

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Amar Telidji - Laghouat



Faculté de Technologie

THÈSE DE DOCTORAT EN SCIENCES

Spécialité : Mécanique Energétique

Présentée et soutenue publiquement
le 26/04/2017

DADA Mohammed Abderrahmane

THEME

**Amélioration et Développement d'un Stockage Thermique Solaire de Longue
Durée par Chaleur Latente dans un Milieu Partiellement Humide**

JURY :

Pr. SEBAA Mohamed	Président du jury	Professeur	U.A.T.Laghouat
Pr. MEDJELLED Ahmed	Examineur	Professeur	U.A.T.Laghouat
Pr. BOUABDALLAH Said	Examineur	Professeur	U.A.T.Laghouat
Dr. SAHRAOUI Kherris	Examineur	MCA	Université de Tissemsilt
Dr. BEKKOUCHE S. M. El Amine	Examineur	Directeur de recherche	URAER Ghardaia
Mr. BELHADJ Mohamed	Invité	MAA	U.A.T.Laghouat
Pr. BENCHATTI Ahmed	Directeur de thèse	Professeur	U.A.T.Laghouat

Dédicace

A mes chers parents qui n'ont jamais cessé de m'encourager à aller de l'avant et qui ont inlassablement cru en moi, ainsi que pour les sacrifices qu'ils n'ont jamais cessé de consentir. J'espère avoir répondu aux espoirs que vous avez fondé en moi.

A mes frères qui m'ont toujours soutenu et qui se sont montrés solidaires.

A ma jeune famille qui a su être compréhensive et qui a partagé avec moi ces moments de sacrifice.

A mes amis et à tous ceux qui m'ont soutenu pour accomplir cette thèse.

A ma grand-mère qui m'avait toujours incité à être persévérant.

A l'Hadj Amar Benmoussa qui m'avait conseillé de toujours compléter un savoir de peur qu'il se perde.

A tous mes enseignants qui m'ont instruit depuis mon jeune âge, et à toutes les personnes qui m'ont offerte un environnement d'apprentissage et de travail agréable.

A tous ceux que j'ai connu et que je n'ai jamais connu et qui m'ont toujours inspiré.

Remerciements

Louange à ALLAH le tout puissant, le miséricordieux, qui m'a guidé et en qui j'ai puisé force et ressources pour accomplir ce travail de thèse.

Le travail d'une thèse de doctorat représente des heures de travail ardu, un dévouement et un long sacrifice. C'est aussi un travail de pleine créativité, de réflexions et d'interactions humaines. En effet, l'entreprise d'une thèse de doctorat a été une tâche de longue haleine et aussi une aventure humaine pleine de leçons et d'expériences qui pourront façonner notre présent et notre avenir en tant qu'être humain et en tant que professionnel.

Par cet humble travail, je voudrais remercier le Pr. Ahmed Benchatti pour avoir accepté de me prendre comme doctorant au sein du Laboratoire de Mécanique et d'encadrer cette thèse de doctorat, ainsi que pour avoir assuré un bon cadre de travail pour que cette thèse soit accomplie dans les temps.

Je souhaiterai aussi adresser mes remerciements aux membres du jury pour avoir accepté d'examiner cette thèse. J'espère que leurs critiques et leurs commentaires seront une valeur ajoutée pour ce travail et pourront lui donner davantage de sens et de pertinence.

Je tiens à saisir la présente occasion pour remercier très vivement Mr. Noureddine Mechoui pour m'avoir fourni certaines références documentaires.

Je remercie aussi mon ami Mustapha Mellal pour avoir partagé certaines astuces et solutions pour une bonne exploitation du logiciel Comsol®. J'espère que lui aussi pourra achever son travail de thèse très rapidement.

A la fin, et en espérant n'avoir oublié personne, je tiens à remercier tous mes amis, mes anciens camarades de classes, mes proches et tous ceux qui n'ont cessé de me soutenir et qui ont participé de près ou de loin quant à la réalisation de ce travail.

ملخص

أثار تخزين الطاقة الحرارية اهتماما كبيرا بين الباحثين والصناعيين فيما يخص تصميم أنظمة جديدة قادرة على تخزين وتوفير الحرارة لفترات طويلة. إنَّ الغرض من الجزء الأول من هذا العمل هو محاكاة عملية تخزين موسمي للطاقة الحرارية بهدف تخزين هذه الطاقة في باطن الأرض خلال فترة الصيف واستخراجها خلال فترة الشتاء .

النظام الذي تمَّ دراسته خلال هنا العمل عبارة عن مبادل حراري موضوع على عمق 8متر من سطح الأرض، وقد تمَّ استخدام برنامج COMSOL لمحاكاة تنقل الحرارة بين سائل متدفق داخل هذا المبادل حراري ووسط مسامي رطب جزئيا. تم تقييم أداء هذا النظام لمدة 25 سنة والنتائج التي تمَّ الحصول عليها كانت واعدة. على إثر هذا، تم تحسين عمل النظام المدروس هنا من خلال دمج جسيمات البارافين في مسامات وسط التخزين، ومن خلال هذا الحلَّ تمكنا من تحسين كميات الحرارة التي يمكن استرجاعها وكذلك المردودية الطاقوية للنظام.

ركّز الجزء الثاني من هذا العمل على دمج نظام تخزين الحرارة الذي درس هنا مع عدّة منازل قصد معرفة قدرة هذا النظام على تغطية الحاجيات الحرارية لهذه السكّانات خلال فصل الشتاء. وأظهرت النتائج أنّ الحرارة التي تم استردادها عن طريق نظامنا أثناء موسم الشتاء يمكن أن يستفيد منها عدد معتبر من المنازل لتغطية حاجياتها الحرارية مع امكانية الحصول على راحة حرارية مقبولة.

Résumé

Le stockage de l'énergie thermique a suscité un vif intérêt chez les chercheurs et les industriels dans le cadre de la conception de nouveaux systèmes capables de stocker et de fournir de la chaleur pendant de longues périodes. Le but recherché dans cette première partie de travail est de simuler les performances d'un nouveau système de stockage saisonnier de la chaleur ayant dans le but de stocker la chaleur dans le sol pendant la période chaude puis de la récupérer pendant la période froide.

Le système étudié ici est un échangeur de chaleur enfoui à seulement 8 m dans le sol. Comsol Multiphysics a été utilisé pour modéliser l'échange de chaleur entre un fluide caloporteur en écoulement à l'intérieur d'un échangeur de chaleur et un milieu poreux partiellement humide. Les performances du système ont été évaluées pour une période de 25ans et les résultats obtenus se sont montrés très prometteurs. Le fonctionnement de notre système de stockage a même été optimisé par l'intégration de granulats de paraffines dans le réseau poreux. Les quantités de chaleur récupérables et l'efficacité énergétique du système ont été maximisés.

La deuxième partie de ce travail a porté sur l'intégration du système de stockage étudié ici avec un ensemble de maison afin de connaître la capacité de notre système à couvrir les besoins thermiques de ces maisons pendant l'hiver. Les résultats ont montré que la chaleur récupérée par notre système pendant la saison froide pourra bénéficier à certain nombre de maisons, tout en obtenant un confort thermique acceptable.

Abstract

Thermal energy storage has received a great interest by researchers and industrials as part of designing new systems able to store and deliver thermal energy efficiently for long periods. The aim of the first part along this thesis is to simulate the performance of a novel seasonal heat storage system dedicated to store heat in the ground during hot period then to recover it during cold period.

The system investigated herein is a ground heat exchanger buried at only 8 m below the underground. Comsol Multiphysics was used to model heat exchange between a fluid carrier flowing through a GHX, and a partially saturated porous medium. Performance of the system was evaluated for a 25-year period and the obtained results were very promising. The heat storage system studied herein has even been optimized by the incorporation of paraffin particles in the porous network. The recoverable heat and energy efficiency of the system were both enhanced.

The second part of this work dealt with the integration of the storage system studied herein with a couple of houses, in order to know the ability of our system to cover heat energy needs of these houses during winter. The results showed that heat recovered by our system during cold season could benefit to a large number of houses by achieving an acceptable thermal comfort as well.

Table des Matières

Résumé	V
Table des Matières	VII
Liste des Figures	X
Liste des Tableaux	XIV
Nomenclature	XV
I. Introduction Générale	1
I.1. Le Stockage de Chaleur dans le Défi Energétique Actuel	2
I.1.1. Contexte Energétique et Environnemental Global	2
I.1.2. Intérêt du Stockage de Chaleur pour le Secteur du Bâtiment	5
I.2. Objectif de Travail	6
I.3. Structure de la Thèse	7
II. Technologies du Stockage Saisonnier de la Chaleur	9
II.1. Stockage d’Energie Thermique Sous Forme de Chaleur Sensible.....	9
II.1.1. Principe	9
II.1.2. Matériaux de Stockage.....	10
II.1.3. Technologies Appliquées pour le Stockage Thermique par Chaleur Sensible ..	11
II.1.4. Etat de l’Art du Stockage Saisonnier par Chaleur Sensible.....	13
II.2. Stockage d’Energie Thermique Sous Forme de Chaleur Latente	18
II.2.1. Principe	18
II.2.2. Matériaux de Stockage.....	19
II.2.3. Technologies Appliquées pour le Stockage Thermique par Chaleur Latente....	21
II.2.4. Etat de l’Art du Stockage Saisonnier par Chaleur Latente	23
II.3. Stockage d’Energie Thermique Sous Forme de Thermochimique	25
II.3.1. Principe	25
II.3.2. Matériaux de Stockage.....	26
II.3.3. Technologies Appliquées pour le Stockage Thermochimique de la Chaleur	27
II.3.4. Etat de l’Art du Stockage Saisonnier sous Forme Thermochimique.....	29
II.4. Stockage d’Energie Thermique Sous Forme Chimique	32
II.4.1. Principe	32
II.4.2. Technologies Appliquées pour le Stockage Chimique de la Chaleur	32

II.4.3.	Etat de l'Art du Stockage Saisonnier sous Forme Chimique.....	33
II.5.	Conclusion.....	36
III.	Développement d'un Système Souterrain pour le Stockage de Chaleur de Longue	
	Durée.....	38
III.1.	Recherche Bibliographique	38
III.1.1.	Synthèse	44
III.2.	Méthodologie de Travail	45
III.3.	Description du Système du Stockage	46
III.3.1.	Géométrie du Système UTES	46
III.3.2.	Mode de Fonctionnement du Processus de Stockage et de Récupération.....	47
III.4.	Modélisation du Processus du Stockage et de Récupération de la Chaleur	47
III.4.1.	Formulation Mathématique	47
III.4.2.	Conditions Initiales et Conditions aux Limites	51
III.4.3.	Propriétés Thermophysiques	54
III.5.	Simulation Numérique.....	59
III.5.1.	Présentation du Logiciel Comsol®	59
III.5.2.	Processus de Maillage	60
III.5.3.	Déroulement des Simulations.....	60
IV.	Résultats et Discussions.....	62
IV.1.	Validation des Résultats	62
IV.2.	Performances Thermiques et Energétique du Stockage et de la Récupération	65
IV.2.1.	Profils de Température	66
IV.2.2.	Flux de Chaleur	73
IV.2.3.	Perte de Chaleur vers le Milieu Ambiant	75
IV.2.4.	Dynamique de l'Ecoulement de l'Air dans le Milieu de Stockage	76
IV.3.	Etudes de Sensibilité Paramétrique	78
IV.3.1.	Effet des Caractéristiques Géométriques	79
IV.3.2.	Effet des Paramètres Opératoires	80
IV.3.3.	Utilisation de Différents Fluides Caloporteurs.....	81
IV.3.4.	Paramètres du Milieu de Stockage	81
IV.3.5.	Synthèse	84
IV.4.	Performances à Long Terme.....	84
IV.4.1.	Performances Thermiques et Energétiques	84
IV.5.	Optimisation de la Récupération par l'Incorporation d'un MCP	86

