

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE 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



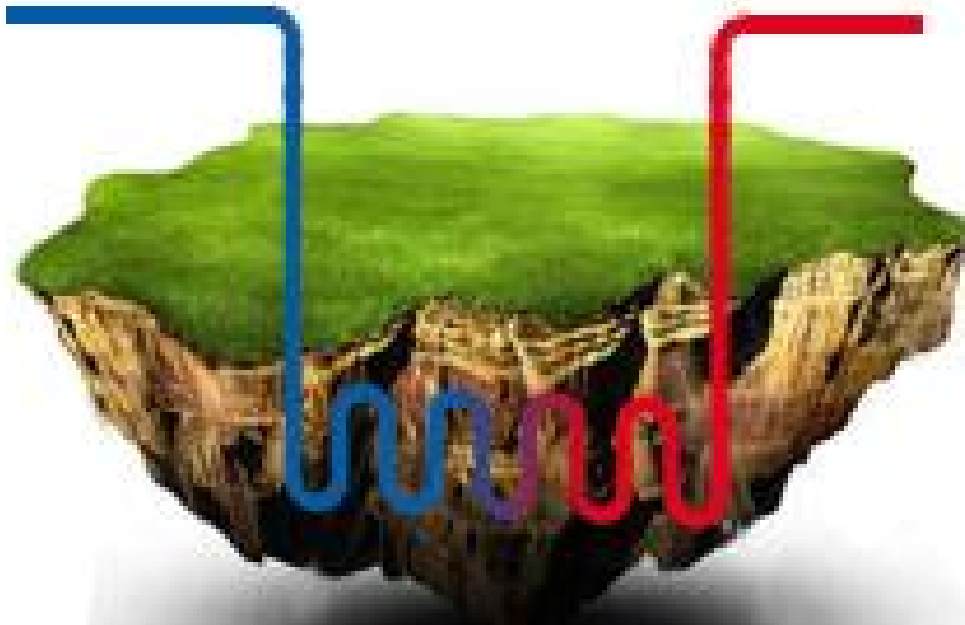
MÉMOIRE DE FIN D'ÉTUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER ACADEMIQUE EN GENIE MECANIQUE

OPTION : Energétique

Thème

*Chauffage d'une maison individuelle par géothermie
à l'aide d'une pompe à chaleur*



Proposé et dirigé par :
Mr: AIT AIDER Aomar

Etudié par :
Mr: TAKOURABT Djillali
Mr: TAMADAZT Akli

PROMOTION: 2012/2013

Remerciement

- *Toute la gratitude et le merci au bon dieu qui nous a donné la force pour terminer ce modeste travail*
- *Nous tenons à remercier vivement notre promoteur M^r : AIT AIDER Aomar pour son conseil, orientation et son disponibilité*
- *Nous tenons aussi à remercier les membres de jury d'avoir accepté de juger notre travail*
- *Nous remercions également toute personne ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail en particulier nos amis Djebara, Hakim, Farid, momouh, Amirouche, Lyes*

Dédicace

Je dédie ce travail

A mes parents

A mes frères et sœurs

Amenay et Yanni

Amine et Anis

Ainsi que tous mes proches

Takourabt Djillali

Dédicace

Je dédie ce travail

A mes parents

A mes frères et sœurs

Ainsi que tous mes proches

Tamadazt Akli

SOMMAIRE

Introduction générale

Chapitre 1 : l'énergie géothermique

Généralités

1.1. La terre	1
1.2. Origine de la chaleur du sous-sol.....	1
1.3. Manifestations de l'énergie géothermique	2
1.3.1 Les volcans.....	2
1.3.2 Les geysers	3
1.4. La géothermie	5
1.4.1. Définition	5
1.4.2. Répartition de la température en fonction de la profondeur	5
1.4.3. L'exploitation de la géothermie.....	6
1.4.4. Méthodes usuelles d'exploitation.....	7
1.4.5. Les types de la géothermie.....	8
1.4.5.1. Haute énergie	8
1.4.5.2. Moyenne énergie	8
1.4.5.3. Basse énergie.....	9
1.4.5.4. Très basse énergie.....	9
1.4.6. Les avantages et difficultés	9
1.5. La géothermie en Algérie	10
1.5.1. Au nord de l'Algérie	11
1.5.1.1. Inventaire et classification.....	11
1.5.1.2. Gradient géothermique.....	11

SOMMAIRE

1.5.2. Au sud de l'Algérie.....	13
Conclusion	16
<u>Chapitre 2 : Pompes à chaleur et Capteurs thermique</u>	
Introduction	17
2.1. Les captages géothermiques	17
2.1.1. Captage horizontale	17
• Condition d installation.....	17
2.1.2. Captage verticale	18
• Condition d'installation.....	19
2.1.3. Captage sur nappe phréatique.....	20
• Condition d'installation.....	20
2.1.4. Captage corbeilles	20
2.2. Planche chauffant.....	23
2.2.1. Types de planche chauffant	23
• Procédé au système humide.....	23
• Procédé au système sec.....	23
• Procédé au système semi-sec.....	23
2.2.2. Les caractéristiques physique d'un planche chauffant.....	24
2.2.3. Dimensionnement des planches chauffant	25
2.2.3.1. Température ambiante des locales.....	25
2.2.3.1. Inertie	25
2.2.3.2. Pas de pose.....	26
2.2.3.4. Diamètre des tubes	26
2.2.3.5. Résistance thermique des différent matériaux en revêtement.....	26

SOMMAIRE

2.2.3.6. Les isolants thermiques.....	27
2.2.3.7. Avantages de planche chauffant.....	27
2.2.3.8. Inconvénient de planche chauffant.....	28
2.3. Pompes à chaleur géothermique	28
2.3.1. Introduction.....	28
2.3.2. Définition	28
2.3.3. Les organes d'une pompe à chaleur géothermique	28
2.3.4. Cycle de fonctionnement des pompes à chaleur géothermique	30
2.3.4.1. Cycle théorique.....	30
2.3.4.1.1. Principe de fonctionnement.....	31
2.3.4.2. Cycle pratique.....	32
2.3.4.2.1. Bilan thermique.....	33
2.3.4.2.2. Coefficient de performance	34
2.3.5. Les différents types de pompe à chaleur	34
2.3.5.1. Pompe à chaleur air /air	35
2.3.5.2. Pompe à chaleur air/eau	35
2.3.5.3. Pompe à chaleur eau/eau	36
2.3.5.4. Pompe à chaleur eau glycol/eau.....	37
2.3.5.5. Pompes à chaleur sol/sol.....	38
2.3.5.6. Pompes à chaleur sol/eau	38
2.3.6. Quelque problème qu'on peut trouver dans les pompes à chaleur	39
• La corrosion.....	39

SOMMAIRE

• Tartre.....	39
2.3.7. Entretien des pompes à chaleur	40
2.3.7.1. Le nettoyant sentitel R800	40
2.3.7.2. Le désinfectant et biocide sentinelle R700.....	41
2.3.8. Avantages et inconvénients des pompes à chaleur	41
2.4. Les fluides frigorigènes et leurs impacts sur l'environnement	42
2.4.1. Propriétés physiques et thermodynamique des fluides caloporteurs	43
• La tension de vapeur	43
• La chaleur latente de vaporisation	43
• Le taux de compression.....	43
• La viscosité	43
• La conductivité thermique	44
2.4.2. Propriétés chimiques	44
2.4.3. Quelques précautions à prendre sur les fluides frigorigènes	44
• La toxicité	44
• Explosion et inflammabilité.....	44

Chapitre 3 : Notion de base sur les transferts de chaleur

3.1. Définition	45
3.2. Transfert de chaleur par conduction	45
3.2.1. La loi de Fourier	45
3.2.2. Conduction en régime permanent.....	46
3.2.2.1. Paroi à une seule couche	46
3.2.2.2. Paroi multicouches.....	47
3.2.2.3. Paroi cylindrique	47

SOMMAIRE

• Une seule couche.....	47
• Plusieurs couches.....	48
3.2.2.4. Paroi sphérique.....	48
3.3. Transfert de chaleur par convection	48
3.3.1. Les principaux nombres sans dimensions	49
3.3.1.1. Nombre de Reynolds	49
3.3.1.2. Nombre de Prandtl.....	49
3.3.1.3. Nombre de Nussel.....	49
3.3.1.4. Nombre de Péclet.....	50
3.3.1.5. Nombre de Grashoff.....	50
3.3.1.6. Nombre de Rayleigh	50
3.3.2. Convection forcée.....	50
• Ecoulement à l'intérieur d'un tube.....	51
• Calcul de coefficient d'échange	51
3.4. Transfert de chaleur par rayonnement	53
3.4.1. Coefficient d'échange global	54
3.5. Les échangeurs de chaleur.....	54
3.5.1. Les types d'échangeur de chaleur.....	54
3.5.1.1. Tube simple	54
3.5.1.2. Echangeurs à tubes et calendres.....	54
3.5.1.3. Echangeurs tubulaires coaxiaux	55
3.5.1.4. Echangeurs à courants croisés.....	56
3.5.1.5. Echangeurs à plaqu.....	56
3.5.2. Les méthodes de calcul des échangeurs.....	57

SOMMAIRE

3.5.2.1. Méthode de DTLM	57
• Co-courant.....	57
• Contre courant.....	58
3.5.2.2. Méthode de NUT	60
3.5.2.3. Comparaison entre les deux méthodes	60
3.5.3. Efficacité d un échangeur.....	60
Conclusion.....	62
<u>Chapitre 4 : Déperditions thermiques</u>	
4.1. Introduction.....	63
4.2. Les déperditions par transmission	63
4.3. Les déperditions par infiltration	64
4.4. Présentation de la maison.....	65
4.4.1. Situation géographique	65
4.4.2. Données climatiques	66
4.4.3. Calcul du coefficient de transmission pour les différentes parois constituant la maison	66
• Murs extérieurs	66
• Murs intérieurs	67
• Plancher haut.....	68
• Plancher bas	69
4.4.4. Le coefficient de transmission surfacique pour les portes et fenêtres	69
Conclusion	74
<u>Chapitre 5 : dimensionnement de l'installation</u>	
5.1. Introduction.....	75

SOMMAIRE

5.2. Dimensionnement d'un puits géothermique horizontal	75
5.2.1. Etude thermique	75
5.2.2. Caractéristique de l'échangeur	76
5.2.3. Détermination de la température de sortie	76
5.2.4. Calcul du coefficient d'échange convectif.....	76
5.2.5. Calcul des résistances thermiques	77
5.3. Dimensionnement d'un puits géothermique vertical	78
5.3.1. Introduction.....	78
5.3.2. Fluide caloporteur et débit massique	78
5.3.3. Caractéristiques du puits géothermique	79
5.3.4. L'équation d'ASHRAE	80
5.3.5. Les charges au sol	81
5.3.6. Les résistances thermiques	82
5.3.7. Calcul de la longueur	86
5.4. Dimensionnement du circuit de chauffage	87
5.5. Conclusion	89
Conclusion générale	

Liste des figures

Figure (1.1) : La structure interne du globe

Figure (1.2) : Un volcan en mouvement

Figure (1.3) : Un geyser

Figure (1.4) : Formation des geysers

Figure (1.5) : La variation de la température en fonction de la profondeur

Figure (1.6) : La géothermie a haut énergie

Figure (1.7) : Carte de température des sources thermales au nord de l'Algérie

Figure (1.8) : Carte de gradient géothermique du Sud Algérien

Figure (1.9) : Carte du flux de chaleur du Sud Algérien

Figure (2.1) : Captage horizontal

Figure (2.2) : Captage vertical

Figure (2.3) : Exemples de disposition de capteurs de champs de sondes géothermiques

Figure (2.4) : Captage sur eau de nappe

Figure (2.5) : Captage corbeille

Figure (2.6) : Les dimensionnes des capteurs corbeilles

Figure (2.7) : Schéma d'un plancher chauffant

Figure (2.8) : Schéma d'une pompe a chaleur

Figure (2.9) : Cycle idéal d'une PAC en diagramme (T, s) et (log P, h)

Figure (2.10) : Cycle de compression réel d'une pompe à chaleur

Figure (2.11) : Pompe à chaleur air/air

Figure (2.12) : Pompe à chaleur air/eau

Figure (2.13) : Pompe à chaleur eau/eau

Figure (2.14) : Pompe à chaleur eau glycol/eau

Figure (2.15) : Pompe à chaleur sol/sol

Figure (2.16) : Pompe à chaleur sol/eau

Figure (3.1) : Paroi plane monocouche

Figure (3.2) : Paroi multicouches

Figure (3.3) : Paroi cylindrique multicouche

Figure (3.4) : Transfert de chaleur par convection

Figure (3.5) : Echangeur à tube et à calandre

Figure (3.6) : Échangeur coaxial

Figure (3.7) : Echangeur à courant croisé

Figure (3.8) : Echangeurs à plaques

Figure (3.9) : Echangeur a Co-courant

Figure (3.10) : La distribution de la température le long d'un échangeur Co-courant.

Figure (3.11) : Echangeur à contre courant

Figure (3.12) : Distribution de la température le long d'un échangeur à contre courant

Figure (4.1) : Murs extérieurs

Figure (4.2) : Murs intérieurs

Figure (4.3) : Le plancher haut

Figure (4.4) Plan du R.D.C

Figure (5.1) : Circuit de captage vertical

Figure (5.2) : Représentation schématique des trois impulsions thermiques consécutives ou sol

Liste des tableaux

- Tableau (1.1) : Caractéristiques de quelques sources thermales du Nord de l'Algérie
- Tableau (2.1) : Espacement minimal requis entre les tubes et les tranchées horizontales.
- Tableau (2.2) : Eléments constitutifs d'un capteur corbeille et ces caractéristiques
- Tableau (2.3) : Résistances thermiques des différents matériaux en revêtement de sol
- Tableau (2.4) : Quelques réfrigérants et leurs désignations
- Tableau (3.1) : Relation expérimentale de Nusselt pour une convection forcée
- Tableau (3.2) : Relations expérimentales de Nusselt pour une convection forcée (externe)
- Tableau (3.3) : Relations expérimentales de Nusselt pour une convection libre
- Tableau (3.4) : Valeurs de coefficient C en fonction du régime de convection, de la géométrie et l'orientation de la paroi
- Tableau (3.5) : Déroulement de calcul des deux méthodes
- Tableau (3.6) : Correspondance de NUT et E.
- Tableau (4.1) : Valeurs du coefficient de transmission global Z_D (%)
- Tableau (4.2) : Valeurs de coefficient de Z_H pour les différentes orientations
- Tableau (4.3) : Valeurs de la caractéristique d'immeuble «H »
- Tableau (4.4) : Perméabilités des joints
- Tableau (4.5) : Valeurs de la caractéristique du local (R)
- Tableau (4.6) : Températures moyennes mensuelles de l'air en °C enregistrées à Tizi-ouzou
(Période 1989-2009)
- Tableau (4.7) : valeurs de (λ) et (e) pour différents constituants des murs extérieurs
- Tableau (4.8) : Valeurs de λ et e pour différents constituants des murs intérieurs
- Tableau (4.9) : Valeurs de (λ) et (e) pour différents constituants de plancher
- Tableau (4.10) : Valeurs de λ et e pour différents constituants de plancher bas
- Tableau (4.11) : Valeurs de K des portes et fenêtres
- Tableau (4.12) : Température de base intérieur
- Tableau(4.13) : Résultats des calculs
- Tableau (4.14) : Résultat des apports par transmission et par infiltration
- Tableau (5.1) : Coefficient de corrélation pour f6h, f1m et f10ans
- Tableau (5.2) : Tableau récapitulatifs des résultats

Notations principales

symboles	Désignations	Unités
φ	Densité de flux de chaleur	[W.m ⁻²]
Φ	Flux de chaleur	[W]
S	Surface	[m ²]
P	Périmètre	[m]
λ	Conductivité thermique	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
μ	Viscosité dynamique	[Kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
ρ	Masse volumique	[Kg.m ⁻³]
T	Température	[°C]
T ₀	Température non perturbée du sol	[°C]
T _{entrée, sol}	Température à l'entrée des puits géothermique	[°C]
T _{sortie, sol}	Température à la sortie des puits géothermique	[°C]
t ₀	Jour de l'année où la température est maximal	
L	Longueur	[m]
r	Rayon	[m]
r _e	Rayon extérieur	[m]
r _i	Rayon intérieur	[m]
h	Coefficient d'échange convectif	[W.m ⁻² .k ⁻¹]
h	Enthalpie massique	[kj.Kg ⁻¹]
ϵ	Emissivité	/
ξ	Hauteur des aspérités	[m]
ΔP	Différence de pression	[Pa]
ΔZ	Différence de hauteur	[m]
σ	Constante de Stephan Boltzmann	[W.m ⁻² .k ⁻⁴]
H	Hauteur	[m]

Notations principales

G	Accélération due à la pesanteur	[m.s ⁻²]
E	Epaisseur	[m]
D _e	Diamètre extérieur des tubes	[m]
D _i	Diamètre intérieur des tubes	[m]
D _h	Diamètre hydraulique	[m]
DTLM	Différence de température logarithme moyenne	[°C]
NUT	Nombre d'unité de transfert	[°C]
K	Coefficient d'échange global	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
ṁ	Débit massique	[Kg.s ⁻¹]
C _p	Capacité calorifique	[J.Kg ⁻¹ .K ⁻¹]
P	Puissance	[W]
F	Facteur de correction	/
R	Facteur de déséquilibre	/
R	Resistance thermique	[m.k.W ⁻¹]
E	Efficacité de l'échangeur	/
Nu	Nombre de Nusselt	/
Re	Nombre de Reynolds	/
Pr	Nombre de Prandtl	/
Pe	Nombre de Péclet	/
Gr	Nombre de Grashof	/
B	Coefficient de dilatation thermique volumique	/
V	Vitesse	[m.s ⁻¹]
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	/

Notations principales

Z_E	Coefficient de correction tenant compte des fenêtres	/
Cop	Coefficient de performance	/
grad	Gradient	/
PAC	Pompes à chaleur	/
PCG	Pompe à chaleur géothermique	/
q	Charge thermique	[W]
a	Diffusivité thermique	[m ² .s ⁻¹]
ω	Fréquence angulaire	

Introduction Générale :

A une époque où l'environnement est devenu une problématique essentielle pour le devenir de notre société, l'homme tente de mettre en place de nouvelles énergies respectant l'environnement ; des énergies entrant dans le cadre d'un développement durable. On parle alors d'énergie renouvelable, une énergie ne dépendant pas d'une source épuisable comme le pétrole; c'est le cas de l'énergie géothermique.

L'énergie géothermique utilise de l'énergie produite directement par la terre, de fait aucune transformation n'est nécessaire.

Concernant les autres énergies, certaines transformations pour les rendre utilisables entraînent nécessairement la production de produits polluants notamment de CO₂. On peut donc parler d'énergie propre avec l'énergie géothermique.

Cette énergie est considérée comme renouvelable car elle utilise des sources quasiment inépuisables. Pour cela la seule condition est que la vitesse d'exploitation ne dépasse pas la vitesse de renouvellement, sinon on ne pourrait pas la considérer comme renouvelable. La différence avec les autres énergies est que les réservoirs se réchauffent rapidement et que donc le temps de renouvellement est plus rapide que pour d'autres énergies. Dans toutes les formes d'utilisation de l'énergie géothermique, l'eau de la terre n'est pas directement utilisée, elle sert uniquement à transférer la chaleur de la terre. Elle est donc réutilisable.

De plus, l'énergie géothermique exploite la quantité de chaleur qui a été conservée dans le sous-sol au cours des siècles. Ce stock de chaleur est en permanence réchauffé par le noyau de la terre, ce qui assure le renouvellement constant de cette énergie.

L'énergie géothermique contrairement à d'autres est une source d'énergie alternative concrète, plusieurs pays l'ont déjà adoptée. Ces réserves sont situées partout dans le monde. Tous les pays ont donc la possibilité de l'exploiter, mais de manières différentes en fonction des roches présentes.

La quantité moyenne de CO₂ émise par l'énergie géothermique pour la totalité du globe est de seulement 55g/kWh. D'autres énergies peuvent en produire 10 fois plus. Cette valeur peut être nulle lorsqu'on réinjecte les fluides géothermaux dans les réservoirs. La géothermie est donc considérée comme une énergie propre.

Les travaux menés dans ce mémoire portent sur le chauffage d'une maison individuelle par géothermie à l'aide d'une pompe à chaleur. 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.

1. Généralités :

1.1 La terre : une chaudière naturelle

De son centre à sa surface, le globe terrestre est constitué de trois enveloppes successives à la température décroissante :

- Le noyau peut atteindre 4 300°C. Il est solide en son centre et liquide autour, il occupe 16 % du volume total.
- Le manteau qui l'entoure représente plus de 80 % du volume du globe avec des températures allant de 3 000°C à 1 000°C. D'une texture malléable vers le centre, il devient solide vers la surface.

L'écorce ou croûte terrestre correspond à l'enveloppe superficielle. Son épaisseur varie de 5 à 20 Km en zone océanique et de 30 à 70 Km en zone continentale. Avec la partie solide du manteau, elle constitue la lithosphère fragmentée en plusieurs plaques lithosphériques. Celles-ci se déplacent lentement les unes par rapport aux autres. Des anomalies thermiques importantes peuvent être rencontrées à la limite de ces plaques [1].

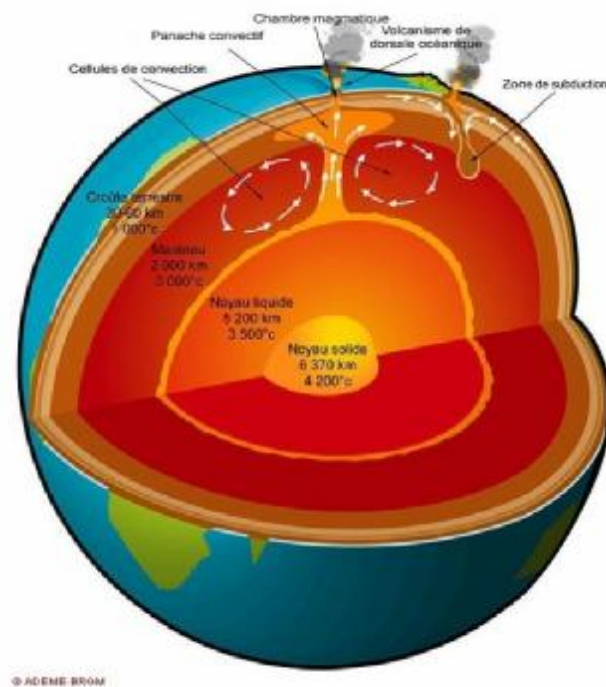


Figure (1.1) : La structure interne du globe [1]

1.1.1. Origine de la chaleur du sous-sol

Seule une petite partie de la chaleur dégagée par la terre a pour origine le refroidissement du noyau ou dissipation de l'énergie dite primitive. Cette énergie accumulée dans la masse

terrestre correspond à l'énergie potentielle issue de la condensation de la terre à son origine.

L'essentiel de la chaleur de la croûte terrestre provient de la désintégration des éléments radioactifs contenus dans les roches tels que l'uranium, le thorium et le potassium. La fission des éléments radioactifs émet une chaleur variable en fonction de la composition chimique des roches

1.2. Manifestations de l'énergie géothermique :

L'énergie géothermique se manifeste sous plusieurs formes. En voici quelques exemples :

1.2.1. Les volcans :



Figure (1.2) : un volcan en mouvement [1]

Les volcans sont des orifices ou des fissures dans la croûte terrestre par où s'échappe le magma, sous forme de lave.

Le magma :

Le magnétisme terrestre est lié au noyau qui se situe au centre de la Terre. Le champ magnétique n'est pourtant pas dû au fer qui compose le noyau, car le fer ne se comporte plus comme un aimant à la température où il se trouve au cœur de la Terre (jusqu'à 6 650°C). Le magnétisme est provoqué par le mouvement du magma métallique dans le noyau externe (liquide) qui tourne autour du noyau interne (solide).

1.2.2. Les geysers :

Le geyser, de par son étymologie islandaise gjosa, jaillir, est un phénomène volcanique spectaculaire. Un geyser est une source d'eau chaude qui projette vapeur et eau à température chaude à intervalles plus ou moins réguliers. Certains vont jusqu'à 60 mètres de haut. On les trouve principalement en Islande.



Figure (1.3) : un geyser [1]

Formation des geysers :

Trois conditions sont nécessaires à la formation des geysers :

- La présence d'un circuit souterrain où l'eau qui s'infiltré dans le sol peut circuler puis remonter à la surface.
- Un réservoir, où cette eau peut s'accumuler.
- La proximité d'une poche de magma (roche en fusion) qui réchauffe l'eau emprisonnée.

L'eau s'infiltré d'abord dans le sol et s'accumule dans des cavettes, à proximité d'une poche de magma.

Ainsi chauffée, l'eau se transforme peu à peu en vapeur. La pression s'accroît et propulse vers la surface un puissant jet d'eau et de vapeur. La durée du phénomène varie de quelques minutes à quelques heures. Le jet d'eau s'affaisse lorsque la cavité ne contient plus d'eau ni de vapeur[2].

