne s'impose pas pour les calculs par ordinateur. Il permet cependant une visualisation complète de l'évolution du frigorigène et facilite la compréhension des phénomènes.

I.4. Les fluides frigorigènes

I.4.1. Terminologie et nomenclature

Un fluide frigorigène est un composé chimique facilement liquéfiable dont on utilise les chaleurs latentes (vaporisation ou de condensation) pour produire du froid ou de la chaleur.

On peut classer les frigorigènes en deux familles : les composés inorganiques et les composés organiques.

I.4.1.1. Les composés inorganiques

Les frigorigènes appartenant à cette famille sont désignés par la série 700 ; les deux derniers chiffres indiquent la masse molaire (en grammes) du corps.

L'ammoniac (NH_3) est sans doute le plus connu de ce groupe. Sa désignation est le R717 car sa masse molaire est de 17g. La lettre « R » signifiant qu'il s'agit d'un « réfrigérant ». L'ammoniac est utilisé aujourd'hui pour les installations de forte puissance à température moyennement basse. Ses caractéristiques techniques sont bonnes. Il est peu coûteux et peu sensible à la présence d'eau ou d'air. Cependant il est inflammable et toxique,

ce qui limite pratiquement son emploi à certains équipements industriels (production de froid pour le stockage de denrées alimentaires).

I.4.1.2. Les composés organiques

Ces fluides frigorigènes sont en réalité des hydrocarbures halogénés car ce sont des dérivés halogénés du méthane (CH_4) et de l'éthane (C_2H_6). Ces réfrigérants peuvent être des corps purs ou des mélanges de corps purs.

I.4.1.2.1. Les corps purs

Les corps purs sont désignés selon la nomenclature R « ijkbr », due à l'institut international du froid (I.I.F) où :

- i = nombre d'atomes de carbone-1
- j = nombre d'atomes d'hydrogène+1
- k = nombre d'atomes de fluor
- br = nombres d'atomes de brome

Par conséquent les réfrigérant à deux chiffres sont ceux comprenant un seul atome de carbone (par exemple le R22). Le tableau ci-dessous recense quelques réfrigérants et leurs désignations :

dénomination	Formule chimique
R-11	CFCl_3
R-12	CF_2Cl_2
R-12B1	CF_2ClBr
R-22	CHF_2Cl

Tableau.I.2. Quelques réfrigérants et leurs désignations

Les corps purs les plus répandus sont :

- Les Chloro Fluoro Carbone (ou CFC) qui sont connus sous le nom commercial fréon exemple le R-12
- Les hydro Chloro Fluoro Carbone (ou HCFC) pour lesquels il y a un remplacement partiel des atomes de chlore par des atomes d'hydrogène : exemple le R-22
- Les Hydro Fluoro Carbone (ou HFC) pour lesquels il y a un remplacement total des atomes de chlore par des atomes d'hydrogène : exemple R-134a

I.4.1.2.1. Les mélanges

On distingue les mélanges azéotropiques et les mélanges zéotropiques. Les mélanges azéotropiques se comportent comme des corps purs .il sont désignés sous la série des R500. Les deux derniers chiffres indiquent le numéro d'ordre d'apparition sur le marché .exemple / le R502 est un mélange constitué de 48,8% de R-22 et de 51,2% de R-115.

Les mélanges zéotropiques se vaporisent et se condensent, non pas à une température constante, mais sur un intervalle de température. Ils ne se comportent donc pas comme des corps purs. Ces mélanges sont désignés sous la série des R400, les deux derniers chiffres indiquant le numéro d'ordre d'apparition sur le marché. Exemples de réfrigérants concernés : le R404A ou (FX 70), le R408A (ou FX10) et le R409A ou (ouFX56)

I.4.1.3.1. Protection de l'environnement

Les hydrocarbures halogénés ont de bonnes propriétés thermodynamiques et de transfert de chaleur. Inodores, la présence du fluor les rend très stables (leur durée de vie est très longue (120 ans pour le R-12), ininflammables et non toxiques. Ils sont compatibles avec les matériaux de construction, certaines huiles et les élastomères. Ils ont toujours donné satisfaction. Malheureusement, leur très grande stabilité, en particulier des composés sans atome d'hydrogène, est également à l'origine de leur principal défaut : ils exercent une action nocive sur l'environnement. En effet, ces composés diffusent sans être décomposés jusqu'à la stratosphère, où ils sont décomposés par des réactions photochimiques, libérant du chlore qui réagit avec l'ozone stratosphérique. Une molécule de chlore peut détruire 50000 à 100000 molécules d'ozone. Depuis que l'on connaît leur effet destructeur de l'ozone dans la stratosphère et leur impact sur le réchauffement de l'atmosphère (effet de serre), le remplacement des produits nocifs par des substances neutres et respectueuses de l'environnement s'impose.

Le protocole de Montréal prévoit l'arrêt de la production et de l'utilisation des composés halogénés les plus stables, dont les frigorigènes R-11, R-12 et R-115. Actuellement, l'industrie chimique recherche des produits de substitution. Ceux qui sont à l'étude présentent des propriétés thermodynamique et technologiques admissibles. Ils ne sont pas toxiques ou ne le sont que faiblement, mais ils sont moins stables parce que partiellement hydrogénés.

La protection de l'environnement conduit également à limiter l'utilisation de certains de ces fluides, pour lutter contre l'effet de serre qui élève la température de l'atmosphère, et également pour épargner la couche d'ozone stratosphérique qui protège la terre des rayonnements nocifs en provenance de l'espace. Une convention internationale a adopté un accord qui prévoit l'arrêt complet de la production de CFC. Plusieurs années de recherche et de développement ont conduit à l'introduction sur le marché du R-123, substitut du R-11, et du R-134a en remplacement du R-12.

Les deux fluides R-12 et R-134a diffèrent peu quant aux propriétés thermodynamiques. En revanche, l'effet de serre produit par le R-134a est environ dix fois inférieur à celui du R-12. L'état actuel des connaissances a permis de constater que le R-134a est moins toxique que le R-12, son élimination peut néanmoins engendrer la production de substances toxiques.

I.4.2. Critères de choix

Les fluides frigorigènes ont pour rôle d'assurer les transferts thermiques entre l'évaporateur et le condenseur. Pour cela ils doivent répondre à un certain nombre de critères :

- Thermodynamique (obtention du rendement optimal, températures d'évaporation et condensation comprises entre le point triple et le point critique),
- De sécurité (toxicité, inflammabilité).
- Techniques (action sur le milieu à refroidir, les matériaux constitutifs de la machine et les huiles de graissage),
- Economique et écologique

D'une manière générale les fluides frigorigènes utilisés doivent présenter les propriétés physico-chimiques suivantes :

- Une basse température de vaporisation à la pression atmosphérique afin de soutirer la chaleur à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique et ainsi éviter la pénétration de l'air dans l'évaporateur.
- Une caractéristique favorable des courbes de saturation, afin d'obtenir des rapports de compression modérés.
- Des pressions de condensation réduites aux températures exigées par les consommateurs, dans le but de réduire le travail mécanique de compression, des pertes de fluide dans le milieu ambiant ainsi qu'une construction simple du compresseur.
- Une chaleur latente élevée dans le domaine des températures de fonctionnement, ce qui conduit à des débits réduits dans l'installation et à des coefficients de transfert thermiques élevés.
- Une valeur du volume spécifique des vapeurs et de la viscosité de liquide aussi bas que possible.
- Une stabilité chimique sur tout le domaine des températures de fonctionnement et une compatibilité avec les huiles de graissage et les matériaux constructifs de l'installation.
- Une solubilité totale par rapport à l'eau, afin d'éviter la formation de morceaux (bouchons) de glace.
- Etre non inflammables, non toxiques et non explosifs.
- Une rigidité diélectrique élevée, surtout dans le cas des installations sertissées où l'agent thermodynamique entre en contact direct avec les éléments du circuit électrique.
- Etre non polluants, à la suite d'éventuelles fuites, pour le milieu de distribution de la chaleur.
- Avoir un coût acceptable, surtout pour les installations de grande puissance.

I.4.3. Les fluides thermodynamiques utilisés dans les cycles de PAC

On utilise le plus souvent les fluides R-12, R-22, R-500, R-502, R-134a, pour les PAC de basse et moyenne température (0 à 50°C), et R-11, R-113, R-114, R-123, FC-123, FC-72 et FC-88 pour les PAC à haute température (70 à 120°C).

Le choix du fluide frigorigène dépend des températures des sources froide et chaude. Pour les installations les plus courantes, on utilise le R-22 qui ne pose guère de problèmes technologiques lorsque les niveaux de température restent modérés (ce qui permet de limiter le taux de compression de la machine) :

- Température inférieure à 55°C à la source chaude.
- Température comprise entre -10°C et 10°C à la source froide.

Le R-12 mériterait d'être utilisé plus fréquemment en raison de certaines de ses qualités thermodynamiques, mais il donne des résultats sensiblement inférieurs à ceux du R-22 ou du R-502 :

- Température critique plus élevée et température de refoulement après compression plus basse, ce qui situe particulièrement bien lorsque la pompe à chaleur travaille à basse température d'évaporation
- Pression de condensation plus faible.

Malheureusement, sa puissance thermique plus faible que pour le R-22 ou le R-502 en limite l'utilisation pour des raisons économiques. La plupart des constructeurs utilisent actuellement le R-22 lorsque l'on ne dépasse pas les plages de température rappelées précédemment (pour des raisons de durabilité, autre critère de choix d'une pompe à chaleur, le R-502 pourrait être aussi sélectionné). Ceci s'explique par sa puissance thermique élevée et son excellente conductivité thermique rapportée à celle du R-12. Ce dernier serait mieux adapté à l'obtention de températures de l'ordre de 70 à 90°C et à la production d'eau chaude sanitaire. Pour des raisons évidentes de sécurité (inflammable et toxique), on ne peut retenir le NH₃ qui donne pourtant les meilleurs performances.

I.5. Capteur de chaleur avec le sol

I.5.1. Introduction

Afin d'exploiter le potentiel géothermique pour produire du chauffage, il nous faut tout d'abord extraire l'énergie. Ainsi, on la prélèvera dans les aquifères ou directement dans les terrains. Pour cela, il existe différentes « techniques d'extraction ».

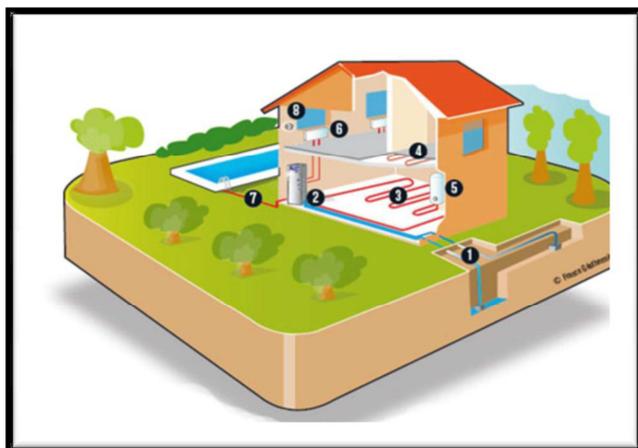
I.5.2. Principales techniques d'extraction :

Les principales techniques d'extraction d'énergie dans les terrains :

I.5.2.1. Captage sur nappe d'eau souterraine :

Le système de captage sur nappe d'eau souterraine consiste à prélever l'eau de cette nappe et à en récupérer la chaleur. Il nécessite la réalisation de deux forages, l'un pour le captage proprement dit, l'autre pour rejeter l'eau une fois les calories extraites. Selon les types d'eau, il est conseillé d'installer un échangeur entre le capteur et la pompe à chaleur, voire un filtre, afin de récupérer les impuretés éventuelles de l'eau.

Le captage sur nappe offre un grand intérêt en termes de puissance et de rendement. La température de l'eau d'une nappe reste constante toute l'année. Le COP (coefficient de performance) peut atteindre 5 (pour 1 kWh d'électricité consommée, 5 kWh sont restitués) alors qu'il s'échelonne entre 3 et 4,5 pour les autres systèmes (captage horizontal ou vertical). Il constitue de ce fait la meilleure solution du marché en matière d'économie d'énergie.

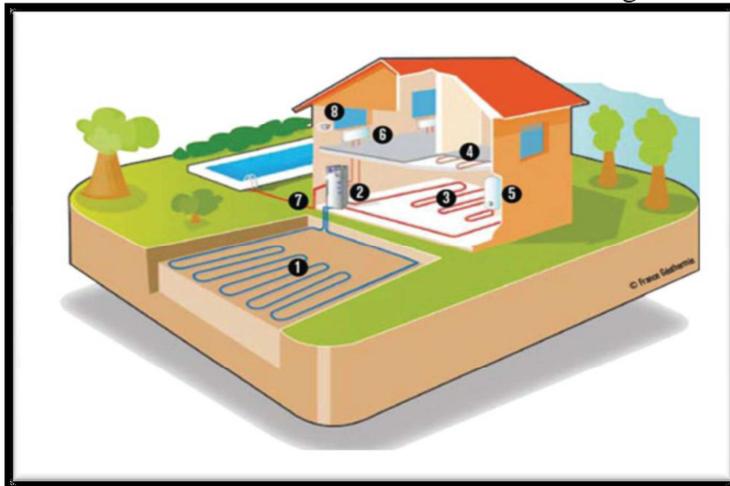


1. Capteur
2. Pompe à chaleur
3. Chauffage au sol
4. Plancher chauffant
5. Eau chaude sanitaire
6. Radiateurs
7. Kit piscine
8. Thermostat

Fig.I.6. Schéma d'un captage sur nappe d'eau souterraine.

I.5.2.2.Captage horizontal :

Le capteur enterré est constitué par une ou plusieurs boucles de tuyauteries en polyéthylène, d'un diamètre extérieur d'une vingtaine de mm, disposées à une profondeur d'au moins 60 cm et dans lesquelles on fait circuler en circuit fermé de l'eau glycolée mise en mouvement par un circulateur. Le système de captage est connecté à une pompe à chaleur qui transfère, dans le bâtiment à chauffer, la chaleur prélevée dans le terrain à un circuit hydraulique classique faisant office d'émetteur basse température, comme par exemple un plancher chauffant. En règle générale, il n'est pas nécessaire d'adjoindre un appoint ; la pompe à chaleur peut assurer seule la couverture totale des besoins de chauffage.



1. Capteur
2. Pompe à chaleur
3. Chauffage au sol
4. Plancher chauffant
5. Eau chaude sanitaire
6. Radiateurs
7. Kit piscine
8. Thermostat

Fig .I.7.Schéma d'un captage horizontal

I.5.2.2.1.Configuration des capteurs

Les capteurs horizontaux sont installés soit en tranchées, soit en décapage et selon différentes configurations de tubes : deux tubes, quatre tubes et six tubes, avec des profondeurs d'enfouissement et des distances entre tubes à respecter pour chaque cas.

I.5.2.2.1.1.En tranchées : Les configurations à quatre tubes et à six tubes sont le plus souvent utilisées.

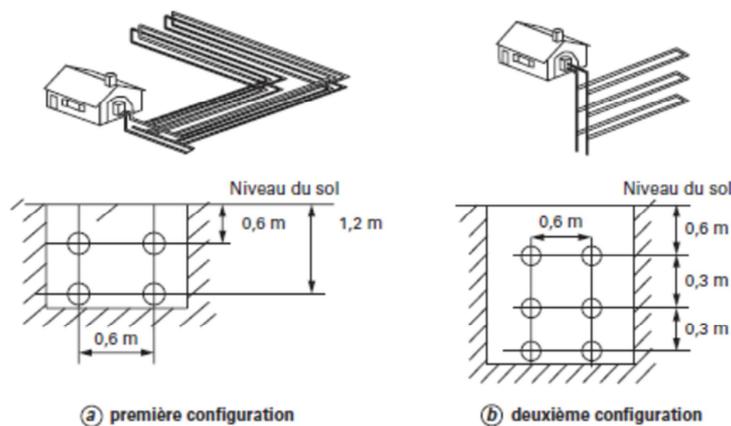


Fig .I.8.configuration en tranchées

Espacements minimaux entre tubes et tranchées			
Configuration horizontale	Espacement horizontal entre tubes (m)	Espacement vertical entre tubes (m)	Espacement entre deux tranchées d'axe à axe (m)
4 tubes par tranchée	0,6	0,6	1,2
6 tubes par tranchée	0,6	0,3	1,2

Tableau.I.3.espacement minimal requis entre les tubes et les tranchées horizontales.