IV.5.1.	Modélisation.....	87
IV.5.2.	Résultats	88
IV.5.3.	Performances Environnementales	90
V.	Intégration du Système de Stockage de Chaleur avec une Maison	91
V.1.	Introduction	91
V.2.	Objectif.....	91
V.3.	Méthodologie	92
V.3.1.	Description de la Maison	92
V.3.2.	Présentation d'OpenStudio®	94
V.4.	Données Collectées	95
V.5.	Modélisation.....	97
V.6.	Résultats	98
V.6.1.	Performances Energétiques.....	98
V.6.2.	Profils de Température.....	99
V.6.3.	Bilan Générale	101
VI.	Conclusion Générale	103
VII.	Perspectives.....	105
VIII.	Bibliographie.....	106

Liste des Figures

Figure 1 : Quantité d'énergie délivrée par les diverses sources d'énergie	3
Figure 2 : Emissions de CO2 des énergies fossiles.....	5
Figure 3 : Stockage par chaleur sensible dans du béton	11
Figure 4 : Stockage par chaleur sensible dans une thermocline	12
Figure 5 : Stockage par chaleur sensible dans deux réservoirs à sels fondus	12
Figure 6 : Réservoirs d'eau pour le stockage par chaleur sensible	14
Figure 7 : Illustration d'un stockage par chaleur sensible dans les lacs salins	15
Figure 8 : Stockage par chaleur sensible dans un système eau-gravier	16
Figure 9 : Illustration d'un stockage par chaleur sensible dans un aquifère	16
Figure 10 : Illustration du stockage par chaleur sensible dans par un BTES	17
Figure 11 : Etapes du stockage thermique sous forme de chaleur latente	18
Figure 12 : Introduction d'un MCP dans un mur de bâtiment.....	21
Figure 13 : Préparation d'un fluide caloporteur par un mélange de microbilles de MCP et d'un liquide.....	22
Figure 14 : Stockage par chaleur latente dans un système en cascade	22
Figure 15 : Stockage par chaleur sensible dans la vapeur	23
Figure 16 : Unité de stockage par chaleur latente employant des paraffines.....	24
Figure 17 : Système fermé pour le stockage de chaleur par adsorption	26
Figure 18 : Système ouvert pour le stockage de chaleur par adsorption	26
Figure 19 : Stockage thermochimique de la chaleur par sorption gaz-solide	28
Figure 20 : Procédé Monosorp pour le stockage thermochimique de la chaleur.....	29
Figure 21 : Performance du système Monosorp pour une maison individuelle	30
Figure 22 : Prototype du procédé Modestore.....	31
Figure 23 : Procédé d'un stockage de chaleur par l'utilisation d'une pompe chimique	33
Figure 24 : Fonctionnement du procédé HTGR	34

Figure 25 : Géométrie du système de stockage intégré dans le sous-sol	46
Figure 26 : Disposition des passes du GHX	46
Figure 27 : Désignation des conditions aux limites pour le GHX	51
Figure 28 : Température du fluide caloporteur à l'entrée du GHX	52
Figure 29 : Désignation des conditions aux limites pour le milieu de stockage	53
Figure 30 : Température ambiante et vitesse du vent mesuré pour la ville de Laghouat.....	54
Figure 31 : Masse volumique des fluides caloporteurs.....	55
Figure 32: Chaleur spécifique des fluides caloporteurs	55
Figure 33: Conductivité thermique des fluides caloporteurs	56
Figure 34 : Interface du Logiciel Comsol [®]	59
Figure 35 : Maillage de la géométrie du système de stockage	60
Figure 36 : Résultats du travail de validation	63
Figure 37 : Résultats du travail de validation	65
Figure 38 : Température du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie du GHX.....	67
Figure 39 : Intensité de l'échange de chaleur à travers le GHX	68
Figure 40 : Distribution de la température du milieu de stockage - Phase de stockage	70
Figure 41 : Distribution de la température autour du GHX	70
Figure 42 : Distribution de la température du milieu de stockage - Phase de récupération	71
Figure 43 : Evolution de la température du domaine de stockage en différentes profondeurs	71
Figure 44 : Profil de température autour du GHX (gauche : fin du stockage, droite : fin de la récupération)	72
Figure 45 : Puissance développée au cours du stockage et récupération.....	73
Figure 46 : Evolution des quantités de chaleur échangées au cours du processus	74
Figure 47 : Intensité des flux de chaleur par conduction et par convection	75
Figure 48: Pertes de chaleur vers l'atmosphère.....	76
Figure 49 : Effet de l'isolation thermique sur le stockage et la récupération	76

Figure 50 : Ecoulement de l'air à l'intérieur du milieu poreux - Lignes de courant	77
Figure 51 : Magnitude de la vitesse de l'air humide à l'intérieur du milieu poreux.....	77
Figure 52 : Influence de la porosité sur les nombres de Rayleigh et de Reynolds	78
Figure 53 : Performances du système UTES par rapport aux caractéristiques géométriques du GHX.....	79
Figure 54 : Performances du système UTES par rapport aux paramètres opératoires	80
Figure 55 : Performances des différents fluides caloporteurs.....	81
Figure 56 : Effet de l'humidité spécifique du milieu de souterrain	82
Figure 57 : Effet de la porosité du milieu de souterrain	83
Figure 58 : Evolution des températures - Simulation sur une période de 25ans.....	85
Figure 59 : Performances du stockage et de la récupération - Simulation sur une période de 25ans	86
Figure 60 : Incorporation d'un MCP dans les pores du milieu de stockage	87
Figure 61 : Quantités de chaleur récupérées par le système UTES après incorporation de MCP	88
Figure 62 : Température moyenne du domaine de stockage	89
Figure 63 : Quantités de chaleur récupérées à partir des deux systèmes de stockage	89
Figure 64 : Performances environnementales du stockage souterrain de la chaleur	90
Figure 65 : Chauffage d'une maison par un pompe à chaleur	91
Figure 66 : Réalisation de la géométrie de la maison dans Google SketchUp®	93
Figure 67 : Interface de la plateforme OpenStudio®	94
Figure 68 : Méthodologie de simulation dans OpenStudio®	95
Figure 69 : Flux de chaleur à l'intérieur d'une zone thermique	96
Figure 70 : Consommation mensuelle de chaleur.....	98
Figure 71 : Températures moyennes des pièces de la maison	100
Figure 72 : Température d'une zone thermique du rez-de-chaussée face aux conditions extérieures.....	101

Figure 73 : Température d'une zone thermique du 1^{er} étage face aux conditions extérieures 101

Figure 74 : Nombre de foyers alimentés par la pompes à chaleur 102

Liste des Tableaux

Tableau 1 : Matériaux utilisés dans le stockage par chaleur sensible.....	10
Tableau 2 : Propriétés de certains MCP inorganiques	19
Tableau 3 : Propriétés de certains MCP organiques	20
Tableau 4 : Propriétés des MCP utilisés dans le stockage en cascade.....	22
Tableau 5 : Matériaux adsorbants pour le stockage thermochimique de la chaleur	27
Tableau 6 : Combinaisons de matériaux pour le stockage thermochimique de la chaleur par sorption gaz-solide	28
Tableau 7 : Matériaux utilisés dans le stockage par chaleur chimique.....	32
Tableau 8 : Propriétés thermophysiques du cuivre	57
Tableau 10 : Paramètres utilisés pour la validation de notre modèle	62
Tableau 11 : Paramètres utilisés pour la validation de notre modèle	64
Tableau 12 : Caractéristiques de notre système de stockage	66
Tableau 13 : Nombre de Reynolds et nombre de Nusselt caractéristiques pour chaque débit d'injection	69
Tableau 14 : Propriétés thermophysiques de la paraffine	87
Tableau 15 : Caractéristiques géométriques des zones thermiques de la maison.....	96
Tableau 16 : Caractéristiques des composants de l'enveloppe de la maison.....	97

Nomenclature

Lettres latines

A	Section transversale de la conduite du GHX	m^2
C_p	Chaleur spécifique	J/kg/K
D	Diamètre du GHX	cm
f_d	Coefficient de perte de charge	1
F_ϕ	Coefficient de Forchheimer	1
G	Irradiation solaire totale	W/m^2
h	Coefficient d'échange de chaleur	$W/m^2/K$
H	Profondeur	m
k	Perméabilité du milieu poreux	m^2
L	Chaleur latente due à un changement de phase	kJ/kg
g	Gravité terrestre	m/s^2
M	Masse molaire	g/mol
Nu	Nombre de Nusselt	1
P	Pression	Pa
Pr	Nombre de Prandtl	1
q	Flux de chaleur incident	W/m^2
Q	Chaleur échangée à travers les parois du GHX	W/m
R	Constante des gaz parfaits	J/mol/K
Re	Nombre de Prandtl	1
t	Temps	s
th	Epaisseur du GHX	mm
T	Champs de température	$^\circ C$
u	Vitesse du fluide	m/s
V	Champ de vitesse du fluide du milieu poreux	m/s
X	Fraction molaire	1
Z	Périmètre externe du GHX	m

Lettres Grecs

α	Absorptivité	1
β	Coefficient d'expansion thermique	1/K
ρ	Masse volumique	kg/m ³
ε	Emissivité de la face supérieure du milieu de stockage	1
θ	Fraction volumique	1
λ	Conductivité thermique	W/m/K
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
σ	Constante de Boltzmann	W/m ² /K ⁴
Φ	Porosité du milieu de stockage	1

Indices et exposants

1	Fluide caloporteur
2	Milieu de stockage (<i>milieu poreux</i>)
a	Air sec
amb	Milieu ambient
AH	Fraction fluide du milieu de stockage « Ait humide »
c	Convection
eff	Effectif
f	Fluide du milieu poreux (<i>au sein des pores du milieu de stockage</i>)
FSup	Face supérieure du milieu de stockage en contact avec le milieu ambient
Fus	Fusion
h	Hydraulique
int	Intérieur du GHX
s	Sol
S	Fraction solide du milieu de stockage
v	Vapeur d'eau
Wall	Parois du GHX
Wind	Vent
∞	Extrémités du milieu de stockage

I. Introduction Générale

Au début du XIX^{ème} siècle, le monde nouvellement entré dans une ère industrielle pensait que les capacités de la terre étaient inépuisables, et que les matières premières et ressources énergétiques dont l'homme a besoin pour assurer sa pérennité et son bien-être n'était nullement tarissables. Lorsqu'on constate les résultats d'une telle façon de penser au jour d'aujourd'hui, les conséquences d'une telle industrialisation et d'un tel mode de vie qui reposent sur une exploitation accrue des ressources élémentaires de notre planète sont majeures et diverses : pollution, changement climatique, pénurie d'eau, de nourriture, d'énergie, en plus de la dégradation de l'équilibre écologique en raison de l'extinction de certaines espèces animales et végétales.

Selon un rapport de l'IEA¹, le recours à des sources d'énergie non tarissables se révèle primordiale puisque ça permettra de rétablir un certain équilibre par rapport à l'utilisation rationnelle des ressources vitales de notre planète. Ce rapport indique que la production d'énergie à partir de sources renouvelables a été estimée à près de 128 GW pour l'année 2014, où la part de l'éolien, du solaire et de l'énergie hydroélectrique est respectivement 37%, 30% et 25% ; cependant, la part de ces énergies dans le mixe énergétique globale n'a été que de 19.4% pour la même année 2014². Ainsi, d'immenses efforts doivent être fournis pour la promotion, la conception et l'intégration de systèmes ou procédés utilisant des énergies renouvelables et propres, et aussi de tout mettre en œuvre pour rendre ces systèmes plus compétitifs par rapport aux systèmes classiques qui fonctionnent avec des sources d'énergies tarissables et polluantes, comme les hydrocarbures (*huile ou gaz*) ou le charbon par exemple.