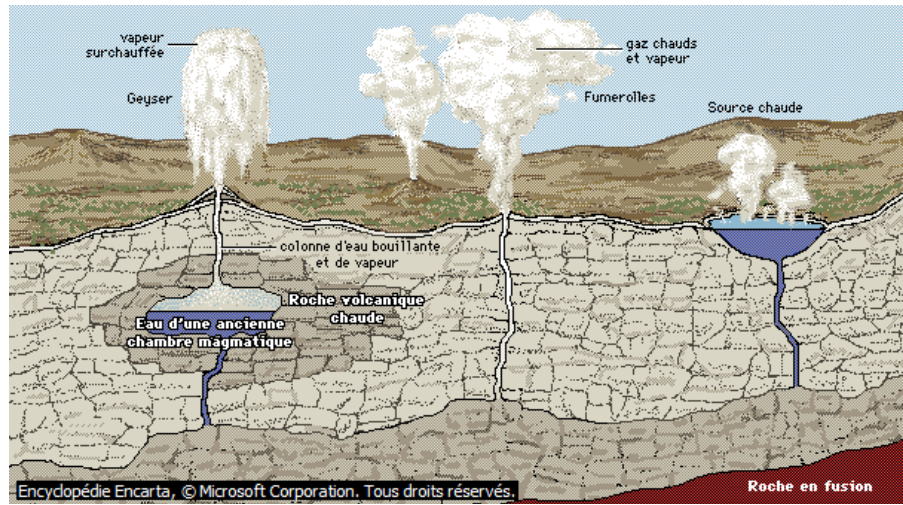


Figure (1.4) : formation des geysers [2]

2.1. La géothermie :

2.1.1. Définition :

La géothermie, du grec géo la terre, et thermos la chaleur, est la science qui étudie les phénomènes thermiques internes du globe terrestre et la technique qui vise à l'exploiter. Par extension, la géothermie désigne aussi l'énergie géothermique issue de l'énergie de la Terre qui est convertie en chaleur et en électricité

Un des témoignages les plus anciens date de 2000 ans avant Jésus-Christ, avec dans les îles Lipari (Italie) l'exploitation d'eau naturellement chaude pour les thermes.

2.1.2. Répartition de la température en fonction de la profondeur :

La température moyenne au niveau du sol tout au long de l'année est de 10 à 14° C puis, au-delà de plusieurs dizaines de centimètres, au fur et à mesure que l'on s'enfonce, elle augmente en moyenne de 3,3° C tous les 100 mètres (c'est ce que l'on appelle le gradient géothermal). Les roches peuvent ainsi atteindre 140° C à 4 000 mètres de profondeur. Voilà une chaleur disponible 24 heures sur 24, 365 jours par an, qui ne dépend ni du climat, ni des saisons, ni du jour ou de la nuit. Voilà un diagramme qui nous permet de voir la variation de température en fonction de la profondeur figure (2.1)[3].

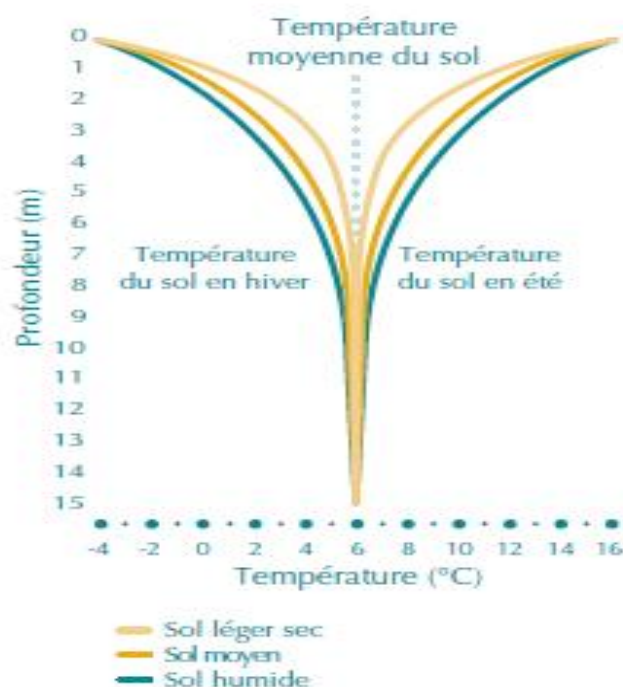


Figure (1.5) : la variation de la température en fonction de la profondeur [3]

Pour peu qu'on sache correctement l'exploiter, nous avons donc sous les pieds une réserve d'énergie quasi-inépuisable car réapprovisionnée en permanence, De plus, elle permet d'être indépendant au niveau énergétique par rapport à un pays tiers, ce qui n'est pas le cas aujourd'hui avec les énergies fossiles.

La surface de la Terre est également réchauffée par l'énergie du soleil, mais elle permet de réchauffer seulement les premiers mètres du sous-sol.

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

2.1.3. L'exploitation de la géothermie :

En principe l'idée est simple ; il s'agit de récupérer l'énergie stockée sous nos pieds sous la surface de la Terre et de s'en servir pour chauffer les bâtiments ou produire de l'électricité.

Les capacités modernes de forage ont permis d'aller chercher les calories plus en profondeur dans la croûte terrestre. Le plus profond jamais creusé (12 262 m de profondeur), le Forage a ainsi atteint une température de plus de 180 °C.

Le manteau terrestre étant chaud, la croûte terrestre laisse filtrer un peu de cette chaleur, cependant la plus grande partie de la puissance géothermique obtenue en surface (87 %) est produite par la radioactivité des roches qui constituent la croûte terrestre (désintégration naturelle de l'uranium, du thorium et du potassium).

La géothermie vise à étudier et exploiter ce phénomène d'augmentation de la température en fonction de la profondeur (même si le flux de puissance obtenu diminue avec la profondeur, puisque l'essentiel de ce flux provient de la radioactivité des roches de la croûte terrestre)

Cette source d'énergie est considérée comme inépuisable, car elle dépend des sources de chaleur internes de la terre, dont la durée de vie se chiffre en milliards d'années. Elle est en général diffuse et rarement concentrée, avec un flux moyen de 0,1 MW/km² et un niveau de température faible. La puissance exploitable économiquement est donc en règle générale réduite. Il arrive cependant qu'elle soit plus concentrée à proximité des failles tectoniques entre plaques terrestres, en particulier des formations volcaniques ou encore dans des

formations géologiques favorables. C'est pourquoi il faut distinguer plusieurs types d'utilisation de la géothermie suivant ses caractéristiques locales.

L'exploitation de cette énergie doit veiller à limiter le débit d'extraction de l'énergie au flux de chaleur alimentant la ressource, à défaut de l'épuiser pour une certaine période de temps. Même si certains sites géothermiques peuvent atteindre jusqu'à $0,2 \text{ W/m}^2$, le rythme d'exploitation de la géothermie peut être supérieur au rythme de renouvellement naturel de la chaleur, ce qui peut entraîner un épuisement de la ressource à terme.

Son caractère inépuisable dépend donc des conditions d'utilisation: En moyenne à la surface de la Terre, de l'ordre de 60 mW pour chaque mètre carré ($0,06 \text{ W/m}^2$) de terrain exploité, à comparer à la densité de puissance solaire moyenne reçue par la Terre, de l'ordre de $6\,000$ fois plus important (340 W/m^2) environ.

2.1.4. Méthodes usuelles d'exploitation :

Les méthodes d'exploration de la géothermie sont généralement celles utilisées dans la prospection pétrolière ou en hydrogéologie [4] :

- **Les méthodes géologiques** : utilisent les données de terrain, les photographies aériennes et les images satellites. Le but recherché est la détermination des structures géologiques, la localisation des zones et structures volcaniques et les altérations hydrothermales.

- **Les méthodes géochimiques** : s'occupent des prélèvements des mesures et des analyses sur les eaux, les gaz et les dépôts hydrothermaux. Il est attendu de ces méthodes la détermination des caractéristiques physiques et chimiques des eaux telles que la température, le pH, les débits

La détermination de la température d'équilibre eaux-roches, etc. Ces méthodes sont généralement les moins coûteuses.

- **Les méthodes géophysiques** : sont généralement celles utilisées dans la recherche hydrogéologique ou dans recherche pétrolière, cependant certaines méthodes ont été affinées et des techniques ont été développées pour les besoins de la prospection géothermique. Les méthodes les plus courantes sont les mesures thermométriques dans les forages, la prospection électrique, la prospection magnétique et la prospection gravimétrique.

D'autres techniques d'exploration telles que le paléomagnétisme, les modèles de mélanges, l'étude des isotopes ou encore les méthodes magnétotelluriques sont venues compléter les méthodes classiques.

2.1.5. Les types de la géothermie :

2.1.5.1. Haute énergie :

Dans ce cas, les forages sont plus profonds. Leur profondeur est fonction de la température désirée et du gradient thermique local qui peut varier sensiblement d'un site à l'autre. La méthode utilisée pour les transferts thermiques est plus simple (échangeur de température à contre courant) et ne nécessite pas de fluide caloporteur comme cela est le cas avec la géothermie peu profonde basse température.

En général La géothermie haute énergie utilise des eaux et des vapeurs à plus de 180 °C, qui entraînent des turbines, qui entraînent à leur tour des générateurs d'électricité[8].

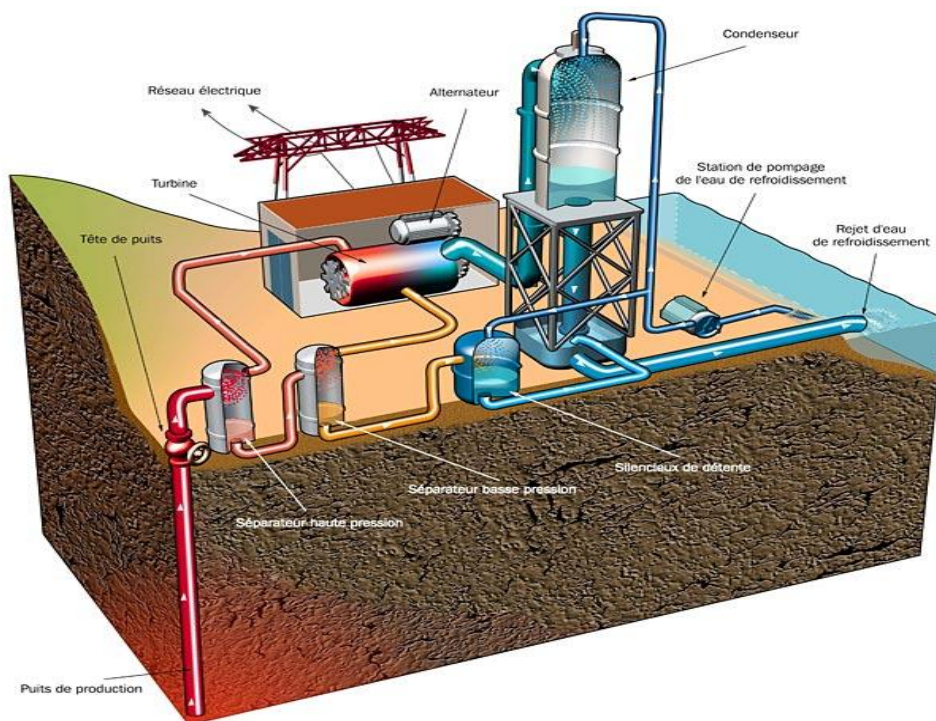


Figure (1.6) : La géothermie à haut énergie [5]

2.1.5.2. Moyenne énergie :

La géothermie moyenne énergie utilise des fluides à des températures comprises entre 100 et 180 °C, qui cèdent leur chaleur à un fluide secondaire plus volatil. Ce fluide entraîne alors une turbine qui entraîne un générateur d'électricité.

2.1.5.3. Basse énergie :

La géothermie de basse énergie est la géothermie des nappes profondes ; entre quelques centaines et plusieurs milliers de mètres aux températures situées entre 30 °C et 100 °C. Principale utilisation : les réseaux de chauffage urbain.

2.1.5.4. Très basse énergie :

La géothermie de très basse énergie est la géothermie des faibles profondeurs aux niveaux de température compris entre 10 °C et 30 °C. Principales utilisations : le chauffage et la climatisation individuelle par dispositifs thermodynamiques généralement fonctionnant à l'électricité, d'où le terme électro-thermodynamique, appelés plus communément « pompes à chaleurs aérothermiques » (puisant dans l'air extérieur) et « pompe à chaleur géothermique »

2.1.6. Les avantages et difficultés : [5]

Par rapport à d'autres énergies renouvelables, la géothermie de profondeur (haute et basse énergie), présente l'avantage de ne pas dépendre des conditions atmosphériques (soleil, pluie, vent). C'est donc une source d'énergie quasi-continue car elle est interrompue uniquement par des opérations de maintenance sur la centrale géothermique ou le réseau de distribution de l'énergie. Les gisements géothermiques ont une durée de vie de plusieurs dizaines d'années 30 à 80 ans en moyenne.

Le forage à grande profondeur dans des réservoirs géothermiques naturels sur lesquels on agit par stimulation, en suite des injections forcées d'eaux ou stimulations hydrauliques sont réalisées pour créer mais surtout rouvrir ces fractures pré-existantes et donc augmenter les performances hydrauliques des puits (perméabilité). Ces stimulations s'accompagnent d'une activité micro-sismique qui peut être ressentie par les populations locales.

Face à la montée de l'effet de serre et du déclin prévisible du pétrole et des gaz, beaucoup de scientifiques se tournent vers des énergies alternatives. Ces énergies respectent l'environnement.

L'énergie géothermique utilise de l'énergie produite directement par la terre, de fait aucune transformation n'est nécessaire.

Concernant les autres énergies, certaines transformations pour les rendre utilisables entraînent nécessairement la production de produits polluants notamment de CO₂. On peut donc parler d'énergie propre avec l'énergie géothermique.

Cette énergie est considérée comme renouvelable car elle utilise des sources quasiment inépuisables. Pour cela la seule condition est que la vitesse d'exploitation ne dépasse pas la vitesse de renouvellement, sinon on ne pourrait pas la considérer comme renouvelable. La différence avec les autres énergies est que les réservoirs se réchauffent rapidement et que donc le temps de renouvellement est plus rapide que pour d'autres énergies.

Dans toutes les formes d'utilisation de l'énergie géothermique, l'eau de la terre n'est pas directement utilisée, elle sert uniquement à transférer la chaleur de la terre. Elle est donc réutilisable.

D'autres inconvénients existent avec l'énergie géothermique. En effet il faut investir une grande quantité d'argent pour faire tous les sondages d'explorations nécessaires, avant même de commencer les travaux. De plus, si le terrain n'est pas favorable à la géothermie, cette dépense ne sera pas remboursée.

La géothermie en elle-même ne provoque pas de pollution, mais les éléments utilisés pour faire fonctionner la pompe par exemple entraînent nécessairement l'utilisation d'une autre énergie, source de pollution...

Un des autres problèmes qui se pose avec l'énergie géothermique est l'impossibilité de la transporter sous sa forme de vapeur. Cette chaleur peut servir pour créer de l'électricité qui pourra ensuite être transportable, mais la vapeur en elle-même ne pourra pas être transportée. Ceci vaut aussi si l'on utilise l'eau chaude directement : en effet lorsque celle-ci va être transportée elle perdra de sa chaleur au fur et à mesure.

Enfin, son dernier inconvénient, lorsqu'elle est utilisée directement sous la forme d'eau ou de chaleur est l'odeur de soufre dégagée.

2.2. La géothermie en Algérie :

La diversité du climat en Algérie provient essentiellement de l'influence de la mer et des variations de la latitude et de l'altitude. En effet, l'ensoleillement à une époque de l'année change peu d'une région à l'autre. D'une part, la latitude variant à peine du Nord au Sud de l'Algérie (33° à 37°). L'énergie solaire reçue pendant une journée d'ensoleillement continue est pratiquement la même partout, d'autre part la fraction d'insolation diffère peu d'un point à un autre (50% à 75% en janvier, 75% à 85% en juillet). L'influence de la latitude par contre joue dans le même sens hiver comme été; la chaleur augmentant quand la latitude diminue. En hiver donc ces deux influences se contrarient; en été elles ajoutent leurs effets en ce qui concerne les températures maximales. Cela entraîne du nord au sud une variation du climat beaucoup plus rapide en été qu'en hiver [6].

L'influence maritime diminue l'écart diurne; en été la diminution est très importante et très rapide quand on se rapproche de la côte; en hiver où les minima sont plus relevés que les maxima, la diminution est plus faible. Les variations de température de la mer en retard sur celles de l'air font que les extrêmes saisonniers de température sont décalés entre les régions subissant l'influence maritime et les régions continentales est le plus souvent le mois de juillet. En hiver le décalage est très faible et le mois le plus froid est presque toujours janvier. La longueur de la saison chaude est à peu près la même dans toute l'Algérie et dure environ trois mois et demi répartis sur juin, juillet, août et septembre. La longueur de la saison froide varie suivant les régions, elle est plus courte au nord et au Sud qu'au centre. D'autre part quand l'altitude croît les températures diminuent; au voisinage du littoral où l'influence de la mer est plus grande dans la plaine que dans les sites élevés, ce phénomène est atténué en été et amplifié en hiver [6].

2.2.1. Au nord de L'Algérie :

2.2.1.1. Inventaire et classification des sources thermales

A travers l'existence de nombreuses sources thermales réparties sur la presque totalité du nord Algérien (Fig.1.7), nous pouvons déjà affirmer que le potentiel géothermique de cette région est non négligeable. Une évaluation rapide de la puissance représentée par les principales sources thermales situe cette dernière à plus de 140 MW.

La connaissance du potentiel géothermique global fait appel à plusieurs disciplines et techniques. Les conditions géologiques, hydrogéologiques, thermiques et géochimiques du réservoir doivent être connues afin d'établir des modèles ou des cartes. L'inventaire des sources thermales du nord algérien fait état de l'existence de plus de deux cents (200) sources dont la température varie de 22°C à 96 °C. Ceux sont surtout les régions du Nord - Est et celle du Nord - Ouest qui comptent le plus grand nombres de sources. Les débits et les caractéristiques géochimiques de ces sources sont très incomplets. Aussi une opération de mesures, d'échantillonnage et d'analyses spécifiques est prévue sur au moins une centaine de sources. Les faciès dominants de ces eaux sont chloruré-calciques, sulfaté-calciques et bicarbonatés [6].

2.2.1.2. Gradient géothermique :

Les données thermométriques recueillies dans les quelques forages de gradient géothermique et les températures mesurées dans les fonds de forages pétroliers (BHT) ne couvrent pas la totalité des terrains investis par la reconnaissance géothermique et de ce fait ne permettent de tracer qu'une esquisse du gradient. A partir de la nous pouvons déjà remarquer l'existence de trois zones d'anomalie thermique, à savoir : la région de Mostaganem à l'Ouest, la région de Ain Boussif - Sidi Aissa au centre et enfin la région de

Guelma - Annaba - Djebel Onk à l'Est. Dans ces régions, la valeur du gradient géothermique peut aller jusqu'à plus de trois fois celle du gradient normal qui est de 3 °C / 100 m.

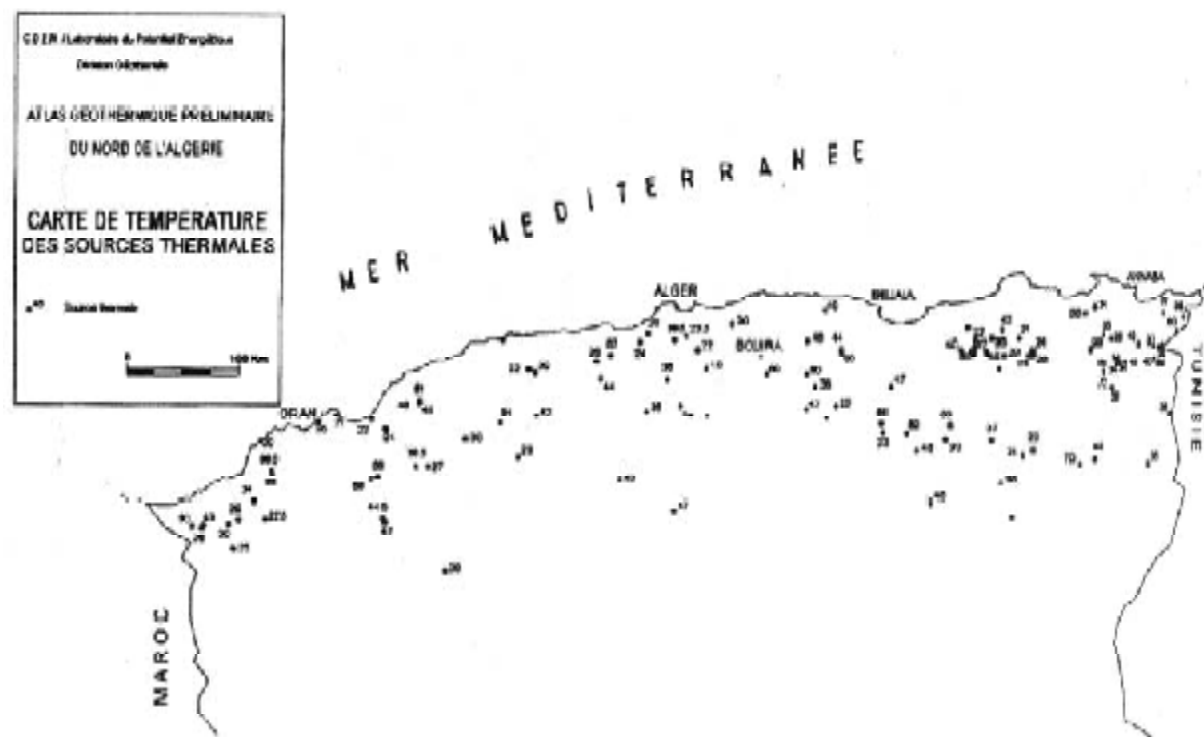


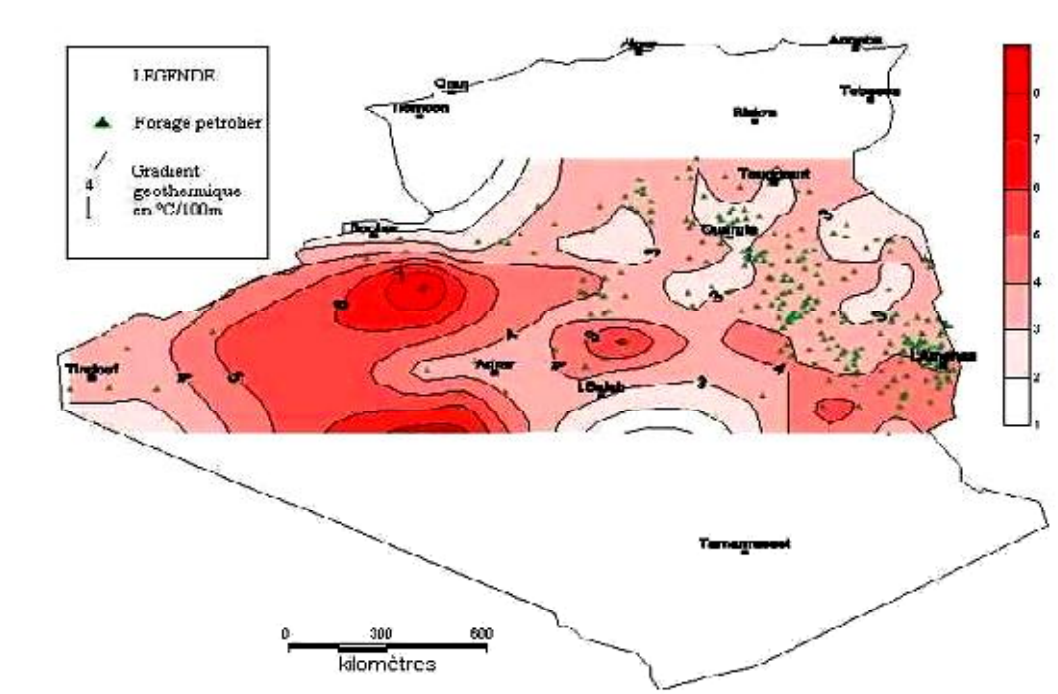
Figure (1.7) : Carte de température des sources thermales au nord de l'Algérie [6]

Sources thermales	Région	Faciès chimique	Résidus secs (mg/l)	Température (°C)	Débit (litre/seconde)
H. Chellala	Guelma	Sulfaté magnésien	1600	98	100
H. Bou Hadjar	Ain Témouchent	Chloruré sodique	3210	66.5	-
H. Bouhanifia	Mascara	Bicarbonaté sodique	1400	66	-
H. Boutaleb	Sétif	Chloruré sodique	3416	52	-
H. Essalibine	Khenchela	Chloruré sodique	2082	70	-
H. Salhine	Skikda	Sulfaté magnésien	2046	55	-
H. Sidi Bou Abdellah	Relizane	Chloruré sodique	1194	51	-
H. Delaa	M'sila	Sulfaté sodique	1980	42	-
H. Rabi	Saïda	Chloruré sodique	1524	47	-
H. Sillal	Bejaia	Chloruré sodique	2221	46	-
H. Ben Haroun	Constantine	Chloruré sodique	3762	42	10

Tableau (1.1) : Caractéristiques de quelques sources thermales du Nord de l'Algérie [6]

2.2.2. Au sud de l'Algérie : [6]

La région d'étude est située dans le Sahara algérien (Fig.1.8). Les forages pétroliers et hydrauliques qui traversent le territoire saharien indiquent bien que dans certaines régions, les eaux sont très chaudes, ces constatations nous permettent de considérer le Sahara algérien comme favorable à la production de l'énergie géothermique. Si le potentiel géothermique du Nord algérien est bien déterminé, pour le Sud algérien une étude détaillée s'avère nécessaire pour l'évaluation du potentiel géothermique.