I.5.2.2.1.2.En décapage

Le sol est entièrement décapé sur toute la surface requise pour l'implantation des capteurs et sur une profondeur d'au moins 60 cm. Les tubes sont posés à même le sol, avant remblaiement. L'espace entre les tubes doit être au moins de 40 cm.



Fig .I.9.Pose de capteur horizontal après décapage du terrain

I.5.2.2.1.3.Systèmes à détente directe

Il s'agit d'une variante au système précédent dans laquelle l'évaporateur de la pompe à chaleur est directement enfoui dans le terrain. Réalisé en tubes cuivrés, de qualité frigorifique, et gainés de polyéthylène pour la protection contre la corrosion, l'évaporateur constitue ainsi le circuit de captage de la chaleur dans le sol. Dans ce circuit, le fluide frigorigène est mis en mouvement par l'aspiration du compresseur de la pompe à chaleur. Il se vaporise grâce à la chaleur prélevée dans le terrain, puis dans le compresseur il voit sa pression et sa température augmenter. En se condensant ensuite dans le plancher du bâtiment à chauffer, il y cède sa chaleur. Le plancher est constitué d'une ou plusieurs boucles de tuyauteries de même qualité que l'évaporateur (tube cuivré gainé de polyéthylène). À la sortie du plancher, le fluide est détendu dans un détendeur. Il redevient diphasique et circule à nouveau dans le circuit de captage enfoui dans le terrain. Le cycle recommence.

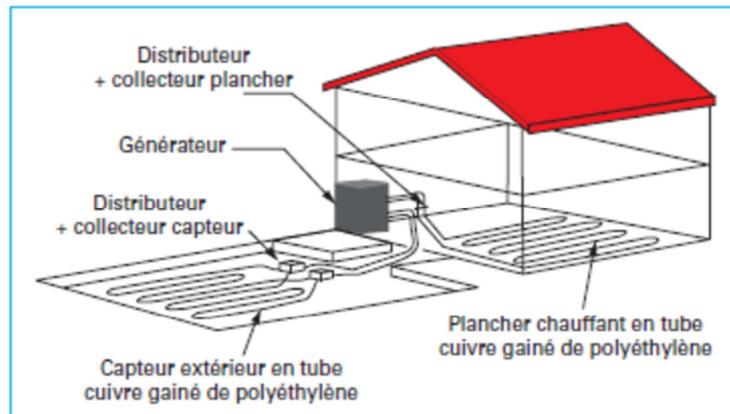


Fig .I.10.Système à détente directe

Le système à détente directe est donc composé d'un seul et même circuit. Son intérêt est de s'affranchir des circulateurs (pour le circuit de captage et pour le plancher chauffant) et de requérir une surface de captage moins importante. Il est donc un peu plus performant et moins coûteux que le système avec eau glycolée dans les capteurs et plancher chauffant hydraulique. Sa mise en œuvre demande cependant un savoir-faire plus important. De plus, la charge en fluide frigorigène est plus élevée (une quinzaine de kilogrammes pour une installation standard contre deux à trois kilogrammes pour l'autre système) et des fuites sont toujours possibles.

Les systèmes à détente directe ne peuvent fonctionner qu'en mode chauffage : la réversibilité n'étant pas très bien maîtrisée. Par contre, ils permettent de produire également de l'eau chaude sanitaire et fonctionnent aussi sans appoint.

I.5.2.4.Capteurs verticaux

I.5.2.4.1.Description

Le capteur, encore appelé sonde géothermique, au lieu d'être horizontal est vertical, ce qui permet de limiter la surface de terrain immobilisée pour implanter le capteur. Là également, il existe deux variantes :

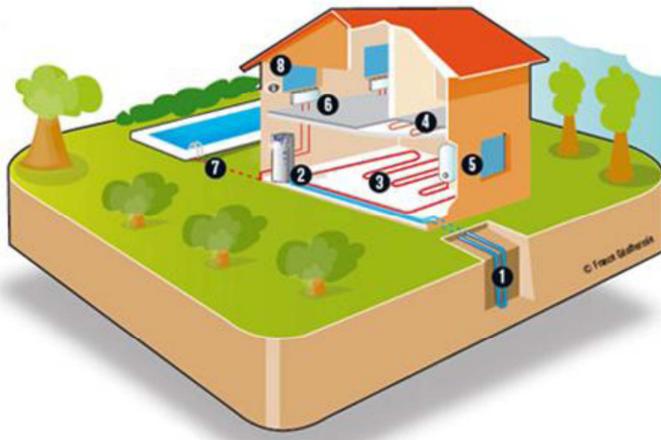
- ✓ soit à détente directe ;
- ✓ soit à fluide intermédiaire (c'est-à-dire avec eau glycolée dans le capteur et plancher hydraulique dans le bâtiment), cette dernière variante étant de loin la plus développée.

Le capteur est inséré dans un forage de 132 à 165 mm de diamètre suivant une configuration deux tubes (dite en U) ou 4 tubes (dite en double U), d'un diamètre compris entre 25 et 40 mm. Le forage est ensuite rempli avec un mélange de ciment et de bentonite qui stabilise le trou dans sa géométrie originelle.

La profondeur du forage peut atteindre jusqu'à 200 m et, en fonction de l'importance des besoins à couvrir, il est possible d'installer plusieurs capteurs (et donc forages) sur le même site. Dans les faits, la profondeur des forages dépend du calcul de l'installation (beaucoup de puits peu profonds ou moins de puits plus profonds), des conditions locales de forage et des moyens de forage disponibles. Le domaine d'application des capteurs verticaux est beaucoup plus vaste que celui des capteurs horizontaux car la surface concernée pour le captage est nettement plus réduite.

Deux sondes d'une centaine de mètres de profondeur et distantes de quelques mètres suffisent par exemple pour chauffer une maison individuelle de 150 à 200m².

La technique des capteurs verticaux trouve donc sa place aussi bien pour la maison individuelle que pour des logements collectifs, ou des bâtiments du petit ou moyen tertiaire (maisons de retraite, bâtiments communaux, bâtiments industriels, immeubles de bureaux); plusieurs sondes sont alors nécessaires, on parle dans ce cas là de champ de sondes.



1. Capteur
2. Pompe à chaleur
3. Chauffage au sol
4. Plancher chauffant
5. Eau chaude sanitaire
6. Radiateurs
7. Kit piscine
8. Thermostat

Fig .I.11.Schéma d'un captage vertical

I.5.2.5.Champs de sondes géothermiques

I.5.2.5.1.Description

Les champs de sondes géothermiques sont réalisés pour satisfaire les besoins thermiques de bâtiments de taille importante.

Le nombre de sondes est généralement compris entre quelques sondes et plusieurs dizaines. Les cibles concernées sont celles du résidentiel collectif et du petit et moyen tertiaire

Des réalisations de taille beaucoup plus grande existent mais sont plus exceptionnelles. Ainsi, en 2004, le plus grand champ de sondes géothermiques aux USA était installé en Caroline du Nord et comportait 656 sondes de 137 m de profondeur pour une longueur totale installée de 90 km.

La réalisation et l'étude d'un champ de sondes géothermiques nécessitent, du fait du nombre de sondes, de respecter des précautions particulières tant vis-à-vis de sa réalisation que de son dimensionnement.

I.5.2.5.2.Espacement entre capteurs

Pour éviter les interférences thermiques des sondes les unes par rapport aux autres, il est recommandé, en fonction de la nature du sol rencontré, de respecter une distance minimale entre sondes de 7 à 10 m. La figure I.12 montre différentes dispositions possibles de capteurs permettant au sol de se régénérer dans des conditions satisfaisantes. Dans le cas où les capteurs sont à installer selon une configuration en matrice, il est fortement recommandé de les positionner en quinconce.

Un excellent moyen d'éviter une exploitation trop importante de la chaleur du sous-sol consiste à coupler le chauffage du bâtiment l'hiver à son refroidissement l'été, si celui-ci est nécessaire.

I.5.2.5.3. Utilité d'un test de réponse thermique

Un champ de sondes ne peut être bien conçu et bien réalisé que s'il s'appuie sur une bonne connaissance préalable du sous-sol, notamment de la nature et de la profondeur des couches géologiques et aquifères traversés. Pour cela, il peut être très utile, voire recommandé, de réaliser un test de réponse thermique du terrain.

Un test de réponse thermique consiste à caractériser finement les propriétés thermiques du sous-sol. Il constitue une étape préalable indispensable pour bien dimensionner le projet. Ce test se déroule comme suit :

Un forage est réalisé avec la mise en place d'une sonde pilote munie de capteurs de température à différentes profondeurs. À intervalles réguliers, pendant l'opération de forage, un prélèvement de matériau est effectué pour une analyse en laboratoire de sa composition et de ses propriétés thermiques. Généralement, le forage avec la sonde pilote est récupéré après le test pour faire partie du futur champ de sondes exploité ;

La sonde est reliée à un appareillage, permettant la circulation du fluide caloporteur avec un débit constant et qui effectue une acquisition à intervalles réguliers (typiquement toutes les minutes) des températures du fluide en entrée et en sortie de la sonde, ainsi que des températures dans le terrain (capteurs insérés avec la sonde).

Le fonctionnement de l'appareillage, l'acquisition des données et leur archivage, sont automatisés. Deux types de tests sont prévus : réponse du terrain à un échelon de température du fluide en entrée de la sonde et réponse du terrain à un échelon de puissance d'injection calorifique dans la sonde (on fait circuler dans la sonde de l'eau chaude).

On peut ainsi évaluer la capacité du terrain à absorber la chaleur et donc de façon symétrique et de manière indirecte, sa capacité à fournir de la chaleur à la sonde. La durée du test est d'environ une semaine.

Les résultats de ces tests permettent de déterminer avec précision les propriétés thermiques du terrain et de mener l'étude de faisabilité du projet conduisant au dimensionnement définitif de l'installation.

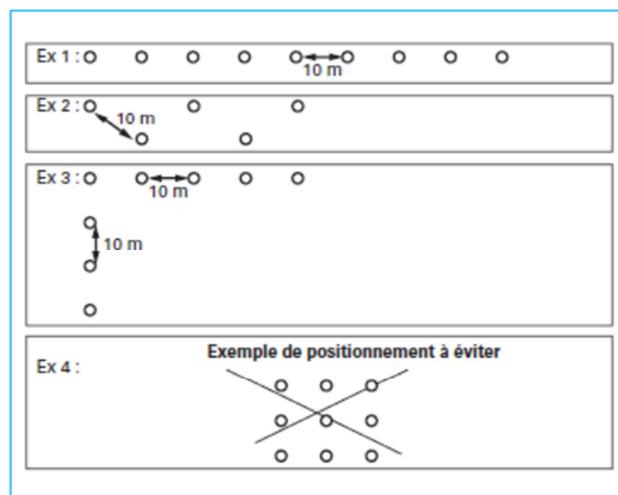


Fig .I.12.Exemples de disposition de capteurs de champs de sondes géothermiques

I.6.Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les principes de base des pompes à chaleur, les fluides frigorigènes utilisés dans ces même machines, ainsi que les différents captages et leurs conditions d'installations.

Pour notre étude nous allons utiliser le R 134 a comme fluide frigorigène, une sonde géothermique suivant une configuration deux tubes (dite en U) et un capteur horizontal en décapage.

Chapitre II : Notions de transfert de chaleur, Evaluation de la température du sol et changeurs.

II.1.Introduction

La transmission de la chaleur ou la théorie des échanges de chaleur est une science qui traite la propagation de la chaleur dans différents milieux.

L'expérience montre que deux corps isolés de l'ambiance et portés à des températures différentes échangent de l'énergie sous forme de chaleur jusqu'à disparition complète de leur différence de température.

On distingue actuellement trois modes de transmission de la chaleur :

- ✓ Conduction
- ✓ Convection
- ✓ Rayonnement ou radiation

II.2.Conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température :

$$\vec{\Phi} = -\lambda S \overrightarrow{\text{grad}}(T)$$

Ou sous forme algébrique : $\Phi = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x}$ (II.1)

Avec :
 Φ : Flux de chaleur transmis par conduction (W)
 λ : Conductivité thermique du milieu ($\text{Wm}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$)
 x : Variable d'espace dans la direction du flux (m)
 S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2)

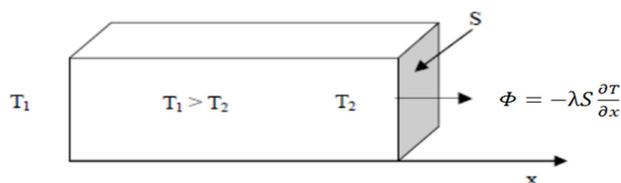


Fig.II.1.Schéma du transfert de chaleur conductif

II.3.Convection

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide.

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

$$\Phi = hS(T_p - T_\infty) \quad (\text{II.2})$$

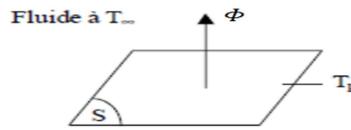


Fig.II.2.Schéma du transfert de chaleur convectif

Avec :

- Φ : Flux de chaleur transmis par convection (W)
- h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($W m^{-2} °C^{-2}$)
- T_p : Température de surface du solide (°C)
- T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide (°C)
- S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2)

Remarque : La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection h est fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide.

II.3.1 Rappels sur les principaux nombres sans dimension :

L'étude des problèmes de transfert de chaleur par convection implique la résolution d'équations différentielles qui décrivent la mécanique des fluides, les échanges d'énergie, les transferts de masse. Ces équations sont généralement liées et difficiles à résoudre théoriquement, ce qui conduit à associer à la théorie l'expérimentation permettant de trouver les valeurs des grandeurs recherchées.

II.3.1.1. Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (\text{II.3})$$

Avec

D : dimension caractéristique de la conduite : diamètre s'il s'agit d'une conduite circulaire ou diamètre hydraulique dans les autres cas : $D_h = 4 A / P$, A étant la section de la conduite et P le périmètre mouillé.

ρ : masse volumique.

μ : viscosité dynamique

II.3.1.2. Nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (\text{II.4})$$

Ce nombre caractérise le fluide dans un état donné :

pour les métaux liquides..... Pr = 10^{-2} à 10^{-3} ;

pour l'eau et l'air..... Pr ≈ 1 ;

pour les huiles..... Pr = 10^2 à 10^7 .

II.3.1.3. Nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{h D}{\lambda} \quad (\text{II. 5})$$

Avec h : coefficient local de convection thermique. Il caractérise le transfert de chaleur par convection.

II.3.1.4. Nombre de Péclet :

$$Pe = Pr \cdot Re \quad (\text{II.6})$$

Il caractérise la convection forcée.

II.3.1.5. Nombre de Grashoff :

Il caractérise le déplacement du fluide dans un phénomène de convection naturelle. Si la température de paroi (T_p) est constante, le nombre de Grashoff s'écrit :

$$Gr = \rho^2 g \beta (T_p - T_\infty) \frac{D^3}{\mu^2} \quad (\text{II. 7})$$

Avec β : coefficient de dilatation thermique volumique :

$$\beta = \frac{1}{(T_p - T_\infty)} \left(\frac{\rho_0 - \rho_\infty}{\rho_0} \right) \quad (\text{II. 8})$$

g : accélération due à la pesanteur ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$)

T_∞ : température de l'ambiante

ρ_0 et ρ_∞ : masses volumiques respectivement à T_p et T_∞

II.3.1.6. Nombre de Rayleigh :

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (\text{II. 9})$$

Il caractérise la convection naturelle. Selon le mode d'échange (à température de paroi constante ou à flux thermique constant); on fait intervenir dans la relation ci-avant le nombre de Grashoff ou le nombre de Grashoff modifié.

II.4. Convection forcée :

un dispositif mécanique entraîne les molécules vers le dispositif chauffant. Le mouvement favorise le transfert thermique. C'est le cas des radiateurs hydrauliques type ventilo-convecteurs dans lesquelles le flux thermique est augmenté en proportion de l'augmentation de la vitesse du ventilateur (augmentation de la densité de flux thermique)

Dans ce cas, le coefficient de convection h est déterminé à partir de corrélations reliant le nombre de Nusselt aux nombres de Reynolds et de Prandtl.

D'où le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{h x}{\lambda} \quad (\text{II. 10})$$

II.4.1.Écoulement à l'intérieur d'un tube :

Écoulement laminaire ($Re < 2\,300$) :

- température de paroi uniforme: $Nu = 3,66$;
- flux de chaleur uniforme : $Nu = 4,36$.