Le contexte énergétique actuel marqué par un accroissement des besoins de la population mondiale en termes d'énergie (*électricité, chaleur et climatisation*) et de services liés à l'énergie (*industrie, transport, télécommunication, loisirs, etc.*), impose à tous les acteurs de la société de trouver des voies nouvelles pour rationaliser l'exploitation et la gestion de l'utilisation de l'énergie. Dans ces termes, l'énergie solaire, inépuisable et abondante sur la surface du globe, apparaît comme une solution pérenne aux multiples avantages économiques et environnementaux. A titre d'exemple, une superficie d'1 km² dans le désert pourrait, mener vers la production annuelle de 50 MW d'électricité et éviter

¹ Energy and Climate Change - World Energy Outlook Special Report, 2015.

² IEA, Key World Energy Statistics 2015.

l'émission de 2.10^5 tonnes de CO₂ vers l'atmosphère (Pardo, 2013). Pourtant, le caractère intermittent de l'énergie solaire, ainsi que la variation de la demande en énergie en fonction des saisons nous obligent à développer des solutions innovantes et efficaces capables de satisfaire pendant les périodes de pic énergétique, les besoins de certains secteurs qui sont traditionnellement d'importants consommateurs d'énergie, tels-que le secteur de l'industrie ou le secteur résidentiel.

Parmi les solutions qui pourront répondre à ces défis figurent les systèmes de stockage d'énergie thermique qui, couplés avec des centrales solaires thermodynamiques ou avec un complexe résidentiel, auront fort à faire quant à réguler les disparités entre la disponibilité et la demande en quantité de chaleur pendant les périodes de grande consommation énergétique, comme les saisons d'hiver qui durent plusieurs mois. Les systèmes de stockage de chaleur doivent être sérieusement pris en considération en Algérie, car ce sont des technologies propres, moins coûteuses et pourront apporter une valeur ajoutée au parc énergétique national, et aussi réduire les coûts liés à la production de l'énergie en intégrant des sources d'énergies renouvelables comme l'énergie solaire.

Plusieurs applications ont été mises au point à travers le monde dans le cadre du stockage de chaleur issue de l'énergie solaire, et on estime une puissance installée de près de 807 GW à travers le monde dont 566 GW Chine et 155 GW en Europe³. Parmi ces applications figurent les systèmes souterrains (*UTES*) de stockage de chaleur pour une exploitation de longue durée, dont le principe consiste à stocker la chaleur recueillie pendant les mois d'été (*mois de fort ensoleillement*) dans le sol, pour qu'elle soit restituée et utilisée pendant les mois froids. Dans ce cadre, plusieurs projets ont été réalisés à travers le monde, citons le cas des installations du projet Solarthermie en Allemagne, intégrées avec un ensemble de bâtiments et de résidences pour subvenir à leurs besoins en chauffage pendant les mois de la saison d'Hiver.

I.1. Le Stockage de Chaleur dans le Défi Énergétique Actuel

I.1.1. Contexte Énergétique et Environnemental Global

La communauté internationale – forte de ses atouts (*décideurs, société civile, chercheurs et industriels*) et consciente des enjeux majeurs dont fait face notre monde – a

³ IEA, Tracking Clean Energy Progress, 2015.

entreprend une série de mesures et de politiques visant à rationaliser l'utilisation des ressources énergétiques et à réduire l'impact environnemental des diverses activités humaines.

En termes de consommation d'énergie, la consommation d'énergie primaire (*gaz naturel et huiles non raffinées*), à travers le monde est toujours en hausse selon les statistiques de l'IEA illustrées ci-dessous dans la Figure 1^{4 5}.

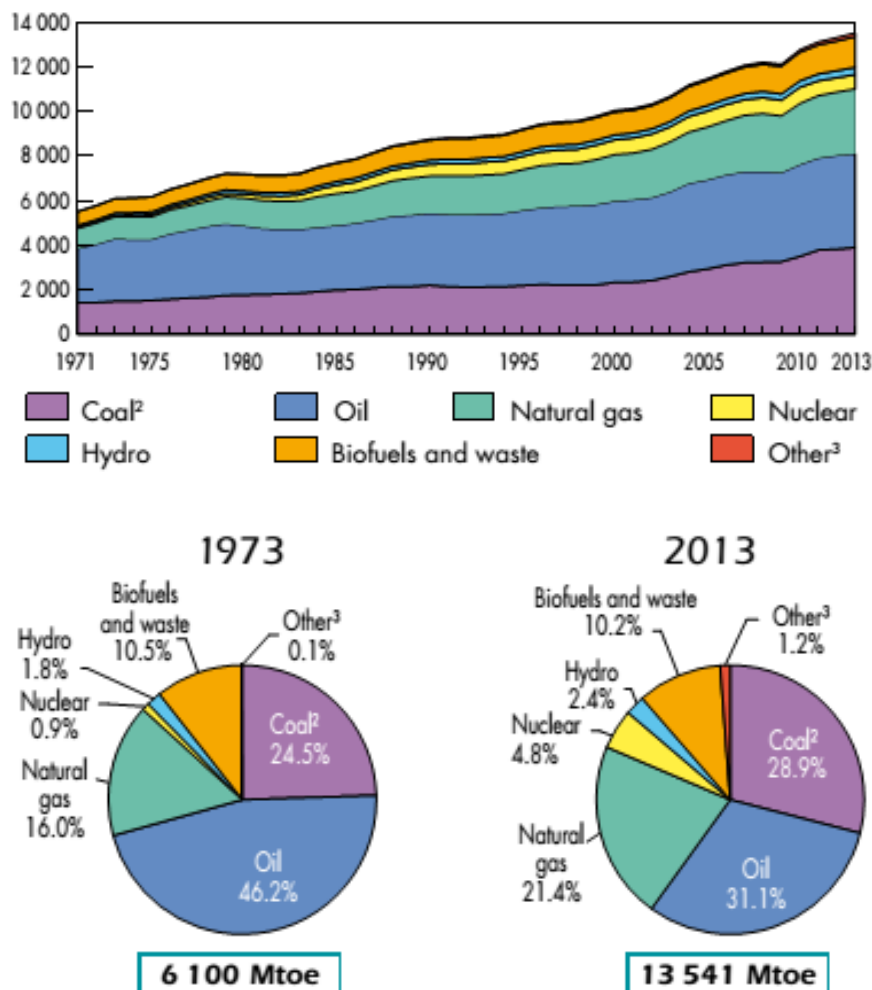


Figure 1 : Quantité d'énergie délivrée par les diverses sources d'énergie⁶

Tandis-que les énergies fossiles restent le premier poste de consommation des industries, transport et ménages, les quantités consommées de pétrole, de gaz et de charbon, a littéralement doublé, passant de 5340,76 Mtep en 1973 jusqu'à 11088,69 Mtep en 2013. Cependant, leur part dans le mixte énergétique a subi une nette diminution – 81,4 % en 2013

⁴ Unité de l'axe des ordonnées : Mtep (*Million tonnes équivalent pétrole*).

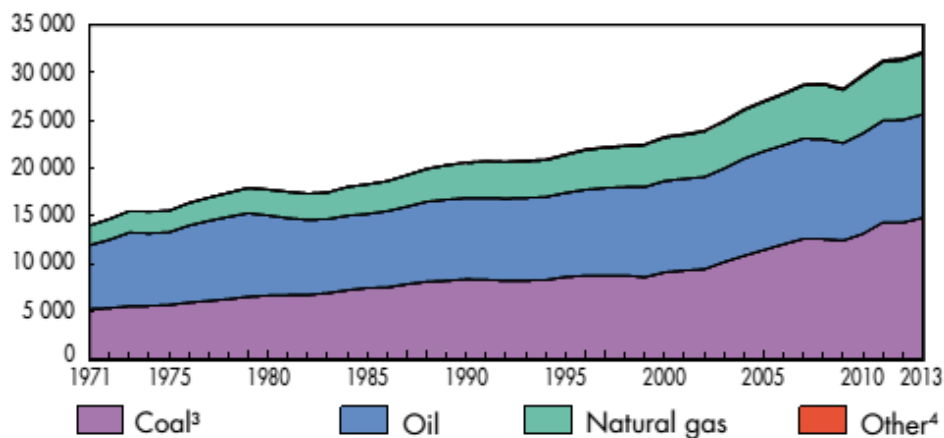
⁵ Other : solaire, éolien, géothermie, etc.

⁶ IEA : Key world energy statistics 2015, p6.

contre 86,7% en 1973 – en raison du développement et de l'intégration des énergies renouvelables, de la technologie nucléaire et du recyclage des déchets.

En effet, l'intérêt pour les énergies renouvelables s'est fait amplement sentir ces dernières années, en raison des divers programmes de promotion et développement menés dans le cadre des politiques de transitions énergétiques, et en raison des nombreuses problématiques environnementales – toujours d'actualité – en relation avec l'industrie des énergies fossiles. La part du renouvelable dans le contexte actuel, bien qu'elle reste minime, est à hauteur de 13,8%, totalisant une production de presque 1668,6 Mtep en 2013.

L'enjeu du développement des énergies renouvelables au fil des années est plus environnemental qu'économique. La détérioration de notre environnement et les catastrophes naturelles que subit notre planète sont la conséquence du changement climatique et des différentes formes de pollution causées par les rejets toxiques et émanations de GES⁷ de nos industries (*le CO₂ principalement*) qui emploient en majorité les énergies fossiles à caractère fort polluant.



⁷ Gaz à effet de serre.

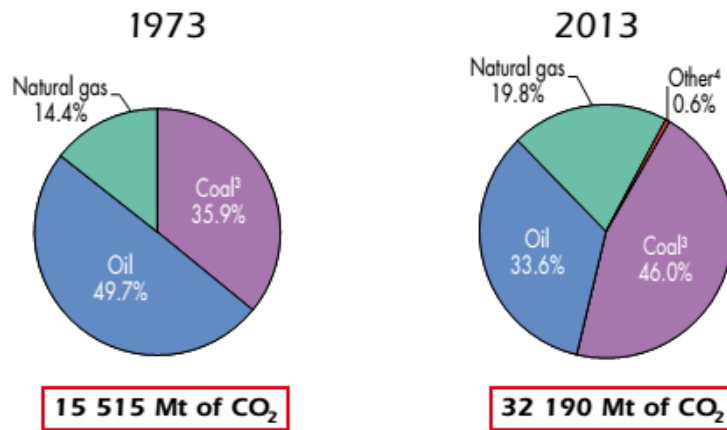


Figure 2 : Emissions de CO₂ des énergies fossiles⁸

Un bilan des émissions en CO₂ réalisé sur la période 1973-2013 rapporte que les rejets polluants restent majoritairement imputés à l'exploitation du charbon, du pétrole et du gaz naturel, soit 99% des rejets totaux, et qui ont passé de 15515 jusqu'à 32190 Mt de CO₂, soit une augmentation de 107,5% par rapport aux rejets de l'année 1973. De plus, la surexploitation des énergies fossiles et les fortes émanations de gaz polluants provenant de leurs valorisations, a toujours soulevé de sérieuses questions tel-que leur disponibilité sur le long terme si on prend en compte leur cycle de régénération qui est totalement supérieur à l'échelle de l'être humain et qui dure plusieurs siècles.

Ainsi, les défis dont fait face notre monde sont des défis humains, économiques et environnementaux ; et puisque la terre regorge d'un important potentiel énergétique renouvelable (*solaire, éolien, hydroélectrique, biomasse, etc.*), l'intérêt devra être orienté beaucoup plus que dans le passé, vers la promotion et le développement de systèmes énergétiques (*centrale de production, réseau de transport, stockage d'énergie*) utilisant des sources renouvelables sans conséquences néfastes, ni sur la planète ni sur l'homme.