Les forages pétroliers étant les plus profonds, ils rendent le mieux compte du gradient géothermique. De nombreux forages pétroliers couvrent le Sahara algérien d'Est en Ouest, comme le montre la carte de gradient (Fig.1.8). La majorité de ces forages sont localisés principalement dans la partie septentrionale du Sahara algérien, car cette région saharienne est par contre l'une des plus intéressantes du point de vue ressources fossiles (pétrole, gaz). Les valeurs de BHT (Bottom Hole Temperature), représentant les températures de boue du fond de puits, nous ont permises de calculer de gradient géothermique.

Dans le cas général, les valeurs de BHT ne reflètent pas avec exactitude la température de la formation traversée, et elles sont par conséquent corrigées. Parmi ces méthodes de correction, il existe la méthode qui utilise les valeurs de DST comme référence. Cependant

cette correction est négligée par certains auteurs. Dans cette étude, la correction des BHT n'a pas été utilisée en raison de l'absence des valeurs de DST pour un grand nombre de forages.

Le Sahara algérien présente dans son ensemble un gradient géothermique moyen de l'ordre de 4 °C /100 m. Dans la partie septentrionale du Sahara, le gradient géothermique est de l'ordre de 3 °C / 100 m. Il est moyen, et il pourrait être du uniquement à l'effet de la profondeur.

Une forte anomalie géothermique est bien mise en évidence dans la partie occidentale du Sahara dans les régions de Béchar, Béni Abbés et Timimoune. Les diagraphies de forages consultés montrent que cette zone est anormalement chaude, plus particulièrement dans la région de Béni Abbés où le gradient atteint plus de 6 °C / 100 m. Ce gradient, qui est plutôt élevé, est probablement dû à la tectonique intense qu'a connue la partie occidentale de la plate forme saharienne au cours de l'orogénèse hercynienne.

Du point de vue pétrolier, la prospection pétrolière révèle que la province occidentale du Sahara algérien est pauvre en hydrocarbure liquide et ce, malgré que la condition majeure de son existence soit réunie en profondeur (la roche mère). Par contre la province orientale est très riche sur ce plan.

Sachant que le pétrole atteint le degré de maturité dans des conditions de température et de pression bien définis, au delà il perd sa maturité, soit il passe à la phase gazeuse, ou bien, dans des conditions extrêmes, il brûle carrément, on parle alors de 'pétrole cramé'.

Donc le gradient géothermique élevé dans le Sahara occidental pourrait être l'un des facteurs responsables de cette pauvreté en hydrocarbures liquide dans cette région. Les résultats obtenus à partir de la carte géothermique seraient en concordance avec les résultats de la prospection pétrolière.

La carte de flux de chaleur du Sud algérien montre que les valeurs de flux de chaleur varient entre (60 MWm⁻² et 100 MWm⁻²). Donc le flux de chaleur enregistré au Sud de l'Algérie est élevé par rapport à la moyenne mondiale qui est de 60 MWm⁻².

Le flux de chaleur moyen est de 80 mWm⁻². L'axe Béchar – Adrar - In Salah - Illizi est caractérisé par un flux élevé de 100 mWm⁻². De part et d'autre de cet axe, les valeurs décroissent graduellement. On remarque aussi quelques petites anomalies locales positives au Nord-Est.

La carte de flux de chaleur met en évidence deux zones d'anomalies distinctes:

- la zone Ouest qui présente un flux élevé de 90 mWm⁻² à 110 mWm⁻².
- la zone Est qui présente un flux moyen de 60 mWm⁻² à 80 mWm⁻².

Il est constaté:

- une concordance entre la carte de flux et la topographie de la région. En effet, on retrouve les dépressions du grand Erg occidental et oriental bien définies à travers les zones d'anomalies faibles. Les zones hautes comme les chaînes de l'Ougarta et les affleurements du bouclier Touareg au Sud, se retrouvent dans les zones d'anomalies élevées.
- une concordance entre la structuration et le flux de chaleur, la direction des anomalies suit relativement la direction de la structuration du Sahara algérien. Les directions NW-SE et N-S mises en évidence respectivement dans la partie occidentale et la partie orientale de la carte sont en concordance avec la direction de la structuration dans ces régions. La partie

orientale est un bassin crétacé récent qui est doté d'aquifères en profondeur, la structure de l'aquifère est en concordance avec l'anomalie mise en évidence dans cette région.

- une concordance entre la tectonique et le flux de chaleur. En effet la partie occidentale du Sahara algérien était le siège des principales déformations de la phase de compression hercynienne, ceci se manifeste sur la carte de flux de chaleur par un état thermique actuel anormalement chaud par rapport à la partie orientale qui était plus stable sur le plan tectonique et qui présente sur la carte de flux de chaleur un état thermique actuel modéré.

Les graphes (température - profondeur) nous ont permis de constater l'augmentation de la température avec la profondeur. Cette variation peut être linéaire ou non linéaire selon le milieu traversé. Le Sahara algérien présente dans son ensemble un gradient géothermique moyen de l'ordre de $4^{\circ}\text{C}/100\text{ m}$. Deux parties distinctes sont bien mises en évidence à travers la carte de gradient géothermique. L'une dans la partie septentrionale du Sahara, dont le gradient géothermique moyen est de l'ordre de $3^{\circ}\text{C}/100\text{ m}$. L'autre dans le Sahara occidental, qui présente un fort gradient géothermique qui atteint plus de $6^{\circ}\text{C}/100\text{ m}$, plus particulièrement dans les régions de Béchar, Béni Abbés et Timimoune.

La carte de flux de chaleur nous a permis d'estimer de la chaleur en place dans chaque point du territoire saharien. Le Sahara septentrional présente un flux moyen, compris entre 80 et 100 MW/m², on remarque sur la carte quelques anomalies locales entre positives et négatives. La partie occidentale présente un flux élevé compris entre 90 et 110 MW/m². Les mouvements hercyniens semblent être les principaux responsables du flux élevé dans cette région. La partie septentrionale du Sahara algérien renferme les deux conditions majeures pour l'existence d'un réservoir géothermique, un gradient géothermique et une nappe aquifère en profondeur. Sur la base des résultats précédents et afin d'assurer une meilleure exploitation possible des ressources géothermiques du Sahara algérien, il est suggéré l'utilisation de la géothermie basse énergie dans sa partie septentrionale. Le domaine du chauffage des serres serait très recommandé dans cette région.

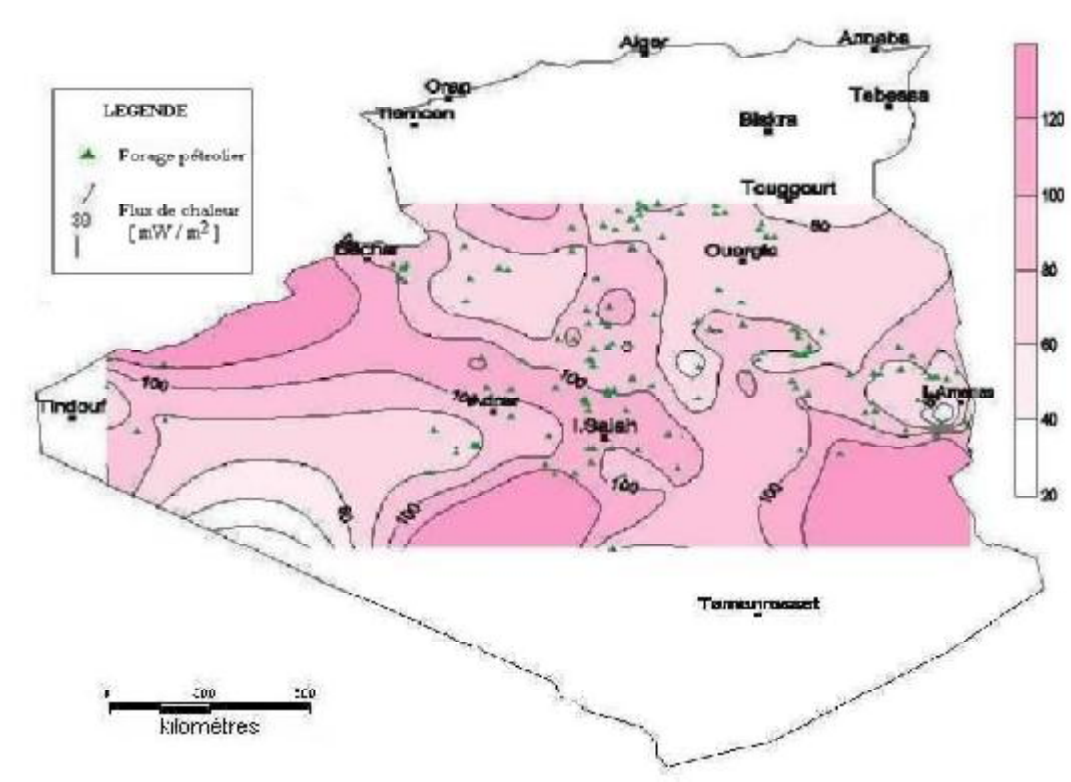


Figure 1.9 : Carte du flux de chaleur du Sud Algérien [6]

CONCLUSION :

L'Algérie dispose d'un potentiel géothermique appréciable. Si les réservoirs existants sont de type basse à moyenne enthalpie, l'utilisation directe de cette énergie dans différents domaines tels que le chauffage des serres et locaux, le séchage des produits agricoles comme le tabac ou le raisin, ou encore la pisciculture, permettra certainement l'économie de plusieurs centaines de Mégawatts. L'exploitation de cette énergie renouvelable, propre et bon marché est en pleine expansion à travers le monde. A l'instar de ses voisins africains comme la Tunisie le Nigeria ou l'Éthiopie, l'Algérie ne peut négliger les possibilités que peut offrir cette ressource.

Introduction :

Capter cette énergie thermique, la transformer pour la rendre utilisable, s'en servir pour chauffer les habitations, c'est possible grâce à une machine maintenant bien au point : la pompe à chaleur géothermique.

2.1. Les capteurs thermiques :**2.1.1. Captage horizontal :**

C'est le type de captage le plus courant puisque le moins coûteux. En effet, le captage horizontal consiste à placer des tubes entre 80cm et 1,2m de la surface. A cette profondeur, la température est assez stable et ne varie que pendant les saisons entre 10 et 20°C. Si les travaux sont effectués lors de la construction de la maison, cela peut avoir un coût très faible puisque les engins sont déjà sur place. On considère qu'il faut entre 1,5 et 2 fois la surface de la maison pour chauffer convenablement. S'il est possible de planter des choses à la surface (fleurs, pelouse), les arbres et les terrasses sont eux à proscrire au-dessus des tubes. Cette technique possède un inconvénient majeur : si les tubes ne sont pas assez enterrés et/ou que les besoins en chauffage sont trop grands pour la surface de captage, la température de la terre risque de chuter jusqu'à faire geler la surface, tuant par la même tout ce que vous auriez pu planter au-dessus, y compris la pelouse [7].

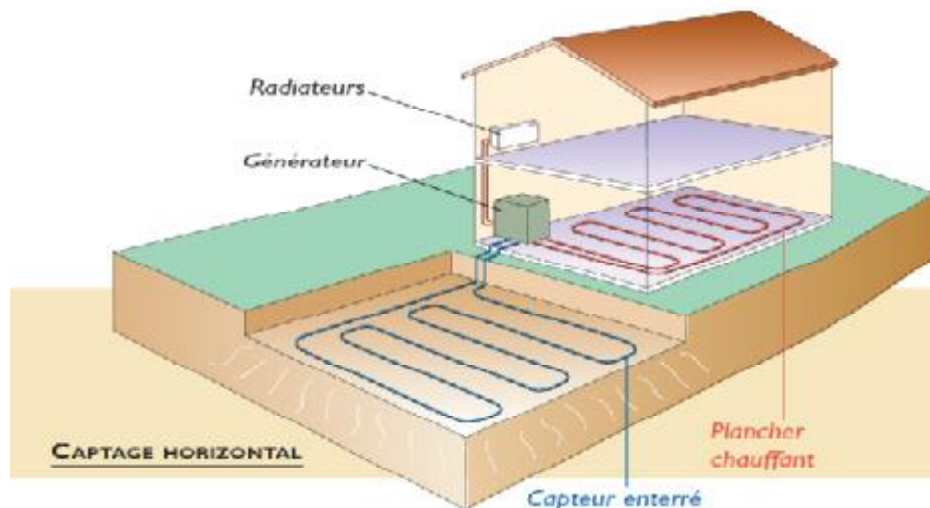
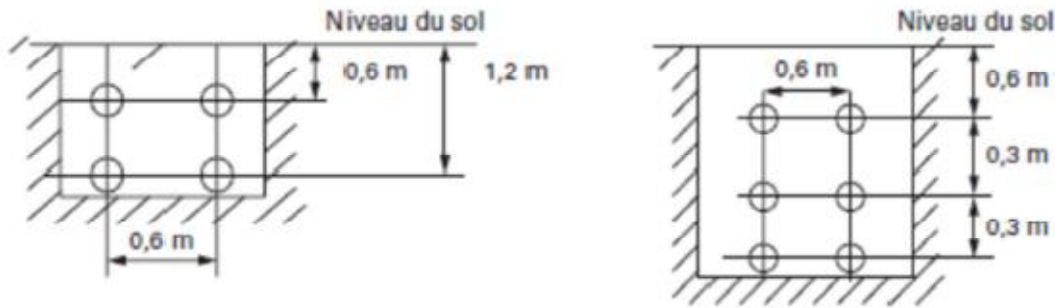


Figure (2.1) : Captage horizontal [7]

• Conditions d'installation :

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.

Les configurations à quatre tubes et à six tubes sont le plus souvent utilisées.



a.configuration à quatre tubes

b.configuration à six tubes

figure(2.17) : configuration en tranchées

Emplacements minimaux entres tubes et tranchées			
Configuration horizontale	Emplacement horizontal entre Tubes (m)	Emplacement vertical Entre tubes (m)	Emplacement entre deux Tranchées d'axe à axe
4 tubes par tranchée	0,6	0,6	1,2
6 tubes par tranchée	0,6	0,3	1,2

Tableau (2.1) : Espacement minimal requis entre les tubes et les tranchées horizontales [7].

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

On estime la surface de captage nécessaire de 1,5 à 2 fois la surface habitable à chauffer. Pour une maison de 150 m², le capteur occupera entre 225 et 300 m² de notre espace extérieur (jardin).

2.1.2. Captage vertical :

Cette technologie requiert deux sondes de 15 à 100m de profondeur. A cette profondeur, la température est beaucoup plus stable qu'avec un captage horizontal. Cependant, les forages coûtent très chers rendant cette solution beaucoup plus coûteuse que la précédente. Les sondes doivent être situées à une dizaine de mètres d'écart minimum. Il est donc possible d'installer ce type de système sur des petites surfaces de terrains. De plus, la surface ne risque pas de geler [7].

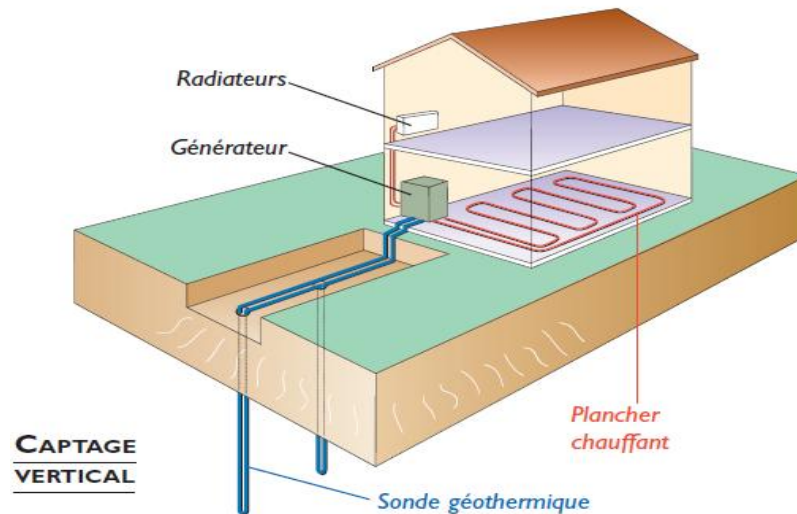


Figure (2.2) : Captage vertical [7]

- **Conditions d'installation :** [7]

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 (2.3) 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.

Pour ce type de captage il nous faut deux sondes géothermiques de 50 m de profondeur pour chauffer une maison de 120 m².

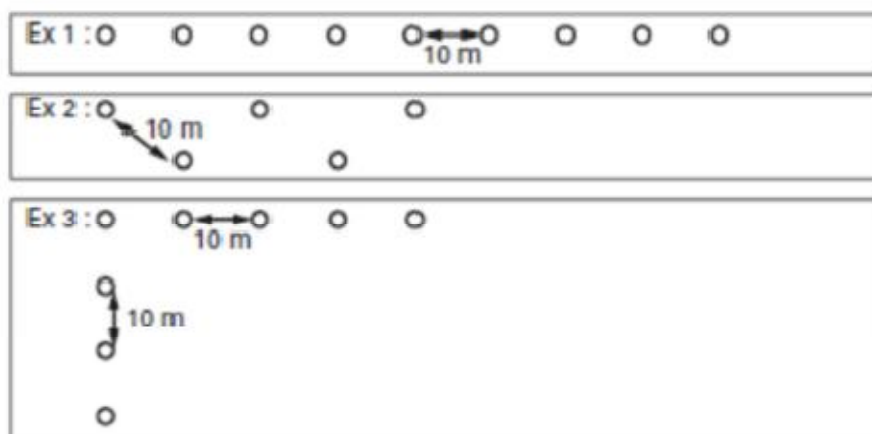


Figure (2.3) : Exemples de disposition de capteurs de champs de sondes géothermiques

2.1.3. Captage sur nappe phréatique : [7]

Les capteurs géothermiques sur nappe phréatiques, aussi appelés doublets géothermiques fonctionnent à l'aide d'un ou deux forages.

Lorsqu'il n'y a qu'un forage, l'eau est extraite de la nappe avec une pompe puis on récupère ses calories grâce à l'échangeur de la PAC et on rejette l'eau dans un ruisseau ou une rivière. Il n'est en effet pas possible de rejeter l'eau refroidie au même endroit sous peine de refroidir aussi l'eau qui sera pompée, ce qui diminuera sensiblement les performances de l'installation.

L'autre solution (la plus courante) consiste à mettre en place une deuxième sonde donnant sur la même nappe phréatique mais espacée de plusieurs mètres de la première. La température de l'eau pompée sera donc préservée de même que la quantité d'eau souterraine de la nappe qui est une denrée rare et précieuse.

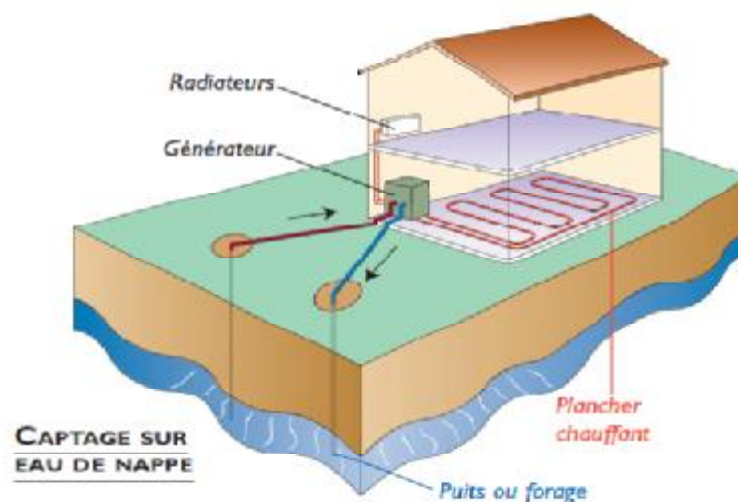


Figure (2.4) : Captage sur eau de nappe [7]

- **Conditions d'installation :** [7]

La stabilité de débit dans le temps est nécessaire entre 1 et 3 m³/h.

Nappes aquifères peu profondes (moins de 100m).

Un ou deux forages de 30 à 100m de profondeur.

3.1.4. Captage corbeilles : [7]

Les corbeilles géothermiques ont été conçues pour une utilisation à une profondeur entre 1 et 4 mètres et sont la plupart du temps installées prêtes au raccord autour d'un bâtiment. Selon le modèle, les corbeilles sont placées dans des trous à 2,5 - 4 mètres de profondeur et sont comblées avec de l'eau et les déblais. A l'aide de manchons à souder ou du système Géopress, les corbeilles sont éventuellement reliées entre elles et guidées de manière centrale au bâtiment, où l'installateur établit le raccord avec la pompe à chaleur, Les circuits de chauffage. Les corbeilles maxi sont directement raccordées une par une au distributeur

Elles ont une surface plus grande pour capter l'énergie géothermique et la contenance en fluide caloporteur, l'eau glycolée dans ce cas, est maximisée. Ainsi, l'énergie thermique peut être captée de manière plus uniforme de la terre. Le risque de gel qui surgit çà et là à d'autres systèmes est évité, vu que le captage de la chaleur se situe sous la limite de gel à des profondeurs entre 100 et 500 cm [8].

Une influence sur les micro-organismes écologiques dans le sol est ainsi évitée. L'exploitation jardinière de la surface au-dessus des corbeilles géothermiques l'installation est possible sans problèmes, mais le sol ne devrait pas être scellé. La régénération naturelle du sol exploité est garantie par le rayonnement solaire régulier et l'humidification de la terre par la pluie et la fonte des neiges. La pression de l'eau glycolée dans le champ des corbeilles se situe entre 1,0 et 1,5 bars. La faible profondeur d'implantation au-dessus de la nappe phréatique empêche une modification de l'équilibre hydrique. Vu les dimensions compactes de la corbeille géothermique, l'ensemble du champ géothermique nécessite jusqu'à 60% moins de place qu'un collecteur de surface comparable [8].

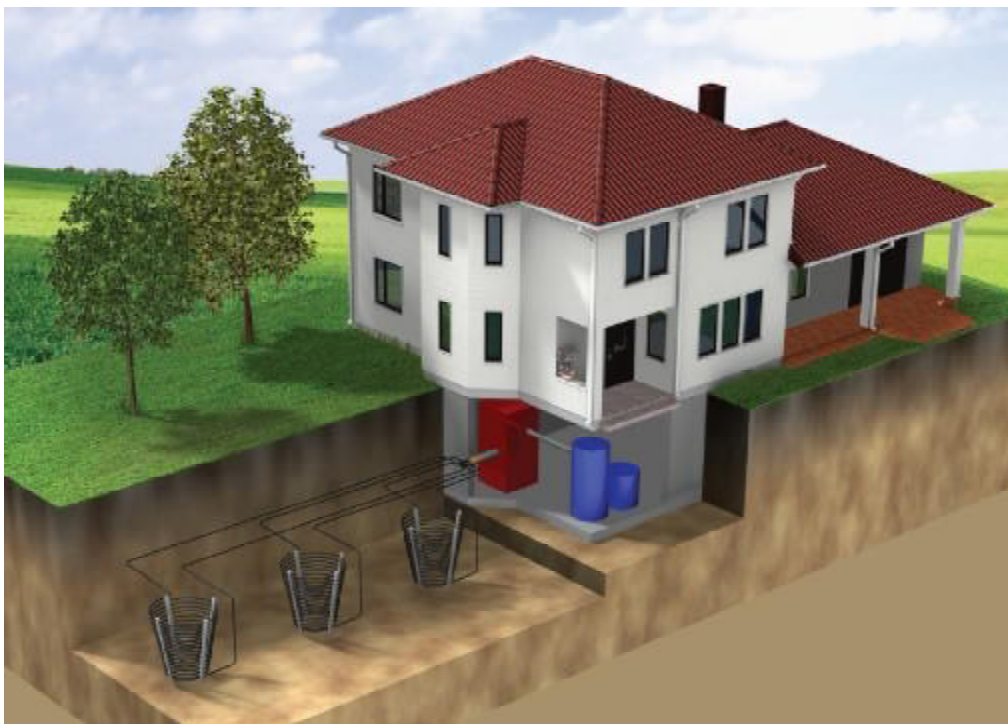


Figure (2.5) : Captage corbeille [8]

Éléments constitutifs	caractéristiques
Mètre du tube (m)	75 m
Diamètre en haut (a)	2,4 m
Diamètre en bas (b)	1,4 m
Hauteur c	1,2 m
Distance entre tubes	114 m
Volume corbeille	3,5 m³
Distance entre axe des corbeilles (d)	5,0 m
Encombrement net /corbeille, implantation en ligne	12-15 m
Encombrement net/corbeille, implantation en parallèle	25-30 m
Montage	Max 3 en série

Tableau (2.2) Éléments constitutifs d'un capteur corbeille et ces caractéristiques [8]

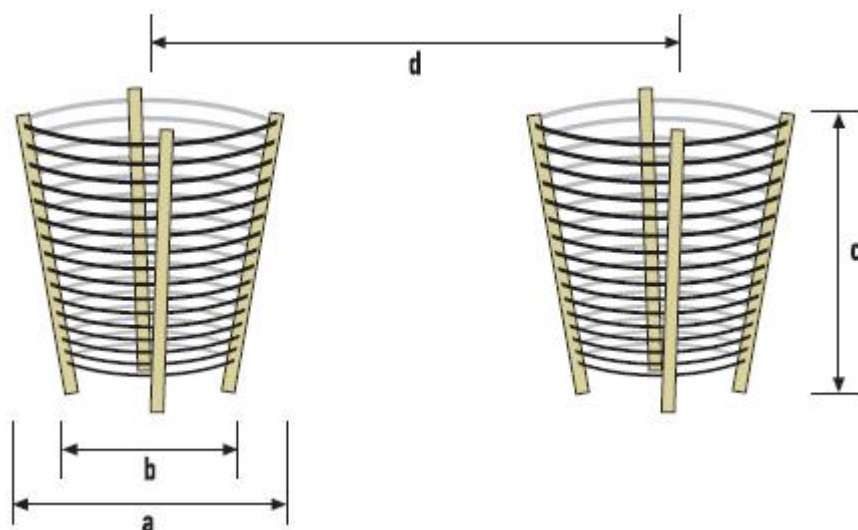


Fig (2.6) : les dimensionnes des capteurs corbeilles [8]

2.2. Le plancher chauffant : [9]

Le plancher chauffant assure un confort thermique absolu dans l'habitat collectif ou individuel, les bâtiments de grand volume, le secteur tertiaire ou les collectivités (écoles, crèches.....) [9].