Écoulement turbulent ($Re > 10^4$): on utilise la corrélation de Dittus-Boelter

$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n$ (II. 11) ; Avec : $n = 0,4$ si le fluide s'échauffe, et $n = 0,3$ si le fluide se refroidit.

II.4.2.Calcul du coefficient d'échange

En fonction de Re et Pr ou de Gr et Pr , et selon que la convection est forcée ou naturelle, on choisit la corrélation donnant ce nombre de Nusselt et on calcule h comme :

$$h = \frac{Nu \lambda}{x} \quad (II. 12)$$

II.5.Transfert unidirectionnel

II.5.1.Mur simple

On se placera dans le cas où le transfert de chaleur est unidirectionnel et où il n'y a pas de génération ou stockage d'énergie.

On considère un mur d'épaisseur e , de conductivité thermique λ et de grandes dimensions transversales, dont les faces extrêmes sont à des températures T_1 et T_2 :

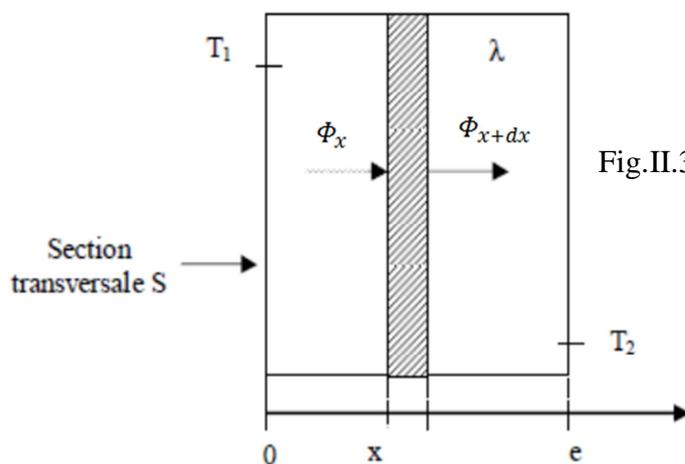


Fig.II.3.Bilan thermique élémentaire sur un mur simple

Le flux de chaleur traversant le mur simple est :

$$\Phi = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{e}{\lambda S}} \quad (II. 13)$$

Cette relation est analogue à la loi d'Ohm en électricité qui définit l'intensité du courant comme le rapport de la différence de potentiel électrique sur la résistance électrique. La température apparaît ainsi comme un potentiel thermique et le terme $\frac{e}{\lambda S}$ apparaît comme la

résistance thermique d'un mur plan d'épaisseur e , de conductivité thermique λ et de surface latérale S .

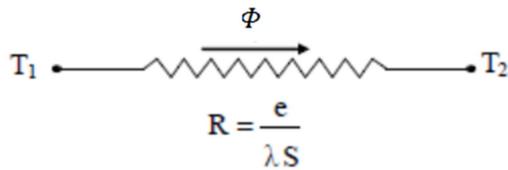


Fig.II.4.Schéma électrique équivalent d'un mur simple

II.5.2.Mur multicouches

C'est le cas des murs réels constitués de plusieurs couches de matériaux différents et où on ne connaît que les températures T_{f1} et T_{f2} des fluides en contact avec les deux faces du mur de surface latérale S .

En régime permanent, le flux de chaleur se conserve lors de la traversée du mur et s'écrit :

$$\Phi = h_1 S (T_{f1} - T_1) = \frac{\lambda_A S (T_1 - T_2)}{e_A} = \frac{\lambda_B S (T_2 - T_3)}{e_B} = \frac{\lambda_C S (T_3 - T_4)}{e_C} = h_2 S (T_4 - T_{f2})$$

D'où
$$\Phi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 S} + \frac{e_A}{\lambda_A S} + \frac{e_B}{\lambda_B S} + \frac{e_C}{\lambda_C S} + \frac{1}{h_2 S}} \quad (\text{II. 14})$$

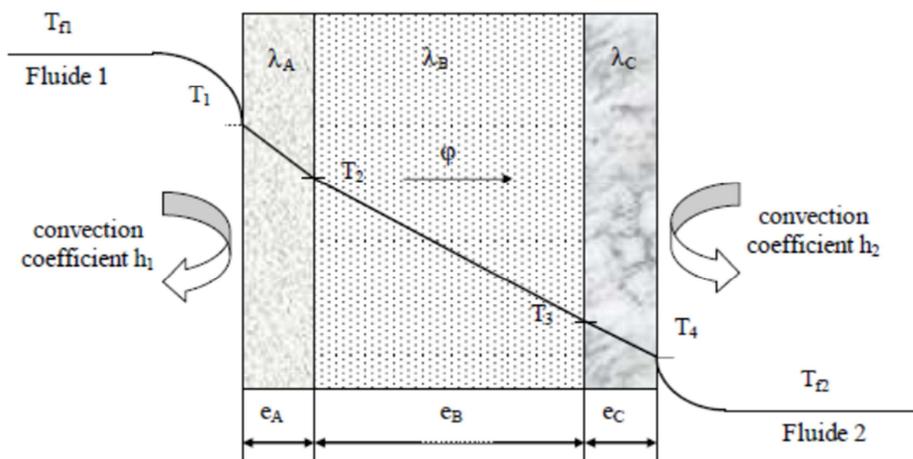


Fig.II.5.Schématization des flux et des températures dans un mur multicouches

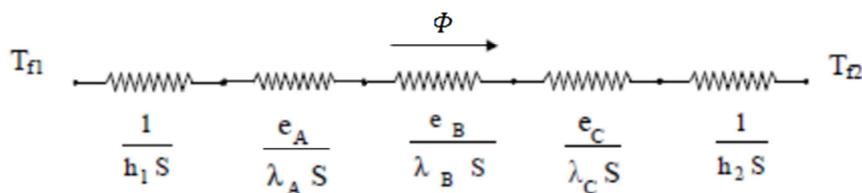


Fig.II.6.Schéma électrique équivalent d'un mur multicouche

II.5.3.Cylindre creux

On considère un cylindre creux de conductivité thermique λ , de rayon intérieur r_1 , de rayon extérieur r_2 , de longueur L , les températures des faces internes et externes étant respectivement T_1 et T_2 . On suppose que le gradient longitudinal de température est négligeable devant le gradient radial.

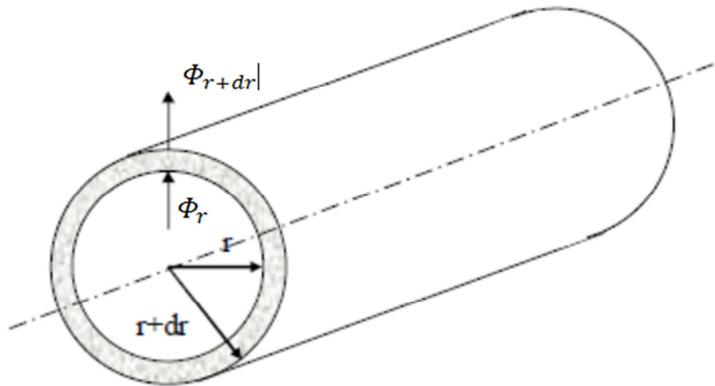


Fig.II.7.Schéma des transferts dans un cylindre creux

Le flux de chaleur traversant le cylindre creux s'écrit :

$$\Phi = \frac{2\pi\lambda L(T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (\text{II. 15})$$

Cette relation peut aussi être mise sous la forme : $\Phi = \frac{T_1 - T_2}{R_{12}}$ avec $R_{12} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi\lambda L}$ et être représentée par le schéma électrique équivalent suivant :

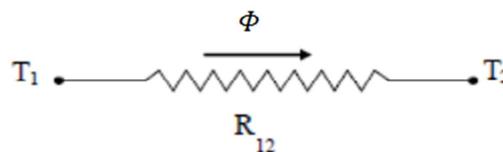


Fig.II.8.Schéma électrique équivalent d'un cylindre creux

II.5.4.Cylindre creux multicouches

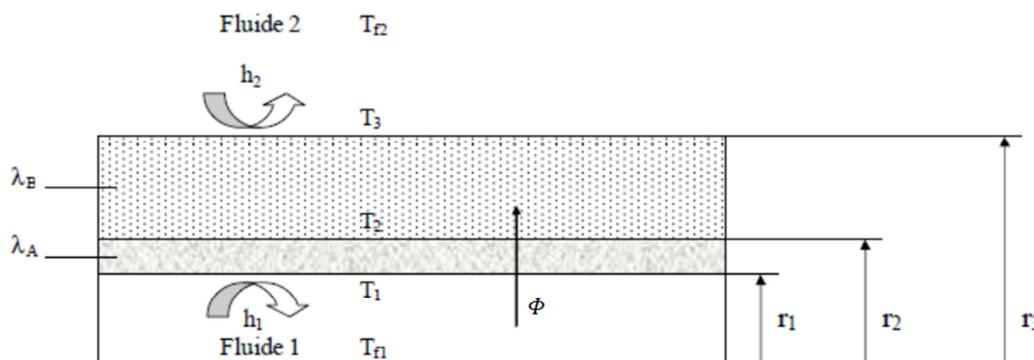


Fig.II.9.Schéma des transferts dans un cylindre creux multicouches

C'est le cas pratique d'un tube recouvert d'une ou plusieurs couches de matériaux différents et où l'on ne connaît que les températures T_{f1} et T_{f2} des fluides en contact avec les faces interne et externe du cylindre ; h_1 et h_2 sont les coefficients de transfert de chaleur par convection entre les fluides et les faces interne et externe.

En régime permanent, le flux de chaleur Φ se conserve lors de la traversée des différentes couches et s'écrit :

$$\Phi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 2\pi r_1 L} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi \lambda_A L} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi \lambda_B L} + \frac{1}{h_2 2\pi r_2 L}} \quad (\text{II.16})$$

ce qui peut être représenté par le schéma électrique équivalent suivant :

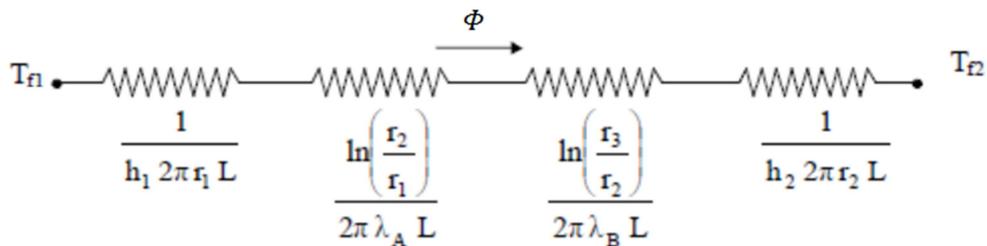


Fig.II.10.Schéma électrique équivalent d'un cylindre creux multicouches

II.6.Rayonnement (radiation) :

II.6.1.Définition :

Dans la transmission de chaleur par rayonnement, le transfert thermique s'effectue par des vibrations électromagnétiques qui se propagent en ligne droite sans aucun support de matière. Le rayonnement peut être décomposé en radiations monochromatiques qui concernent une longueur d'onde déterminée. Aux températures des applications industrielles, le rayonnement est surtout constitué par de l'infrarouge.

Le flux de chaleur transmis par rayonnement peut être exprimé par l'équation suivante (Stephen Boltzmann) : [07]

$$\Phi = S \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (\text{II.17}) \quad \text{où } \sigma \text{ est la constante de Stefan - Boltzmann et } \epsilon \text{ l'émissivité.}$$

II.6.2.Propriétés du rayonnement calorifique

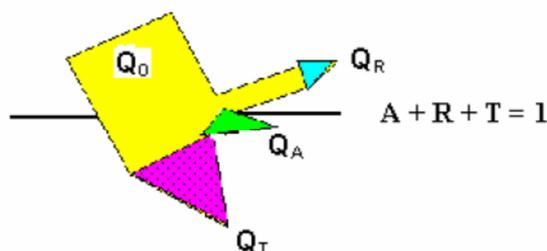


Fig.II.11.Le flux par rayonnement.

Si toute l'énergie incidente est absorbée, le corps est appelé corps noir ou radiateur intégral. Si une partie de l'énergie est absorbée, mais que cette partie est constante quelle que soit la longueur d'onde de l'énergie incidente, on dit que l'on a affaire à un corps gris (dans le cas contraire, à un corps coloré).

Si la proportion d'énergie absorbée est indépendante de l'angle d'incidence du rayonnement reçu, on dit que le corps est mat (dans le cas contraire, on dit qu'il est poli).

Si aucune énergie ne traverse le corps, on dit que ce dernier est opaque (le contraire de transparent).

II.7. Evaluation de la température du sol

L'évaluation du potentiel de l'utilisation de la géothermie de surface et de la technologie appropriée pour son exploitation, passe par la détermination des variations, le long de l'année, de la température du sol à différentes profondeurs et pour différentes localités.

Ces variations sont obtenues à l'aide d'une modélisation simple utilisant les propriétés du sol et les températures ambiantes.

Dans la géothermie de surface, on s'intéresse aux quelques premiers mètres en dessous de la surface du sol. De ce point de vue, le sol peut être considéré comme un milieu semi-infini et le problème supposé monodimensionnel. Le mode de transfert de chaleur dominant est la conduction. En supposant un milieu homogène, l'équation instationnaire de la chaleur dans ce cas s'écrit:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (\text{II. 18})$$

T : Température du sol, fonction de t et de z (°C)

t : Temps (s)

x : Profondeur en dessous de la surface du sol (m)

α : Diffusivité thermique (m^2/s)

La solution de l'équation de la chaleur avec les conditions initiales et aux limites introduites ci-dessus, donne la distribution spatio-temporelle suivante de la température du sol:

$$T(x, t) = T_{moy} + A \exp(-x/d) \times \cos(\omega(t - t_0) - x/d) \quad (\text{II.19})$$

ω : Fréquence angulaire égale à 0.0172 rad/jour, ce qui correspond à une période de 365 jours.

T_{moy} : Température moyenne annuelle

A : Amplitude de la variation de température

t_0 : Jour de l'année où la température est maximale.

d représente la profondeur de pénétration (m) de l'onde de chaleur dans le sol. Elle est donnée par:

$$d = \sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}} \quad (\text{II. 20})$$

Donc, il suffit de connaître la diffusivité thermique du sol, pour pouvoir évaluer la température du sol en fonction du temps et de la profondeur. Les paramètres T_{moy} , A, ω et

t_0 étant obtenus par lissage des données de la température ambiante. La diffusivité dépend de la nature du sol.

II.7.1. Gradient thermique à Tizi ousou :

La figure ci-dessous nous donne le gradient géothermique à Tizi-Ouzou ; qui indique la variation de température en fonction de la profondeur et cela pour le 21 Mars, 21 juin, 21 septembre et 21 décembre. On remarque que la température est constante au delà de 9 m de profondeur et elle vaut 17,4 °C

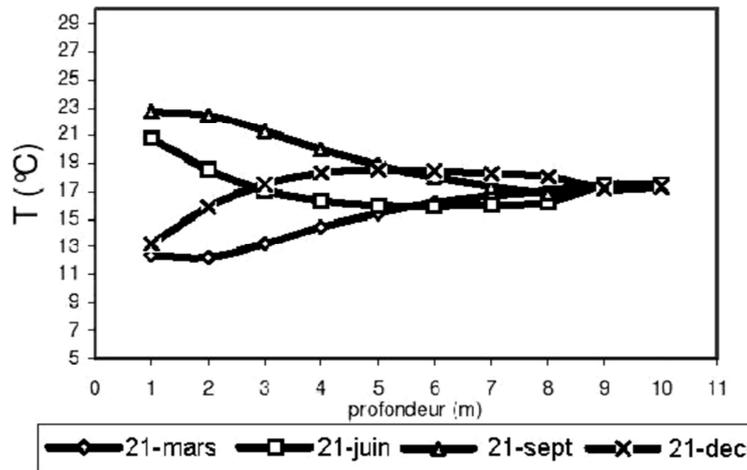


Fig.II.12. Gradient géothermique à Tizi-Ouzou

II.8. Les échangeurs de chaleur :

II.8.1. Principe général :

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ; ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid.

Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi d'où le nom de l'appareil. Le principal problème consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. On vient de le dire, la quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres. Ce qui rend une étude précise de ces appareils, assez complexe. Les flux de chaleur transférés vont aussi dépendre :

- des températures d'entrée,
- des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique),
- des coefficients d'échange par convection.