I.1.2. Intérêt du Stockage de Chaleur pour le Secteur du Bâtiment

Les systèmes de stockage de chaleur couplées avec des centrales ou unités solaires ont été intégrées avec succès dans des bâtiments et groupements de maisons depuis plusieurs décennies. Cette intégration s'est largement concrétisé à partir des années 1970 avec le mise en œuvre de plusieurs installations d'exploitation et de stockage saisonnier de la chaleur. Différents projets ont été développés en Europe, c'est le cas de l'Allemagne, la Suède,

⁸ IEA : Key world energy statistics 2015, p44.

l'Autriche, les Pays-Bas et l'Autriche ; tout ceci dans le cadre de projets de recherche dirigés par l'IEA tel-que le « Solar Heating and Cooling » Programme, ainsi que les projets « Large-scale Solar Heating Systems », « Solarthermie-2000 » et « Solarthermie-2000plus ».

Depuis, l'intégration des systèmes de stockage de chaleur pour un usage de long terme saisonnier a eu pour principal objectif le chauffage des bâtiments et ensemble de résidences pendant les périodes de carences énergétiques comme les mois d'hiver. Selon Fisch et *al.* (1998)⁹, ces systèmes pourront satisfaire jusqu'à 70% des besoins annuels en chaleur et réduire par trois les coûts d'exploitation en comparaison avec les systèmes de stockage dédiés à un usage de cours termes (*usage journalier*)¹⁰.

Outre les économies d'énergie, les applications de stockage saisonnier de la chaleur offrent de nombreux avantages tel-que :

- Pallier le déphasage entre la disponibilité et la demande en énergie pendant les périodes de grande consommation (*mois d'hiver*) ;
- Réduire la facture énergétique en offrant un prix compétitif par rapport à l'énergie issue de la combustion du gaz ou du fioul ;
- Réduction des coûts opérationnels liés à la production d'énergie ;
- Mobiliser moins de ressources énergétiques pour la production de la chaleur, par l'exploitation de l'énergie solaire ou le recyclage des flux thermiques émanant des différentes usines ou centrales thermiques ;
- Rendre les sources d'énergies renouvelables viables pour l'homme et pour l'environnement ;
- Réduire les quantités de rejets polluants dans l'atmosphère ;
- Réaliser une certaine indépendance énergétique vis-à-vis des sources d'énergie conventionnelles.

I.2. Objectif de Travail

L'objectif de cette thèse sera de contribuer à l'amélioration des systèmes de stockage de chaleur destinés pour des applications de long terme, par le développement et l'étude des performances d'un échangeurs de chaleur horizontal en forme de serpentín enfouis sous terre

⁹ Fisch, M.N., M. Guigas, and J.O. Dalenback: A review of large-scale solar heating systems in Europe.

¹⁰ Voir (Pavlov, 2004), p20.

à une faible profondeur. Le choix de ce type d'échangeur va être abordé dans la section III.1.1.

La marche à suivre va alors s'appuyer sur la simulation des performances thermiques et énergétiques d'un système souterrain de stockage de chaleur, laquelle chaleur ou énergie thermique est supposée provenir d'un réseau de capteurs solaires. Cette tâche va être réalisée à l'aide du logiciel Comsol[®] qui permet un couplage en toute simplicité des différentes équations qui régissent les phénomènes de transport (*transfert thermique et écoulement*) qui se produisent au niveau de l'échangeur de chaleur et au niveau du domaine de stockage (*milieu poreux*). Cette simulation va ainsi décrire les performances de ce système sur une période de 12 mois (*6 mois de stockage et 6 de récupération*) et sur une période de 25 années (*alternance stockage/récupération*) dans le but d'avoir une idée globale sur les atouts des systèmes de stockage souterrains.

En complément à ça, une démonstration sera effectuée pour attester de l'utilité d'un tel système. En effet, maîtriser le stockage et la récupération est essentiel ; par contre, justifier l'utilité d'un tel système pour un besoin vital nous ait apparu indispensable. Et puisque les systèmes de stockage saisonnier ont pour objectif d'assurer le chauffage d'un certain nombre de foyers ou immeubles en hiver, une modélisation énergétique d'une maison couplée avec une pompe à chaleur sera réalisée en tirant profit des quantités de chaleur stockées et par la prise en compte de certains paramètres (*conditions atmosphériques, spécifications techniques*). Cette initiative nous donnera une information sur les quantités de chaleur nécessaires pour avoir un confort thermique acceptable au niveau de toute les pièces de cette maison, et aussi, le nombre total de foyers que notre système de stockage pourrait satisfaire pendant les périodes de froid.

I.3. Structure de la Thèse

Afin de pouvoir développer l'objectif du travail détaillé précédemment dans la lumière du sujet de cette thèse, ce présent document sera organisé de la manière suivante :

- **Chapitre I** : Introduction générale et argumentation sur le bien-fondé de l'intégration des systèmes de stockage de chaleur dans les réseaux de production et de distribution de l'énergie ;
- **Chapitre II** : Cette deuxième partie de la thèse sera consacrée à la présentation des différents concepts de stockage saisonnier de la chaleur (*stockage par chaleur*

sensible, chaleur latente, stockage sous forme chimique et thermochimique) ainsi que des différents projets en cours d'exploitation dans le monde ;

- **Chapitre 0III :** Le troisième chapitre sera consacré à faire la synthèse des différents travaux de recherche dans le cadre du stockage souterrain de la chaleur. Suite à ça, on procédera à la présentation du système de stockage que nous avons choisi d'étudier en tenant compte de ce qui n'a pas été abordé par ces travaux. Cette étape sera suivie de la formulation mathématique des phénomènes impliquée dans le processus de stockage et récupération de chaleur, ainsi que de la présentation du logiciel utilisé pour effectuer les différentes simulations numériques.
- **Chapitre IV :** Ce chapitre sera consacré à la présentation des résultats rendus par les différentes simulations et études de sensibilités paramétriques, ainsi qu'à l'investigation de certaines solutions ayant pour but l'amélioration de la récupération de chaleur.
- **Chapitre V :** En complément au chapitre précédent, ce chapitre se focalisera sur la modélisation et le calcul de la consommation énergétique d'un certain nombre de maisons ayant comme source de chaleur, les quantités de chaleurs récupérées par notre système de stockage.
- A la fin, on terminera par une conclusion générale et on citera en perspective les futurs travaux à initier en continuité à ce travail de thèse.

II. Technologies du Stockage Saisonnier de la Chaleur

La majeure partie des différents systèmes de stockage de chaleur mis au point à l'heure actuelle sont uniquement destinés pour des applications dans des complexes résidentielles ou dans des bâtiments. Ceci est le cas du Bundestag où la chaleur est stockée dans un aquifère situé à 300m sous le sol avec comme principal objectif d'atteindre un confort thermique optimale durant l'hiver (Sanner. B., 2005). Ces technologies ont pris de l'ampleur ces dernières décennies du fait de l'énorme potentiel quant à réaliser d'importants gains énergétiques, économiques et environnementaux.

Les systèmes de stockage de chaleur sont des systèmes réversibles du fait de leur aptitude à emmagasiner et à restituer la chaleur au moment opportun. Dans la littérature, ces systèmes sont classés en quatre catégories, que ce soit pour une exploitation journalière ou une exploitation saisonnière :

- Stockage de chaleur sous forme de chaleur sensible ;
- Stockage de chaleur sous forme de chaleur latente ;
- Stockage de chaleur sous forme thermochimique ;
- Stockage de chaleur sous forme chimique.

Dans les sous-chapitres suivants, nous allons dévoiler le principe de chaque type de stockage ainsi que les matériaux utilisés. Seront aussi présentées et à titre d'exemple, les technologies et concepts mis au point à travers le monde pour le stockage de chaleur en général, ainsi qu'un état de l'art des différentes unités expérimentales et industrielles dédiées au stockage saisonnier de chaleur.

II.1. Stockage d'Energie Thermique Sous Forme de Chaleur Sensible

II.1.1. Principe

Le principe de ce stockage consiste à stocker de la chaleur lors de la phase de charge (*phase de stockage*), dans un milieu fermé (*sans échange avec l'extérieur*) par l'élévation de la température de ce milieu d'une température T_1 jusqu'à une température T_2 (*sans l'occurrence d'un changement de phase*). La quantité de chaleur stockée peut être estimée par la relation suivante :

$$E_{sens} = mC_p \int_{T_1}^{T_2} dT \quad \text{II-1}$$

Où :

- m : Masse du milieu de stockage ;
- C_p : Chaleur spécifique du milieu ;
- E_{sens} : Energie stockée sous forme de chaleur sensible.

L'application la plus répandue pour ce type de stockage est le ballon d'eau chaude sanitaire en raison de sa simplicité et de son faible coût. En outre, deux types de matériaux sont utilisés pour le stockage par chaleur sensible :

- Fluides : comme l'eau, les huiles ou les sels fondus. Le stockage ici s'effectue dans des réservoirs de stockage ou dans des thermoclines ;
- Solides : comme le sable, les particules de roche ou de gravier. Le stockage est réalisé par contact direct en faisant circuler un fluide caloporteur à travers un lit de particules solides ; ou par contact indirect, en faisant circuler un fluide chaud à travers un échangeur de chaleur.

II.1.2. Matériaux de Stockage

Les caractéristiques de certains matériaux largement utilisés dans le stockage par chaleur sensible sont indiquées dans le tableau suivant :

Matériau	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kg.K)	Densité de stockage (J/m ³ .K)	λ (W/m.K)	Gamme de Température (°C)
Eau (à 1 bar)	988	4171	4,22	0,64	0 - 100
Huile	680	2700	3,97	0,11	0 - 250
Béton	2400	1130	0,47	2,3	0 - 130
Roche	2400	800	0,33	2,5	Illimité
Gravier	2702	990	0,36	2	Illimité
Gravier+Sable	2000	1840	0,92	0,52	Illimité
Argile	1500	880	0,58	1,28	Illimité

Tableau 1 : Matériaux utilisés dans le stockage par chaleur sensible

En comparaison avec d'autres techniques de stockage de chaleur, le stockage par chaleur sensible est caractérisé par de faibles densités de stockage. Néanmoins, ce procédé reste toujours sollicité pour assurer le chauffage des bâtiments en raison de sa maturité, sa simplicité et de la facilité de son mode opératoire.

II.1.3. Technologies Appliquées pour le Stockage Thermique par Chaleur Sensible

A l'échelle industrielle, le stockage par chaleur sensible a été mis en œuvre via différentes applications à travers le monde dans des centrales thermodynamiques.

II.1.3.1. Stockage Passif dans un Milieu Solide

Le principe de cette application consiste à stocker la chaleur à l'aide d'un fluide caloporteur qui circule à travers une conduite enfouie dans un milieu solide composé en majorité de béton (Salomoni, 2013). La plateforme d'Almeria en Espagne qui fait office d'un centre de recherche, mène toujours des expérimentations pour tester d'autres combinaisons de matériaux et optimiser les performances du stockage par chaleur sensible.