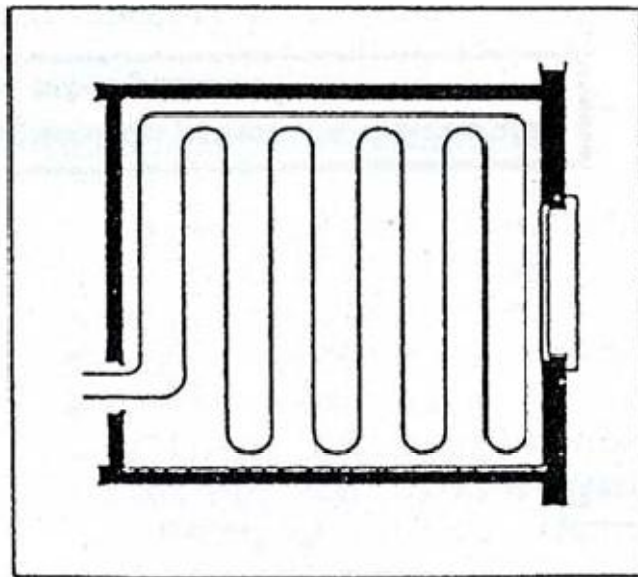


Figure (2.7) : schéma d'un plancher chauffant [9]

2.2.1. Type des planchers chauffants : [9]

On trouve divers types qui ont chacun leurs caractéristiques en matière de fonctionnement et de pose :

- **Procédé au système humide :**
Le tuyau de chauffage est entièrement noyé dans la chape avec armature en treillis soudé, et celle-ci repose sur une couche d'isolation thermique.
- **Procédé au système sec :**
Les tuyaux de chauffage se trouvent dans l'isolation de sorte que la chape doit avoir une supplémentaire de 5 cm seulement.
C'est la solution la plus utilisée dans les bâtiments en rénovation. L'émission de chaleur présente cependant plus de difficultés (-15%)
- **Procédé au système semi-sec :**
Les tuyaux sont posés sur des panneaux d'isolation spécialement étudiés et sont partiellement noyés dans la chape. L'émission de chaleur n'est que légèrement inférieur par rapport au système humide (-5%).

2.2.2. Les caractéristiques physiques d'un plancher réversible :

L'échange thermique entre un plancher et le local lui-même caractérise la puissance d'émission en mode chauffage. Cette puissance, exprimée en W/m^2 , est égale au produit de deux valeurs :

- L'écart de température entre la surface du sol et l'ambiance de la pièce
- Un coefficient qui caractérise la structure du plancher appelé coefficient surfacique d'échange (h_i)
 - o $11.6 W/m^2\text{°C}$ en mode chauffage pour les planchers chauffants
 - o $7 W/m^2\text{°C}$ en mode rafraîchissement pour les planchers
 - o $10 W/m^2\text{°C}$ pour les murs chauffants
 - o $9 W/m^2\text{°C}$ pour les murs rafraîchissant

Ceci implique une première limitation physique de l'émission possible.

Par exemple, pour une installation dont la température de sol est de 28°C et la température ambiante de 18°C , le flux maximum d'émission de chaleur sera de $10 \times 11.6 = 116 w/m^2$

La nature du revêtement de sol influe sur la puissance thermique émise par le plancher. Cette prescription a pour but de favoriser l'émission haute du plancher.

La nature, le type de la résidence thermique du revêtement de sol sont indiqués dans les documents particuliers du marché. En l'absence de précision sur ces données, les calculs sont faits avec la valeur de $0.15 m^2.K/w$.

Dans le temps l'aménagement des pièces varie, donc il y a lieu de prendre en compte ces possibles changements. Par exemple, au moment de la construction de choix du revêtement par la moquette de 10 mm. La résistance thermique (R_{th}) n'étant pas la même les émissions hautes du plancher chauffant seront inférieures et le risque sera de ne plus avoir la température voulue dans la pièce.

Si on ne tient pas compte de ce fait possible lors de la pose du plancher chauffant, il n'y aura pas d'autre alternative que d'augmenter la température du fluide ce qui aura pour conséquence de déséquilibrer le reste de l'installation et d'augmenter la température superficielle de sol.

Par conséquent il est recommandé de prendre en compte le revêtement futur pour palier à ce risque. Toutes les pièces ne sont pas concernées comme par exemple la cuisine ou il est très rare de poser un tapis de grand format ou de mettre de la moquette.

Pour compenser ce supplément de puissance en attendant le revêtement futur une correction sera effectuée à l'aide des vannes de réglages situées sur les collecteurs.

2.2.3. Dimensionnement des planchers chauffants : [9]

2.2.3.1. Température ambiante du local :

Le plancher chauffant se comporte comme un grand radiateur au sol. La chaleur, diffusée par rayonnement, est homogène dans toute la pièce, avec la suppression de zones froides, ce de chauffage permet d'obtenir la même sensation de bien être à 18 °C qu'avec un autre type de chauffage à 20 °C (sécurité thermique). Un abaissement d'un degré de la température ambiante générant 7% d'économie d'énergie, le rapport qualité-exploitation du plancher chauffant est particulièrement intéressant.

2.2.3.2. Température du fluide chauffant :

Le choix de la température de départ du fluide n'est pas aussi facile qu'il y paraît. La température de départ va influencer sur :

- La température superficielle du sol
- Les émissions thermiques hautes du plancher chauffant, donc, la longueur de la boucle et par conséquent le pas.

Dans tous les cas, la température maximale du fluide ne devra pas excéder 50°C (DTU 65.8 Document Technique Unifié). La chute de température d'un plancher chauffant se fait sur une plage de 5 à 10°C et plus généralement 8 à 10°C.

Si la température superficielle du sol dépasse 28°C il y a lieu de prendre une température de départ du fluide inférieur ou d'augmenter la chute de température du fluide.

La température de départ de l'eau, 50°C maxi, ce qui donne une température moyenne, avec une chute de 10°C, de 45°C. Afin de ne pas risquer de dépasser la température superficielle du sol, fixé par décret à 28°C.

Les températures moyennes généralement utilisées sont : 35, 40, et 45°C ce qui permet aussi d'abaisser le coût d'exploitation. Ces températures ne sont pas des obligations, il est tout à fait possible de baser une étude sur une température de départ de 36°C (généralement on ne descend pas en dessous 35°C et d'adopter une chute de 8°C ceci donne alors une température moyenne de 32°C.

2.2.3.2. Inertie

Le chauffage par le sol est intéressant (tant au niveau du confort que de la consommation) :

- Dans des locaux situés au-dessus de locaux chauffés,
- Non soumis à des apports de chaleur importants et variables (occupants, soleil, ...),
- A usage continu (de type hébergement).

Par exemple, le chauffage par le sol ne convient pas vraiment pour une école dont le temps d'occupation et les apports de chaleur gratuits (élèves, ensoleillement) sont importants. Pas plus pour un restaurant. Il ne convient pas non plus pour tout local fortement ensoleillé.

Par contre, il convient tout à fait dans les locaux de grande hauteur (atrium, local avec mezzanine, etc.)

Pour lesquels la stratification des températures devient importante dans le cas d'un chauffage par convection.

2.2.3.3. Pas de pose

On appelle le "pas", l'écartement en centimètre qu'il y a entre les tubes du panneau. Prévoir une boucle minimum par pièce, ce qui permet d'avoir une indépendance et donc une possibilité d'adapter chaque pièce au confort souhaité. Dans la mesure du possible il faut essayer de ne pas avoir de boucle commune à plusieurs pièces car sinon il y a interdépendance, ce qui génère des problèmes d'équilibrage pour obtenir la température d'équilibre thermique.

Dans le cas du plancher avec fonction réversible, les calculs de pas seront faits en respectant la température maximale de sol de 28°C en tout point et ce pour la température extérieure de base.

2.2.3.4. Diamètre des tubes

Les canalisations en tube cuivre qu'il est possible d'utiliser sont 10x12, 13x16, 16x20 et 20x25. Les canalisations les plus utilisées les tubes PER en Ø 13x16 et 16x20.

L'émission thermique d'un tube 13x16 sera moindre que pour un tube de 16 x 20 (-5% à -10% en moyenne en W/m°C).

Les longueurs de tubes qu'il faut de dépasser sont :

- 160 m pour du tube 16x20.
- 120 m pour du tube 13x16.

Le risque d'entartrage par les boues de chauffage des canalisations sera réduit avec du 16x20.

La perte de charge de la boucle la plus défavorisée ne doit pas dépasser 500 mbar si possible pour réduire les coûts de consommation d'électricité.

La partie de tuyauterie alimentant un panneau et traversant un autre panneau est appelée ' passage '. L'émission de ces tuyauteries vient donc en déduction des besoins calorifiques à assurer par le panneau qu'elles traversent.

2.2.3.5. Résistance thermique des différents matériaux en revêtement de sol :

Tous les revêtements de sol sont possibles, à condition que leur résistance à la chaleur demeure raisonnable. La question ne se pose pas pour le marbre, le carrelage ou les revêtements synthétiques, faiblement résistants. Elle peut se poser pour le parquet et la moquette. La limite est fixée à une valeur maximale de 0.15 m²k/W pour le chauffage seul et de 0.09 m²k/W pour la double fonction chauffage / rafraîchissement.

Matériaux	Résistance thermique haute [m ² °C/W]
Tapis d'épaisseur 10 mm	0.15
Tapis d'épaisseur 8 mm	0.12
Tapis d'épaisseur 6 mm	0.09
Tapis d'épaisseur 4 mm	0.06
Carrelage 5 mm	0.005
Carrelage 30 mm	0.008
Dalles PVC, revêtement plastique	0.025
Moquette standard 5 mm	0.080
Moquette épaisse 10 mm	0.150
Parquet chêne, hêtre épais 2cm	0.086
Parquet résineux épais 2cm	0.133
Revêtement PVC 5mm nu	0.025
Revêtement PVC 5mm, avec tapis 10mm	0.175
Revêtement marbre 20mm nu	0.01
Revêtement marbre 20mm, avec tapis 10mm	0.16
Revêtement marbre 20mm, avec tapis 4mm	0.07

Tableau (2.3) : résistances thermiques des différents matériaux en revêtement de sol [9]

2.2.3.6. Les isolants thermiques :

Les isolants utilisés ordinairement dans ce système de plancher sont, soit le polystyrène extrudé et la mousse de polyuréthane (4 cm généralement sur terre-plein ou cave). La plupart des fabricants proposent le polystyrène expansé même si la mousse de polyuréthane a une conductivité thermique inférieure.

2.2.3.7. Avantage des planchers chauffants :

- Espace au sol et sur les murs entièrement libéré
- Procédé silencieux
- Propreté (pas de mouvement d'air, ni de poussière)
- Le plancher chauffant, quel que soit son type, évite l'encombrement des murs et de l'espace provoqué par la pose de radiateurs : sous le sol, il est invisible et permet un gagner de la surface.
- Le fonctionnement de ce type de chauffage permet une répartition homogène de la chaleur dans la pièce, et assure ainsi un confort plus agréable que les autres méthodes de chauffage.

- De plus, une économie d'environ 15% est permise par le plancher chauffant grâce à cette uniformité de la chaleur.

2.2.3.8. Inconvénients des planchers chauffants :

Mais le plancher chauffant, n'a pas que des avantages

- La pose d'un plancher chauffant représente un investissement important à l'achat. Mais, il permet un rendement intéressant à long terme.
- Ce système ne convient pas à tous les types de sols : son utilisation avec certains planchers en bois ainsi qu'avec de la moquette est à proscrire.
- Très simple à installer dans un bâtiment neuf, le plancher chauffant l'est beaucoup moins quand il s'agit de remplacer ou de rénover un logement ancien.
- En remontant la hauteur du sol de quelques centimètres, le plancher chauffant peut provoquer des soucis au niveau des portes.

2.3. Pompes à chaleur : [10]

2.3.1. Introduction :

L'air, l'eau et le sol sont des sources d'énergie thermique gratuites et renouvelables, mais présentent un niveau de température inférieur à ce dont nous avons besoin pour nous chauffer. L'utilisation d'une pompe à chaleur, permet de valoriser cette énergie naturelle pour produire de la chaleur à l'intérieur d'un bâtiment.

2.3.2. Définition :

Une PAC est une machine thermodynamique qui puise la chaleur dans un milieu naturel appelé "source froide" (eau, air, sol) dont la température est inférieure à celle du local à chauffer. Elle transfère ensuite cette énergie au fluide de chauffage (en général l'eau chaude mais aussi quelquefois l'air) afin d'assurer le chauffage du local et aussi éventuellement la préparation d'eau chaude sanitaire [10].

2.3.3. Les organes d'une pompe à chaleur

Pour fonctionner, une pompe à chaleur nécessite 4 éléments

- l'évaporateur
- le compresseur

- le condenseur
- le détendeur.

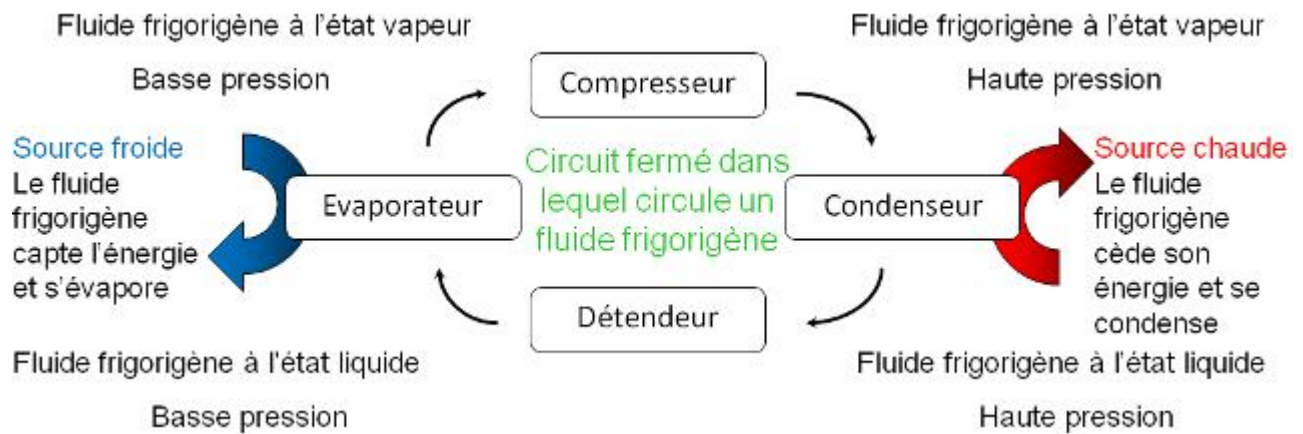


Figure (2.8) : Schéma d'une pompe à chaleur [10]

Le fluide frigorigène circulant dans ce circuit fermé parcourt un cycle composé de quatre étapes. Lors de ces étapes, le fluide frigorigène va changer d'état (liquide ou vapeur) et va se trouver à différentes pressions et températures. Les détails de ces étapes sont présentés ci-dessous :

- **Compression :**

A l'entrée du compresseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à basse pression. Le compresseur comprime le fluide frigorigène (à l'état vapeur) pour augmenter sa pression et sa température. De plus, il permet de faire circuler le fluide frigorigène dans le circuit fermé.

A la sortie du compresseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à haute pression.

- **Condensation :**

A l'entrée du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à haute pression. En passant dans le condenseur, le fluide frigorigène (à haute température) cède son énergie thermique. De ce fait, le fluide frigorigène se condense et passe à l'état liquide. A la sortie du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à haute pression. Dans le cas d'une pompe à chaleur, l'énergie récupérée au condenseur est utilisée pour la production

de chaleur à l'intérieur du bâtiment (pour le chauffage ou la production de l'eau chaude sanitaire). Dans le cas d'un réfrigérateur, cette énergie est envoyée à l'extérieur du réfrigérateur.

- **Détente :**

A l'entrée du détendeur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à haute pression. Lorsque le fluide frigorigène traverse le détendeur, sa pression ainsi que sa température diminuent. Le détendeur permet également de régler le débit de fluide frigorigène parcourant le circuit fermé. A la sortie du détendeur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à basse pression.

- **Evaporation :**

A l'entrée de l'évaporateur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à basse pression. En passant dans l'évaporateur, le fluide frigorigène (à basse température) capte l'énergie thermique. De ce fait, le fluide frigorigène s'évapore et passe à l'état vapeur. A la sortie de l'évaporateur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à basse pression. Dans le cas d'une pompe à chaleur, l'énergie thermique est captée à l'extérieur du bâtiment (dans l'air, l'eau, le sol). Dans le cas d'un réfrigérateur, cette énergie est captée à l'intérieur du réfrigérateur.

2.3.4. Cycle de fonctionnement des pompes à chaleur : 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.

2.3.4.1. Cycle théorique :

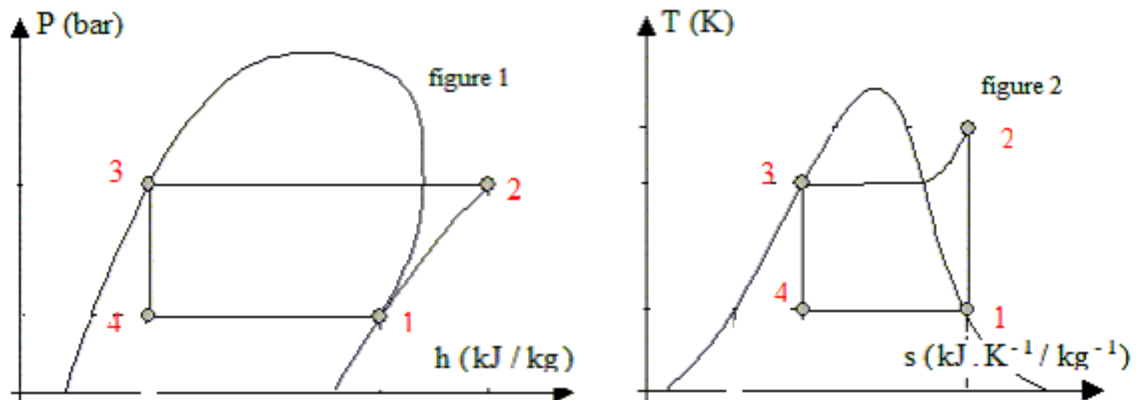


Figure (2.9) : Cycle idéal d'une PAC en diagramme (T, s) et (log P, h) [10].

2.3.4.1.1. Principe de fonctionnement :

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.

Durant un tel cycle, les différentes énergies massiques mis en jeu s'expriment comme suit :

- Evaporateur : $q_f = h_1 - h_4 > 0$
- Condenseur : $q_c = h_3 - h_2 < 0$
- Détendeur : $h_3 = h_4$ d'où $\Delta h = 0$
- Compresseur : $w = h_2 - h_1 > 0$

Et le coefficient de performance s'écrit :

$$COP = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.1)$$

2.3.4.2. Cycle pratique :

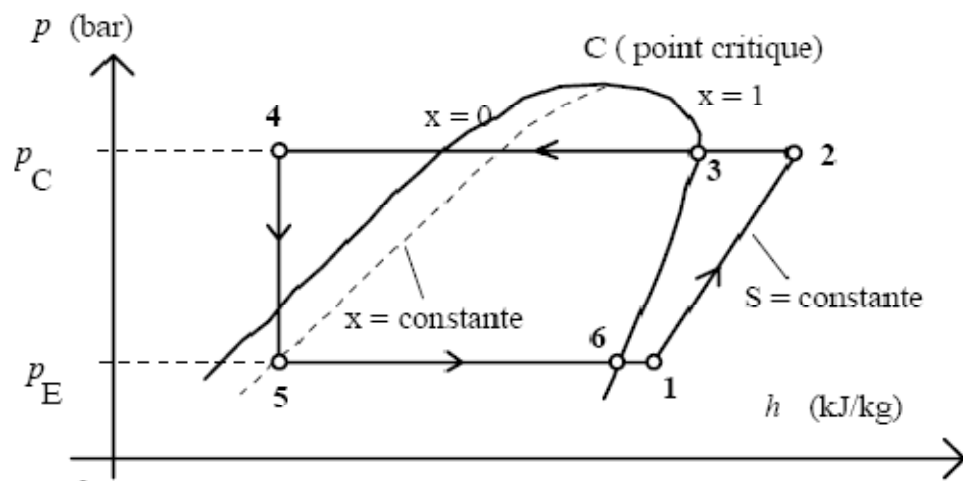


Figure (2.10) : Cycle de compression réel d'une pompe à chaleur

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

- Entre les points 1 et 2, la vapeur de frigorigène est comprimée de P_E 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 régulateur (vanne de laminage) de P_C à P_E 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_E , 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 .

En pratique, compte tenu de la nécessité de composants auxiliaires, consommateurs d'énergie (ventilateur dans le milieu à chauffer et pompe de circulation dans le cas des PAC sol-eau par exemple), il importe d'intégrer dans le bilan énergétique les énergies dépensées dans ce cas. Le coefficient de performance pour un cycle réel s'exprime alors comme suit :

$$COP = \frac{-Q_c}{W_{comp} + W_{aux}} \quad (2.2)$$

Où

W_{comp} : Quantité d'énergie consommée par le compresseur.

$W_{auxiliaires}$: Quantité d'énergie consommée par les auxiliaires

2.3.4.2.1. Bilan thermique :

Puissance thermique cédée dans le condenseur :

$$Q_c = m(h_2 - h_4) \quad (2.4)$$

Puissance thermique récupérée dans l'évaporateur :

$$Q_f = m(h_1 - h_5) \quad (2.5)$$

2.3.4.2.2. Coefficient de performance :

$$COP = \frac{-Q_c}{W} \quad (2.6)$$

Le premier principe de la thermodynamique s'écrit comme suit :

$$\Delta U = W + Q_f + Q_c = 0$$

Le deuxième principe de la thermodynamique s'écrit comme suit :

$$\Delta S = \frac{Q_f}{T_c} - \frac{Q_c}{T_c} = 0 \text{ (Système fermé réversible)}$$

$$\frac{Q_f}{Q_c} = \frac{T_f}{T_c} \quad (2.7)$$

De l'équation (3.7), on aura :

$$COP = \frac{-Q_c}{-(Q_c - Q_f)} = \frac{1}{1 - \left(\frac{T_f}{T_c}\right)}$$

2.3.5. Les différents types de pompe à chaleur :

Il existe différents type de pompes à chaleur. Celles-ci sont classées selon la nature de la "source froide" c'est à dire le milieu dans lequel on prélève l'énergie et selon la nature du fluide servant à véhiculer la chaleur dans le local à chauffer. Ainsi dans le cas d'une pompe à chaleur AIR/EAU: l'AIR extérieur est utilisé comme source froide et l'EAU comme source chaude. Ne sont présentées ci dessous que les pompes à chaleur utilisant l'eau comme fluide chauffage.

2.3.5.1. Pompe à chaleur air/air :

La chaleur est prélevée dans l'air et est transférée directement à l'air du local à chauffer ou à refroidir.

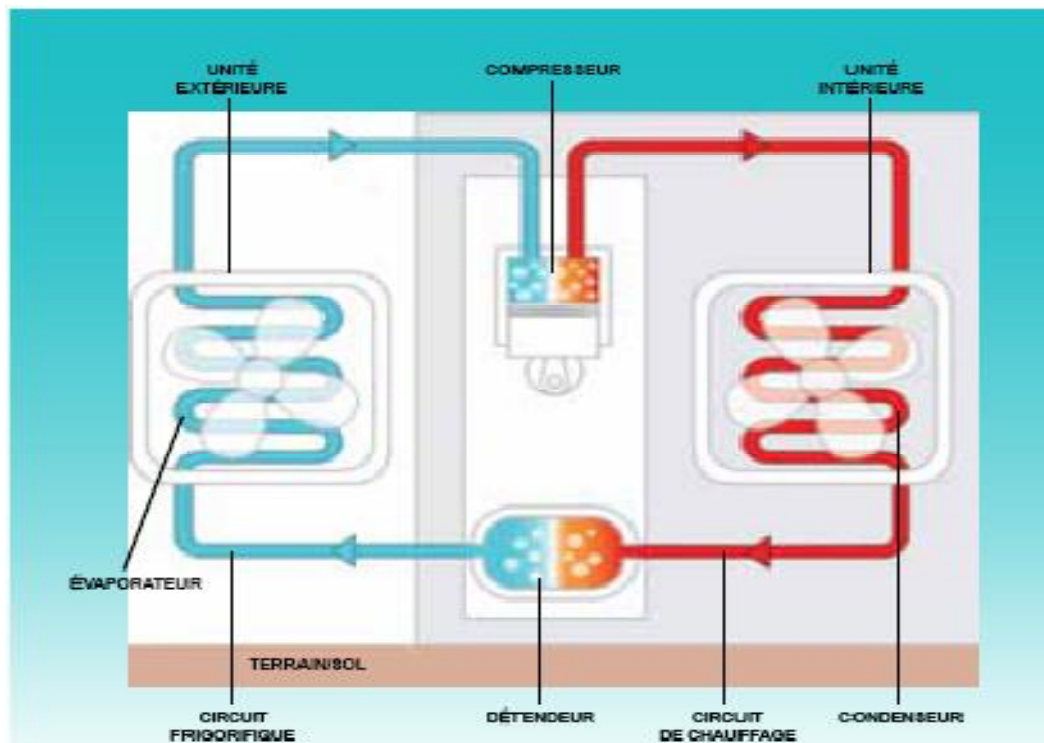


Figure (2.11) : pompe à chaleur air/air [10].