II.8.2. Les différents types d'échangeurs

Il existe différents types d'échangeurs parmi eux :

II.8.2.1. Tube simple :

C'est tout simplement un tuyau dans lequel circule un fluide ; ce tuyau étant situé à l'intérieur d'un solide ou plongé dans un autre fluide supposé immobile et porté à une température uniforme.

II.8.2.2. Echangeur plan :

Il s'agit du radiateur dans lequel un fluide circule généralement à l'aide d'une pompe ; ce radiateur échange de la chaleur avec l'air supposé être à une température uniforme.

II.8.2.3. Echangeurs à tubes et calandres :

C'est de loin le type d'échangeur le plus répandu ; mais la part qu'il représente ne cesse de diminuer au profit de configurations plus efficaces. Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans un réservoir autour de tubes qui le traversent tandis que l'autre fluide circule à l'intérieur des tubes. Le modèle le plus simple sera constitué d'un réservoir dans lequel sera plongé un serpentin. Le modèle le plus courant est constitué d'un faisceau de tubes traversant un réservoir de manière longitudinale. On parle alors d'échangeur multitubulaire. Des parois bien placées permettent de forcer la circulation du fluide à travers les tubes de manière à ce qu'il effectue un ou même plusieurs allers-retours.

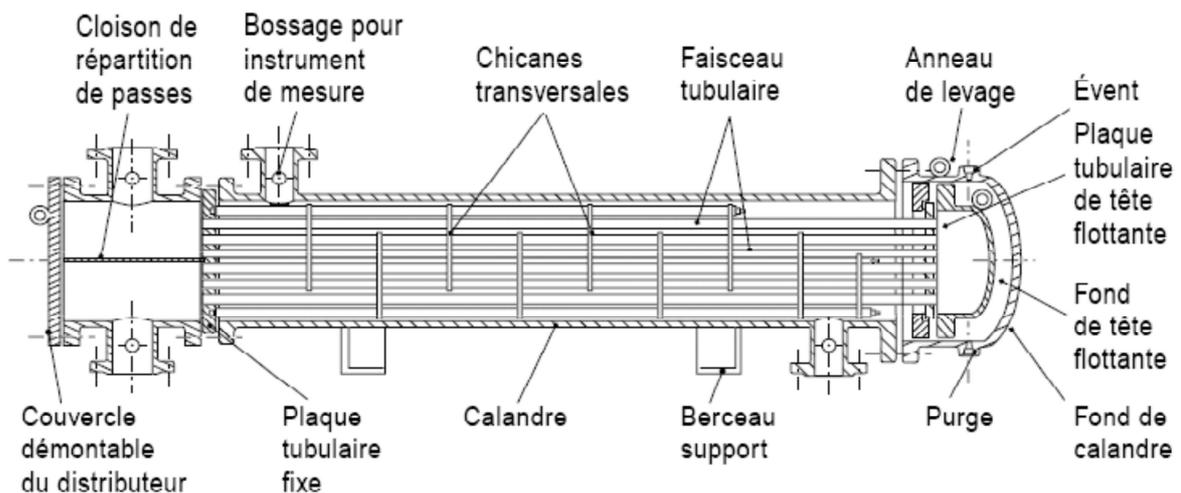


Fig.II.13.échangeur a tube et à calandre

II.8.2.4. Echangeurs tubulaires coaxiaux :

Dans cette configuration, l'un des fluides circule dans le tube central tandis que l'autre circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes.

On distingue deux types de fonctionnement selon que les 2 fluides circulent dans le même sens ou en sens contraire.

Dans le premier cas on parle de configuration en co-courant (parfois appelé à tort en parallèle).

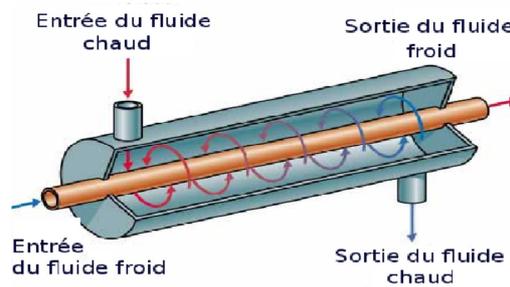


Fig.II.14.Échangeur coaxial

Dans le deuxième cas, on parle de configuration en contre-courant. On trouve assez souvent ce type d'échangeurs dans l'industrie frigorifique, en particulier pour les condenseurs à eau ou encore les groupes de production d'eau glacée.

II.8.2.5. Echangeurs à courants croisés :

Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans une série de tubes tandis que l'autre fluide circule perpendiculairement autour des tubes. Dans la plupart des cas, c'est un liquide qui circule dans les tubes tandis que c'est un gaz qui circule autour. Les tubes sont presque toujours munis d'ailettes qui permettent d'augmenter le flux de chaleur échangée en augmentant la surface d'échange. L'exemple type de ce modèle d'échangeur est le radiateur de refroidissement qu'on trouve à l'avant de la plupart des véhicules à moteur.

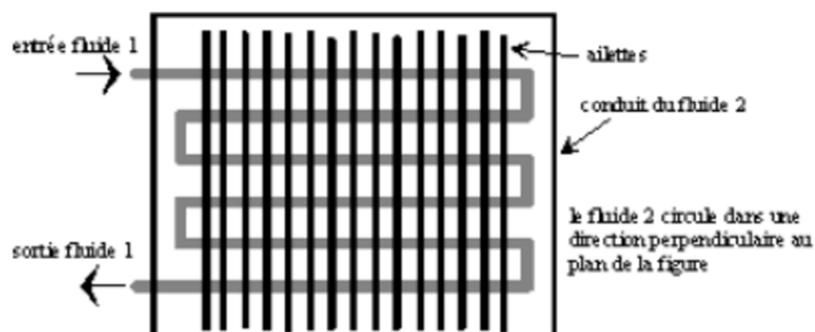


Fig.II.15.Echangeur à courant croisé

II.8.2.6. Echangeurs à plaques

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques fermées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter plaques successifs.

Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques. L'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, on voit bien que ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est particulièrement utile lorsque des puissances importantes sont mises en jeu.

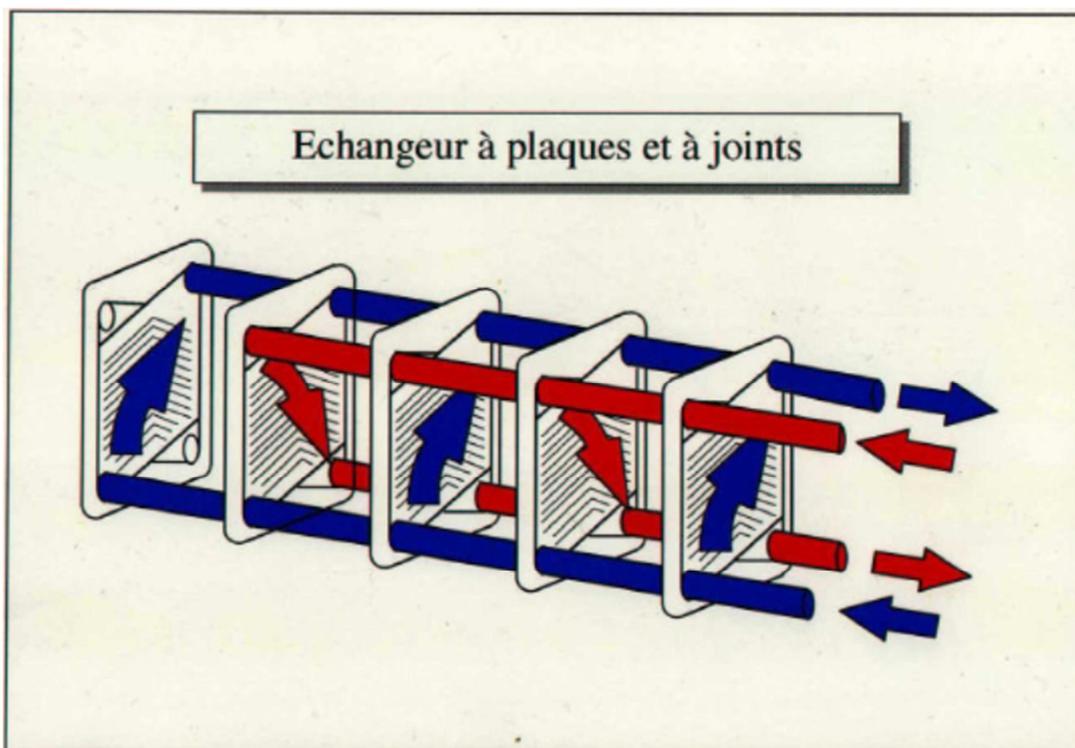


Fig.II.16.Echangeurs à plaques

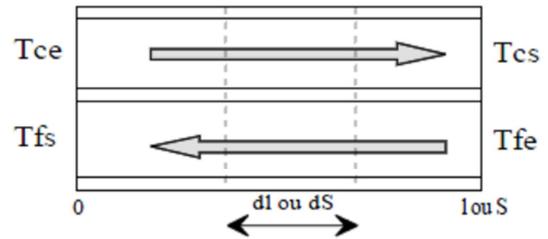
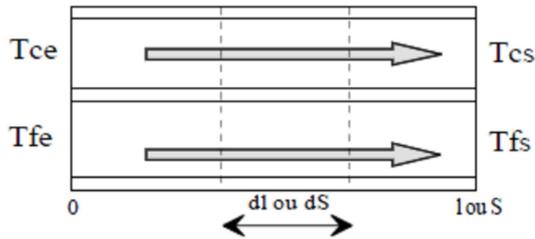
II.8.3.Calcul d'un échangeur de chaleur à plaques ou coaxial

Que ce soit un échangeur à plaque ou à tubes coaxiaux, les équations mises en jeu sont similaires. Seules les résistances thermiques changent.

C'est la situation où deux fluides circulent l'un par rapport à l'autre afin d'assurer des transferts d'énergie.

Les deux fluides, froid (indice f) et chaud (indice c), peuvent circuler parallèlement, dans le même sens ou en sens contraire (contre courants). (voir figures ci-après).

Les variations de température dans les fluides sont alors très différentes selon la configuration de l'échangeur.



Avec : T_{fe} : Température d'entrée du fluide froid.
 T_{fs} : Température de sortie du fluide froid.
 T_{ce} : Température d'entrée du fluide chaud.
 T_{cs} : Température de sortie du fluide chaud.

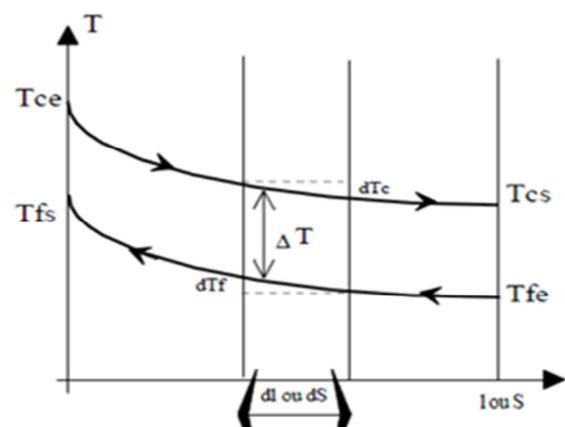
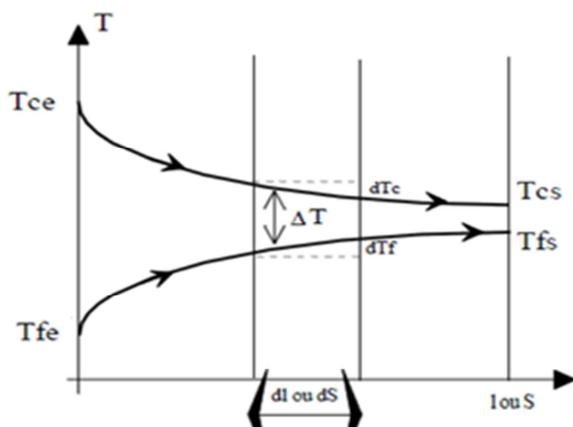


Figure. II.17.A. Echangeur à courant parallèle

Figure. II.17.B. Echangeur à contre courant

II.8.3.1. Les équations d'échange

Pour les échangeurs à plaque ou à tubes, à contre courant ou à même sens de circulation, le flux échangé pour un élément s'écrit :

$$d\Phi = K dS (T_c - T_f) \quad \text{Pour un échangeur plan} \quad (\text{II. 21})$$

$$\text{Ou } k dx (T_c - T_f) \quad \text{Pour un échangeur à tubes} \quad (\text{II. 22})$$

K et k étant respectivement les conductances surfaciques ou linéiques.

Dans ce document nous n'évoquerons que l'échangeur à plaques en sachant que tous les résultats peuvent être transposés à l'échangeur à tubes.

II.8.3.2. Méthode du DTLM (Différence de Température Logarithmique Moyenne)

Bilan d'un élément de la surface dS

- quantité de chaleur perdue par le fluide chaud

$$d\Phi = -\dot{m}_c C_c dT_c \quad (\text{II. 23})$$

- quantité de chaleur gagnée par le fluide froid

$$d\Phi = \pm \dot{m}_f C_f dT_f \quad (\text{II. 24})$$

(- pour un écoulement à contre courant et + pour un écoulement à courant de même sens)

- flux transmis par la plaque du fluide froid

$$d\Phi = KdS(T_c - T_f)$$

Le bilan s'écrit :

$$d\Phi = KdS(T_c - T_f) = -\dot{m}_c C_c dT_c = \pm \dot{m}_f C_f dT_f$$

En exprimant, à partir des 2 deuxièmes termes, l'écart de température on obtient :

$$d\Phi = \frac{dT_c}{\frac{-1}{\dot{m}_c C_c}} = \frac{dT_f}{\frac{\pm 1}{\dot{m}_f C_f}} = -\frac{d(T_c - T_f)}{\frac{1}{\dot{m}_c C_c} \pm \frac{1}{\dot{m}_f C_f}}$$

$$Kds(T_c - T_f) = -\frac{d(T_c - T_f)}{A} \text{ avec } A = \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \pm \frac{1}{\dot{m}_f C_f}$$

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -AKdS$$

$$[\ln \Delta T]_e^s = -AKS$$

$$\rightarrow A = \frac{1}{KS} \ln \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}$$

Le flux échangé pour l'élément dS s'écrit :

$$d\Phi = -\frac{d(T_c - T_f)}{A}$$

$$[\Phi]_e^s = \frac{1}{A} (\Delta T_e - \Delta T_s)$$

En remplaçant A par sa valeur on obtient le flux total échangé :

$$\Phi = KS \frac{(\Delta T_e - \Delta T_s)}{\ln \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}} = KS \Delta T_{LM} \quad (\text{II. 25})$$

ΔT_{LM} est la moyenne logarithmique des températures.

La méthode DTLM si elle est simple à mettre en œuvre demande la connaissance des quatre températures ... or seules les deux températures d'entrée des fluides sont généralement connues.

Dans le cas des échangeurs plus élaborés, la quantité ΔT_{LM} que nous avons vu jusqu'ici ne représente plus exactement l'écart de température logarithmique moyen mais on le calcule toujours d'après l'expression $\Delta T_{LM} = \frac{(\Delta T_e - \Delta T_s)}{\ln \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}}$.

Issue de l'étude des échangeurs contre courant, l'expression du flux échangé à considérer dans le cas général, est alors corrigée par l'intermédiaire d'un facteur correctif F et devient :

$$\Phi = \mathbf{K S F} \Delta T_{LM}$$

Les valeurs du coefficient de correction sont données sur des abaques paramétrées par les grandeurs P et R suivantes :

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

$$B = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}}$$

II.8.3.3.Méthode du NUT (Nombre d'Unité de Transfert)

II.8.3.3.1Principe

Cette méthode s'appuie sur la notion d'efficacité. En effet si l'on peut calculer ou mesurer l'efficacité d'un échangeur, connaissant le flux maximal échangeable Φ_{max} , on peut obtenir le flux réel échangé $\Phi_{réel}$.