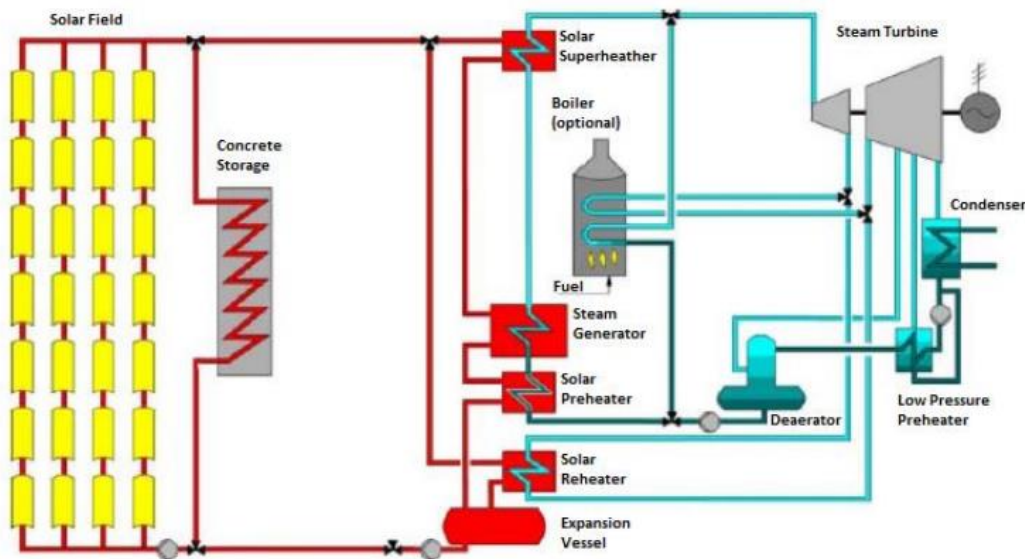


Figure 3 : Stockage par chaleur sensible dans du béton

II.1.3.2. Stockage Actif dans un Réservoir ou Thermocline

Ce procédé consiste à stocker la chaleur dans un aquifère, un bassin d'eau, ou dans un réservoir remplis de particules solides par l'injection d'un fluide caloporteur. Le gradient entre la zone froide et la zone chaude est dénommé « thermocline ». Certains projets ont été développés dans le cadre de la mise en œuvre de cette technique, comme Solar 1 (*en arrêt*) et IEA-SSPS (*en fonctionnement*). Ce dernier utilise une huile comme fluide caloporteur pour

stocker l'énergie thermique – provenant des rayonnements réfléchis par un ensemble de 1818 héliostats sur une tour solaire – dans un réservoir composé de fragment de roches (Tyner, 1995).

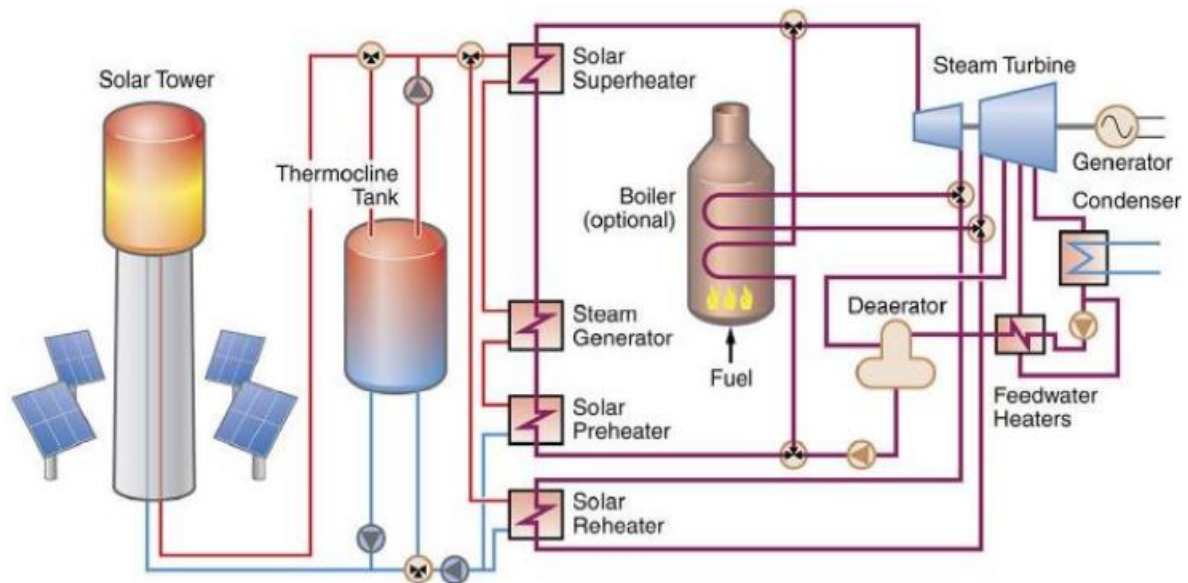


Figure 4 : Stockage par chaleur sensible dans une thermocline

II.1.3.3. Stockage Actif dans Deux Réservoirs

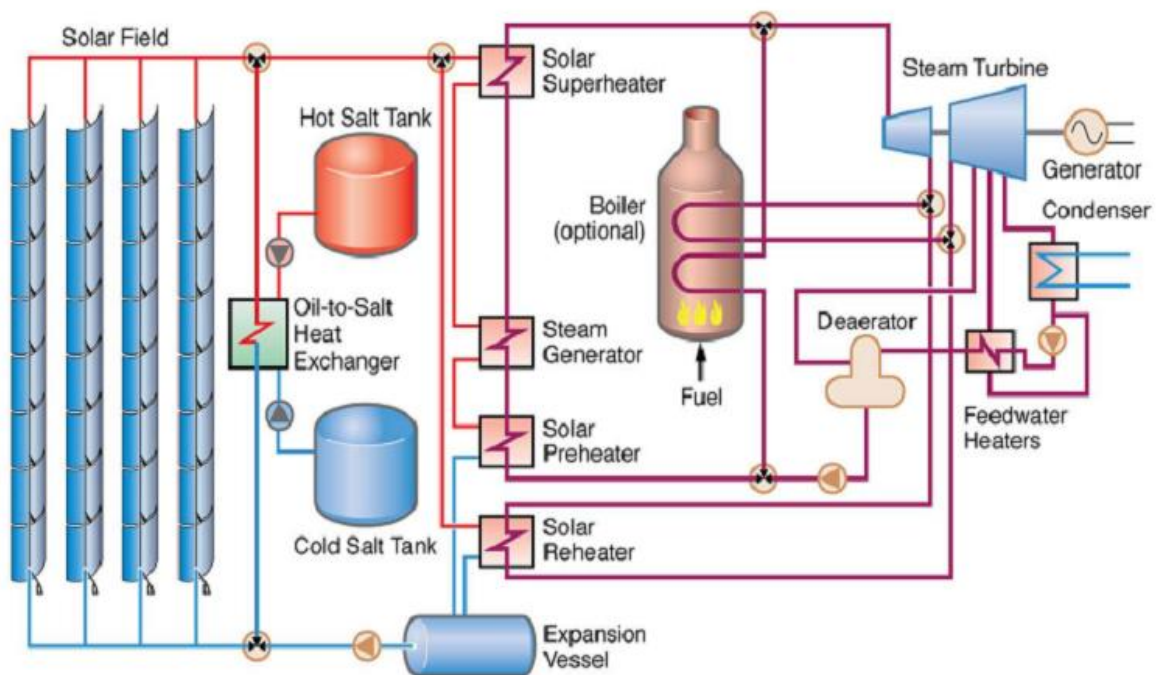


Figure 5 : Stockage par chaleur sensible dans deux réservoirs à sels fondus

Ce type de stockage utilise en premier lieu un premier réservoir pour pomper et faire chauffer un fluide caloporteur en période de stockage (*charge*), lequel fluide sera stocker

dans un deuxième réservoir. En période de récupération (*décharge*), le cycle est inversé pour tirer profit de la chaleur emmagasinée laquelle va servir à alimenter une turbine à vapeur. A la fin, le fluide caloporteur à l'état froid sera redirigé vers le premier réservoir.

Diverses applications ont été réalisées pour développer ce système, citons le cas de la centrale solaire Gemasolar à Séville qui utilise deux réservoirs de sels fondus pour le stockage par chaleur sensible et la génération de 110 GWh/an (Burgaleta J.I., 2014).

II.1.4. Etat de l'Art du Stockage Saisonnier par Chaleur Sensible

Les projets qui ont été décrit dans ce qui a précédé, tout en utilisant des systèmes de stockage de chaleur à court-termes (*utilisation journalière*), ont tous pour unique objectif de produire de l'électricité. Bien qu'ils soient tous capables de générer en parallèle de la chaleur pour les besoins en chauffage, nous allons dans ce qui suit rapporter ce qui été développé comme concepts de stockage à long terme (*stockage saisonnier*) pour une utilisation exclusive dans le chauffage des bâtiments.

En effet, la majeure partie des concepts du stockage de chaleur à long terme ou saisonnier utilisent le sous-sol comme foyer de stockage en raison de l'immensité de certains sites disponibles dans la nature, d'où les systèmes souterrains de stockage de chaleur (*les systèmes UTES*).¹¹

Plusieurs unités expérimentales ont été développées depuis les années 60, et c'est vers la fin des années 70 qu'ont été mise au point des installations industrielles de stockage saisonnier de la chaleur alimentées par énergie solaire, ainsi que l'initiation de programmes de recherche comme le « IEA-SHC »¹² pour le perfectionnement des systèmes de stockage saisonnier.

Le stockage souterrain de la chaleur a connu un grand essor au cours des trente dernières années dans plusieurs pays comme la Suède, l'Allemagne, le Benelux et le Canada. Cette technique requiert d'important volumes de stockage, ce qui explique en partie l'usage du sous-sol à cet effet. Diverses applications ont été mises en œuvre dans le cadre de ces projets en utilisant outre l'énergie thermique solaire, les flux de chaleur des centrales industrielles ainsi que l'air ambiant. Les systèmes qui vont être décrits ci-dessous, ont été aussi exploités en combinaison avec des pompes à chaleur et pompes à chaleur souterraines

¹¹ Underground Thermal Energy Storage

¹² International Energy Agency – Solar Heating and Cooling Programme

(GHSP) pour améliorer l'efficacité énergétique des systèmes de stockage souterrain de la chaleur.

II.1.4.1. Stockage par Chaleur Sensible dans l'Eau

- Stockage dans des réservoirs ou tanks : Cela consiste à stocker la chaleur par l'injection d'eau chaude dans des tanks ou réservoirs complètement ou partiellement enterrés, et qui sont généralement bâtis en béton armés. Des enceintes ou plaques métalliques sont souvent intégrées avec les parois du béton pour remédier aux problèmes de migration d'eau ou de vapeur vers les couches géologiques environnantes (Schmidt, 2006).

Ces réservoirs sont souvent associés avec des centrales thermodynamiques ou avec des centrales d'incinération pour tirer avantages des immenses flux thermiques générés en aval de ces unités.

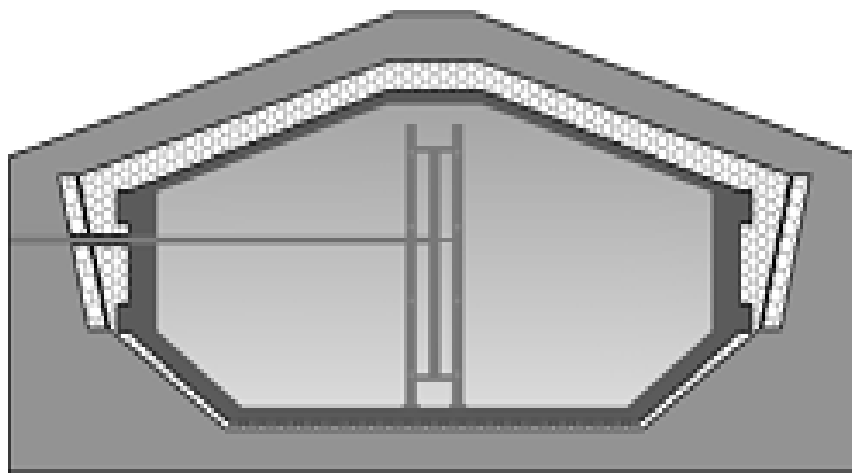


Figure 6 : Réservoirs d'eau pour le stockage par chaleur sensible

- Stockage dans des lacs salins : Dans certains lacs, la salinité est si importante dans leurs fonds que ça permet d'emmagasiner des quantités considérables de chaleur sans occasionner d'importante pertes thermiques vers les milieux environnants. Le phénomène de convection sera sans conséquence et la chaleur stockée dans le fond y reste maintenue vu que les eaux superficielles vont agir comme une sorte de barrière isolante.