2.3.5.2. Pompe à chaleur air/eau

La chaleur est prélevée dans l'air et est transférée à un circuit d'eau qui alimentera par exemple un plancher chauffant et/ou rafraîchissant, des radiateurs ventilo-convecteurs ou aérothermes.

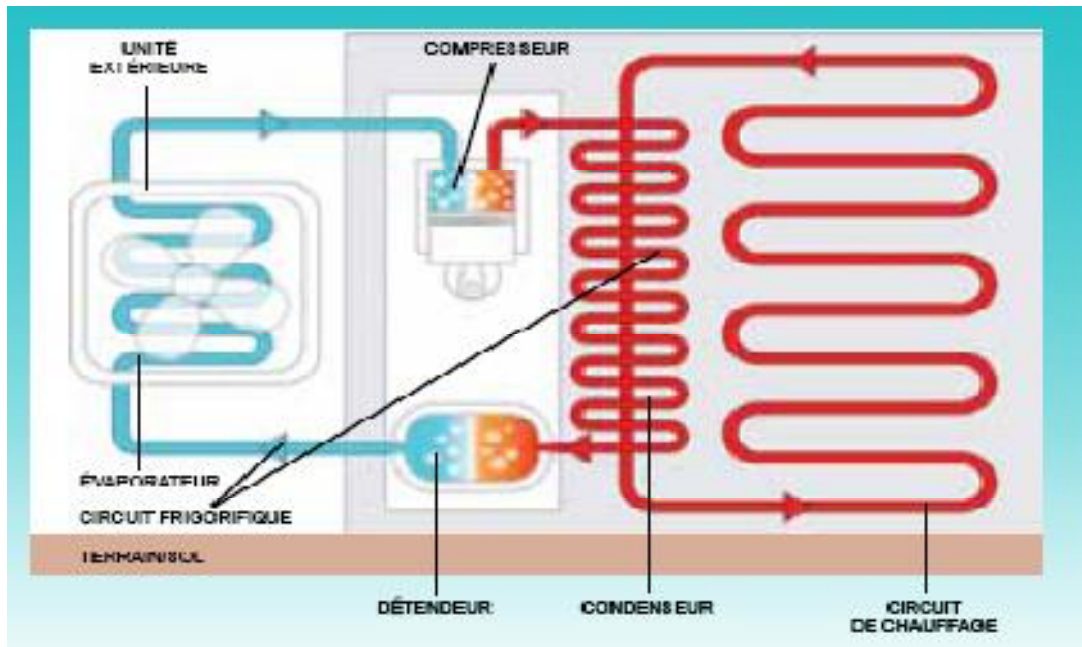


Figure (2.12) : pompe à chaleur air/eau [10].

2.3.5.3. Pompe à chaleur géothermique eau /eau :

Ces pompes à chaleur utilisent l'eau d'un étang, d'une rivière ou d'une nappe phréatique. Elles nécessitent la plupart du temps l'usage d'une pompe intermédiaire pour acheminer l'eau dans l'évaporateur de la pompe à chaleur à moins que la mise en charge (artésianisme, dénivelé,...etc.) ne soit suffisante pour assurer l'écoulement de l'eau vers la pompe à chaleur.

Pour éviter d'endommager l'évaporateur, il est préférable d'utiliser un échangeur intermédiaire à eau glycolée. La mise en œuvre de ce type d'installation doit être considérée avec prudence. Beaucoup d'incertitudes comme le maintien du débit d'eau dans le temps voire même sa qualité rendent ce type d'installation hasardeuse. De plus, dans le cas particulier des eaux de nappe phréatique, il est primordial d'avoir un niveau statique élevé pour éviter de devoir utiliser des pompes immergées trop gourmandes en électricité. Généralement, les

coefficients de performance renseignés par les fabricants n'intègrent pas la consommation de ces pompes.

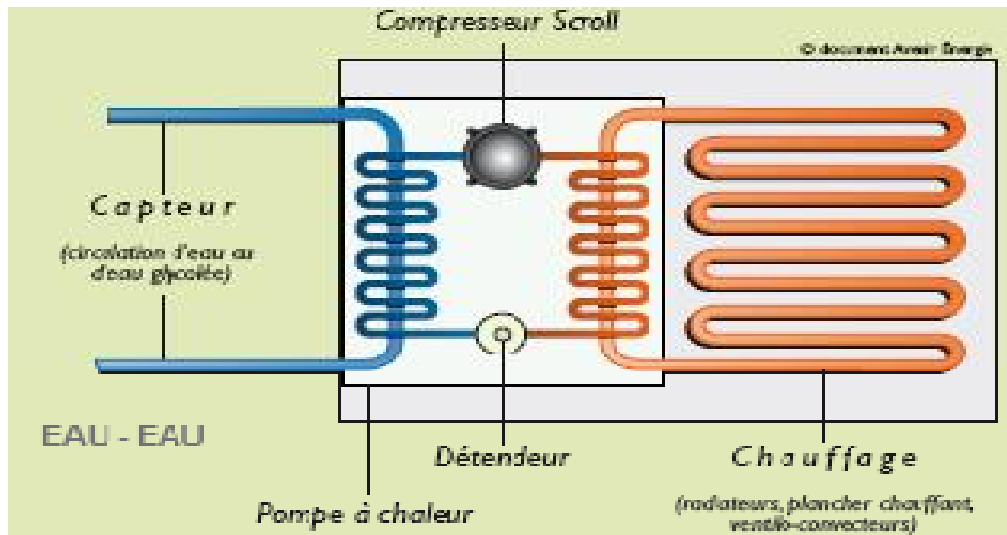


Figure (2.13) : pompe à chaleur eau/eau [5]

2.3.5.4. Pompe à chaleur géothermique eau glycol/eau :

Il s'agit de pompes à chaleur qui utilisent un fluide intermédiaire appelé "fluide caloporteur". C'est en fait un mélange d'eau et d'antigel de type glycol (du mono propylène glycol, non toxique pour l'environnement) pour éviter que le liquide ne gèle au niveau de l'évaporateur. Ce fluide caloporteur circule dans un réseau de tuyauteries enfouit dans le sol verticalement ou horizontalement. Ce type d'installation donne de très bon rendement pour autant que le capteur soit correctement dimensionné. C'est donc la chaleur du sous-sol qui est par ce type de pompes à chaleur.

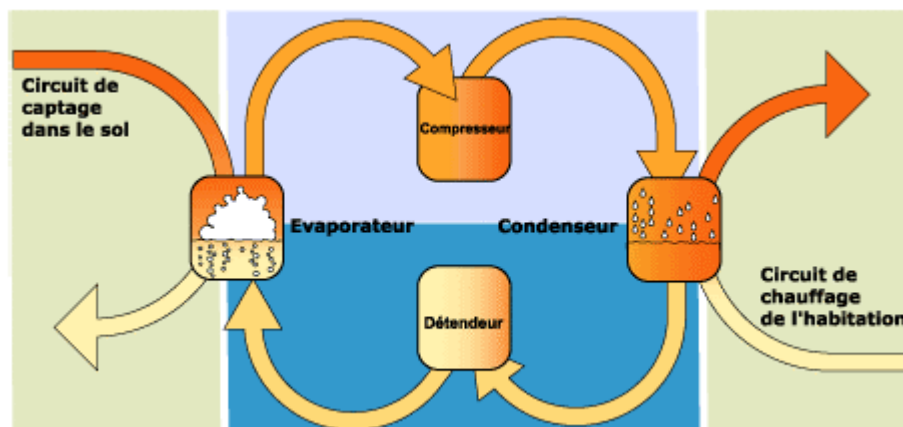


Figure (2.14) : pompe à chaleur eau glycol/eau

2.3.5.5. Pompe à chaleur géothermique sol/sol :

La pompe à chaleur sol/sol puise la chaleur dans la terre et la diffuse dans la maison via un plancher chauffant. Très efficace, la pompe à chaleur sol / sol est conseillée dans le cadre de construction ou d'importantes rénovations, le plancher chauffant étant un émetteur lourd à installer.

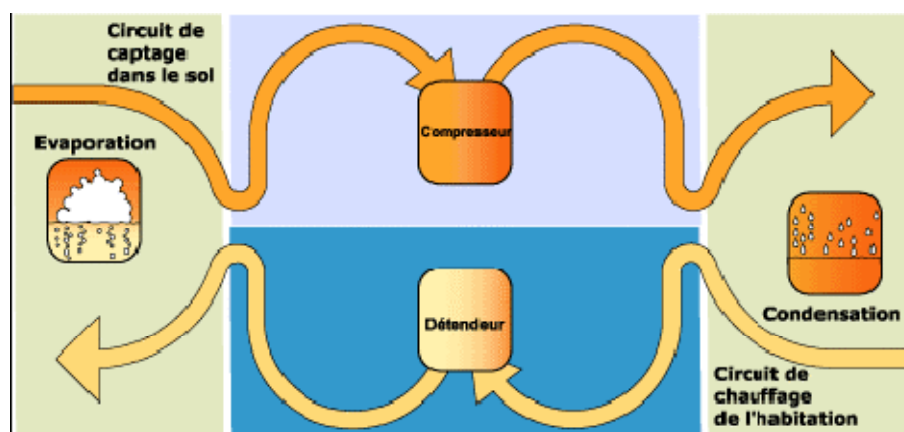


Figure (2.15) : pompe à chaleur sol/sol [5]

2.3.5.6. Pompe à chaleur géothermique Sol-eau :

Le liquide frigorigène de la pompe à chaleur circule dans le capteur géothermique. La pompe à chaleur transmet ensuite la chaleur à de l'eau (ordinaire) dans le circuit de chauffage (plancher)

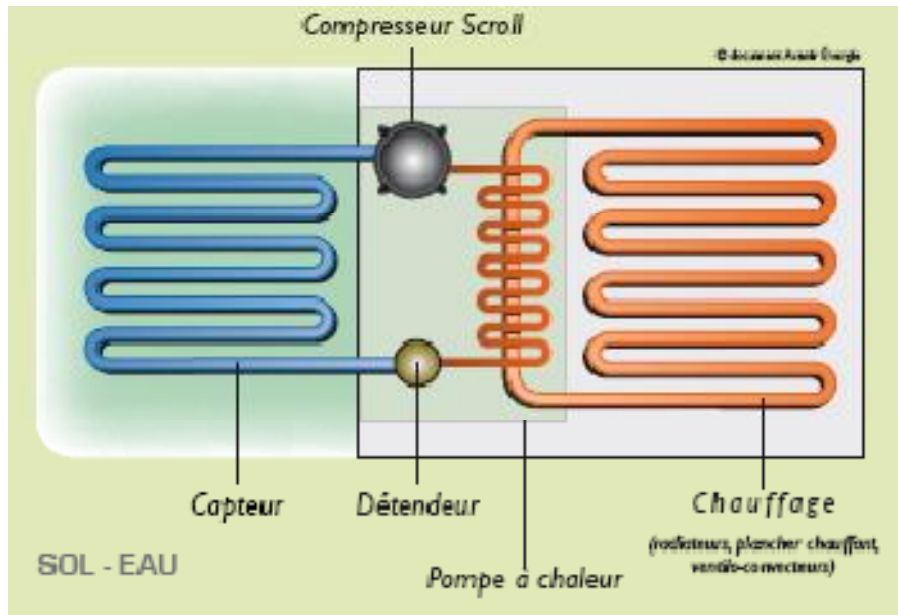


Figure (2.16) : pompe à chaleur sol/eau [5]

2.3.6. Quelques problèmes qu'on peut trouver dans les PAC :

- **Corrosion**

La première mesure de précaution consiste surtout à éviter l'infiltration d'oxygène dans le système. Et ce dernier peut s'y infiltrer par différents voies

- surpression insuffisante dans le système;
- perméabilité de la membrane du vase d'expansion;
- vase d'expansion ouvert;
- remplissages d'appoint importants;
- vitesses d'écoulement élevées (effet d'injecteur au droit des garnitures);
- diffusion d'oxygène à travers des tuyaux en plastique et des joints d'étanchéité.

- **Tartre**

Avec des installations à basse température ($< 50^{\circ}\text{C}$), il faut s'attendre à un entartrage important de la pompe, car la température de l'eau de chauffage ne monte au-dessus de 60°C que dans la pompe. On peut remédier à cet inconvénient en montant le circulateur dans le retour.

2.3.7. Entretien des pompes à chaleur : [11]

On trouve quelques nettoyeurs très efficaces pour maintenir nos pompes à chaleur et garder leurs caractéristiques physiques et leurs dures de vie.

2.3.7.1 Le Nettoyant Sentinel R800 :

Est une solution conçue pour être utilisée dans les boucles de capteurs enterrés horizontales (en accordéon, par exemple) ou verticales (de type sonde) des pompes à chaleur géothermiques. Les fluides caloporteurs à base de glycol, utilisés généralement dans ces circuits, se dégradent au fil du temps en raison des contraintes de températures de circulation. Cette dégradation s'accompagne souvent d'attaques bactériologiques.

Ce processus de dégradation, qui se traduit généralement par un assombrissement du fluide, réduit la durée de vie du fluide caloporteur. Il engendre également les effets néfastes suivants sur le fonctionnement du système [11]:

- Augmentation de la viscosité du fluide, rendant le pompage plus difficile.
- Capacité de transfert de chaleur réduite pour un rendement énergétique moins performant.
- Formation de dépôts solides réduisant le diamètre de la tuyauterie, entraînant au final une obstruction.
- Elévation du point de congélation et perte graduelle de protection contre le gel.
- Accroissement de l'acidité du fluide, provoquant une accélération de la dégradation du fluide.

Afin de rétablir le fonctionnement efficace du système de pompe à chaleur géothermique, il est nécessaire de vidanger le fluide caloporteur dégradé, de nettoyer le circuit de capteurs enterrés afin de retirer tout dépôt, blocage et colmatage bactériologique. Ensuite, le circuit doit être rempli à nouveau avec le fluide.

Le Nettoyant Sentinel R800 est prêt à l'emploi. Avec une circulation du Sentinel R800 par la boucle enterrée de la pompe à chaleur géothermique pendant 20 à 30 minutes, à l'aide d'une pompe de nettoyage, le produit élimine efficacement tout dépôt ou blocage causé par un fluide caloporteur dégradé. Dans les systèmes où les dépôts sont importants, il peut s'avérer nécessaire d'accroître la durée de circulation ou d'augmenter la température de nettoyage afin d'obtenir un nettoyage efficace.

2.3.7.2 Le Désinfectant et Biocide Sentinel R700

Est une solution contenant un biocide stabilisé pour les systèmes de pompes à chaleur géothermiques. Le développement de bactéries et de champignons dans ces systèmes occasionne les problèmes suivants : détérioration des fluides caloporteurs; obstruction des tuyaux du circuit, des collecteurs, des vannes et des échangeurs thermiques; odeurs nauséabondes; corrosion des échangeurs thermiques et des collecteurs. Ces problèmes altèrent sévèrement le fonctionnement homogène et efficace du système.

- Facile et rapide à doser.
- Sans risque lors des manipulations.
- Non corrosif.
- Non toxique.
- Compatible avec les fluides caloporteurs Sentinel R500/R500.
- Tue les bactéries et les champignons.
- Empêche la formation de mauvaises odeurs.
- Offre une protection longue durée.

2.3.7.3 Avantage et inconvénients des pompes à chaleurs :

	PAC sol/sol ou sol/eau	PAC eau glycol/eau ou Eau/eau
Avantages	<ul style="list-style-type: none"> -Adaptée aux climats rigoureux. -Système simple, cout limité pour du géothermique. -Production possible d'eau chaud sanitaire. 	<ul style="list-style-type: none"> -Adaptation possible à un réseau de chauffage central existant. -Peu de fluide frigorigène confiné dans la PAC. -Adaptée aux climats rigoureux. - Production possible d'eau chaud sanitaire.
Inconvénients	<ul style="list-style-type: none"> -Système à capteur horizontaux seulement. -Quantité importante de fluide frigorigène mise en œuvre. 	<ul style="list-style-type: none"> -système plus couteux qu'une PAC sol/sol ou sol/eau. -cout élevé des forages.

2.4. Les fluides frigorigènes et leur impact sur l'environnement : [12]

Le fluide frigorigène de la pompe à chaleur assure une tâche importante en tant que médium, en quelque sorte en « transportant » la chaleur du bas niveau de température de la source de chaleur à un niveau plus élevé. Il y a déjà vingt ans que l'on a découvert que les chlorofluorocarbones (CFC) provoquent une réaction conduisant à la destruction de la couche d'ozone.

Les fluides frigorigènes concourent également d'une manière significative à l'effet de serre. Manipulation et autorisation des fluides frigorigènes sont réglées par l'Ordonnance sur les matières dangereuses pour l'environnement, mise en application par le Conseil fédéral en août 1991. Outre l'impact sur l'environnement, il faut également considérer la température de départ du chauffage, lors du choix d'un fluide frigorigène. Suivant la température de fonctionnement, différents fluides pourront convenir. Les R12 et R502, deux CFC halogénés largement répandus dans la technique des pompes à chaleur, sont interdits depuis le 1^{er} janvier 1994 pour de nouvelles installations[12].

Dans le monde entier, l'industrie chimique travaille au développement de fluides de substitution et à leur mise sur le marché aussi rapide que possible. Les fluides de substitution les plus utilisés sont avant tout les fluorocarbones (HFC) tels que le R134a, ainsi que les hydrocarbures tels que l'isobutane (R600a) et le propane (R290).

Le R134a présente des propriétés physiques semblables à celles du R12 et constitue donc actuellement le principal fluide de substitution. Des études effectuées sur mandat de l'Office fédéral de l'énergie ont montré qu'un échange des fluides frigorigènes dans les installations existantes est possible. Pour les petites installations, une telle substitution a peu de chances d'être réalisée, pour des raisons de coût. Comme solution provisoire, on utilise maintenant souvent le R22, un HCFC partiellement halogéné, caractérisé par un faible potentiel de destruction de l'ozone, mais toutefois avec un potentiel encore élevé d'augmenter l'effet de serre. Les températures de départ de 45 à 50°C que l'on peut atteindre avec ce fluide sont cependant bien moins élevées qu'avec du R12 ou du R134a. En Suisse, le R22 ne sera plus autorisé pour de nouvelles installations dès 2001. A côté des fluides synthétiques mentionnés jusqu'ici, on trouve également des fluides naturels, tels que l'isobutane et le propane, mais aussi l'ammoniac. Ils présentent l'avantage de ne pas mettre en danger la couche d'ozone et de ne pas contribuer à l'effet de serre. En outre, les effets à long terme

liés à leur utilisation sont bien connus. Ces fluides ne sont toutefois que très rarement utilisés pour des systèmes de pompes à chaleur dans le secteur de l'habitation, et c'est pourquoi nous ne les étudierons pas plus en détail.

Dénomination	Formule chimique
R-11	CFCl ₃
R-12	CF ₂ Cl ₂
R-12B1	CF ₂ ClBr
R-22	CHF ₂ Cl

Tableau (2.4) : Quelques réfrigérants et leurs désignations [12]

2.4.1. Propriétés physiques et thermodynamiques des fluides caloporteurs :

Les diverses propriétés à prendre en compte sont :

- **La tension de vapeur :**

Elle doit être de préférence supérieure à la pression atmosphérique (pour éviter les entrées d'air en cas de fuite), mais pas trop élevée pour ne pas conduire à une construction onéreuse au niveau de condenseur. Elle doit être suffisamment éloignée de la pression critique pour conserver un bon rendement.

- **La chaleur latente de vaporisation :**

Elle doit être aussi élevée que possible afin de réduire au maximum le débit de fluide frigorigène pour un effet frigorigène donné.

- **Le taux de compression :**

Il faut qu'il soit aussi faible que possible surtout lorsque la compression est assurée par un compresseur à piston mono étagé (rendement volumétrique).

- **La viscosité :**

Elle doit être faible.

- **La conductivité thermique :**

Elle doit être aussi élevée que possible tant en ce qui concerne le liquide que la vapeur.

La frigorifique spécifique : c'est la quantité de froid que l'on peut obtenir par unité de travail. Elle est donc directement liée au coefficient d'effet frigorifique est s'exprime en général en Kcal/KWh. Elle doit être aussi élevée que possible.

2.4.2. Propriétés chimiques :

Les fluides frigorigènes, même en présence d'eau, ne doit pas avoir d'action corrosive vis-à-vis des matériaux d l'installation. Ils doivent également avoir une miscibilité aussi faible que possible dans les limites de graissage. Une forte miscibilité change considérablement les propriétés des lubrifiants.

2.4.3. Quelques précautions à prendre sur les fluides frigorigènes :

Les notions de sécurité doivent être prises en compte dans le choix d'un fluide frigorigène. Les paramètres essentiels sont la toxicité et l'inflammabilité.

- **La toxicité :**

Tous les fluides frigorigènes (sauf l'air) peuvent être dangereux pour l'homme, ils existent en trop grand quantité un espace confiné (privation d'oxygène). Par contre, certains fluides sont toxiques c'est-à-dire qu'ils peuvent provoquer des accidents (ou la mort) avant la concentration correspondant au seuil d'asphyxie.

- **Explosion et inflammabilité :**

Certains fluides frigorigènes sont inflammables, c'est le cas notamment du CO₂ et des fréons. D'autre sont considérés comme peu inflammables car leur domaine d'inflammabilité est très étroit (ammoniac et chlorure e méthyle). Par contre les hydrocarbures (éthane, butane, propane) ont un domaine d'inflammabilité qui les classe parmi les fluides dangereux.

Définition : [13-14]

La thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre.

La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

Les deux notions fondamentales en transferts thermiques sont la température et la chaleur. La température (T) caractérise l'état d'un corps ; la chaleur (Q) exprime un échange énergie. Lorsque deux points dans l'espace sont à des températures différentes, il y a systématiquement transfert de chaleur toujours du corps "chaud" vers le corps "froid". C'est une conséquence directe du deuxième principe de la thermodynamique. Considérons un système isolé.

Un bâtiment est un ensemble complexe de matériaux en contact avec un environnement aux températures fluctuantes, des transferts de chaleur s'y produisent en permanence. C'est également un lieu que l'homme occupe plus de 80 % de son temps au cours de sa vie. Au-delà des performances thermiques auxquelles un bâtiment doit répondre aujourd'hui, il doit s'intégrer parfaitement aux contraintes de son environnement, tout en le respectant, et offrir à ses usagers un confort optimum à chaque saison. Un bâtiment est une enveloppe composée d'une multitude de parois, opaques ou non, chacune d'elles étant l'assemblage de matériaux aux caractéristiques diverses : c'est cet ensemble composite qui lui confère ses caractéristiques thermiques.

Afin de mieux comprendre le fonctionnement thermique des parois d'un bâtiment, le rappel de quelques principes de base de physique s'impose.

3.1. Transfert de chaleur par conduction :

La conduction est un phénomène de propagation de la chaleur à travers un ou plusieurs corps solides en contact direct. Le sens de ce flux thermique va toujours de l'élément le plus chaud vers l'élément le plus froid. L'importance de ce flux est directement proportionnelle à la conductivité thermique (λ) et à la différence de température entre les deux faces.

3.2.1. Lois de Fourier :

Le transfert de chaleur spontané dans un corps solide, d'une zone de température élevée vers une autre zone de température plus basse obéit à la loi dite de Fourier (établie mathématiquement par Jean Baptiste Biot en 1804 puis expérimentalement par Fourier en 1822) [13-14].

L'expression de la densité de flux élémentaire de chaleur pendant le temps dt est de la forme suivante :

$$\varphi = -\lambda \cdot \overrightarrow{gradT} = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad [w/m^2] \quad (3.1)$$

Avec :

λ : la conductivité thermique.