Dans le cas où les deux fluides ont même débit et même chaleur massique, le flux maximum échangeable s'écrit :

$$\Phi_{max} = \dot{m}c(T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II. 26})$$

Si les deux fluides ont des débits et chaleur massique différents, ce flux est alors

$$\Phi_{max} = (\dot{m}c)_{min}(T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II. 27})$$

Le flux réel s'obtient alors simplement par l'efficacité ε de l'échangeur, comme :

$$\Phi_{réel} = \Phi_{max}\varepsilon \quad (\text{II. 28})$$

Nombre d'unités de transfert : On appelle nombre d'unités de transfert, le nombre sans dimension

$$NUT = \frac{KS}{(\dot{m}c)_{min}} \quad (\text{II. 29})$$

Facteur de déséquilibre :

$$B = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Le tableau ci-dessous donne les relations entre les nombres d'unité de transfert (NUT) et l'efficacité d'un échangeur, contre courants et à Co-courants.

Echangeur Co-courant	Echangeur contre-courant
$NUT = \frac{1}{1+B} \ln[1 - (1+B)\varepsilon]$ $\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1+B)]}{1+B}$	$NUT = \frac{1}{1-B} \ln \frac{1 - \varepsilon B}{1 - B} \quad B \neq 0$ $NUT = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad B = 1$ $\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-B)]}{1 - R \exp[-NUT(1-B)]} \quad B \neq 1$ $\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT}$

TABLEAU .II.1. Correspondance de NUT et ε

Généralement, les débits et natures des deux fluides sont connus. Les températures d'entrée des deux fluides sont connues. Reste à estimer l'efficacité de l'échangeur.

Son calcul est simple pour des échangeurs simples (tube, plan, etc....) ; par contre, pour des formes complexes son calcul analytique devient impossible. Seule l'expérimentation est susceptible de donner des résultats fiables.

II.8.4. Condenseurs

Dans un condenseur, la phase liquide du fluide frigorigène apparaît dès que la température de la surface de refroidissement devient inférieure à la température de saturation du fluide frigorigène sous la pression de condensation. Ceci se produit à une distance très faible de l'entrée du condenseur, pratiquement dès le début s'il s'agit d'un condenseur à eau. On peut ainsi observer, quasiment dès l'entrée de l'échangeur, la présence contre la paroi froide, d'une mince couche de liquide sur la surface de laquelle un film de vapeur saturée se condense.

On peut dès lors considérer que la température du fluide frigorigène est constante et égale à la température de condensation. Si l'on admet que le coefficient global de transfert h est constant, le profil des températures a l'allure suivante :

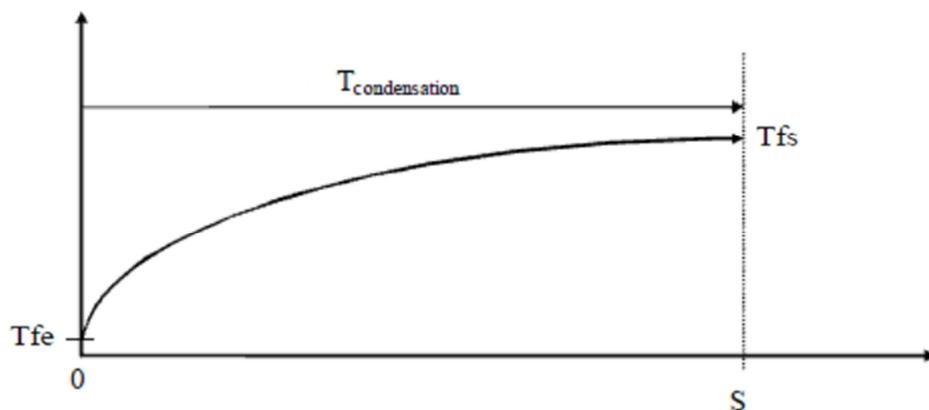


Fig.II.18. Evolution des températures dans un condenseur

II.8.4.Évaporateurs

Dans ce type d'échangeur, l'évaporation se produit à l'extérieur des tubes, Si la perte de charge due à la circulation du fluide frigorigène est négligeable, la température de ce fluide est constante tout au long de l'évaporateur et égale à la température d'évaporation :

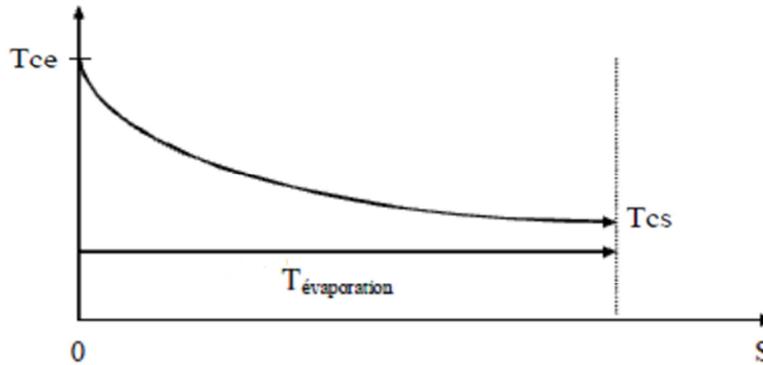


Fig.II.19.Evolution des températures dans un évaporateur

II.9.Conclusion :

Ce chapitre a été consacré à la présentation des définitions des modes de transfert de chaleur et les méthodes de calcul des échangeurs permettant de réaliser les différents transferts thermiques. Nous avons rappelé la méthode de détermination des variations, le long de l'année, de la température du sol à différentes profondeurs.

Pour notre étude nous avons opté pour un échangeur tube simple dimensionné avec la méthode d'Ashrae qui va être introduite au chapitre IV .

Chapitre III : Evaluation des besoins de l'habitation

III.1.Introduction :

Le confort physiologique de l'homme nécessite le maintien d'une température constante comprise entre 18 °C à 20°C en période hivernale, dite de confort.

Pour ce faire, nous dressons dans ce chapitre le bilan thermique hivernal d'une maison individuelle, basé sur la température de confort et celle du milieu extérieur, fournie par la station météorologique couvrant la région où sera implantée la maison.

III.2.Calcul des besoins d'un local

Les déperditions calorifiques sont égales au flux de chaleur sortant d'un local, par transmission de chaleur à travers les parois et renouvellement d'air. Pour le calcul, nous avons opté pour la méthode allemande DIN 4701.

III.2.1.Déperdition par transmission surfacique

La norme 4701 fait la distinction, pour un local déterminé, entre pertes calorifiques par transmission et besoins calorifiques correspondant à ces mêmes pertes. Les pertes calorifiques par transmission résultent de la somme des pertes par transmission globale de tous les éléments de l'enveloppe d'un local à la plus faible température extérieure. Mais d'autres facteurs d'influence sont introduits sous forme de majorations.

On déduit les besoins calorifiques à ces pertes, en multipliant celles-ci par un coefficient de majoration Z, qui contient les majorations partielles suivantes : Z_u, Z_A, Z_H .

$$\Phi = KS(T_i - T_e)(1 + Z_A + Z_u + Z_H) \quad (\text{III. 1})$$

K : coefficient de transmission surfacique de la paroi [$\text{w}/\text{m}^2\text{°C}$].

T_i : Température intérieure de base [°C].

T_e : Température extérieure de base [°C].

Z_A : Coefficient de majoration tenant compte du taux d'utilisation du chauffage.

Z_u : Coefficient de majoration tenant compte de la nature du site où est implanté le local.

Z_H : Coefficient de majoration ou de minoration tenant compte de l'orientation de la paroi.

III.2.2.Les majorations

Toutes les majorations sont appliquées aux déperditions calorifiques par transmission dans tout le local. Une caractéristique importante pour les propriétés d'un local en matière de chauffage, est le coefficient désigné par la lettre D.

Physiquement, ce coefficient D peut être regardé comme la perméabilité moyenne de l'ensemble des éléments de l'enveloppe d'un local.

Un coefficient D élevé signifie un mauvais isolement calorifique, donc de grandes surfaces de murs extérieurs, avec une faible valeur d'isolement et une forte proportion de fenêtres. A contrario, un petit coefficient D indique un bon isolement calorifique et une faible proportion de surfaces extérieurs, cédant de la chaleur, par apport aux surfaces d'enveloppe des locaux.

Le coefficient D d'un local se calcule par la formule :

$$D = \frac{\Phi_s}{S_{tot}(T_i - T_e)} \quad [w/m^2 \cdot ^\circ C] \quad (III. 2)$$

S_{tot} : Surface totale de toutes les enveloppes des locaux, donc des murs extérieurs avec les fenêtres, des murs intérieurs avec les portes, du plancher et de la couverture.

Si un local ne perd de la chaleur qu'à travers ses murs extérieurs, le coefficient D peut également s'écrire :

$$D = \frac{K_m S_a (T_i - T_e)}{S_{tot} (T_i - T_e)} = K_m \frac{S_a}{S_{tot}} \quad (III. 3)$$

S_a : Surface des murs extérieurs, fenêtres comprises.

K_m : Coefficient de transmission global moyen des parois extérieures.

Pour ce cas particulier, c'est-à-dire pour des déperditions calorifiques à travers les seules parois extérieures, l'expression du coefficient D prend une forme particulièrement simple. D dépend uniquement du coefficient de transmission global moyen des parois extérieures et du rapport, surface des parois extérieures sur la surface totale des enveloppes des locaux. On reconnaît là nettement, que D a le caractère (et également la dimension) d'un coefficient de transmission global. Pour Z_D (avec $Z_D = Z_U + Z_A$).

Mode d'exploitation	Coefficient D	0.1à0.29	0.30à0.69	0.70à1.49	1.5
1	Exploitation réduite	7	7	7	7
2	Interruption de 9 à 12h de durée	20	15	15	15
3	Interruption de 12 à 16h de durée	30	25	20	15

Tableau.III.1.valeur du coefficient de transmission D

III.2.3.La majoration Z_H pour orientation

Pour l'appréciation de l'orientation d'un local, il faut retenir pour des locaux encastrés sur trois faces la position de la paroi extérieure et pour des locaux d'angle, la direction du coin de la maison. Pour des pièces avec trois ou quatre faces extérieures, il faut prendre pour chacune d'elle la majoration la plus élevée. Pour des parties de bâtiments sans influence solaire directe (cours étroites, trémies d'éclairage) le coefficient de majoration pour l'orientation est supprimé.

orientation	S	SW	W	NW	N	NE	E	SE
majoration Z_H	-5	-5	0	+5	+5	+5	0	-5

Tableau.III.2.valeurs du coefficient de majoration « Z_H » pour différentes orientations

III.2.4.Les besoins calorifiques pour les pertes par infiltration

La quantité d'air qui pénètre sous l'effet du vent dans un local, par les jointures des portes et fenêtres fermées, dépend des dimensions des zones non étanches des parties de la maison exposée au vent, et des différences de pression entre l'extérieur et l'intérieur. Sur la face extérieure, règne dans le cas le plus défavorable-direction du vent perpendiculaire- une pression dynamique correspondant à la vitesse du vent ; à l'intérieur, il s'établit une pression qui est influencée par la résistance à l'écoulement du volume d'air introduit, ainsi que par une éventuelle dépression sur les faces de l'immeuble non touchées par le vent. A cet égard, les maisons individuelles isolées se comportent différemment des maisons alignées ou des bâtiments d'un étage avec plusieurs appartements complètement séparés.

Pour caractériser les particularités d'un immeuble, dues à sa situation, son lieu et son mode de construction, on se sert de la « caractéristique d'immeuble » H. les résistances à l'écoulement de l'air sont concrétisées par une « caractéristique de local » R. Si l'on tient compte également dans H de la chaleur spécifique de l'air et des conditions spéciales des pièces d'angle par un facteur de majoration Z_E , les besoins calorifiques pour compenser les pertes par ventilation peuvent être calculés par l'équation suivante :

$$\Phi_1 = \sum(al)RH (T_i - T_e) Z_E \quad [\text{Kcal/h}] \quad (\text{III. 4})$$

Avec: $\sum(al)$: La perméabilité des fenêtres et portes au vent.

R : la caractéristique de local.

H : la caractéristique d'immeuble.

$(T_i - T_e)$: La différence de températures entre l'air intérieur et extérieur.

Z_E : Le facteur de majoration pour fenêtres d'angle.

Perméabilité des joints « a » par mètre de longueur de joint [m^3/h]

Fenêtres en bois et en matière synthétique	Fenêtres simples	3.0
	Fenêtres composés	2.5
	Fenêtres doubles et fenêtres simples avec étanchéité garantie	2.0
Fenêtres en acier et fenêtres métalliques	Fenêtres simple	1.5
	Fenêtres composés	1.5
	Fenêtres doubles et fenêtres simples avec étanchéité garantie	1.2
Portes intérieures	Non étanches (sans seuil)	4.0
	Étanches avec seuil	1.5
Portes extérieures	Comme les fenêtres	

Tableau.III.3. perméabilités des joints

Caractéristiques d'immeuble H

Puissance du vent	Nature du site	Maison d'alignement	Maison individuelle
Région normale	Site protégé	0.24	0.34
	Site découvert	0.41	0.58
	Site particulièrement découvert	0.60	0.84
Région à vent fort	Site protégé	0.41	0.58
	Site découvert	0.60	0.48
	Site particulièrement découvert	0.82	1.13

Tableau.III.4. valeur de la caractéristique d'immeuble « H »

En ce qui concerne la situation d'un local par rapport à l'action du vent, on distingue trois cas :

- site protégé: c'est le cas des centres des villes, de construction serrée, à condition que les immeubles ne dépassent pas sensiblement leur voisinage.

- site découvert : c'est le cas des maisons dans les cités où les ensembles de bâtiments sont clairsemés, ainsi qu'en ville des maisons élevées, dépassant nettement leur voisinage.

- site exceptionnellement découvert : c'est le cas des maisons isolées construites sur des hauteurs, sur des bandes côtières sans arbres ainsi que les rives dénudées de larges fleuves ou grands lacs.

Caractéristique du local « R » : Pour des locaux avec des fenêtres et des portes de dimensions, de longueur de joints est d'un nombre courants, on prendra pour ce coefficient les valeurs suivantes :

Rapport de surface	Fenêtres en bois ou en matière synthétique		Fenêtres en acier et fenêtres métalliques		Caractéristique de la maison
	Portes intérieures		Portes extérieures		
	étanches	Non étanches	étanches	Non étanches	
S_E/S_P	< 1.5	< 3	< 2.5	< 6	R=0.9
S_E/S_P	1.5 ... 3	3.....9	2.5.....6	6.....20	R=0.7

Tableau.III.5.valeurs de la caractéristique du local « R »

Avec : S_E : surface de fenêtres et portes extérieures au vent.

S_P : surface des portes exposées au vent.

Pour les portes coulissantes, on prend R=1

Majoration pour fenêtres d'angle Z_E :

Ce facteur n'est à envisager que pour des fenêtres et portes situées immédiatement dans l'angle de deux murs extérieurs contigus. Dans ce cas : $Z_E = 1.2$.

Pour toutes autres fenêtres et portes, on a donc : $Z_E = 1$

III.3.Définitions de base :

Local : Un local est un volume totalement séparé de l'extérieur ou d'autres volumes par des parois fixes ou mobiles.

Espace chauffé : est considéré comme local chauffé, un local ou un volume fermé chauffé à une température supérieure à 12°C en période d'occupation.

Paroi transparente ou translucide : paroi dont le facteur de transmission lumineuse (hors protection mobile éventuelle) est égal ou supérieur à 0.05. Dans le cas contraire elle est dite opaque.

Paroi verticale ou horizontale : une paroi est dite verticale lorsque l'angle de cette paroi avec le plan horizontal est supérieur ou égal à 60 degrés, elle est dite horizontale lorsque cet angle est inférieur à 60 degrés.

Flux thermique en W : quantité de chaleur transmise à (ou fournie par) un système, divisée par le temps.

Conductivité thermique en W/m.K : flux thermique par mètre carré, traversant un mètre d'épaisseur de matériau pour une différence de température d'un kelvin entre les deux faces de ce matériau.

Coefficient de déperdition par transmission K, en W/K : flux thermique cédé par transmission entre l'espace chauffé et l'extérieur, pour une différence de température d'un kelvin entre les deux ambiances. Les températures intérieure et extérieure, sont supposées uniformes.

Coefficient de transmission surfacique K, en W/ m².K: flux thermique en régime stationnaire par unité de surface, pour une différence de température d'un kelvin entre les milieux situés de part et d'autre d'un système.

Resistance thermique R, en m².K/W : inverse du flux thermique à travers un mètre carré d'un système pour une différence de température d'un kelvin entre les deux faces de ce système.

Plancher bas : paroi horizontale (angle < 60°) donnant sur un local chauffé uniquement sur sa face supérieure.