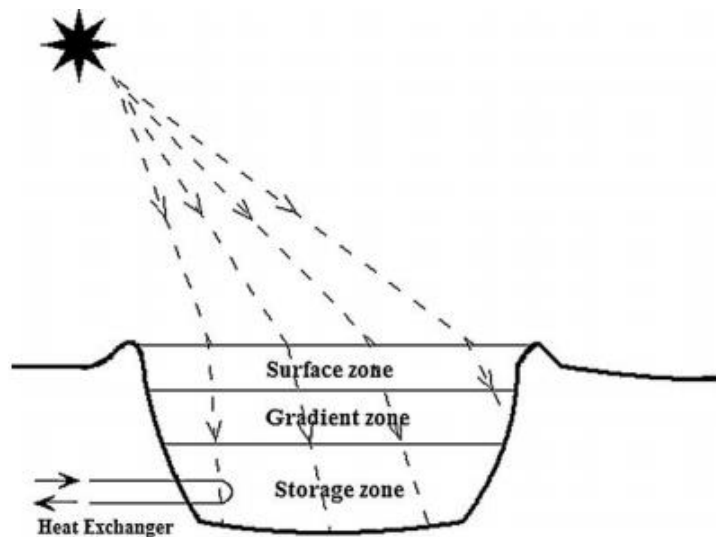


Figure 7 : Illustration d'un stockage par chaleur sensible dans les lacs salins

De nombreux projets ont vu le jour dans les années 80, où la première centrale de ce genre a été construite en Inde en 1983, mais c'est l'imposant lac solaire édifié en Israël sur une superficie de 250.000 m² et couplé avec une unité de dessalement qui a pu produire de l'électricité à des puissances nominales de 5MW (Fisher, 2004). Un autre projet a aussi été initié aux Etats-Unis et qui a permis la production simultanée d'électricité, de chaleur et d'eau douce (Haghighat, 2013).

Ces deux systèmes sont très prometteurs en raison de la haute capacité calorifique de l'eau et des importants débits de charge et décharge qui peuvent être employés.

II.1.4.2. Stockage par Chaleur Sensible dans du Gravier

Le domaine dont a lieu ce type de stockage est un système souterrain composé de gravier (*ou parfois de fragments de roches*) et d'eau qui fonctionne comme une sorte d'aquifère artificielle. La chaleur y est stockée par contact direct de l'eau avec le gravier ou par un échangeur de chaleur enfouis à différentes profondeurs. La taille de ces systèmes est généralement 1,5 fois plus grande que les systèmes de stockage dans des réservoirs d'eau pour avoir les mêmes performances, vu que la capacité thermique du mélange eau-gravier est inférieure à celle de l'eau. Ces systèmes nécessitent aussi de rendre leurs parois imperméables pour limiter les pertes thermiques par transfert de masses d'eau ou de vapeur vers le milieu environnant. Néanmoins, ils sont réputés pour être moins chers que les systèmes à réservoir d'eau (Haghighat, 2013).

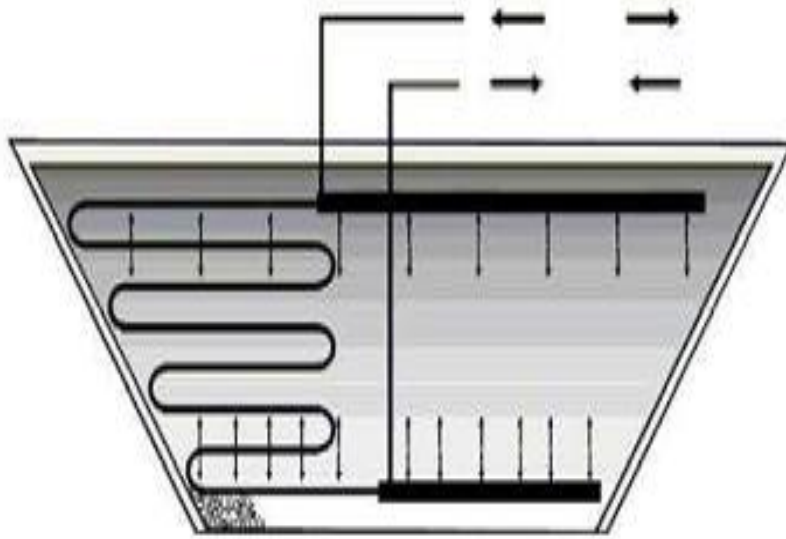


Figure 8 : Stockage par chaleur sensible dans un système eau-gravier

II.1.4.3. Stockage par chaleur sensible dans un aquifère

Cette application concerne les aquifères de faible conductivité hydraulique. Une série de puits (*puits chauds et puits froids*) est utilisé pour opérer en phase de charge et décharge. En phase de charge, l'eau est pompée par un puit froid puis chauffée en surface par source de chaleur pour être ensuite injectée dans l'aquifère (*ATES*)¹³ via un puit chaud. En phase de décharge, l'inverse est réalisé pour exploiter la chaleur stockée auparavant au sein de l'aquifère.

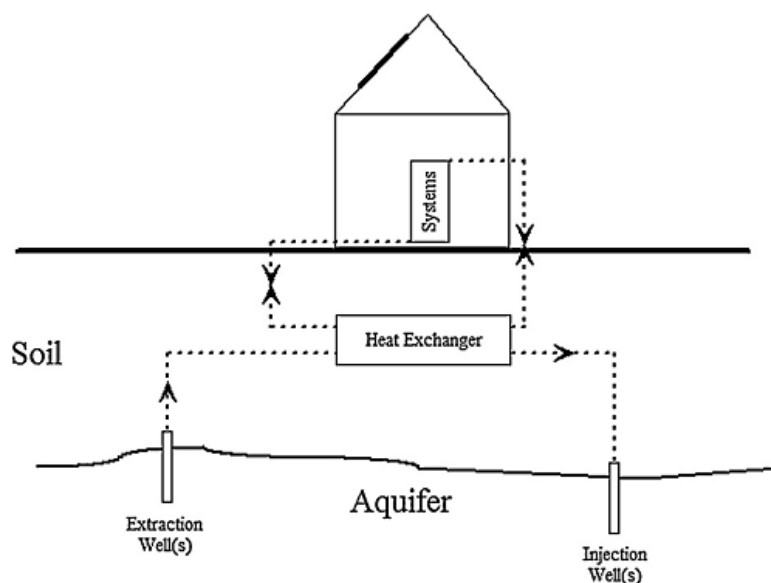


Figure 9 : Illustration d'un stockage par chaleur sensible dans un aquifère

¹³ Aquifer Thermal Energy Storage

Pour des températures de stockage supérieures à 50°C, ces systèmes pourraient devenir performants une fois leur volume est supérieur à 20.000m³, et sous la condition aussi d’avoir une bonne connaissance et maîtrise de la microbiologie, minéralogie et géochimie du sous-sol.

Le stockage en aquifère a été développé avec succès dans le cadre de plusieurs projets en Allemagne (à *Berlin au Bundestag et à Rostock*), et a été aussi adapté avec succès pour une utilisation journalière en Suède. Dans d’autres applications, le stockage en aquifère a été couplé avec une pompe à chaleur dans le but d’optimiser le COP des installations de stockage et de récupération, et aussi afin de maintenir la température des aquifères à des niveaux bas pour réduire les pertes de chaleur vers les couches géologiques environnantes (Haghighat, 2013).

II.1.4.4. Stockage par chaleur sensible dans des puits

Le stockage de chaleur dans des puits (*BTES¹⁴*) consiste à insérer un échangeur de chaleur vertical coaxiale ou en forme de « U » dans un puit foré à une profondeur de 30 à 200m, et y faire circuler un fluide chaud pendant la phase de charge et un fluide froid en phase de décharge. Les sols rocheux ou saturés en eau sont les plus aptes à remplir la fonction de foyer de stockage ; cependant, d’autres applications consistent à remplir le foyer de stockage par du béton, du quartz ou de la bentonite pour limiter les pertes de chaleur (Pavlov, 2004).

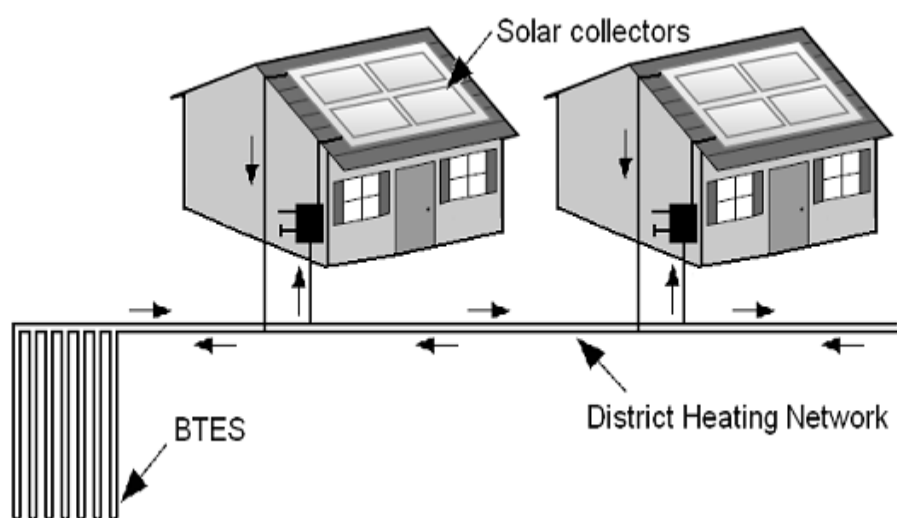


Figure 10 : Illustration du stockage par chaleur sensible dans par un BTES

¹⁴ Borehole Thermal Energy Storage

La taille de ces systèmes est généralement 3 à 5 fois plus grande que les systèmes qui utilisent des réservoirs d'eau. Ces systèmes présentent aussi un avantage modulaire, qui consiste à insérer d'autres échangeurs verticaux dans le même puit pour avoir un échangeur en forme de « Double U » croisés.

II.2. Stockage d'Énergie Thermique Sous Forme de Chaleur Latente

II.2.1. Principe

Le stockage de chaleur sous forme latente est un stockage de chaleur associé à un changement de phase qui est le plus souvent, un changement d'un état solide vers un état liquide. Ce phénomène s'opère par la fusion d'un matériau solide à température et pression constantes. La chaleur stockée est une chaleur de fusion isotherme et le passage de l'état solide jusqu'à l'état liquide suit le cheminement indiqué dans la Figure 11.

L'énergie de stockage est la somme des énergies sensibles et de la chaleur latente, telle que l'indique la relation suivante :

$$E_{lat} = \int_{T_{froid}}^{T_{fusion}} mC_{p,sol}dT + m\Delta L + \int_{T_{fusion}}^{T_{chaud}} mC_{p,liq}dT \quad \text{II-2}$$

Où :

- E : quantité de chaleur stockée (J) ;
- ΔL : enthalpie de changement de phase (J/kg) ;
- $C_{p,sol}$ et $C_{p,liq}$: Chaleurs spécifiques du matériau à l'état solide et l'état liquide (J/kg.K).

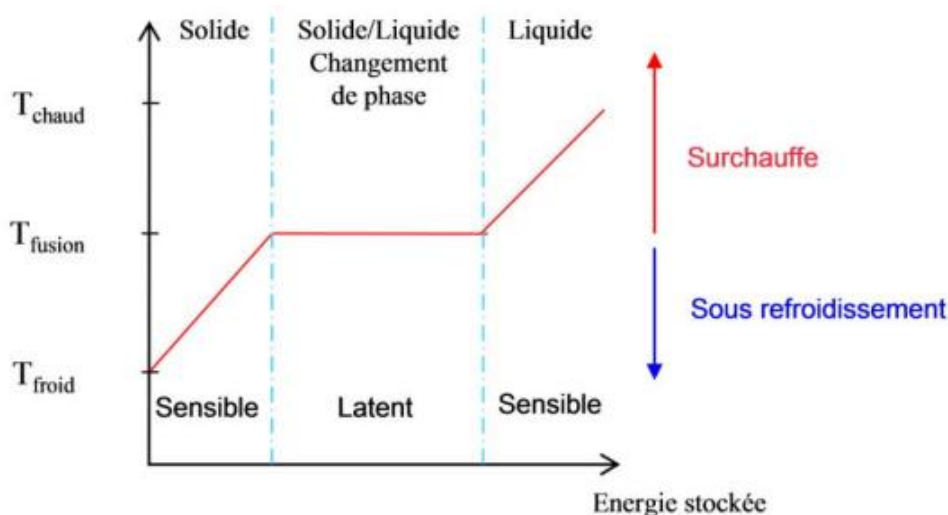


Figure 11 : Etapes du stockage thermique sous forme de chaleur latente

II.2.2. Matériaux de Stockage

Les matériaux utilisés pour ce type de stockage, appelés « matériaux à changement de phase (MCP) », permettent de stocker près de 10 fois la chaleur stockée par les systèmes de stockage par chaleur sensible. Les propriétés thermophysiques de quelques MCP sont résumées dans le deux tableaux suivants.