Si entre deux instants t et t' , l'interaction étudiée s'accompagne d'un échange de chaleur δQ , on appelle flux thermique moyen la quantité $\delta Q / (t' - t)$ et, par un passage à la limite, on peut définir:

– Un flux thermique instantané (c'est une puissance) en Watt (W):

$$d\Phi = \frac{\delta Q}{dt} \quad (\text{W}) \quad (3.2)$$

3.2.2. Conduction en régime permanent :

3.2.2.1. Paroi à une seule couche :

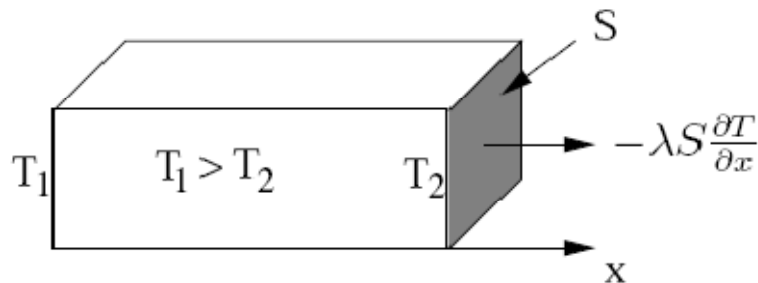


Figure (3.1) : Paroi plane monocouche [13-14]

NB : Le signe moins signifie que le flux calorifique va de corps chaud au corps froid, le signe du gradient de température étant opposé à celui du flux.

La variation de la température suivant l'épaisseur de la paroi est régie par une relation linéaire, et le flux de chaleur passant à travers cette paroi est exprimé par la loi de Fourier suivante :

$$\Phi = \lambda S \frac{(T_2 - T_1)}{e} \quad (3.3)$$

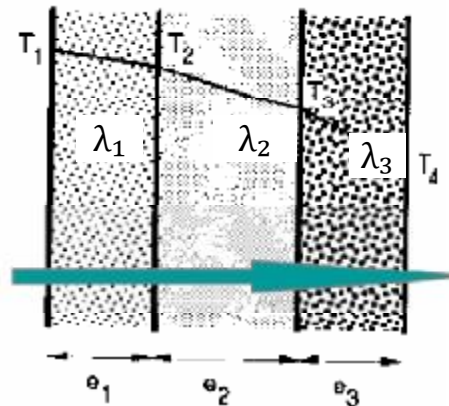
3.2.2.2. Paroi multicouches :

Figure (3.2) : Paroi multicouches [13-14]

Première couche : $\Phi_1 = \frac{\lambda_1}{e_1} S (T_1 - T_2)$

Deuxième couche : $\Phi_2 = \frac{\lambda_2}{e_2} S (T_2 - T_3)$

Troisième couche : $\Phi_3 = \frac{\lambda_3}{e_3} S (T_3 - T_4)$

Ces équations nous permettent d'écrire :

$$\Phi = \frac{(T_1 - T_2) + (T_2 - T_3) + (T_3 - T_4)}{\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3}} S$$

D'où

$$\Phi = \frac{(T_1 - T_4)}{\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3}} S \quad (3.4)$$

3.2.2.3. Conduction à travers une paroi cylindrique creuse:

En plus de parois planes, on trouve aussi des parois cylindriques dans les échanges thermiques, qui sont définis comme suite :

- **paroi à une seule couche**

$$\Phi = \lambda \frac{2\pi L}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \cdot (T_1 - T_2) = \frac{(T_1 - T_2)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda \ln \frac{R_2}{R_1}} \quad (3.5)$$

R_1 : rayon extérieure ; R_2 : rayon intérieur

- **Paroi à plusieurs couches :**

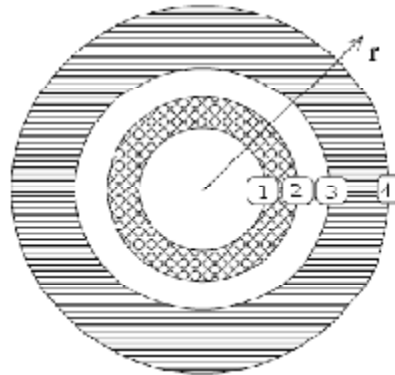


Figure (3.3) paroi cylindrique multicouche (cylindre creux) [13-14]

$$\Phi = \frac{T_1 - T_{+1}}{\sum \frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_{+1}}{d}} \quad (3.6)$$

3.2.2.4. Paroi sphérique :

La formule qui nous donne le flux de chaleur en régime permanent est définie comme suite :

$$\Phi = \frac{2\pi\lambda(T_1 - T_2)}{\frac{1}{r} - \frac{1}{r}} \quad (3.7)$$

3.3. Transfert de chaleur par convection :

La convection est le transfert de chaleur au moyen d'un fluide intermédiaire tel que l'air ou l'eau. Dans un bâtiment, nous pouvons retrouver ce phénomène de transfert de chaleur à différents niveaux en raison de l'air ambiant d'une pièce ou encore par le fait des vides d'air au sein même des parois. À température de l'air égale, une paroi extérieure exposée au vent se refroidira plus vite qu'une paroi non exposée

On exprime le flux de chaleur transmis par convection, entre une paroi à température T_p et un fluide à température T_∞ peut s'écrire par la loi de Newton :

$$\Phi = hs(T_p - T_\infty) \quad (3.8)$$

Φ (W) : Flux de chaleur transmis par convection.

H ($\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$) : Coefficient de transfert de chaleur par convection.

T_p (K) : Température de surface du solide.

T_∞ (K) : Température du fluide loin de la surface du solide.

S (m^2) : Aire de la surface de contact solide/fluide.

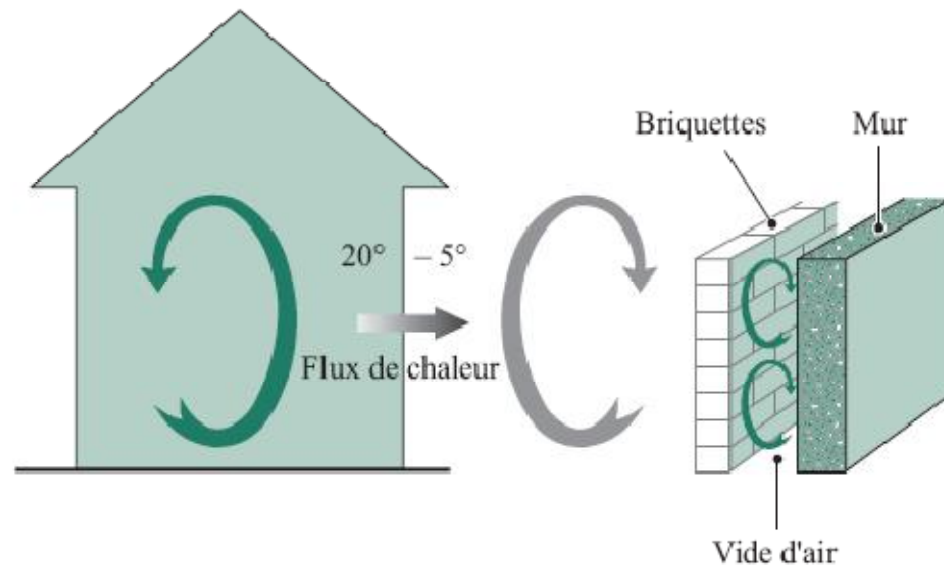


Figure (3.4) transfert de chaleur par convection [13-14]

La résolution d'équations différentielles qui décrivent la mécanique des fluides, les échanges thermiques et les transferts de masse ; nous à permet l'étude des problèmes de transfert de chaleur par convection, ces études généralement difficile à résoudre théoriquement ce qui nous permettre de trouver les valeurs des grandeurs recherchées.

3.3.1. Les principaux nombres sans dimension :

3.3.1.1. Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{GD}{\mu} = \frac{\rho UD}{\mu} \quad (3.9)$$

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

3.3.1.2. Nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (3.10)$$

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..... $Pr \approx 1$
- Pour les huiles..... $Pr = 10^2$ à 10^7

3.3.1.3. Nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (3.11)$$

Avec

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

3.3.1.4. Nombre de Péclet :

$$Pe = Re \cdot Pr \quad (3.12)$$

Il caractérise la convection forcée.

3.3.1.5. 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 Grashof s'écrit :

$$Gr = \rho^2 g \beta (T_p - T_{sat}) \frac{D^3}{\mu^2} \quad (3.13)$$

Avec β : coefficient de dilatation thermique volumique du fluide:

$$\beta = \frac{1}{(T_p - T_{sat})} \left(\frac{\rho_0 - \rho_{sat}}{\rho_0} \right)$$

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

T_{sat} : température d'équilibre du fluide

ρ_0 et ρ_{sat} : masse volumique respectivement à T_p et T_{sat}

3.3.1.6. Nombre de Rayleigh :

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (3.14)$$

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.

3.3.2. Convection naturelle:

Le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide avec la température ; cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui conditionne les déplacements des particules du fluide.

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. Dans le cas d'une plaque plane, l'analyse du système d'équation décrivant le transfert de chaleur dans un fluide en mouvement conduit en termes d'ordre de grandeur à l'épaisseur des couches d'où le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{hx}{\lambda} = Pr^{1/3} + Re^{1/2} \quad (3.15)$$

- Ecoulement à l'intérieur d'un tube :
 1. Ecoulement laminaire avec $Re \leq 2300$
 - température de paroi uniforme $Nu=3,66$
 - flux de chaleur uniforme $Nu=4,36$
 2. Ecoulement turbulent avec $Re \geq 10^4$: on utilise la corrélation de Dittus-Boelter

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n$$

- Calcule du coefficient d'échange :
En première lieu il faut d'abord calculer le nombre de Reynolds (Re)

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu}$$

En suite le nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

En fonction de Reynolds et Prandtl ou de Grashoff et Prandtl, selon que la convection est forcée ou naturelle on détermine la corrélation donnant ce nombre de Nusselt et on écrit :

$$h = \frac{\lambda Nu}{D}$$

Convection forcée (interne)		
Dans un cylindre (vitesse parallèle à l'axe du cylindre)		
fluide	Validité	Relation expérimentale
Gaz	$10^4 < Re < 12 \cdot 10^4$	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.43}$
Liquide	$10^4 < Re < 5 \cdot 10^4$ $0.6 < Pr < 2500$	$Nu = 0.021 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.43} \times \left(\frac{Pr(f)}{Pr(s)} \right)^{0.43}$
	Ecoulement des liquides dans un serpentin	
	régime turbulent	$Nu = 0.021 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.43} \times \left(\frac{Pr(f)}{Pr(s)} \right)^{0.43} \times \left(1 + 3.5 \times \frac{D}{d} \right)$ <p>D : diamètre où circule le fluide d : diamètre d'enroulement des serpents</p>

Tableau (3.1) : Relation expérimentale de Nusselt pour une convection forcée [13-14]

Convection forcée (externe)	
Autour d'un cylindre (vitesse perpendiculaire à l'axe du tube)	
Validité	Relation expérimentale
$10 < Re < 10^3$	$Nu = 0.59 \times Re^{0.47} \times Pr^{0.38} \times \left(\frac{Pr(f)}{Pr(s)}\right)^{0.25}$
$10^3 < Re < 10^5$	$Nu = 0.21 \times Re^{0.62} \times Pr^{0.38} \times \left(\frac{Pr(f)}{Pr(s)}\right)^{0.25}$

Tableau (3.2) : Relations expérimentales de Nusselt pour une convection forcée (externe) [13-14]

Avec :

(f) : les caractéristiques sont calculées à la température du fluide.

(s) : les caractéristiques sont calculées à la température du solide.

Convection libre (naturelle)	$Nu = c. (Gr. Pr)^n$	
	Validité	Relation expérimentale
	$10^{-3} \leq Gr \times Pr \leq 5.10$	$Nu = 1.18 \times (Gr \times Pr)^{0.125}$
	$5.102 \leq Gr \times Pr \leq 2.10^7$	$Nu = 0.54 \times (Gr \times Pr)^{0.25}$
	$2.10^7 \leq Gr \times Pr \leq 10^9$	$Nu = 0.13 \times (Gr \times Pr)^{0.33}$

Tableau (3.3) : relations expérimentales de Nuselt pour une convection libre [13-14]

$Nu = c \times (Gr \times Pr)^n = c \times (Ra)^n$; avec Ra : nombre de RAYLEIGH

Géométrie et orientation de la paroi	Dimension caractéristique L pour le calcul de Gr et Nu	Coefficient C en régime laminaire (n=1/4)	Coefficient C en régime turbulent (n=1/3)
Plaque verticale ou cylindre de grande dimension ou diamètre par rapport à l'épaisseur du film	Hauteur	0.59 ($1.10^4 \leq Ra \leq 1.10^9$)	0.13 ($51.10^9 \leq Ra \leq 1.10^{13}$)
Cylindre horizontal	Diamètre extérieur	0.53 ($1.10^3 \leq Ra \leq 1.10^9$)	0.10 ($1.10^9 \leq Ra \leq 1.10^{13}$)
Plaque horizontale chauffant vers le haut	Largeur	0.54 ($1.10^5 \leq Ra \leq 1.10^7$)	0.14 ($2.10^7 \leq Ra \leq 3.10^9$)
Plaque horizontale chauffant vers le bas	Largeur	0.27 ($3.10^5 \leq Ra \leq 3.10^7$)	0.07 ($3.10^{10} \leq Ra \leq 1.10^{13}$)

Tableau (3.4) : valeurs de coefficient C en fonction du régime de convection, de la géométrie et l'orientation de la paroi [13-14]

3.4. Transfert de chaleur par rayonnement : [15]

Le rayonnement est un phénomène caractérisé par un transfert thermique ne nécessitant aucun milieu intermédiaire. Le flux de chaleur est de nature électromagnétique et transite par le rayonnement infrarouge. Les rayons se propagent en ligne droite dans l'espace jusqu'à ce qu'ils soient interceptés par un solide. La transmission de chaleur par rayonnement est le procédé utilisé par le soleil pour réchauffer notre planète. Les braises tièdes n'émettent plus de clarté mais continuent à rayonner de la chaleur pendant des heures seulement sous forme de radiations infrarouges

Le flux de chaleur transmis par rayonnement peut être exprimé par l'équation suivante (Stephen Boltzmann) [15] :

$$\Phi = S \epsilon \sigma T^4 \tag{3.16}$$

3.4.1. Coefficient d'échange global :

Les trois modes de transfert (conduction, convection et rayonnement) ont lieu le plus souvent simultanément. On définit alors pour une surface d'échange donnée, un coefficient d'échange de chaleur global noté K par :

-surface plane :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} \quad (3.17)$$

-surface cylindrique :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \sum \frac{1}{2\pi\lambda l} \log \frac{d_{i+1}}{d} + \frac{1}{h_2}} \quad (3.18)$$

h : coefficient de convection

3.5. Les échangeurs de chaleur :

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.

3.5.1. Type d'échangeurs : [16]**3.5.1.1. 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.

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.

3.5.1.2. 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.

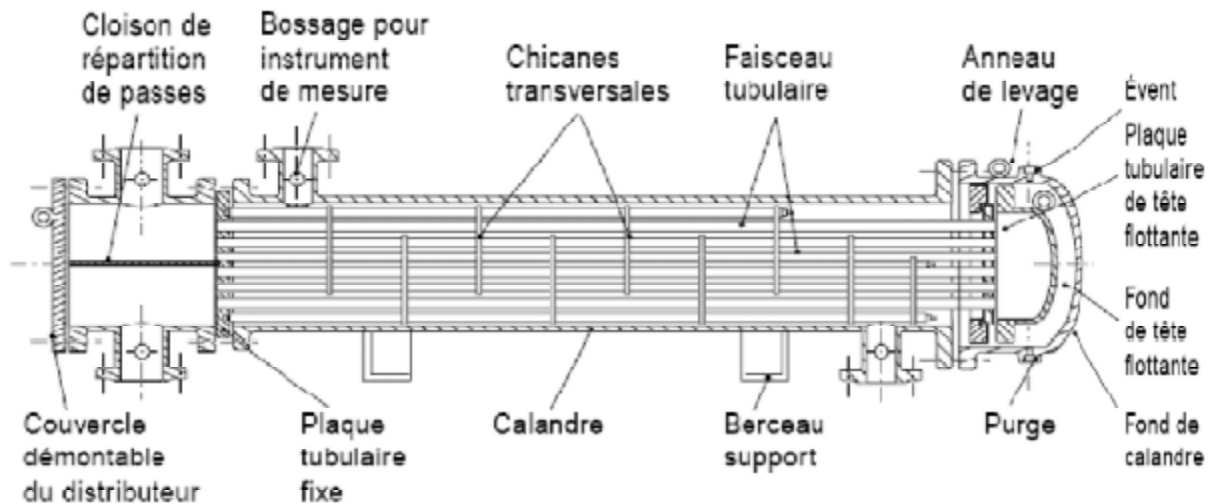


Figure (3.5) : échangeur à tube et à calandre [16]

3.5.1.3. 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).

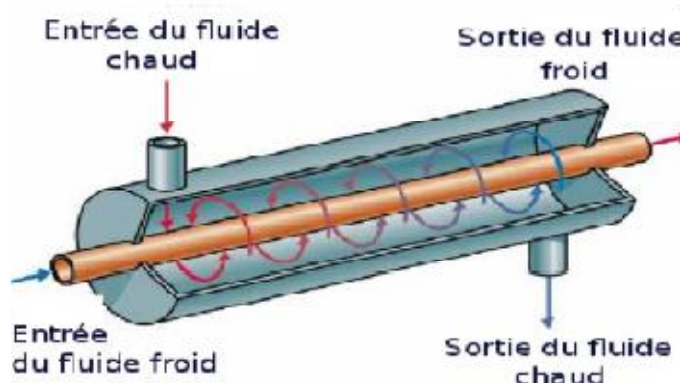


Figure (3.6) : Échangeur coaxial [16]

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.

3.5.1.4. 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.

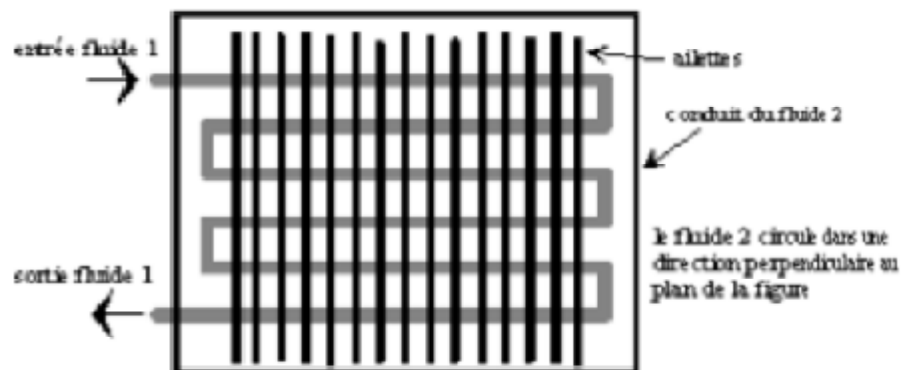


Figure (3.7) : Echangeur à courant croisé [16]

3.5.1.5. 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.

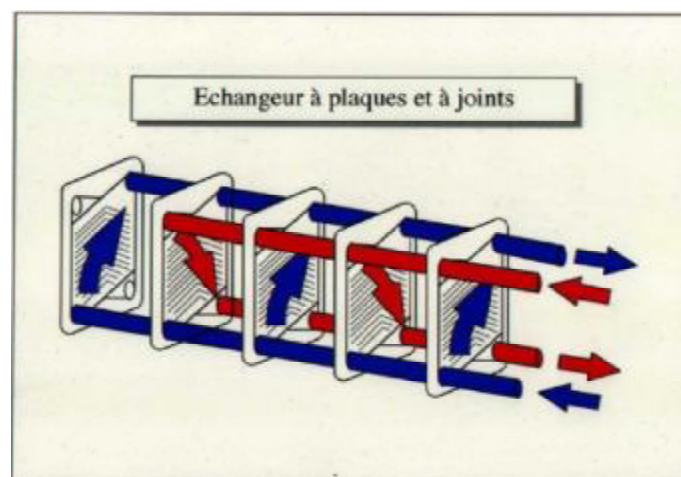


Figure (3.8) : Echangeurs à plaques [16]

3.5.2. Les Méthodes de calcul des échangeurs : [17-18]

3.5.2.1. Méthode ΔT_{LM} :

La valeur locale de la puissance élémentaire $d\Phi$ échangée à travers un élément de surface ds est donnée par l'équation : [17-18]

$$d\Phi = K (T_c - T_f) ds \quad (3.19)$$

K : coefficient d'échange global

T_c et T_f : température des fluides F1 et F2 de part et d'autre de la paroi.

L'intégration de l'équation (3.19) nécessite la connaissance de la configuration de l'échangeur ; ainsi pour un échangeur :

- **Co-courant :**

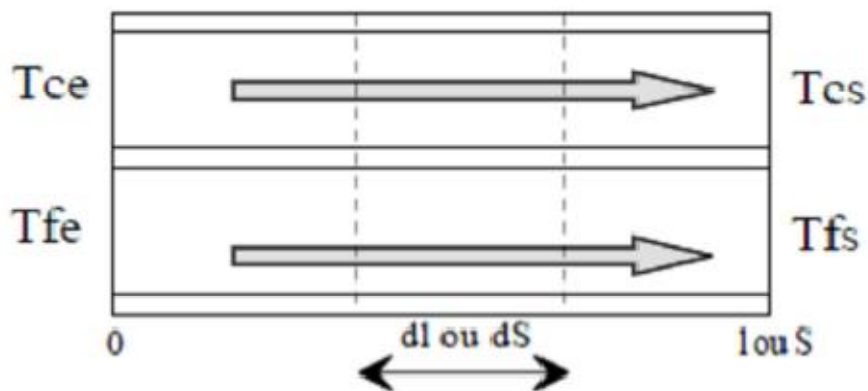


Figure (3.9) : Echangeur a Co-courant [16]

Le flux cédé par le fluide chaud à T_c est récupéré par le fluide froid à T_f , soit : on écrit :

$$\Phi = m_c C_c (T_{ce} - T_{cs}) = m_f C_f (T_{fs} - T_{fe})$$

$$d\Phi = m_c C_c dT_c = m_f C_f dT_f$$

Soit :

$$\frac{d\Phi}{\Phi} = \frac{dT_c}{T_{cs} - T_{ce}} = \frac{dT_f}{T_{fs} - T_{fe}} = \frac{d(T_c - T_f)}{(T_{cs} - T_{ce}) - (T_{fs} - T_{fe})}$$

En remplaçant $d\Phi$ par son expression () on obtient :

$$K[(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})] ds = \Phi \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f}$$

Après intégration :

$$\Phi = \frac{kS (\Delta T_s - \Delta T_e)}{\log \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}}$$

$$\Phi = KS \Delta TLM$$

Ou : $\Delta T_e = T_{ce} - T_{fe}$
 $\Delta T_s = T_{cs} - T_{fs}$

Et :
$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\log \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}}$$

L'allure suivante présente la distribution des températures des fluides le long de l'échangeur.

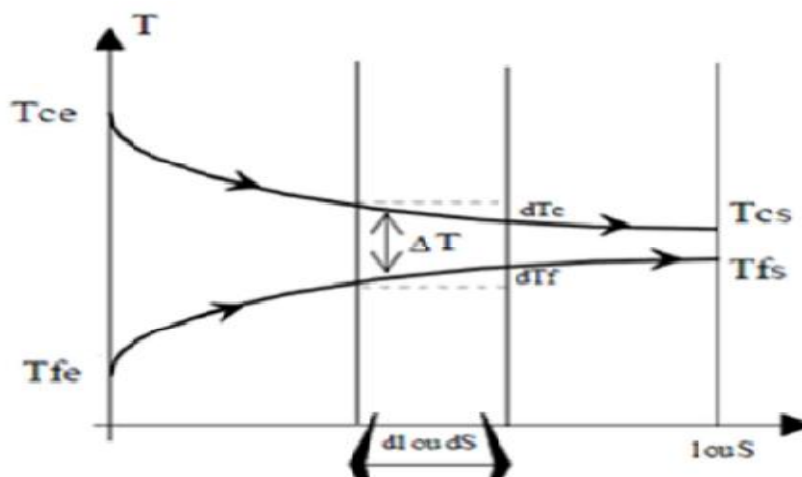


Figure (3.10) : La distribution de la température le long d'un échangeur Co-courant [16]

- **Contre courant :**

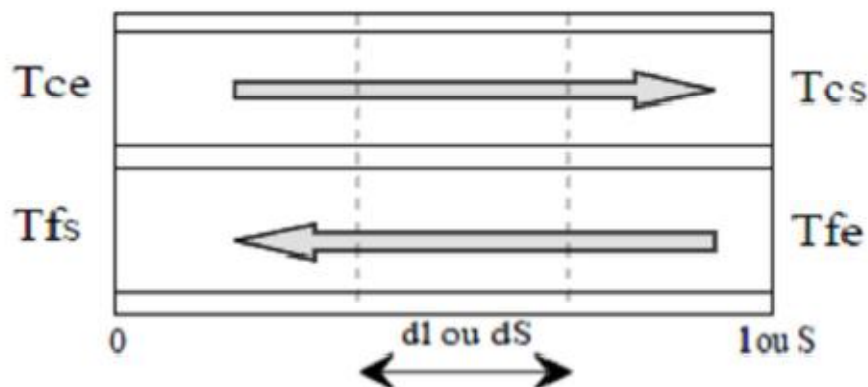


Figure (3.11) : Echangeur à contre courant [16]

Le sens positif choisit est le sens du fluide chaud comme le montre la figure ci-dessus.