Plancher intermédiaire : paroi horizontale (angle < 60°) donnant, sur ses faces inférieures et supérieures, sur des locaux chauffés.

Plancher haut : paroi horizontale (angle < 60°) donnant sur un local chauffé uniquement sur sa face inférieure.

III.4.Situation géographique :

Ville de Tizi-Ouzou, latitude 36°43' Nord, Longitude 4°03' Est,

Altitude (Alt) :230m

Par rapport à la direction du vent, le site est considéré découvert ; la profondeur de la nappe phréatique est d'environ 8m.

III.5. Données climatiques :

mois	jan	fév	mars	avr	mai	juin	juil	aout	sept	oct	nov	dec
T°moyennes maximales	15.4	16.8	19.9	21.7	26.2	31.8	35.7	36.2	31.8	26.9	18.8	16.2
T°moyennes minimales	5.9	6.5	8.7	10.1	10.0	18.0	20.8	21.8	15.6	10.4	10.8	6.9
T°moyennes mensuelles	10.1	10.8	13.4	15.5	19.4	24.6	27.4	28	24.5	20.3	14.4	11.1
$\Delta T(^{\circ}C)$	9.5	10.3	11.2	11.6	16.2	13.8	14.9	14.4	16.2	16.5	8	9.3

Tableau .III.6. températures moyennes mensuelles de l'air en °C enregistrées à Tizi-Ouzou (période 1989-2009)

III.6. Conditions de base intérieures

Les conditions de base intérieures visent à créer dans les locaux, où les hommes cherchent un refuge contre les conditions météorologiques, un climat favorable qui doit correspondre au mieux aux besoins physiologiques et de confort thermique du corps humain.

Actuellement, on peut considérer que la sensation de confort dépend essentiellement des facteurs suivants : la température ; humidité de l'air ; l'activité de l'individu ; la pureté et la filtration de l'air.

Calcul du coefficient de transmission surfacique pour les différentes parois constituant la maison :

III.6.1. Murs extérieurs

N°	Constituant	Epaisseur e(m)	λ $w/m^2^{\circ}C$
1	Enduit en ciment	0.02	1.2
2	brique	0.10	0.78
3	Lame d'air	0.05	0.08
4	brique	0.10	0.78
5	plâtre	0.03	0.35

Tableau.III.7. valeurs de « λ » et « e » pour différents constituants des murs extérieurs

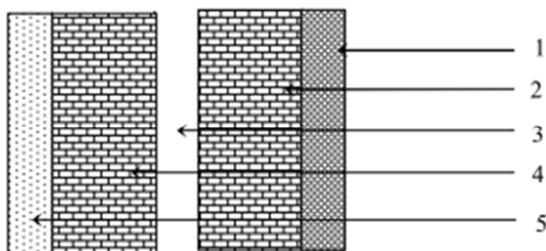


Fig.III.1. Mur extérieur : $K=0.87W/m^2^{\circ}C$

III.6.2.Mur intérieur

N°	Constituant	Epaisseur e(m)	λ w/m ² °C
1	plâtre	0.03	0.35
2	brique	0.10	0.78
3	plâtre	0.03	0.35

Tableau.III.8.valeurs de « λ » et « e » pour différents constituants des murs intérieurs

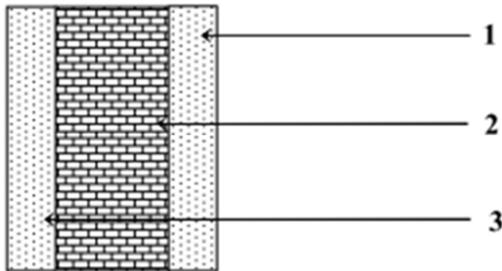


Fig.III.2.Mur intérieur : K=1.92 W/m²°C

III.6.3.Plancher haut

N°	Constituant	Epaisseur e(m)	λ w/m ² °C
1	Couche de gravier Plus bitume	0.02	0.45
2	Béton armé	0.04	1.3
3	Hourdis	0.16	0.69
4	Plâtre	0.03	0.35

Tableau .III.9.valeurs de « λ » et « e » pour différents constituants du plancher haut

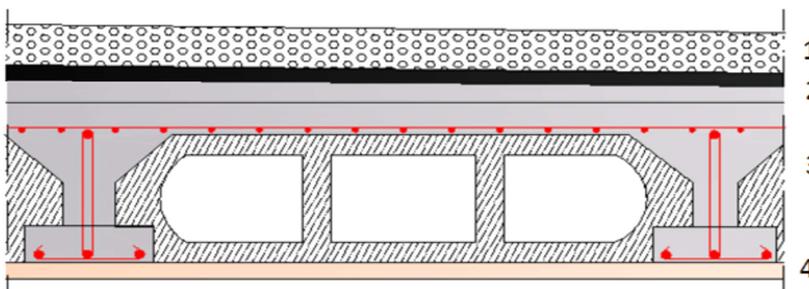


Fig.III.3.Plancher haut

K=1.36 W/m²°C

III.6.4.Plancher bas

N°	Constituant	Epaisseur e(m)	λ w/m ² °C
1	Dalle de sol	0.01	1
2	Mortier de pose	0.02	1.4
3	Chape	0.05	1.924
4	Dalle	0.10	1.279
5	Pré-dalle	0.15	1.27

Tableau .III.10.valeurs de « λ » et « e » pour différents constituants du plancher bas

K=2.40 W/m²°C

Le coefficient de transmission surfacique K recommandés par DIN 4701 pour le cas des portes et des fenêtres sont représentées dans le tableau suivant :

Eléments	Matériaux	K(W/m ² °C)	
	Extérieur en acier	5.0	
	Intérieur en bois	2.0	
	Extérieur en bois	3.0	
	Porte simple	4.0	
	Porte double	2.0	
Fenêtres			
Fenêtres extérieures		bois	acier
Vitrage simple		4.5	5.0
Vitrage double.6mm d'écartement entre les 2 verres		3.1	3.4
Vitrage double.12mm d'écartement entre les 2 verres		2.8	3.1
Fenêtre composée		2.2	3.0
Fenêtre double		2.0	2.8
Imposte-simple dans cadre métallique		5.0	
Imposte-double dans cadre métallique		3.0	
Grandes vitrines. fenêtres à encadrement en béton		5.0	
Fenêtres en pavés de verre creux		2.5	
Fenêtres intérieur			
Fenêtres simples		3.0	
Fenêtres double		2.0	

Tableau.III.11.valeurs de K des portes et fenêtres

L'exécution « bois » s'applique également aux matières synthétiques ; l'exécution « acier » aux métaux non ferreux

III.7.Présentation de la maison :

Il s'agit d'une maison individuelle correspondant aux concepts habituels d'architecture moderne (matériaux, fenêtres, murs, etc.) ; elle est constituée d'un seul bloc en Rez-de-chaussée.

-la maison est munie d'un plancher chauffant.

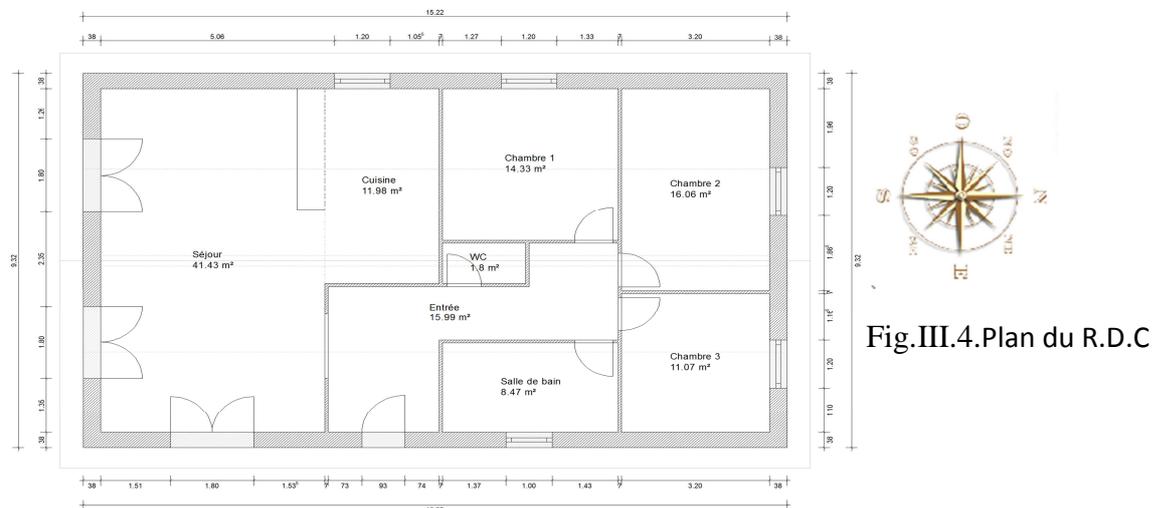


Fig.III.4.Plan du R.D.C

III.8.Calcul des déperditions thermiques

Salle de séjour

Les parois extérieures du local	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Surface (m ²)	Surface déduite (m ²)	Surface calculée (m ²)	Coefficient K (W/(m ²)°C)	Z _A + Z _U	Z _H
Mur ext S	/	9.32	2.90	27.03	8.64	18.39	0.87	0.07	-0.05
Mur ext E	4.84	/	2.90	14.40	3.25	10.79	0.87	0.07	0
Mur ext O	4.84	/	2.90	14.40	/	14.4	0.87	0.07	0
Porte balcon E	1.80	/	2.40	4.32	/	4.32	4.50	/	/
Porte balcon S	/	1.80	2.40	4.32	/	4.32	4.50	/	/
Porte balcon S	/	1.80	2.40	4.32	/	4.32	4.50	/	/
Plancher haut	/	/	/	41.43	/	41.43	1.36	/	/

Tableau III.12. Données des différents apports par transmission dans la salle de séjour.

Chambre1, chambre2, chambre3

Les parois extérieures du local	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Surface (m ²)	Surface déduite (m ²)	Surface calculée (m ²)	Coefficient K (W/(m ²)°C)	Z _A + Z _U	Z _H
Mur ext O	3.80	/	2.90	11.02	1.50	9.52	0.87	0.07	0
Mur ext O	3.20	/	2.90	9.28	/	9.28	0.87	0.07	0
Mur ext N	/	5.02	2.90	14.558	1.50	13.06	0.87	0.07	0.05
Mur ext N	/	3.46	2.90	10.034	1.50	8.53	0.87	0.07	0.05
Mur ext E	3.20	/	1.25	9.28	/	9.28	0.87	0.07	0
F ext N	/	1.20	1.25	1.50	/	1.50	4.50	/	/
F ext N	/	1.20	1.25	1.50	/	1.50	4.50	/	/
F ext O	/	1.20	1.25	1.50	/	1.50	4.50	/	/
Plancher haut	/	/	/	41.46	/	41.46	1.36	/	/

Tableau III.13. Données des différents apports par transmission dans les Chambres 1, 2 et 3.

Salle de bain, w.-c. , entrée, cuisine

Les parois extérieures du local	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Surface (m ²)	Surface déduite (m ²)	Surface calculée (m ²)	Coefficient K (W/(m ²)°C)	Z _A + Z _U	Z _H
Mur ext	2.47	/	2.90	7.16	1.5	5.66	0.87	0.07	0
Mur ext	2.40	/	2.90	6.96	1.89	5.07	0.87	0.07	0
Mur ext	3.80	/	2.90	11.02	0.8	10.22	0.87	0.07	0
Porte ext E	0.93	/	2.04	1.89	/	1.89	5	/	/
Impost E	1.00	/	0.8	0.8	/	0.8	3	/	/
F ext O	1.20	/	1.25	1.5	/	1.5	4.50	/	/
Plancher haut	/	/	/	38.24	/	38.24	1.36	/	/

Tableau III.14. Données des différents apports par transmission dans la salle de bain, les w.c. , l'entrée et la cuisine.

Tableau récapitulatif des déperditions :

	$\Delta T(^{\circ}C)$	flux par transmission	flux par infiltration	Flux total
janvier	14	5156.48	1077.84	6234.32
février	13.5	4972.32	1039.90	6012.22
mars	11.3	4162.02	870.44	5032.46
avril	9.9	3646.37	762.60	4408.67
mai	10	3683.2	770.30	4453.50
octobre	9.6	3535.87	739.49	4275.36
novembre	9.2	3388.54	708.68	4097.22
décembre	13.1	4825	1009.09	5834.09

Tableau III.14. Résultats des apports par transmission

III.9.Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté la méthode utilisée pour le calcul des déperditions thermiques (saison hivernale) qui s'appuie sur la méthode allemande DIN 4701.

Chapitre IV : Dimensionnement de l'installation

IV.1. DIMENSIONNEMENT D'UN PUIT GÉOTHERMIQUE VERTICAL

IV.1.1. Introduction

Le bon dimensionnement d'un puits géothermique vertical en boucle fermée est important. En effet, un surdimensionnement occasionne des coûts supplémentaires tandis qu'un sous dimensionnement peut entraîner des températures de sortie des puits trop faibles (ou trop élevées) entraînant l'arrêt des pompes à chaleur.

Ce chapitre présente un mode d'emploi pour dimensionner convenablement un puits géothermique vertical selon la méthode présentée dans l'ASHRAE Handbook (ASHRAE, 2003b) et modifiée par Bernier (2006).

IV.1.2. Schéma descriptif du système

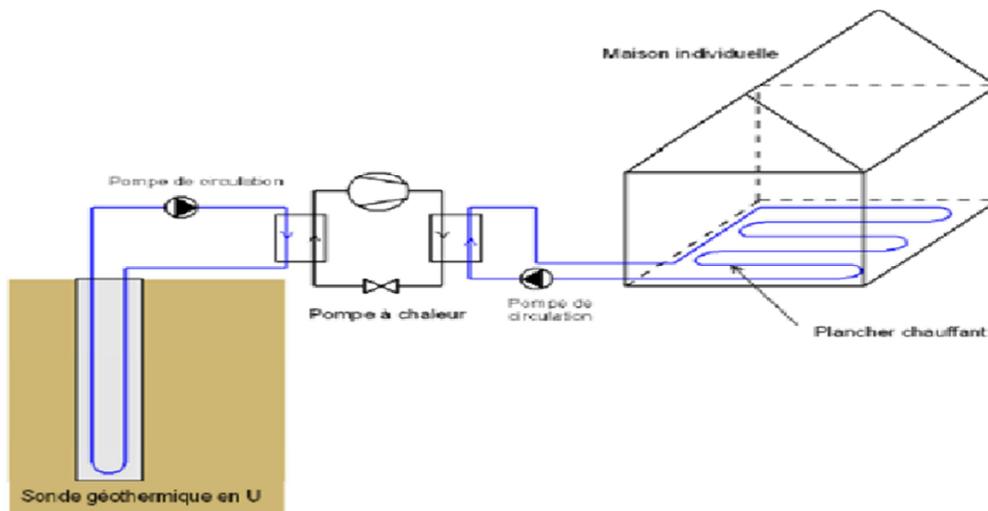


Fig. IV.1. Description du système

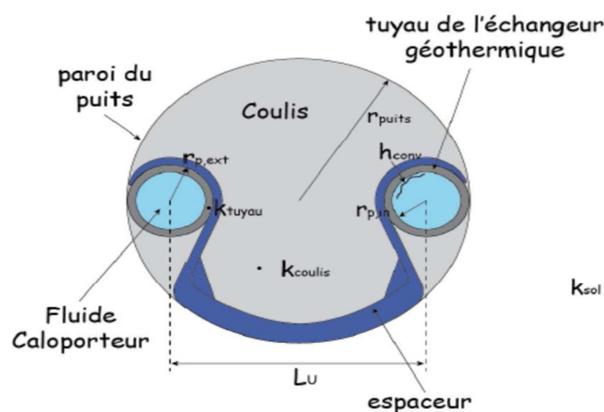


Fig. IV.2. Coupe transversale d'un puits géothermique vertical

IV.1.3.Calcul du coefficient d'échange convectif

IV.1.3.1.Fluide caloporteur et débit massique

Le fluide caloporteur utilisé est le propylène glycol 25% dont la chaleur spécifique C_p est de 3.906 kJ·kg⁻¹·K⁻¹, et la masse volumique est de 1027 kg/m³. Le débit total de fluide caloporteur circulant dans les systèmes géothermiques est généralement déterminé en fonction des besoins thermiques maximaux du bâtiment. Un débit volumique de 0.05 L/s par kW de charge est recommandé.