II.2.2.1. MCP Inorganiques

Substance	MCP	ρ (kg/m ³)	λ (W/m.K)	T.Fusion (°C)	ΔH_{Fusion} (kJ/kg)
Inorganique	H ₂ O	988 liq à 20°C 917 sol à 0°C	0,62 liq à 20°C	0	333
	CaCl ₂ .6H ₂ O	1562 liq à 32°C 1802 sol à 24°C	0,54 liq à 38.7°C 1,088 sol à 23°C	29	190,8
	Mg(NO ₃) ₂ .6.H ₂ O	1550 liq à 94°C 1569 sol à 20°C	0,49 liq à 95°C 0,611 sol à 37°C	89	162,8
	MgCl ₂ .6.H ₂ O	1450 liq à 120°C 1630 sol à 24°C	0,57 liq à 120°C 0,694 sol à 90°C	117	168,6
Eutectique Inorganique	58,7% Mg(NO ₃) ₂ .6H ₂ O +41,3% MgCl ₂ .6H ₂ O	1550 liq à 50°C 1630 sol à 24°C	0,565 liq à 85°C 0,678 sol à 38°C	59	132,2
Non-eutectique Inorganiques	50% Na(CH ₃ COO).3H ₂ O +50% HCONNH ₂	n.d. ¹⁵	n.d.	40,5	255

Tableau 2 : Propriétés de certains MCP inorganiques

Avantages :

¹⁵ Non-déterminé

- Enthalpie de changement de phase important.

Inconvénients :

- Surfusion ;
- Corrosion ;
- Faible stabilité thermique ;
- Ségrégation des deux phases.

II.2.2.2. MCP Organiques

Substance	MCP	ρ (kg/m ³)	λ (W/m.K)	T.Fusion (°C)	ΔH_{Fusion} (kJ/kg)
Organiques	Paraffine C ₂₁ -C ₅₀	0,83 liq, 70°C 0,93 sol, 20°C	0,21 sol	66-68	189
	Naphtalène	976 liq, 84°C 1145sol, 20°C	0,132 liq, 83,8°C 0,341 sol, 49,9°C	80	147,7
Eutectique organique	67,1% Naphtalène +32,9% Acide Benzoïque	n.d.	0,13 liq, 100°C 0,282 sol, 38°C	67	123,4
Acides gras	Acide caprique	878 liq, 45°C 1004 sol, 24°C	0,153 liq, 38,5°C	32	152,7
	Acide stéarique	848 liq, 100°C 965 sol, 24°C	0,172 liq, 70°C	69	202,5

Tableau 3 : Propriétés de certains MCP organiques

Avantages :

- Absence de surfusion et de corrosion ;
- Stabilité thermique et chimique.

Inconvénients :

- Faible conductivité thermique ;
- Risque d'inflammabilité ;
- Faible enthalpie de changement de phase.

II.2.3. Technologies Appliquées pour le Stockage Thermique par Chaleur Latente

II.2.3.1. Stockage en Eau Chaude

Dans certains chauffe-eaux solaires, la présence d'une température très basse et homogène dans le ballon d'eau chaude n'est pas souhaitable et ne peut être utilisée dans le réseau d'utilité d'un bâtiment. Des couches de températures d'eau stratifiées peuvent être créées par l'introduction de capsules de MCP dans les ballons d'eau chaude pour augmenter la température de stockage et par conséquent, la capacité totale de stockage.

II.2.3.2. Stockage dans les Bâtiments

Les performances thermiques des bâtiments peuvent être significativement optimisées par l'utilisation de microcapsules de MCP insérées dans des enveloppes de formes cylindriques, sphériques ou dans des plaques. Cette option permet d'augmenter le rapport surface/volume de stockage et d'atténuer les problèmes de fluctuation thermique des bâtiments du fait de leur faible inertie thermique.

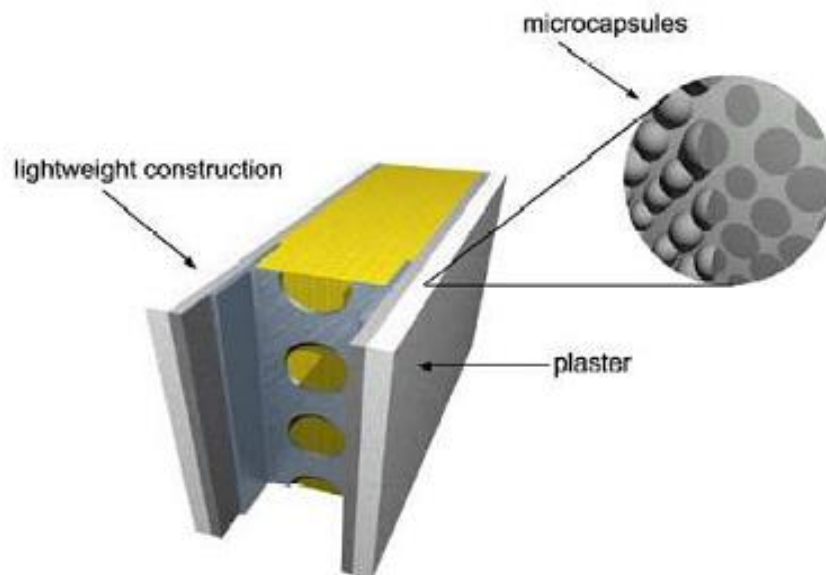


Figure 12 : Introduction d'un MCP dans un mur de bâtiment

Une autre approche consiste à incorporer des microbilles en polymères d'une taille de 2-20 μ m dans un liquide, pour que le mélange formé dit « slurry » soit utilisé comme fluide caloporteur.



Figure 13 : Préparation d'un fluide caloporteur par un mélange de microbilles de MCP et d'un liquide

II.2.3.3. Stockage en Cascade

L'avantage d'utiliser une unité de stockage par chaleur latente en cascade est d'avoir une température uniforme du fluide caloporteur en aval de chaque étage, ainsi que de tirer le maximum du potentiel de changement de phase de chaque matériau séparément.

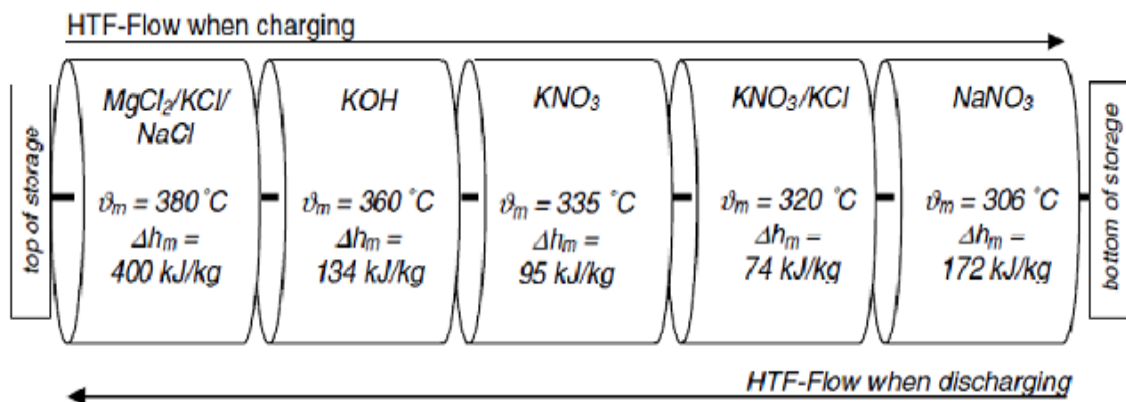


Figure 14 : Stockage par chaleur latente dans un système en cascade

Un modèle expérimental a déjà été testé à cet effet, et qui été couplé avec une installation thermique solaire utilisant des concentrateurs paraboliques. Cette installation solaire délivre un fluide caloporteur (*une huile synthétique*) avec des températures qui varient entre 290 et 350°C, et les matériaux utilisés dans les différents compartiments sont résumés dans le tableau suivant.

MCP	ρ (kg/m ³)	$C_{p,s}$ (kJ/kg.K)	λ (W/m.K)	T_f (°C)	ΔH_f (kJ/kg)
NaNO ₃	2261	1,1	0,5	306	172
KNO ₃ (95,5%)/KCl (4,5%)	2100	1,21	0,5	320	74
KNO ₃	2109	0,953	0,5	335	95

Tableau 4 : Propriétés des MCP utilisés dans le stockage en cascade

II.2.3.4. Stockage Sous Forme de Vapeur

Cette technique a été concrétisée par la réalisation du projet de la centrale PS10 qui consiste à emmagasiner pendant la phase de charge, une vapeur surchauffée dans un réservoir sous pression pour ainsi obtenir après condensation, de l'eau saturée. En phase de décharge (*restitution de la chaleur*), la détente de l'eau condensée produit une vapeur surchauffée qui viendra ensuite alimenter une turbine pour produire de l'électricité.

La centrale PS10 qui opère près de Séville (*Espagne*), est la première centrale solaire dans le monde qui utilise des héliostats pour focaliser les rayonnements du soleil sur une tour solaire d'une capacité de $11\text{MW}_{\text{élec}}$ (Osuna, 2006).

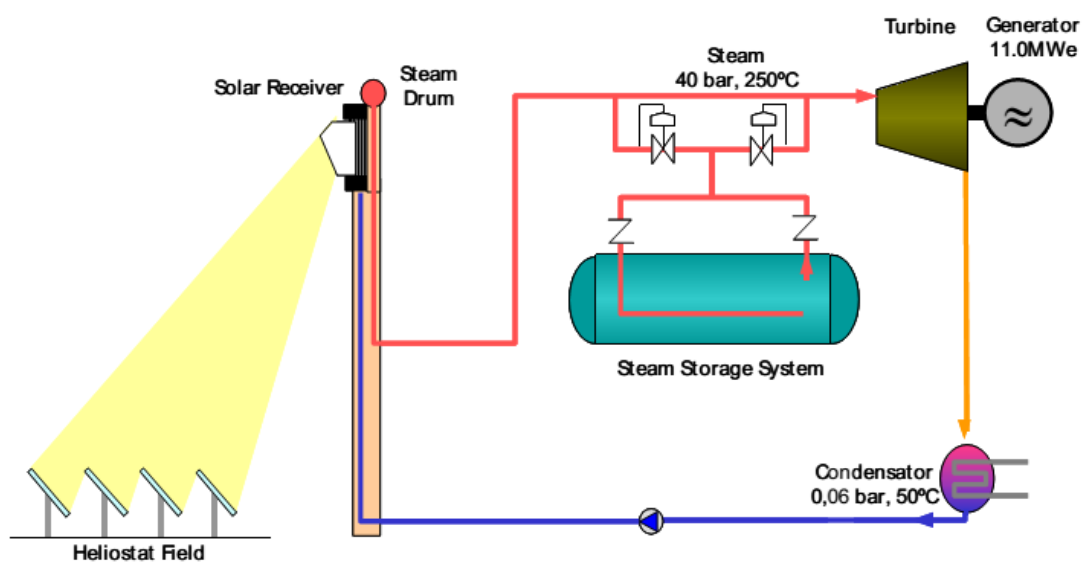


Figure 15 : Stockage par chaleur sensible dans la vapeur

II.2.4. Etat de l'Art du Stockage Saisonnier par Chaleur Latente

Les technologies de stockage sous forme de chaleur latente décrites précédemment sont en majorité utilisées pour une exploitation journalière. Des tentatives pour le développement d'unités de stockage saisonnier ont été initiées par l'utilisation de sels fondus. Ces MCP sont caractérisés par une forte densité énergétique qui leur permet de jouer un rôle important dans les procédés de stockage saisonnier. Cependant, ces tentatives ont été vouées à l'échec en raison de plusieurs inconvénients comme les problèmes d'irréversibilité ou les problèmes de corrosion entre le sel et le matériau de l'enveloppe de stockage (Hongois, 2011). Les procédés de stockage saisonnier suivants sont des prototypes développés à échelle pilote.