A travers un élément de surface ds ; le flux total échangé le long de l'appareil :

$$\Phi = m_c C_c (T_{ce} - T_{cs}) = m_f C_f (T_{fs} - T_{fe})$$

$$\frac{d\Phi}{\Phi} = \frac{dT_c}{T_{cs} - T_{ce}} = \frac{dT_f}{T_{fe} - T_{fs}} = \frac{d(T_c - T_f)}{(T_{cs} - T_{ce}) - (T_{fe} - T_{fs})}$$

$$\frac{d\Phi}{\Phi} = \frac{d(T_c - T_f)}{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}$$

En remplaçant $d\Phi$ par $k (T_c - T_f) ds$, il vient :

$$K[(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})]ds = \Phi \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f}$$

Après intégration et prenant compte des conditions aux limites on aura :

$$\Phi = \frac{KS (\Delta T_s - \Delta T_e)}{\log \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}} = KS \Delta TLM$$

Ou : $\Delta T_e = T_{cs} - T_{fe}$

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

Et : $\Delta TLM = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\log \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}}$

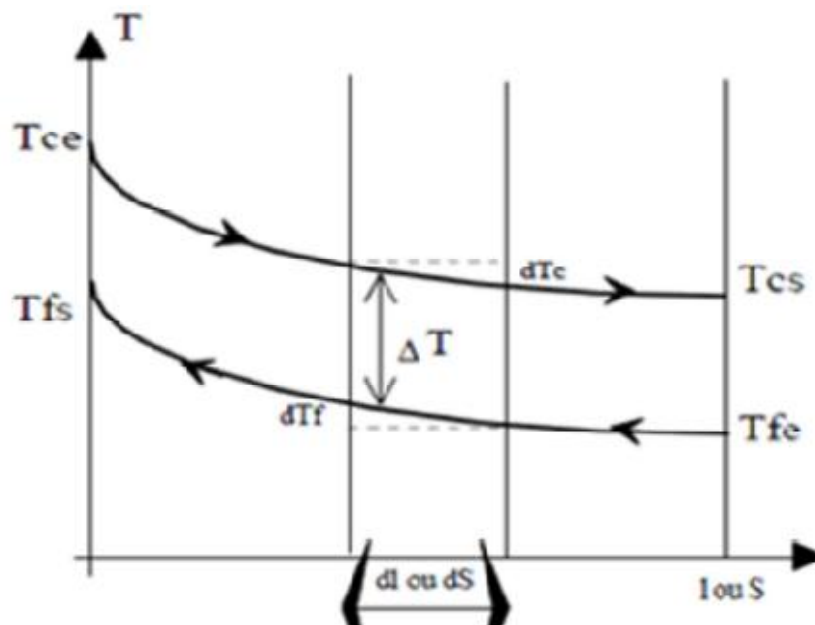


Figure (3.12) : distribution de la température le long d'un échangeur à contre courant [16]

3.5.2.2. Méthode du NUT : [17-18]

Dans certaines utilisations d'échangeurs, on doit déterminer les températures de sortie d'un échangeur connaissant les températures d'entrée et la surface d'échange. Ce problème est itératif, car on ne peut pas trouver directement une température moyenne caractéristique des fluides. Ce qui n'est pas souvent le cas c'est pour cela que la méthode d'unités (NUT) est établie.

L'expression fondamentale de nombre d'unités de transfert :

$$\text{NUT} = \frac{K S}{C_{\min}} \quad (3.20)$$

3.5.2.3. Comparaison entre les deux méthodes :

Avec les deux méthodes en aboutissent aux mêmes résultats, mais la méthode la plus simple est celle de NUT et préférable à la méthode de ΔT_{LM} pour des raisons :

- § Les températures de sorties des fluides ne configurent pas dans les données du problème
- § Simplicité dans l'emploi.

Le tableau suivant donne le déroulement des étapes de calcul pour les deux méthodes citées,

Méthode de NUT	Méthode de ΔT_{LM}
1) on cherche C_{\min} et C_{\max} pour calculer R	1) On fixe une 1 ^{ère} approximation T_{cs} et T_{fs} donc on peut calculer ΔT_{LM} .
2) connaissant k, C_{\min} et S on calcule NUT	2) On calcule le flux de chaleur Q
3) Lire sur les abaques les valeurs de E	3) On cherche la surface d'échange
4) On calcule le flux Q	
5) On déduira T_{cs} et T_{fs}	

Tableau (3.5) : Déroulement de calcul des deux méthodes

3.5.3. Efficacité d'un échangeur :

On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait

transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant [18] :

$$E = \frac{\Phi_{\text{réel échangé}}}{\Phi_{\text{max échangé}}} \quad 0 \leq E \leq 1$$

D'où

$$E = \frac{C_c(T_{ce} - T_{cs})}{C_{\min}(T_{fs} - T_{fe})} = \frac{C_f(T_{fs} - T_{fe})}{C_{\min}(T_{cs} - T_{fe})}$$

Si $C_c = C_{\min}$; le fluide chaud commande le transfert

$$E = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{fs} - T_{fe})}$$

Si $C_f = C_{\min}$; le fluide froid commande le transfert

$$E = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{cs} - T_{fe})} \quad (3.21)$$

Facteur de déséquilibre :

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

Le tableau (3.6) donne les relations entre les nombres d'unité de transfert (NUT) et l'efficacité d'un échangeur, contre courant et Co-courant .

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

Tableau (3.6) : correspondance de NUT et E.

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.

4.1. Introduction :[19]

Le bilan thermique hivernal consiste à calculer tous les déperditions de notre habitation, et elles sont égales au flux de chaleur sortant, par transmission de chaleur à travers les parois et par renouvellement d'air.

4.2. Les déperditions par transmission :

Les déperditions par transmission sont le flux de chaleur perdue par l'habitation et ceux par transmission à travers les parois de l'habitation. il est calculé pour chaque surface de notre habitation qui y est en contact avec l'extérieur ou avec un autre local non chauffé [19].

$$\Phi_T = K S (T_i - T_e)(1 + Z) \tag{4.1}$$

Avec : $Z = Z_A + Z_U + Z_H$

K : coefficient de transmission surfacique de la paroi [W/m²°C]

T_i : température de base intérieure [°C]

T_e : température de base extérieure [°C]

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

Z_U : coefficient de majoration tenant compte de la matière du site ou est implanté le local.

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

- Pour Z_D = Z_U + Z_A

Modes d'exploitation	Coefficient D	0.1 à 0.29	0.3 à 0.69	0.7 à 1.49	1.5
I	Exploitation réduite	7	7	7	7
II	Interruption de 9 à 12h de durée	20	15	15	15
III	Interruption de 12 à 16h de durée	30	25	20	15

Tableau (4.1) : valeurs du coefficient de transmission global Z_D (%) [19]

Dans notre cas nous avons choisis le mode d'exploitation I (exploitation réduite), donc : Z_D = 0.07

- Z_H : coefficient de correction tenant compte de l'orientation de la paroi étudiée

Orientation	Sud (S)	Sud-ouest (SW)	Ouest (W)	Nord-ouest (NW)	Nord (N)	Nord-est (NE)	Est (E)	Sud-est (SE)
Z_H	-5	-5	0	+5	+5	+5	0	-5

Tableau (4.2) : valeurs de coefficient de Z_H pour les différentes orientations [19]

4.3. Déperditions par infiltration :

Il est causé par la différence entre la quantité de chaleur perdue par notre habitation à cause de l'air chaud qui sort à travers les joints des fenêtres, et la quantité de chaleur apportée par l'air qui s'infiltré, qui lui est froid.

$$\Phi = \sum (a_l) R H (T - T) Z_E \quad (4.2)$$

- **La constante d'immeuble H :**

Puissance du vent	Nature de 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 (4.3) : valeurs de la caractéristique d'immeuble «H » [19]

Dans notre cas c'est une maison individuelle situé dans une région normale et le site est découvert donc : **H=0.58**

- **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 simples	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 (4.4) : perméabilités des joints [19]

- **Caractéristique du local (R) :**

Rapport de Surface	Fenêtres en bois ou en matière Synthétique		Fenêtres en acier et fenêtres Métalliques		Caractéristique De la maison
	Portes intérieures		Portes extérieures		
	Etanches	Non étanches	Etanches	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 (4.5) : valeurs de la caractéristique du local (R) [19]

Pour des locaux avec des fenêtres et des portes de dimensions, de longueur de joints et d'un nombre courants.

Avec :

S_e : surface de fenêtres et portes extérieures au vent

S_p : surface des portes sous le vent

Pour les portes coulissantes, on prend : R=1

- **La majoration pour fenêtres d'angle Z_E :**

Ce facteur n'est à envisager pour des fenêtres et portes situées immédiatement dans l'angle de deux murs extérieurs contigus

Alors : $Z_E = 0.2$

Pour toutes les autres fenêtres et portes on a donc $Z_E = 0$

4.4. Présentation de la maison :

Il s'agit d'une maison individuelle correspondant aux concepts habituels (matériaux, fenêtres, murs, portes, dont la superficie totale est de 70.65m², elle est constituée d'un seul bloc rez-de -chaussée habité, construite à base d'une architecture moderne.

Cette dernière est constitué de :

Deux chambres, une cuisine, pièce de séjour, sanitaire et hall.

4.4.1. Situation géographique :

Ville de Tizi ouzou est située au :

Latitude (L) : 36°43' Nord

Longitude (G) : 004°03' Est

Altitude (Alt) : 230 m

4.4.2. Données climatiques :

MOIS	jan	fév	mars	avr	mai	juin	juil	Aout	Sep	oct	No	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
ΔT (°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 (4.6) températures moyennes mensuelles de l'air en °C enregistrées à Tizi-ouzou (Période 1989-2009) [19]

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

a) Murs extérieurs :

N°	Constituant	Epaisseur e (m)	λ w/m ² 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 (4.7) : valeurs de (λ) et (e) pour différents constituants des murs extérieurs [19]

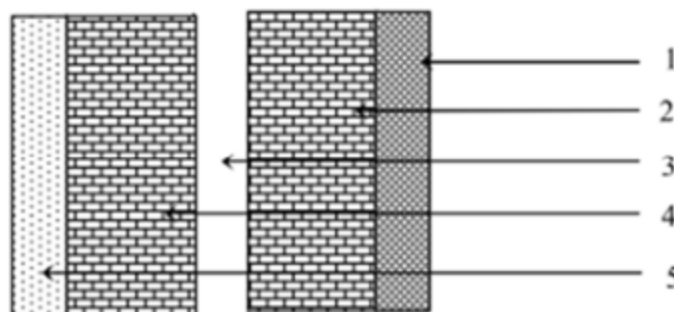


Figure (4.1) : mur extérieur

$$R = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{e_4}{\lambda_4} + \frac{e_5}{\lambda_5}$$

$$R = 0.17 + \frac{0.02}{1.2} + \frac{0.10}{0.78} + \frac{0.05}{0.08} + \frac{0.10}{0.78} + \frac{0.03}{0.35}$$

$$R = 1.15379 \text{ m}^2\text{C/W}$$

Donc : $K = 0.88 \text{ W/m}^2\text{C}$

b) Murs intérieurs :

N°	Constituant	Epaisseur e (m)	$\lambda \text{ W/m}^2\text{C}$
1	Plâtre	0.03	0.35
2	Brique	0.10	0.78
3	Plâtre	0.03	0.35

Tableau (4.8) : valeurs de λ et e pour différents constituants des murs intérieurs [19]

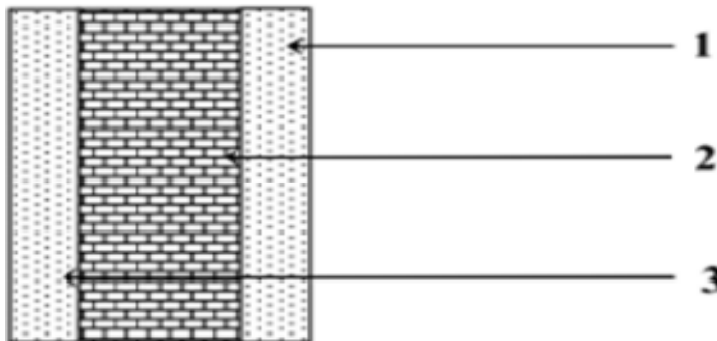


Figure (4.2) : mur intérieur

$$R = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3}$$

$$R = 0.22 + \frac{0.03}{0.35} + \frac{0.10}{0.78} + \frac{0.03}{0.35}$$

$$R = 0.519 \text{ m}^2\text{C/W}$$

Donc : $K = 1.92 \text{ W/m}^2\text{C}$

b) Plancher haut (la dalle) :

N°	Constituant	Epaisseur	λ W/m ² °C
1	Couche de gravier	0.02	0.45
2	Béton armé	0.04	1.3
3	Hourdis	0.16	0.69
4	Plâtre	0.03	0.35

Tableau (4.9) : valeurs de (λ) et (e) pour différents constituants de plancher haut [19]

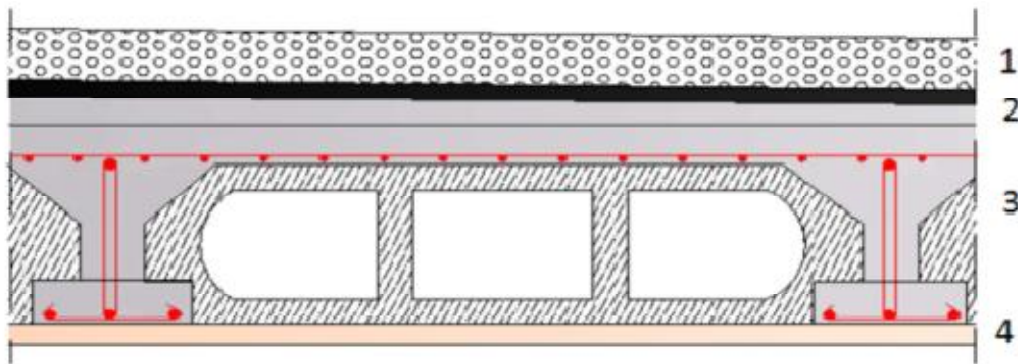


Figure (4.3) : plancher haut [19]

$$R = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{e_4}{\lambda_4}$$

AN :

$$R = 0.34 + \frac{0.02}{0.45} + \frac{0.04}{1.3} + \frac{0.16}{0.69} + \frac{0.03}{0.35}$$

$$R=0.73281 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

Donc : $K= 1.364 \text{ W/m}^2\text{°C}$

c) Plancher bas :

N°	Constituant	Epaisseur	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	1.279

Tableau (4.10) : valeurs de λ et e pour différents constituants de plancher bas [19]

$$R = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{e_4}{\lambda_4} + \frac{e_5}{\lambda_5}$$

AN :

$$R = 0.17 + \frac{0.01}{1} + \frac{0.02}{1.4} + \frac{0.05}{1.924} + \frac{0.1}{1.279} + \frac{0.15}{1.279}$$

$$R = 0.415 \text{ m}^2 \text{ °C/W}$$

Donc : $K = 2.405 \text{ W/m}^2\text{°C}$

4.4.4. Le coefficient de transmission surfacique pour les portes et fenêtres :

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)	
Portes	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 intérieures			
Fenêtres simples		3.0	
Fenêtres doubles		2.0	

Tableau (4.11) : valeurs de K des portes et fenêtres [19]

- **Température intérieure de base**

Désignation des locaux	Température intérieur de base (°C)
Chambre 1	20
Chambre 2	20
Séjour	20
Hall	18
Cuisine	18
SDB	18

Tableau (4.12) : Température de base intérieure [19]

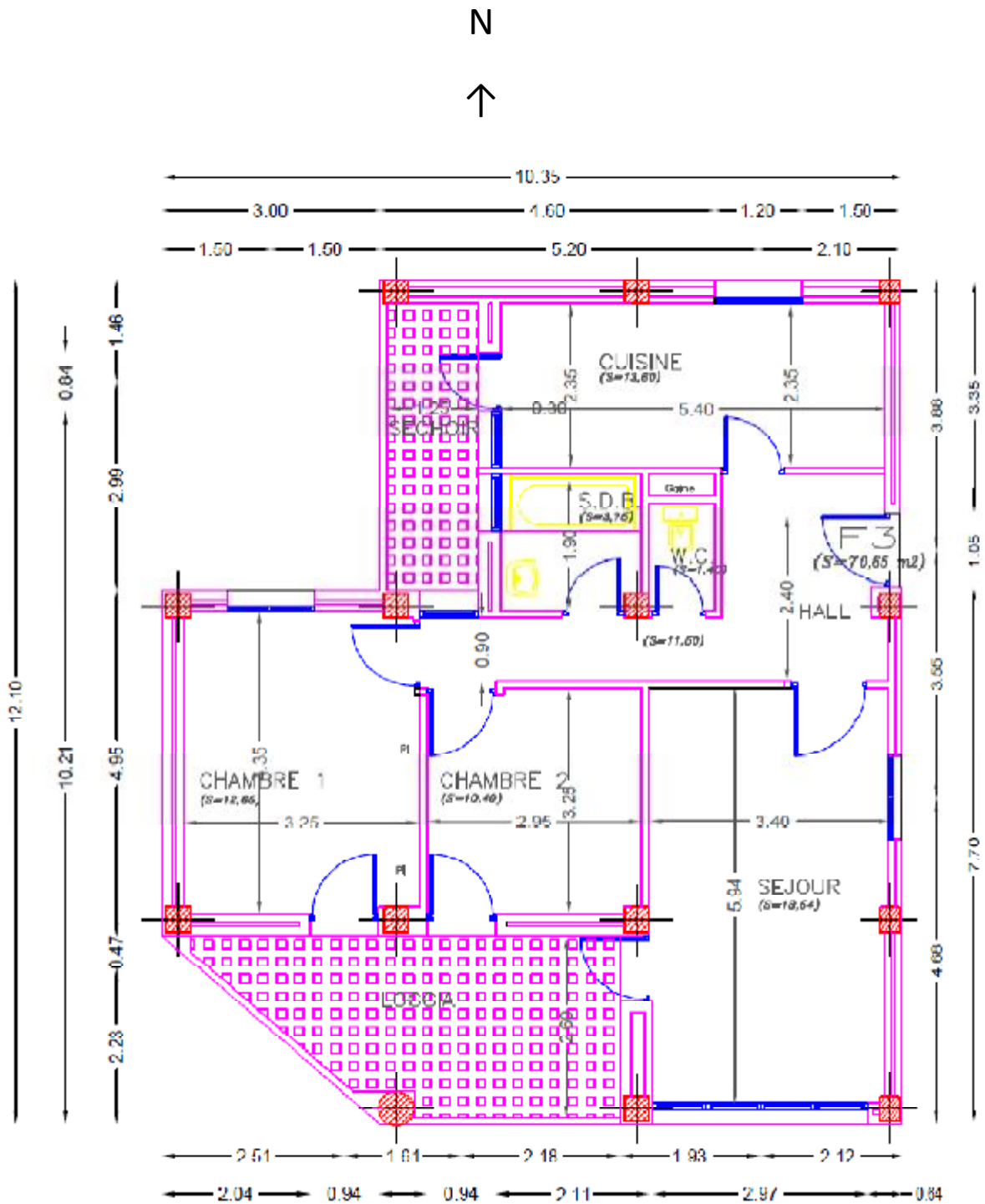


Figure (4.4) PLAN DU R.D.C

Les parois qui	Orientation	Calcul des surfaces							Calcul des flux par Transmission			Majoration			Flux transmis majoré Φ_{trm} [W]	Flux par infiltration Φ_{inf} [W]	
		Constituent l'enveloppe du local (abréviation)	Epaisseur (m)	Largeur (m)	Longueur (m)	Hauteur (m)	Surface (m ²)	Surface déduite (m ²)	Surface de calcul (m ²)	K (W/m ² °C)	Δt (°C)	Flux transmis Φ_{tr}	$Z_D = Z_A + Z_U$	Z_H (%)			$Z = 1 + (Z_D + Z_H)/100$
Chambre 1																	
ME	N	0.3	3.2	-	3.0	9.75	1.68	8.07	0.88	14	99.24	7	+	1.1	1001.25	a=2 a=1.2 l=17.4 R=0.9 H=0.58	
ME	W	0.3	4.3	-	3.0	13.0	-	13.0	0.88	14	160.7	7	0	1.0			
ME	S	0.3	3.2	-	3.0	9.75	2.0	7.75	0.88	14	95.48	7	-5	1.0			
MI	E	0.16	4.3	-	3.0	13.0	2.0	11.0	1.92	-	-	7	0	1.0			
PH	-	0.25	4.3	3.2	-	14.1	-	14.1	1.36	14	269.0	-	-	1			
PB	-	0.33	4.3	3.2	-	14.1	-	14.1	2.41	6	204.3	-	-	1			
PF	S	-	0.9	-	2.1	2.0	-	2.0	2	14	56	7	-5	1.0			
F	N	-	1.2	-	1.4	1.68	-	1.68	3.1	14	72.91	7	+	1.1			
PI	E	-	0.9	-	2.1	2.0	-	2.0	2	2	8	7	0	1.0			
Chambre 2																	
ME	S	0.3	2.94	-	3.0	8.82	2	6.82	0.88	14	84.02	7	-5	1.0	500.012	a=2 a=1.2 l=12.2 R=0.9 H=0.58	
MI	N	0.16	2.94	-	3.0	8.82	2	6.82	1.92	2	26.18	7	+	1.1			
MI	E	0.16	3.24	-	3.0	9.72	-	9.72	1.92	-	-	7	0	1.0			
MI	W	0.16	3.24	-	3.0	9.72	-	9.72	1.92	-	-	7	0	1.0			
PH	-	0.25	3.24	2.94	-	9.52	-	9.52	1.36	14	181.2	-	-	1			
PB	-	0.33	3.24	2.94	-	9.52	-	9.52	2.41	6	137.6	-	-	1			

PI	N	-	0.95	-	2.1	2.0	-	2.0	2	2	8	7	+	1.1	116.16
PF	S	-	0.95	-	2.1	2.0	-	2.0	2	14	56	7	-5	1.0	
Salle de bain															
MI	N	0.1 6	1.97	-	3	5.91	-	5.91	1.92	-	-	7	+	1.1	168.01 a=2 a=1.2 l=8.1 R=0.9 H=0.58 30.06
MI	S	0.1 6	1.97	-	3	5.91	2	3.91	1.92	-	-	7	-5	1.0	
MI	E	0.1 6	1.90	-	3	5.70	-	5.70	1.92	-	-	7	0	1.0	
ME	W	0.3	1.90	-	3	5.70	0.2 4	5.46	0.88	12	57.65	7	0	1.0	
PH	-	0.2 5	1.97	1.9 0	-	3.74	-	3.74	1.36	12	61.03	-	-	1	
PB	-	0.3 3	1.97	1.9 0	-	3.74	-	3.74	2.41	4	36.05	-	-	1	
PI	S	-	0.95	-	2.1	2	-	2	2	-	-	7	-5	1.0	
IM	W	-	0.6	-	0.4	0.24	-	0.24	3	12	8.64	7	0	1.0	
Pièce de séjour															
MI	N	0.1 6	3.94	-	3	11.8 2	2	9.82	1.92	2	37.70	7	+	1.12	1835.22 a=2 a=1.2 l=8.7 R=0.9 H=0.58 190.63
MI	W	0.1 6	3.30	-	3	9.90	-	9.90	1.92	-	-	7	0	1.07	
ME	W	0.3	2.60	-	3	7.8	2	5.8	0.88	1 4	71.45	7	0	1.07	
ME	S	0.3	3.94	-	3	11.8 2	-	11.8 2	3.4	1 4	562.6 3	7	-5	1.02	
ME	E	0.3	5.90	-	3	17.7 0	1.6 8	16.0 2	0.88	1 4	197.3 6	7	0	1.07	
PB	-	0.3 3	5.90	3.94	-	23.2 4	-	23.2 4	2.41	6	336.0 5	-	-	1	
PH	-	0.2 5	5.90	3.94	-	23.2 4	-	23.2 4	1.36	1 4	442.4 8	-	-	1	
F	E	-	1.4	-	1.2	1.68	-	1.68	3.1	1 4	72.91	7	0	1.07	
PF	W	-	0.95	-	2.1	2	-	2	2	1 4	56	7	0	1.07	
PI	N	-	0.95	-	2.1	2	-	2	2	2	8	7	+	1.12	

Cuisine																
MI	S	0.16	5.40	-	3	16.2	2	14.2	1.92	-	-	7	-5	1.02	757.82	a=2 a=1.2 l=17.4 R=0.9 H=0.58
ME	W	0.3	2.35	-	3	7.05	2.24	4.81	0.88	12	50.79	7	0	1.07		
ME	E	0.3	2.35	-	3	7.05	-	7.05	0.88	12	74.45	7	0	1.07		
ME	N	0.3	5.40	-	3	16.02	1.68	14.34	0.88	12	151.43	7	+5	1.12		
PB	-	0.33	5.40	2.35	-	12.7	-	12.7	2.41	4	122.42	-	-	1		
PH	-	0.25	5.40	2.35	-	12.7	-	12.7	1.36	12	207.26	-	-	1		
PI	S	-	0.95	-	2.1	2	-	2	2	-	-	7	-5	1.02		
PF	W	-	0.95	-	2.1	2	-	2	2	12	48	7	0	1.07		
F	N	-	1.40	-	1.2	1.68	-	1.68	3.1	12	62.5	7	+5	1.12		
IM	W	-	0.6	-	0.4	0.24	-	0.24	3	12	8.64	7	0	1.07		
Flux total :															$\Phi_{total} = \Phi_{inf} + \Phi_{trn} = 5017.97 \text{ W}$	

Tableau (4.13) : Résultats de calcul

Tableau de récapitulatif des déperditions :

	Octobre	Novembre	décembre	Janvier	février	mars	avril
flux par transmission W	3169.63	3070.52	4059.42	4262.31	4239.04	3586.63	2839.15
Flux par infiltration W	478.04	450.16	652.52	755.66	619.156	564.04	484.94
Flux total	3647.67	3520.68	4711.94	5017.97	4858.19	4150.67	3324.09

Tableau (4.14) : résultat des apports par transmission et par infiltration

Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté la méthode de calcul de déperditions thermiques hivernales, ont conduit aux résultats présentés dans le tableau au-dessus.