IV.1.3.2.Calcul du nombre Reynolds

$$Re = \frac{\dot{m}D}{S\mu} = \frac{0.2472 \times 0.0345}{9.35 \times 10^{-4} \times 0.0027} = 3384.92$$

Re > 2500 regime turbulent

IV.1.3.3.Calcul du nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} = \frac{0.0027 \times 3906}{0.4685} = 22.5$$

IV.1.3.4.Calcul du nombre de Nusselt

Le fluide s'échauffe donc on prend n=0.4

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4} = 0.023 \times 3384.92^{0.8} \times 22.5^{0.4} = 53.24$$

$$h = \frac{Nu \lambda}{D} = \frac{53.24 \times 0.4685}{0.0345} = 723 (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1})$$

Caractéristiques du puits géothermique:

Paramètre		
Sol		
Conductivité thermique (W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)		2.2
Diffusivité thermique (m ² /jour)		0.0864
Température du sol non perturbée (°C)		17.4
Puits		
Résistance thermique (m.K.W ⁻¹)		0.082
$r_{p,in}$ (m)		0.01725
$r_{p,ext}$ (m)		0.0211
λ_{tuyaux} (W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)		0.42
r_{puits} (m)		0.075
h_{conv} (W·m ⁻² ·K ⁻¹)		723
L_U (m)		0.1078
λ_{coulis} (W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)		1.61
λ_{sol} (W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)		2.2

IV.1.5.L'équation d'ASHRAE

L'équation présente l'équation recommandée par ASHRAE (2003b) pour dimensionner un système géothermique vertical en boucle fermée.

$$L = \frac{q_h R_b + q_a R_a + q_m R_m + q_h R_h}{(T_g) - \frac{T_{\text{sortie,sol}} + T_{\text{entrée,sol}}}{2}} \quad (\text{IV.1})$$

Où L est la longueur totale de l'échangeur géothermique et T_g est la température non perturbée du sol. (Pour tenir compte de l'interaction thermique entre plusieurs puits on introduit un facteur de correction sur la température non perturbée du sol). Les termes $T_{\text{sortie,sol}}$ et $T_{\text{entrée,sol}}$ sont les températures à la sortie et à l'entrée des puits géothermiques pour les conditions de design. Les termes q_a , q_m et q_h sont, respectivement, la charge thermique moyenne annuelle au sol, la charge thermique moyenne mensuelle pour le mois de design, et la charge thermique horaire de pointe au sol. Les termes R_a , R_m et R_h représentent les résistances thermiques équivalentes du sol pour des périodes respectives de plusieurs années (typiquement 10 ans), un mois et quelques heures. R_b est la résistance thermique équivalente du puits.

L'équation évalue la longueur nécessaire de l'échangeur géothermique pour le pire scénario possible pour trois impulsions thermiques successives. Si par exemple, un système est dimensionné sur un horizon de 10 ans et que la charge horaire de pointe au sol est d'une durée de 6 heures, les trois impulsions successives seront d'une durée de 10 ans suivis de périodes d'un 1 mois et de 6 heures.

IV.1.5.1.Les charges au sol

Les charges thermiques au sol représentent l'énergie puisée dans le sol par les PAC.

Les différentes charges au sol à considérer dans le calcul de la longueur d'un échangeur géothermique (q_a , q_m et q_h) sont obtenues à partir des besoins thermiques horaires du bâtiment et du coefficient de performance (COP) de la (ou des) PAC.

Par convention, dans les explications suivantes, les charges thermiques au sol en chauffage sont considérées positives.

IV.1.5.1.1.Le terme q_h

Les charges thermiques horaires au sol sont calculées à partir des besoins thermiques horaires de chacune des cinq zones:

$$q_j = -\sum_{i=1}^5 Q_{j,i} = -\sum_{i=1}^5 [C_{j,i} \times \left(1 - \frac{1}{COP_{j,i}}\right)] \quad (\text{KW}) \quad (\text{IV.2})$$

q_j : est la charge thermique rejetée (puisée) dans le sol à l'heure j .

$Q_{j,i}$: est la charge thermique rejetée (puisée) dans la boucle thermique par la zone i à l'heure j

$C_{j,i}$: représente les besoins thermiques de la zone i à l'heure j .

$COP_{j,i}$: est le COP de la PAC.

Ce calcul est effectué pour chaque heure de l'année et les valeurs de q_h en chauffage sont obtenues pour chaque mois en prenant les valeurs maximum de chaque mois:

q_h (Chauffage) pour chaque mois = Maximum de q_j durant le mois.

Finalement les valeurs de q_h requises à l'équation sont les valeurs maximum parmi les 12 valeurs mensuelles.

IV.1.5.1.2. Le terme q_m

La valeur de q_m est évaluée de la façon suivante:

$$q_{m,i} = \frac{\sum_{k=1}^n q_{k,i} \Delta T}{n} \quad (\text{IV. 3})$$

Où n est le nombre d'heures dans le mois i et ΔT est le pas de temps des charges du bâtiment (généralement une heure). Le terme $q_{k,i}$ est la charge thermique rejetée (puisée) dans le sol à l'heure k du mois i .

La valeur à utiliser dans l'équation est celle calculée pour le mois où q_h se produit (q_h maximum pour la longueur en chauffage)

IV.1.5.1.3. Le terme q_a

La charge thermique moyenne annuelle correspond au déséquilibre thermique annuel du sol. Il s'agit d'une valeur qui s'applique autant pour le calcul de la longueur en climatisation qu'en chauffage. Pour calculer ce déséquilibre thermique.

$$q_a = \frac{\sum_{i=1}^{8760} q_{h,i} \Delta T}{8760} \quad (\text{IV. 4})$$

Où $q_{m,i}$ est la charge moyenne mensuelle au sol pour le mois i et n_i est le nombre d'heure du mois. Il est important de remarquer que q_a ne se calcule pas simplement en prenant la moyenne des q_m de chaque mois puisque le nombre d'heure diffère d'un mois à l'autre.

IV.1.5.2. Les températures

IV.1.5.2.1. Le terme T_0

La température du sol non perturbé peut être obtenue à partir de différentes sources.

IV.1.5.2.2. Les termes $T_{\text{entrée,sol}}$ et $T_{\text{sortie,sol}}$

Les températures à l'entrée et à la sortie des puits géothermiques ($T_{\text{entrée,sol}}$ et $T_{\text{sortie,sol}}$) sont déterminées pour les conditions de design. La valeur de $T_{\text{sortie,sol}}$, qui est aussi la température à l'entrée des PAC, a été fixée à 0 °C en chauffage. La température à l'entrée des puits est obtenue en effectuant un bilan d'énergie sur l'échangeur géothermique :

$$T_{\text{entrée,sol}} = T_{\text{sortie,sol}} - \frac{q_h}{\dot{m}} \times \frac{1}{c_p} \quad (\text{IV. 5})$$

où \dot{m} est le débit massique de fluide caloporteur, C_p est la chaleur spécifique (3.906 kJ·kg⁻¹·K⁻¹) et q_h est la charge de pointe au sol en chauffage.

IV.1.5.3. Les résistances thermiques

IV.1.5.3.1. Les résistances thermiques équivalentes du sol R_a , R_m , R_h

Les résistances thermiques équivalentes du sol tiennent compte du transfert de chaleur transitoire entre la paroi d'un puits géothermique et la température du sol non perturbé. L'approche utilisée ici est celle contenue dans l'ASHRAE handbook (ASHRAE, 2003b). Cette approche est basée sur la solution de la source cylindrique infinie introduite par Carslaw et Jaeger (1947) combinée à la superposition temporelle proposée par Ingersoll et Plass (1948) et modifiée par Bernier (2000).

Ces résistances thermiques équivalentes sont données par les expressions suivantes:

Les résistances thermiques équivalentes du sol tiennent compte du transfert de chaleur transitoire entre la paroi d'un puits géothermique et la température du sol non perturbé.

$$R_h = \frac{1}{K} G(\alpha t_h / r_{\text{puits}})$$

$$R_m = \frac{1}{K} [G(\alpha t_{m+h} / r_{\text{puits}}^2) - G(\alpha t_h / r_{\text{puits}}^2)]$$

$$R_a = \frac{1}{K} [G(\alpha t_{a+m+h} / r_{\text{puits}}^2) - G(\alpha t_{m+h} / r_{\text{puits}}^2)]$$

K représente la conductivité thermique du sol ($W.m^{-1}.K^{-1}$)

G représente la solution analytique de la source cylindrique

α est la diffusivité thermique du sol (m^2/jour)

r_{puits} est le rayon des puits géothermiques.

Les indices a , m et h apposés au temps t représentent la durée des trois impulsions thermiques décrites plus tôt. Afin d'éviter le calcul relativement complexe de la fonction G , Philippe et al. (2010) proposent des corrélations pour des impulsions thermiques d'une durée de 10 ans, 1 mois et 6 heures. Les différentes résistances thermiques sont représentées par l'expression suivante :

$$R = \frac{1}{k} f(\alpha, r_{\text{puits}}) \quad (\text{IV.6})$$

$$f = a_0 + a_1 r_{\text{puits}} + a_2 r_{\text{puits}}^2 + a_3 \alpha + a_4 \alpha^2 + a_5 \ln(\alpha) + a_6 \ln(\alpha^2) + a_7 r_{\text{puits}} \alpha + a_8 r_{\text{puits}} \ln(\alpha) + a_9 \alpha \ln(\alpha)$$

avec

	$f6h$	$f1m$	$f10a$
$a0$	0.6619352	0.4132728	0.3057646
$a1$	-4.815693	0.2912981	0.08987446
$a2$	15.03571	0.07589286	-0.09151786
$a3$	-0.09879421	0.1563978	-0.03872451
$a4$	0.02917889	-0.2289355	0.1690853
$a5$	0.1138498	-0.004927554	-0.02881681
$a6$	0.005610933	-0.002694979	-0.002886584
$a7$	0.7796329	-0.6380360	-0.1723169
$a8$	-0.3243880	0.2950815	0.03112034
$a9$	-0.01824101	0.1493320	-0.1188438

Tableau.IV.1.Coefficient de corrélation pour f6h, f1m et f10ans

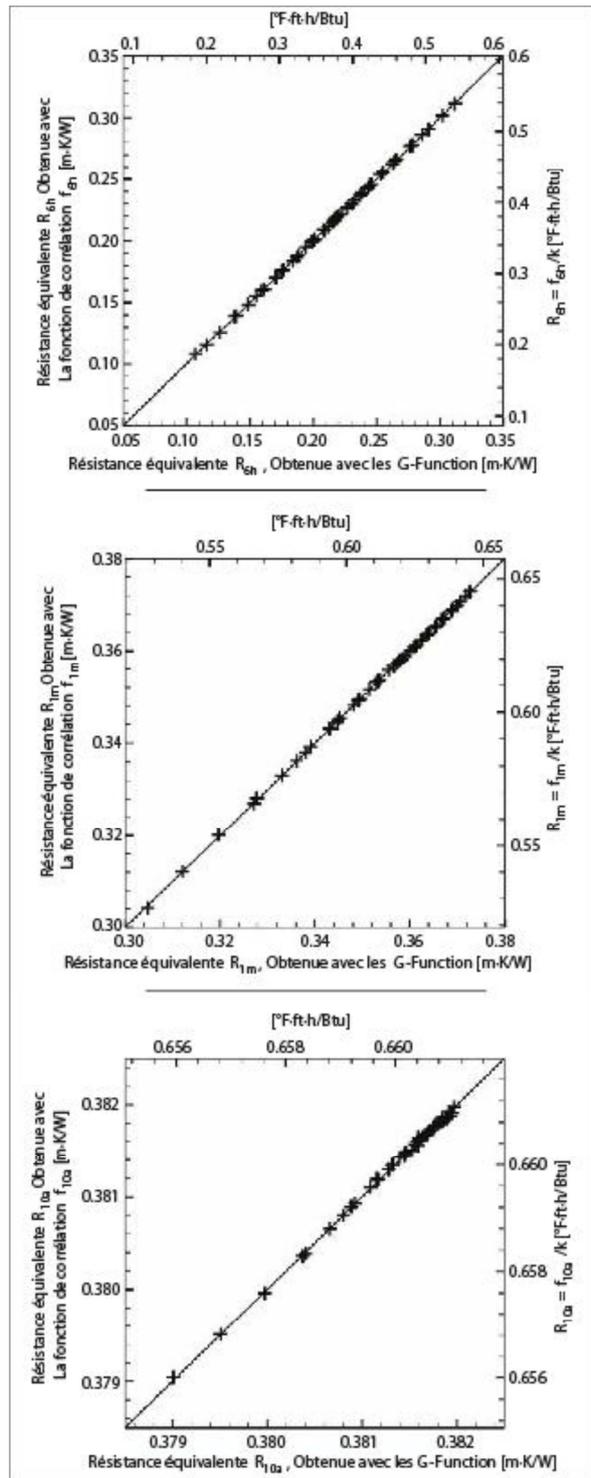


Fig. IV.3. Comparaison entre les résistances équivalentes R_{6h} , R_{1m} et R_{10a} obtenues par calcul et par la corrélation pour $k = 1 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}) [0.578 \text{ Btu}/\text{h}\cdot\text{ft}\cdot^\circ\text{F}]$ (Figure extraite de l'article de Philippe et al. (2010))

IV.1.5.3.2. Résistance thermique équivalente du puits

La résistance thermique équivalente d'un puits est la résistance thermique entre le fluide caloporteur et la paroi du puits. Pour calculer cette résistance, l'hypothèse d'une température du fluide constante le long du tube en U est utilisée. Cette température est supposée égale à la moyenne des températures à l'entrée et à la sortie des puits géothermiques :

$$T_m = \frac{T_{\text{entre,sol}} - T_{\text{sortie,sol}}}{2} \quad (\text{IV. 7})$$

La résistance thermique équivalente du puits est composée de trois résistances thermiques élémentaires et prend la forme suivante :

$$R_b = R_g + \frac{R_p + R_{\text{conv}}}{2} \quad (\text{IV. 8})$$

Ces trois résistances thermiques, R_g , R_p , R_{conv} , sont respectivement la résistance du coulis, la résistance (par conduction) de chacun des tuyaux et la résistance convective à l'intérieur de chacun des tuyaux.

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{2\pi r_{p,\text{in}} h_{\text{conv}}} \quad (\text{IV. 9})$$

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{r_{p,\text{ext}}}{r_{p,\text{in}}}\right)}{2\pi k_{\text{tuyau}}} \quad (\text{IV. 10})$$

$$R_g = \frac{1}{4\pi\lambda_{\text{coulis}}} \left[\ln\left(\frac{r_{\text{puits}}}{r_{p,\text{ext}}}\right) + \ln\left(\frac{r_{\text{puits}}}{LU}\right) + \frac{\lambda_{\text{coulis}} - \lambda_{\text{sol}}}{\lambda_{\text{coulis}} + \lambda_{\text{sol}}} \ln\left(\frac{r_{\text{puits}}^4}{r_{\text{puits}}^4 - \left(\frac{LU}{2}\right)^4}\right) \right] \quad (\text{IV. 11})$$

Où h_{conv} est le coefficient de convection entre le fluide et le tuyau ; $r_{p,\text{in}}$ et $r_{p,\text{ext}}$ sont respectivement les rayons intérieur et extérieur du tuyau, λ_{tuyau} est la conductivité thermique du tuyau, λ_{coulis} est la conductivité thermique du coulis, r_{puits} est le rayon du puits, LU est la distance centre à centre entre les deux tuyaux du tube en U et λ_{sol} est la conductivité thermique du sol.

IV.1.5.4. Calcul des charges q_h , q_m , q_a

IV.1.5.4.1. Calcul de q_h pour le mois de janvier

À partir des besoins thermiques de pointe de chaque mois, la valeur de q_h est :

$$q_h = \text{Besoins_horaire_max} \times \left(1 - \frac{1}{\text{COP}}\right) = 6234.32 \times \left(1 - \frac{1}{4.84}\right) = 4943.81 \text{ W}$$

IV.1.5.4.2. Calcul de q_m pour le mois de janvier

La valeur de q_m est obtenue ainsi :

$$q_m = \frac{(\text{besoins totaux mensuels}) \times \left(1 - \frac{1}{\text{cop}}\right)}{\text{nombre d'heure dans le mois}}$$

$$q_m = \frac{1159583.52 \times \left(1 - \frac{1}{4.84}\right)}{744} = 1235.95W$$

IV.1.5.4.3. Calcul de q_a :

La valeur de q_a est calculée à partir des valeurs de q_m de chaque mois et du nombre d'heure de chacun de ces mois :

$$q_a = \frac{\sum_{i=1}^{12} (q_{m,i} \cdot n_i)}{\text{nombre d'heure dans l'année}}$$

mois	Heure par mois	Besoins thermique horaire max(W)	q_m (W)
Janvier	744	1159583.32	1235.95
Février	672	1010052.96	1191.92
Mars	744	936037.56	997.68
Avril	720	793560.6	873.88
Mai	744	828351	882.9
Octobre	744	795216.96	847.59
Novembre	720	737499.6	812.27
décembre	744	1085140.74	1156.61
			$q_a = 664.93W$

IV.1.5.5. Calcul $T_{\text{entrée,sol}}$ et $T_{\text{sortie,sol}}$:

$$T_{\text{entrée,sol}} = 0 - \frac{4.94381}{0.2472 \times 3.906} = -5.12^\circ C$$

IV.1.5.6. Calcul des résistances thermiques équivalentes

$$R_h = 0.0911 \text{ m.k.W}^{-1}$$

$$R_m = 0.1606 \text{ m.k.W}^{-1}$$

$$R_a = 0.1734 \text{ m.k.W}^{-1}$$

IV.1.5.7. Calcul des résistances thermiques équivalentes du puits :

$$R_{conv} = \frac{1}{2\pi (0.01725)(723)} = 0.01276 \text{ m. k. W}^{-1}$$

$$R_p = \frac{\ln(0.0211/0.01725)}{2\pi(0.42)} = 0.0763 \text{ m. k. W}^{-1}$$

$$R_g = \frac{1}{4\pi(1.61)} \left[\ln\left(\frac{0.075}{0.0211}\right) + \ln\left(\frac{0.075}{0.1078}\right) + \frac{1.61-2.2}{1.61+2.2} \times \ln\left(\frac{0.075^4}{0.075^4 - \left(\frac{0.1078^4}{2^4}\right)}\right) \right] = 0.0424 \text{ m. k. W}^{-1}$$

$$R_b = 0.0424 + \frac{0.076 + 0.01276}{2} = 0.0868 \text{ m. k. W}^{-1}$$

IV.1.5.8. Calcul de la longueur

A partir de la relation IV-1, on calcule la profondeur de la sonde :

$$L = \frac{(4943.81 \times 0.0868) + (664.93 \times 0.1734) + (1235.95 \times 0.1606) + (4943.81 \times 0.0911)}{17.4 - \frac{0 + (-5.12)}{2}}$$

$$L = 60 \text{ m}$$

q_h est présent dans le premier et le dernier terme de cette équation. Il est responsable d'environ 73 % de la longueur des puits.

Finalement, il est utile de comparer la longueur obtenue à l'aide des trois impulsions thermiques aux résultats obtenus au moyen d'études horaires.

IV.2. DIMENSIONNEMENT D'UN PUIT GÉOTHERMIQUE HORIZONTAL

IV.2.1. Etude thermique

Pour étudier l'échangeur eau/sol analytiquement, on a considéré les hypothèses suivantes:

- le régime permanent est établi,
- l'analyse est unidimensionnelle,
- le débit de l'eau dans l'échangeur reste constant le long d'un tube (hypothèse de l'écoulement 'piston'). L'échange de chaleur à l'intérieur d'un tube où circule l'eau caloporteur se fait par convection forcée

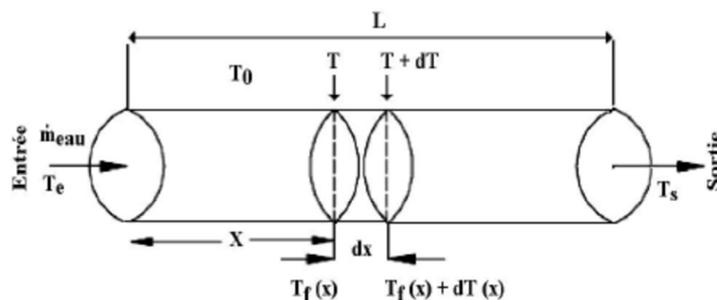


Fig. IV.4. Tranche du tube de l'échangeur tubulaire eau/sol placé dans le sol

Le flux de chaleur local échangé à travers l'élément de surface d'échange dS de la section de longueur d x du tube s'écrit:

$$d\Phi = \frac{(T_f(x) - T_0) dx}{R_{total}} \quad (IV. 12)$$

La température de l'eau caloporteur à chaque section d'abscisse x du tube est donnée par la formule suivante:

$$T_f(x) = T_0 + (T_e - T_0) \exp \left[- \left(\frac{x}{\dot{m} cp R_{total}} \right) \right] \quad (IV. 13)$$

Le flux thermique total, Q, récupéré par l'échangeur de chaleur enterré est donné par l'expression suivante:

$$\Phi = \dot{m} cp (T_s - T_e) = \dot{m} cp \left[1 - \exp \left(- \frac{L}{\dot{m} cp R_{total}} \right) \right] (T_0 - T_e) \quad (IV. 14)$$

$$L = -\dot{m} cp R_{total} \cdot \ln \left[1 - \frac{\Phi}{\dot{m} cp (T_0 - T_e)} \right] \quad (IV. 15)$$

IV.2.2. La profondeur ou l'échangeur sera enterré

Un test préliminaire a été effectué (N .Naili et al 2010) en vue de déterminer la profondeur optimale dans laquelle l'échangeur sera enterré. Ainsi, un réseau de 7 thermocouples a été implanté dans le sol tous les 10 cm sur une profondeur de 80 cm. Les valeurs moyennes de la température journalière sont représentées sur la figure ci-dessous .:

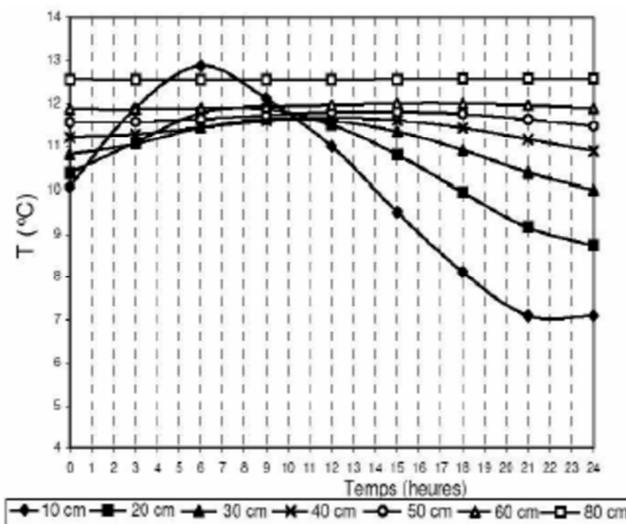


Fig.IV.5.Variation de la température en fonction de la profondeur

Le profil des températures dans le sol montre que les fluctuations des températures diminuent lorsque l'on s'éloigne de la surface du sol. En effet, à un mètre de profondeur, la température est presque constante, elle n'est pas affectée par le climat extérieur, ceci est dû à la grande inertie thermique du sol. Ainsi l'échangeur tubulaire pourra être enterré à 80 cm de profondeur.

IV.2.3.Caractéristique de l'échangeur

Diamètre interne (m) : 0.016
Diamètre externe(m) : 0.02
Profondeur (m) : 0.80
Distance entre tubes (m) : 0.5
Conductivité thermique (W/m.°C) : 0.48
Débit (kg/s) : 0.12
Température d'entrée de l'échangeur (°C) :-5
Température du sol (°C) :12.5

IV.2.3.1.Détermination de la température de sortie

$$T_s = \frac{Q}{\dot{m} c_p} + T_e = \frac{6234}{0.12 \times 3906} - 5 = 8.3^\circ\text{C}$$

IV.2.3.2.Calcul du coefficient d'échange convectif

IV.2.3.2.1.Calcul du nombre Reynolds

$$Re = \frac{\dot{m}D}{S\mu} = \frac{0.12 \times 0.016}{2 \times 10^{-4} \times 0.0027} = 3555$$

Comme $Re > 2500$, le régime d'écoulement est turbulent.

IV.2.3.2.2.Calcul du nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} = \frac{0.0027 \times 3906}{0.4685} = 22.5$$

IV.2.3.2.3.Calcul du nombre de Nusselt

Le fluide s'échauffe donc on prend $n=0.4$

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4} = 0.023 \times 3555.5^{0.8} \times 22.5^{0.4} = 55.30$$

$$h = \frac{Nu \lambda}{D} = \frac{55.30 \times 0.4685}{0.016} = 1619.25 (\text{W. m}^{-2}\text{K}^{-1})$$

IV.2.4.Calcul des résistances thermiques :

$$R_{\text{total}} = R_p + R_{\text{conv}} + R_{\text{sol}}$$

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{0.01}{0.008}\right)}{2\pi \times 0.48} = 0.074 \text{ m.k.W}^{-1}$$

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{2\pi(0.008)(1619.25)} = 0.0123 \text{ m. k. W}^{-1}$$

$$R_{sol} = \frac{1}{S \lambda_{sol}}$$

S est le facteur de forme de conduction de la conduite donnée par (Incropera and DeWitt-2002):

$$S = \frac{2\pi}{\ln \left[\left(\frac{2d}{D_e} \right) + \sqrt{\left(\frac{2d}{D_e} \right)^2 - 1} \right]}$$

$$S = \frac{2\pi}{\ln \left[\left(\frac{2 \times 0.8}{0.02} \right) + \sqrt{\left(\frac{2 \times 0.8}{0.02} \right)^2 - 1} \right]} = 1.24$$

$$R_{sol} = \frac{1}{1.24 \times 2.2} = 0.3665 \text{ m. k. W}^{-1}$$

$$R_{total} = 0.074 + 0.0123 + 0.3665 = 0.4528 \text{ m. k. W}^{-1}$$

$$L = -0.12 \times 3906 \times 0.4528 \times \ln \left[1 - \frac{6234}{0.12 \times 39060 \times (12.5 - (-5))} \right] = 304 \text{ M}$$

Pour la puissance de dimensionnement de l'échangeur de 6234 W, ces ratios fixent la longueur de l'échangeur à 304 m de tuyau avec un espacement de 0.5 m entre sections parallèles de tuyau.

On choisit de répartir l'échangeur en 14 circuits parallèles de 22m.

La surface du terrain pour une telle configuration est de 180 m^2 .

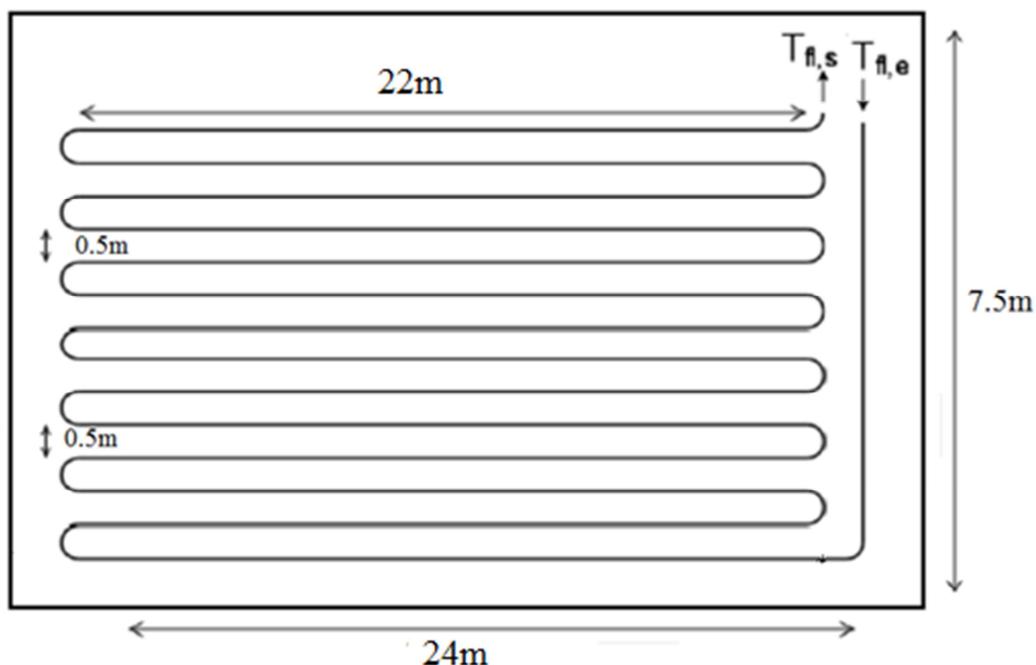


Fig. IV.6.plan du capteur horizontal

IV.3.Conclusion

L'étude qui a été entreprise dans ce travail a abouti aux résultats suivants : pour une maison individuelle de surface habitable d'environ 120 m^2 implantée à Tizi-Ouzou, l'installation de chauffage par PAC géothermique se compose :

- D'une sonde géothermique d'une longueur de 60m
- Ou alors d'un capteur horizontal d'une longueur de 304m réparti en 14 circuits de 22 m sur une surface au sol de 180m^2 .

Conclusion générale

Les pompes à chaleur géothermiques permettent d'obtenir des coefficients de performance intéressants impliquant de faibles besoins en énergie primaire et des rejets réduits de gaz à effet de serre . Or, malgré leurs performances énergétiques avantageuses, ces systèmes sont relativement peu déployés. D'un point de vue technique, cela peut en partie s'expliquer par la difficulté à prédire correctement leurs performances et donc de situer précisément ces systèmes en termes de performance énergétique par rapport aux autres systèmes de chauffage.

L'objet principal de ce mémoire a été de dimensionner des échangeurs de pompes à chaleur résidentielles. Ce modèle de calcul a été décliné en deux versions : l'une pour les pompes à chaleur à sonde verticale et l'autre consacrée aux pompes à chaleur à échangeurs géothermiques horizontaux.

À partir des données météorologiques d'une année à Tizi Ouzou, nous avons estimé les besoins en chauffage d'une maison individuelle de 120 m^2 puis nous avons dimensionné l'échangeur de l'installation géothermique. Cette étude a conduit aux résultats suivants :

La puissance de dimensionnement de la sonde géothermique étant égale à 6234 W, la sonde verticale aura une profondeur de 60 m. Pour l'option de l'échangeur horizontal, cette puissance fixe la longueur de l'échangeur à 304 m de tuyau avec un espacement de 0.5 m entre les sections parallèles du tuyau. On choisit de répartir l'échangeur en 14 circuits parallèles de 22 m avec une surface de terrain de 180m^2 .

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Michel Bernier and Ali Salim Shirazi.(2007). Solar heat injection into boreholes a preliminary analysis.
- [2] Michel A. Bernier, Ph.D, Member ASHRAE. (2006) . Closed-loop ground-coupled heat pump systems (ASHRAE Journal).
- [3] N. Naili , S. Kooli et A. Farhat.(2010) . Optimisation analytique et validation expérimentale d'un échangeur enterré.
- [4] M.S. Guellouz et G. Arfaoui.(2008). Potentiel de la géothermie de surface pour le chauffage et la climatisation en Tunisie.
- [5] S.A. M. Said, M .A. Habib, E.M.A. Mokheimer, N. Al-Shayea and M. Sharqawi.(2009). horizontal ground heat exchanger design for ground-coupled heat pumps.
- [6] R. Nebbali et S. Makhlof.(2007). Détermination de la distribution du champ de températures dans le sol, par un modèle semi-analytique. Conditions aux limites pour les besoins de simulation d'une serre de culture.
- [7] Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique « Echangeur de chaleur » B2341.
- [8] Techniques de l'Ingénieur génie mécanique « Transfert de chaleur » J 1 080.
- [9] ALI NEHARI.(2011). (Thème du mémoire pour l'obtention de diplôme de Master). Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques.
- [10] Mikael PHILIPPE.(2010) . (T h è s e pour obtenir le grade de docteur délivré par l'École nationale supérieure des mines de Paris) Développement et validation expérimentale de modèles d'échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux pour le chauffage de bâtiments résidentiels
- [11] Guide des pompes à chaleur géothermique. « Eyrolles édition ».
- [12] Cours MASTER II technologie des échangeurs, UMMTO 2011/2012
- [13] Cours de CCV 3eme année licence en génie mécanique option énergétique 2009/2010.
- [14] manuel d'ingénierie et d'études de cas retscreen. « Analyse de projets de pompes à chaleur géothermique. »