Dans le chapitre suivant, on passera au dimensionnement de l'installation tenant compte de ces flux.

5.1. Introduction

Dans ce chapitre, on procédera au dimensionnement de l'installation tenant compte de déperditions thermiques calculées au chapitre précédent, en considérant un échangeur enterré à une profondeur du sol.

Le calcul nécessite l'établissement d'un bilan thermique pour un élément de l'échangeur enterré et conduira, pour le chauffage c'est estimer le taux de satisfaction des besoins hivernaux.

5.2. Dimensionnement d'un puits géothermique horizontal :

5.2.1. 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. L'échange de chaleur à l'intérieur d'un tube où circule l'eau caloporteur se fait par convection forcée

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

$$d\Phi = \frac{(T_{f(x)} - T_0)dx}{R_{total}} \quad (5.1)$$

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

$$T_{f(x)} = T_0 + (T_e - T_0) \exp \left[- \left(\frac{x}{\dot{m}CpR_{total}} \right) \right] \quad (5.2)$$

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

$$\Phi = \dot{m}Cp (T_s - T_e) = \dot{m}Cp \left[1 - \exp \left(- \frac{L}{\dot{m}CpR_{total}} \right) \right] (T_0 - T_e) \quad (5.3)$$

$$L = -\dot{m}CpR_{total} \cdot \ln \left[1 - \frac{\Phi}{\dot{m}Cp(T_0 - T_e)} \right] \quad (5.4)$$

5.2.2. Caractéristique de l'échangeur

Diamètre interne (m) : 0.0227

Diamètre externe(m) : 0.025

Profondeur (m) : 0.80

Distance entre tubes (m) : 0.5

Conductivité thermique (W/m°C) : 0.4685

Débit (kg/s) : 0.12

Température d'entrée de l'échangeur (°C) : -5

Température du sol (°C) : 14

5.2.3. Détermination de la température de sortie :

$$T_s = \frac{Q}{\dot{m} C_p} + T_e = \frac{5011.97}{0.12 * 3906} - 5 = 5.69$$

5.2.4. Calcul du coefficient d'échange convectif :**Calcul du nombre Reynolds :**

$$Re = \frac{\dot{m} D}{S \mu} = \frac{0.12 * 0.0227}{4.10^{-4} * 0.0027} = 2522.22$$

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

Calcul du nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{0.0027 * 3906}{0.4685} = 22.51$$

Calcul du nombre de Nusselt :

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

$$Nu = 0.023 * R^{0.8} * Pr^{0.4} = 42.08$$

$$h = \frac{Nu \lambda}{D} = 868.48$$

5.2.5. Calcul des résistances thermiques :

$$R_{\text{total}} = R_p + R_{\text{conv}} + R_{\text{sol}} \quad (5.5)$$

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{r_{p \text{ ext}}}{r_{p \text{ int}}}\right)}{2\pi K_{\text{tuy}}} \quad : \quad \text{La résistance (par conduction) de chacun des tuyaux}$$

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{0.0125}{0.01135}\right)}{2\pi \cdot 0.48} = 0.0320 \text{ mk/W}$$

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{2\pi r_{p \text{ int}} h_{\text{conv}}} \quad : \quad \text{La résistance convective à l'intérieur de chacun des tuyaux.}$$

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{2\pi * 0.01135 * 1619.25} = 0.00886$$

$$R_{\text{sol}} = \frac{1}{S\lambda_{\text{sol}}} \quad : \quad \text{La résistance du sol}$$

Calcul de la surface S :

$$S = \frac{2\pi}{\ln\left[\left(\frac{2P}{De}\right) + \sqrt{\left(\frac{2P}{De}\right)^2 - 1}\right]} \quad (5.6)$$

$$S = \frac{2\pi}{\ln\left[\left(\frac{2*0.8}{0.025}\right) + \sqrt{\left(\frac{2*0.8}{0.025}\right)^2 - 1}\right]} = 1.29 \text{ m}^2$$

Alors :

$$R_{\text{sol}} = \frac{1}{1.29 * 2.2} = 0.352$$

$$R_{\text{total}} = 0.0320 + 0.00886 + 0.352 = 0.39286$$

$$L = -0.12 * 3906 * 0.39286 * \ln\left[1 - \frac{5011.97}{0.12 * 3906 * (14 + 5)}\right] = 153\text{m}$$

Pour la puissance de dimensionnement de l'échangeur de 5011.97 W, ces ratios fixent la longueur de l'échangeur à 153 m de tuyau avec un espacement de 0.5 m entre sections parallèles de tuyau.

On choisit de répartir l'échangeur en 9 circuits parallèles de 17m.

La surface du terrain de 95 m².

5.3. Dimensionnement d'un puits géothermique vertical :

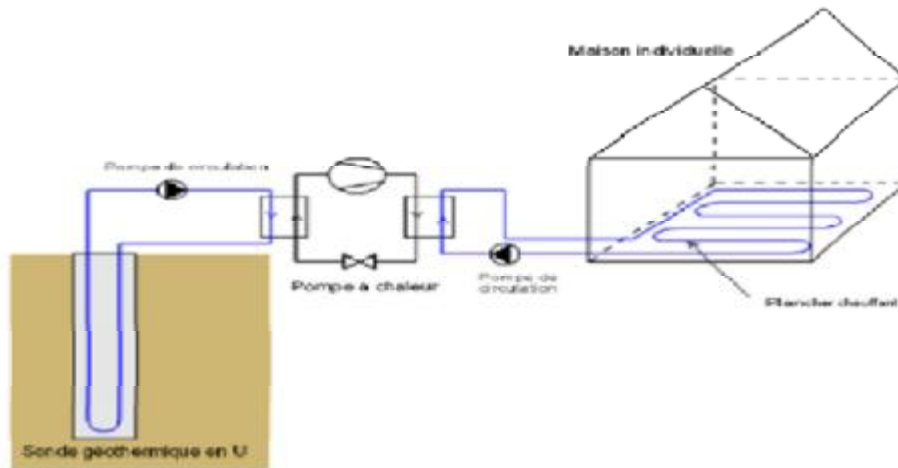


Figure (5.1) : Circuit de captage vertical

5.3.1. 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).

5.3.2. Fluide caloporteur et débit massique :

Le fluide caloporteur utilisé est le propylène glycol 25% dont la chaleur spécifique C_p est de $3906 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, et la masse volumique est de 1027 kg/m^3 . Le débit total de fluide caloporteur circulant dans les systèmes géothermiques est généralement déterminé en fonction des besoins thermiques maximaux de la maison. Un débit volumique de 0.05 L/s par kW de charge est recommandé.

5.3.3. Caractéristiques du puits géothermique :

Paramètre		
Sol		
Conductivité thermique (W/mk)		2.2
Diffusivité thermique (m ² /jour)		0.0864
Température du sol non perturbée (°C)		17.4
Puits		
Résistance thermique	(m.K/W)	0.082
r _{p int}	m	0.01725
r _{p ext}	m	0.0211
λ _{tuyaux}	(W/mk)	0.42
r _{puits}	(m)	0.075
h _{conv}	(W/m ² k)	723
L _u	(m)	0.1078
λ _{coulis}	(W/mk)	1.61
λ _{sol}	(W/mk)	2.2

Calcul du nombre Reynolds :

$$Re = \frac{\dot{m}D}{S\mu} = \frac{0.2472 * 0.0345}{9.35 * 10^2 * 0.0027} = 3384.92$$

Re > 2500 : régime turbulent

Calcul du nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{0.0027 * 3906}{0.4685} = 22.5$$

Calcul du nombre de Nusselt :

Le fluide s'échauffe donc on prend n=0.4

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} = 0.023 * 666.25 * 3.47 = 53.24$$

$$h = \frac{Nu \lambda}{D} = \frac{53.24 * 0.4685}{0.0345} = 723 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.3.4. L'équation d'ASHRAE :

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

$$L = \frac{q_h R_b + q_a R_a + q_m R_m + q_h R_h}{(T_g + T_p) - \frac{T_{s, \text{sol}} + T_{e, \text{sol}}}{2}} \quad (5.7)$$

Où L est la longueur totale de l'échangeur géothermique (somme de la longueur de tous les puits), T_g est la température non perturbé du sol, et T_p est la pénalité de température. Cette dernière représente un facteur de correction sur la température non perturbé du sol pour tenir compte de l'interaction thermique entre plusieurs puits (pour un champ d'un seul puits, $T_p = 0$), comme dans notre cas. 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 précédente 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, alors, tel que montré à la Figure (5.7), les trois impulsions successives seront d'une durée de 10 ans suivi de périodes d'un 1 mois et de 6 heures.

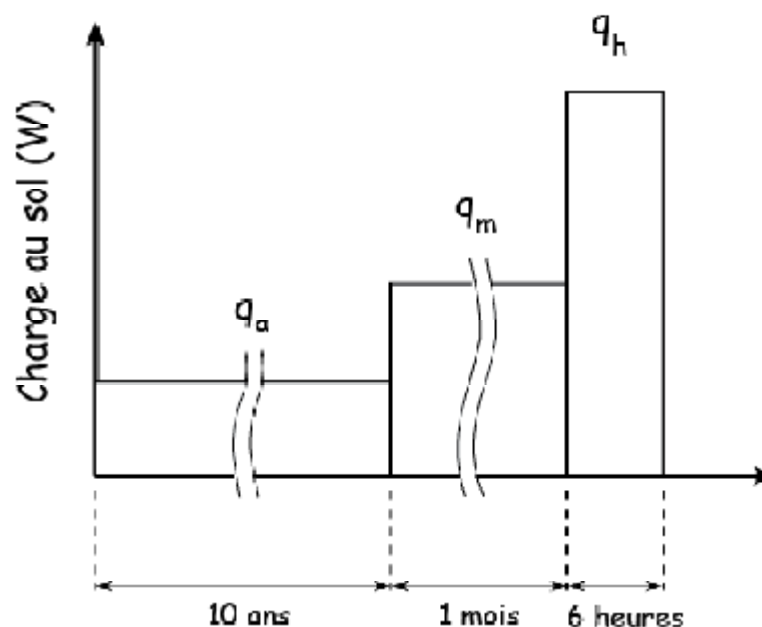


Figure (5.2) : Représentation schématique des trois impulsions thermiques consécutives au sol.

5.3.5. Les charge au sol :

Les charges thermiques au sol représentent l'énergie puisée ou rejetée 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.

Le terme q_h :

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

$$q_j = - \sum_{i=1}^n Q_{j,i} = - \sum_{i=1}^n \left[C_{j,i} \left(1 - \frac{1}{\text{COP}_{i,\text{PAC}}} \right) \right] \quad (5.8)$$

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

$\text{COP}_{i,\text{PAC}}$: est le COP de la PAC de la zone i pour le mode en cours (chauffage si $C_{j,i}$ est négatif et climatisation si $C_{j,i}$ est positif)

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_+ (Chauffage) pour chaque mois = Maximum de q_T durant le mois.

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

Le terme q_m :

La valeur de q_m est évaluée de la façon suivante:

$$q_{m,i} = \frac{\sum_{k=1}^n q_{k,i} \Delta T}{n} \quad (5.9)$$

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)

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.

$$q_a = \frac{\sum_{i=1}^{8760} q_{h,i} \cdot \Delta t}{8760} \quad (5.10)$$

5.3.6. Les résistances thermiques :

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.

$$R_h = \frac{1}{K} G \left(\frac{\alpha t_h}{r_{\text{puits}}^2} \right) \quad (5.11)$$

$$R_m = \frac{1}{K} \left[G \left(\frac{\alpha t_{m+h}}{r_{\text{puits}}^2} \right) - G \left(\frac{\alpha t_h}{r_{\text{puits}}^2} \right) \right] \quad (5.12)$$

$$R_a = \frac{1}{K} \left[G \left(\frac{\alpha t_{a+m+h}}{r_{\text{puits}}^2} \right) - G \left(\frac{\alpha t_{m+h}}{r_{\text{puits}}^2} \right) \right] \quad (5.13)$$

K : représente la conductivité thermique du sol (W/m K)

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 :

$$R = \frac{1}{K} f(\alpha, r_{\text{puits}}) \quad (5.14)$$

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

Avec :

	<i>f 6 h</i>	<i>f 1 m</i>	<i>f 10 a</i>
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	-0.038724510
a4	0.02917889	-0.2289355	0.1690853
a5	0.1138498	-0.004927554	-0.02881681
a6	0.005610933	-0.002694979	-0.002886584
a7	0.7796329	-0.638036	-0.1723169
a8	-0.324388	0.2950815	0.03112034
a9	-0.01824101	0.01493320	-0.1188438

Tableau (5.1) : Coefficient de corrélation pour f6h, f1m et f10ans

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 :

$$T_m = \frac{T_{\text{entre,sol}} - T_{\text{sortie,sol}}}{2} \quad (5.15)$$

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

$$R_b = R_g + \frac{R_p + R_{\text{conv}}}{2} \quad (5.16)$$

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.

$$R_{conv} = \frac{1}{2\pi r_{p,int} h_{conv}} \quad (5.17)$$

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{r_{p,ext}}{r_{p,int}}\right)}{2\pi K_{tuyau}} \quad (5.18)$$

$$R_g = \frac{1}{4\pi\lambda_{coulis}} \left[\ln\left(\frac{r_{puits}}{r_{p,ext}}\right) + \ln\left(\frac{r_{puits}}{L_u}\right) + \frac{\lambda_{coulis} - \lambda_{sol}}{\lambda_{coulis} + \lambda_{sol}} \cdot \ln\left(\frac{r_{puits}^4}{r_{puits}^4 - \left(\frac{L_u}{2}\right)^4}\right) \right] \quad (5.19)$$

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

Les termes $T_{entrée,sol}$ et $T_{sortie,sol}$:

Les températures à l'entrée et à la sortie des puits géothermiques ($T_{entrée,sol}$ et $T_{sortie,sol}$) sont déterminées pour les conditions de design. La valeur de $T_{sortie,sol}$, 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 :

$$T_{entre,sol} = T_{sortie,sol} - \frac{q_h}{\dot{m}} * \frac{1}{C_p} \quad (5.20)$$

Où \dot{m} est le débit massique de fluide caloporteur, C_p est la chaleur spécifique (3.906 kJ/kgK) et q_h est la charge de pointe au sol en chauffage.

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:

$$q_h = \text{besoin_horaire_max} * \left(1 - \frac{1}{C_{op}}\right) \quad (5.21)$$

$$q_h = 5017.97 * \left(1 - \frac{1}{4.84}\right) = 3979.25 \text{ W}$$

Calcul de q_m pour le mois de janvier :

La valeur de q_m est obtenue ainsi :

$$q_m = \frac{(\text{besoin totaux mensuels}) * \left(1 - \frac{1}{\text{Cop}}\right)}{\text{nombre d'heure dans le mois}} \quad (5.22)$$

AN :

$$q_m = \frac{933342.42 * \left(1 - \frac{1}{4.48}\right)}{744} = 994.81 \text{ W}$$

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 :

$$q_a = \frac{\sum_{i=1}^7 (q_{m,i} * n_i)}{\text{nombre d'heure dans l'année}} \quad (5.23)$$

mois	Heurs par mois	Besoins thermique horaire max (W)	$q_m(W)$
Janvier	744	933342.42	994.81
Février	672	816175.92	963.13
Mars	744	772024.62	822.87
Avril	720	598336.2	659.00
Octobre	744	678466.62	723.15
Novembre	720	633722.4	697.97
Décembre	744	876420.84	934.14
			$q_a = 827.36 \text{ W}$

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

$$T_{\text{entre,sol}} = 0 - \frac{3979.25}{0.2472} * \frac{1}{3906} = -4.12^\circ\text{C}$$

Calcul des résistances thermiques équivalentes :

$$R_h = 0.0911 \text{ m.k/W}$$

$$R_m = 0.1606 \text{ m.k/W}$$

$$R_a = 0.1734 \text{ m.k/W}$$

Calcul des résistances thermiques équivalentes du puits :

$$R_{conv} = \frac{1}{2 * \pi * 0.01725 * 723} = 0.01276 \text{ mK/W}$$

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{0.0211}{0.01725}\right)}{2 * \pi * 0.42} = 0.0763 \text{ mK/W}$$

$$R_g = \frac{1}{4\pi * 1.61} \left[\ln\left(\frac{0.075}{0.0211}\right) + \ln\left(\frac{0.075}{0.1078}\right) + \frac{1.61 - 2.2}{1.61 + 2.2} \cdot \ln\left(\frac{0.075^4}{0.075^4 - \left(\frac{0.1078}{2}\right)^4}\right) \right]$$

$$= 0.0424 \text{ mK/W}$$

$$R_b = 0.0424 + \frac{0.0763 + 0.01276}{2} = 0.0868 \text{ mK/W}$$

5.3.7. Calcul de la longueur L :

$$L = \frac{3979.25 * 0.0868 + 827.36 * 0.1734 + 994.81 * 0.1606 + 3979.25 * 0.0911}{(17.4 + 0) - \frac{0 - 4.12}{2}} = 52 \text{ m}$$

$$L = 52 \text{ m}$$

5.4. Dimensionnement du circuit de chauffage :

- La température intérieure de base T_c pour chaque local (voir tableau...)
- La température superficielle maximale $T_{sup} = 28^\circ\text{C}$
- La température d'entrée de l'eau, $T_e = 35^\circ\text{C}$
- Le coefficient surfacique d'échange en mode chauffage pour les planchers chauffant $h_i = 11.6 \text{ W/m}^2\text{°C}$
- Les tubes en polyéthylène de diamètre intérieur, extérieur respectivement 22.7/25cm

Les calculs sont faits local par local :

- **Pour la chambre 1 :**

$$\Phi = 1193.41 \text{ W}$$

$$T_\infty = 20^\circ\text{C}$$

$$K = 202.5 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$Cp_{\text{eau}} : 1 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$\rho_{\text{eau}} = 10^3 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda_{\text{polyethelène}} = 0.45 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Calcul de la température superficielle T_{sup} :

$$\Phi = h_i S (T_{sup} - T_\infty) \quad (5.24)$$

D'ou :

$$T_{sup} = 27.28^\circ\text{C}$$

Calcul de la température à la surface extérieur de tube T_{ext} :

$$\Phi = K S \Delta T = K S (T_{ext} - T_{sup}) \quad (5.25)$$

$$T_{ext} = \frac{\Phi}{K S} + T_{sup} = 27.69^\circ\text{C}$$

Calcul de la température à l'intérieur de tube :

$$\Phi = 2\pi\lambda L \frac{T_{int} - T_{ext}}{\ln \frac{r_e}{r_i}} = h_i S_i (T_{moy} - T_{int}) \quad (5.26)$$

$$T_{int} = 27.81^\circ\text{C}$$

Calcul du débit :

$$T_e = 35^\circ\text{C} \quad T_s = 25^\circ\text{C}$$

$$\Phi = \dot{m}_{eau} C_{p_{eau}} \Delta T = \dot{m}_{eau} C_{p_{eau}} (T_e - T_s) \quad (5.27)$$

$$\dot{m}_{eau} = \frac{1193.36}{4.18 \cdot 10^3 (35-25)} = 0.0285 \text{ kg/s}$$

Calcul de la vitesse :

$$\dot{m} = \rho V S \quad \text{avec} \quad S = \frac{\pi D_i^2}{4}$$

$$V = 0.070 \text{ m/s}$$

Calcul de la longueur de tube :

$$\Phi = h S (T_{moy} - T_{int}) \quad (5.28)$$

Calcul de h :

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu}$$

AN :

$$Re = \frac{10^3 * 0.070 * 0.0227}{1.005 * 10^{-3}} = 1581.1$$

Re \leq 2 300 d'où : le régime est laminaire

Avec la température de la paroi uniforme alors Nu = 3.66

$$Nu = h \frac{D}{\lambda} \quad \text{d'où} : \quad h = \frac{Nu * \lambda}{D} = 100.44 \text{ w/m}^2\text{°C}$$

$$\Phi = h S (T_{moy} - T_{int}) \quad (5.29)$$

$$S = 5.42 \text{ m}^2$$

$$S = \pi D_{int} L \quad (5.30)$$

Alors : L = 76m

On procède avec la même manière pour toutes les autres pièces de la maison

	Φ [W]	$S_{\text{échg}}$ [m ²]	L [m]	T_{sup} [°C]	T_{ext} [°C]	T_{int} [°C]	\dot{m} [kg/s]	V[m/s]
Ch 1	1193.41	5.42	76.11	27.28	27.69	27.81	0.028	0.070
Ch 2	616.12	1.5	22.02	25.57	25.88	26.11	0.0147	0.036
Séjour	2025.85	10.4	145.8	27.51	27.94	28.06	0.0484	0.11
Cuisine	984.47	2.1	29.46	24.68	25.06	25.33	0.0235	0.058
SDB	198.07	0.28	3.90	22.56	22.63	23.03	0.004	0.017

Tableau (5.2) : Tableau récapitulatifs des résultats

La longueur totale de circuit de chauffage :

$$L_{\text{total}} = \sum_{i=1}^5 L_i = 277.29 \text{ m}$$

Le débit total de l'eau chaude :

$$\dot{m}_{\text{total}} = \sum_{i=1}^5 \dot{m}_i = 0.1186 \text{ kg/s}$$

5.5. Conclusion :

Après le dimensionnement on a abouti aux résultats suivants

Pour le chauffage d'une maison individuelle par une PAC implantée à Tizi Ouzou, d'une surface de 70 m² d'environ se compose :

- Circuit de captage soit :
 - o Capteur géothermique vertical de 52 m de profondeur
 - o Capteur géothermique horizontal d'une longueur d 153 m de tuyau qui est réparti en 9 circuits parallèles de 17 m, sur une surface d'environ 95 m²

Et d'un plancher chauffant d'une longueur total de 277.29 m.

Conclusion générale :

Aujourd'hui, la géothermie repose sur des techniques largement éprouvées. Elle allie des qualités environnementales par son absence d'impact polluant à des intérêts économiques stratégiques pour l'indépendance énergétique.

L'étude entreprise pour le chauffage d'une habitation d'environ 70 m², implantée à Tizi - Ouzou, à l'aide d'une pompe à chaleur qui est un organe essentiel. Nous a menées au choix de la pompe sol/eau pour le captage horizontal. Celle-ci a l'avantage par sa simplicité et un cout limité

On a choisi d'étudié deux circuits de captage

- Circuit de captage :
 - Capteur géothermique vertical d'un tube de diamètre 0.0422 m enterré à une profondeur de 52 m.
 - Capteur géothermique horizontal d'un tube de diamètre 0.05 m, d'une longueur de 153 m de tuyau qui est réparti en 9 circuits parallèles de 17 m sur une surface d'environ 95 m².

- Circuit de chauffage (plancher chauffant) d'une longueur de 277.29 m.

Nous avons finalement retenu le captage horizontal pour des raisons économiques.

Bibliographie

[2] : Encarta 2009

[3] : Analyse de projet de pompe à chaleur géothermique (ressource naturelle Canada)

[4] : IBEGHOUCHE F, MENGUELLATI .y et ZEGROUR .M (2009), (thème du mémoire pour l'obtention de diplôme d'ingénieur). Chauffage d'une maison individuelle par géothermie à l'aide d'une pompe à chaleur.

[6] : Centre de développement des énergies renouvelable (Bouzaréah)

Rev énergie renouvelable (1999) (159-162)

[10] : -Le guide d la pompe à chaleur. MM Démoncourt, Thevenon et storelli,

2011 (2^{ème} édition)

-Les pompes à chaleur, Bruno Béranger (2^{ème} édition)

[12] : CHARBAL Rahhal (Conception d'une pompe à chaleur air/eau a haut efficacité énergétique pour la réhabituions d'installation d chauffage existants) thèse doctorat école des mines de Paris 2006.

[13] : Article échangeur de chaleur centre des techniques appliquées de Skikda

(INSTITUT ALGERIENNE DU PETROL, CORPORAT UNIVERSITY)

[14] : .CRABOL (transfert de chaleur. tome 1,2,3 ;Edition masson PARIS 1992)

[15] : Technique de l'ingénieur, traité génie énergétique (échangeur de chaleur) B 2341

[16] : KHALKHAL NASSIM 2012 (thème du mémoire pour l'obtention de diplôme de master).pompe à chaleur géothermique.

[17] : Thèse Doctorat présenté par Stéphane THIERS 2008 intitulé (Bilan énergétique et environnementaux de bâtiments à énergie positive)

[18] : J.CRABOL (transfert de chaleur. tome 1,2,3 ;Edition masson PARIS 1992)

[19] : H.RIETSCHHEL ,W.RAISS (traité de chauffage et de climatisation ,tome 2, Edition dunat, BORDAS 1974)

Webographie

[1] : <http://www.adem.fr>

[5] : www.landes.org/files/cg40/environnement/guide-geoth.pdf.

[7] : <http://www.adem.fr>

[8] : www.betatherm.de

[9] : <http://www.adem.fr>

[11] : www.sentinel-solutions.net