II.2.4.1. Stockage Saisonnier par utilisation des Paraffines

Un système de stockage saisonnier de la chaleur employant des paraffines a été expérimenté par Oztürk (2005) pour les besoins en chauffage d'une serre de 180 m² (voir figure ci-dessous).

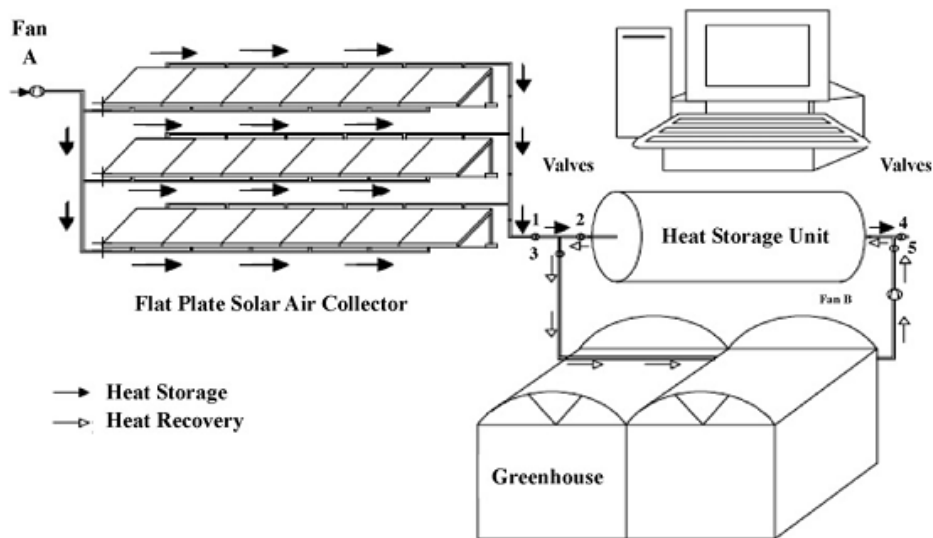


Figure 16 : Unité de stockage par chaleur latente employant des paraffines

L'installation mise au point par Oztürk est caractérisée par des panneaux solaires qui fournissent pendant les mois de charge, des puissances thermiques comprises entre 1,22 et 2,63 kW à une unité de stockage constituée d'un cylindre renfermant 11 m³ de paraffines. Le stockage et la récupération de la chaleur sont réalisés via un échangeur de chaleur en polyéthylène placé à l'intérieur du cylindre et qui parcourt toute la matrice de paraffines.

II.2.4.2. Stockage Saisonnier dans du Béton

Ce procédé mis au point dans le centre de recherche EMPA¹⁶, repose le principe du séchage et de l'hydratation d'un béton composé de sulfoaluminate de calcium. C'est l'un des produits d'hydratation du béton, l'ettringite, qu'on fait intervenir en raison de son importante chaleur latente de vaporisation. La chaleur peut alors être stockée pendant la période de charge par la circulation d'un fluide chaud, causant ainsi le séchage du béton à des températures inférieures à 100°C ; tandis-que pendant la période de décharge, cette chaleur peut être récupérée par la circulation d'un fluide de basse température, d'où réhydratation de ce béton.

¹⁶ Swiss Federal Laboratories for Materials Testing and Research

Ce procédé, bien qu'en stade de développement, offre plusieurs avantages par rapport aux paraffines. Le MCP utilisé est caractérisé par le fait que :

- Il est inflammable ;
- Il possède une densité de stockage supérieure (100 kWh/m^3 pour ce béton contre 56 kWh/m^3 pour les paraffines) ;
- Il affiche une excellente stabilité thermique (*températures de charge et de décharge stables*).

II.3. Stockage d'Énergie Thermique Sous Forme de Thermochimique

II.3.1. Principe

Ce type de stockage de chaleur apparaît très abordable si on considère l'exploitation de l'énergie solaire pour le chauffage des bâtiments. Ce stockage met en jeu des réactions chimiques réversibles dans des gammes de température de l'ordre de 100 à 900°C selon le type de matériaux employé.

Le stockage thermochimique de la chaleur est réalisé en période de charge par une réaction endothermique de désorption d'un fluide, laquelle va servir à emmagasiner une énergie thermique produite par des capteurs solaires. En période de décharge, la chaleur est cédée en inversant la réaction de désorption, c.à.d., en procédant à une réaction de sorption thermique. Les réactions de sorption sont généralement réalisées par deux méthodes :

- Adsorption d'un fluide par un solide ;
- Absorption d'un fluide par une solution.

Les systèmes de stockage par adsorption sont les plus exploités et ont été développés selon les deux configurations suivantes :

Systèmes fermés : Ces systèmes n'échangent aucune substance avec le milieu extérieur, et fonctionnent le plus souvent sous vide pour optimiser la cinétique de transfert des molécules vers le matériau adsorbant, ce qui implique la conception de deux réservoirs séparés pour contenir les molécules et l'adsorbant séparément.

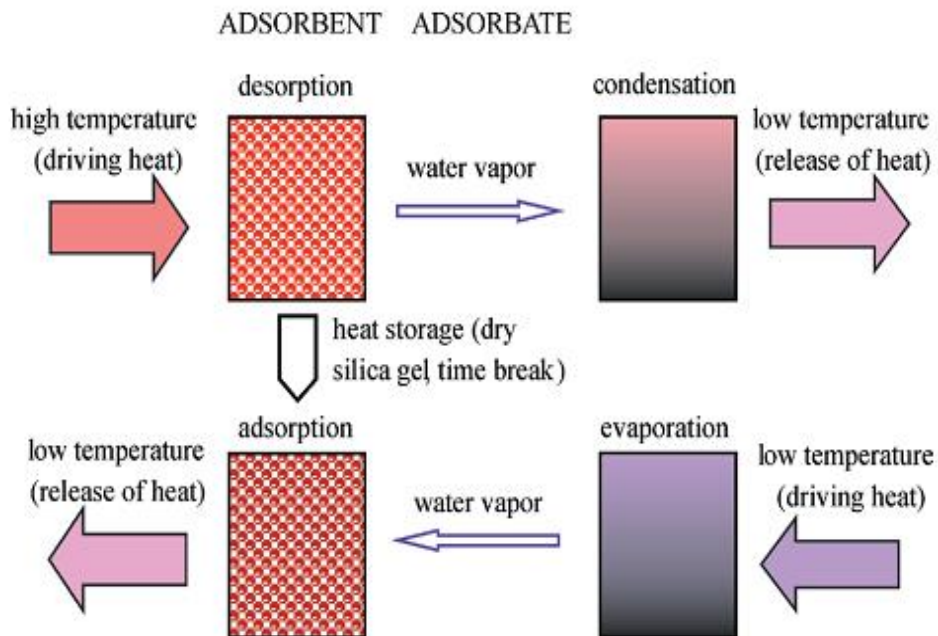


Figure 17 : Système fermé pour le stockage de chaleur par adsorption

Systemes ouverts : Lorsque la molécule adsorbée est désorbée ou libérée dans le milieu extérieur. Cette application coïncide avec la phase de décharge et est réalisée par l'adsorption de la vapeur d'eau présente dans l'air d'où génération de chaleur. Préalablement, le phénomène inverse coïncide avec la phase de charge qui sert à stocker la chaleur par désorption (*libération*) de la vapeur d'eau dans l'air.

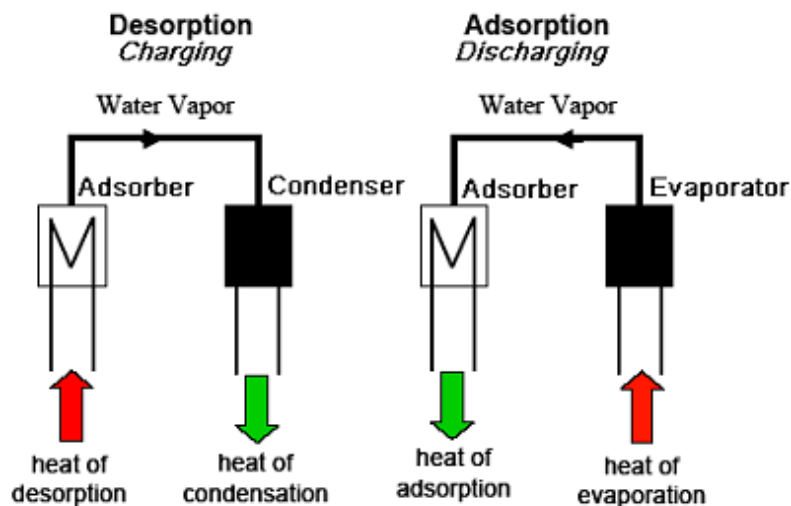


Figure 18 : Système ouvert pour le stockage de chaleur par adsorption

II.3.2. Matériaux de Stockage

Le but recherché dans chaque procédé de stockage thermochimique de la chaleur est d'avoir des matériaux capables d'adsorber un plus grand nombre de molécules. Ces

matériaux sont en globalité poreux ayant une importante surface spécifique (*un rapport de surface par volume important*).

Les principaux groupes de matériaux adsorbants pouvant effectués cette tâche sont classées dans le tableau suivant (Dugesne, 2013) :

Adsorbants Minéraux	Adsorbants Organiques	Adsorbants Synthétiques
Gels de silice	Charbon actifs	Polymères synthétiques
Alumines activées	Tamis moléculaires carbonés	Sulfure de sodium
Etringite	Nanomatériaux carbonés	Heatsorp
Zéolithes	Fullerène	Matériaux nanoporeux hybrides
Oxydes métalliques	Micro-perles de mésocarbones	

Tableau 5 : Matériaux adsorbants pour le stockage thermochimique de la chaleur

Reste à mentionner que ces matériaux sont coûteux et toxiques bien qu'ils puissent développer de considérables densités de stockage.

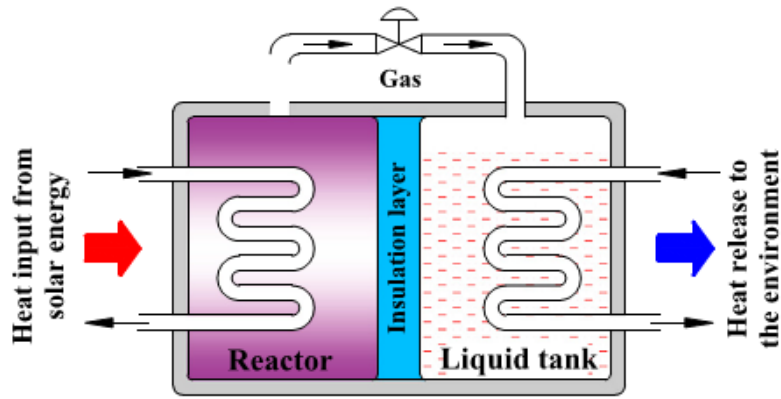
II.3.3. Technologies Appliquées pour le Stockage Thermochimique de la Chaleur

La bibliographie rapporte plusieurs technologies de stockage thermochimique de la chaleur qui sont toujours en cours de développement.

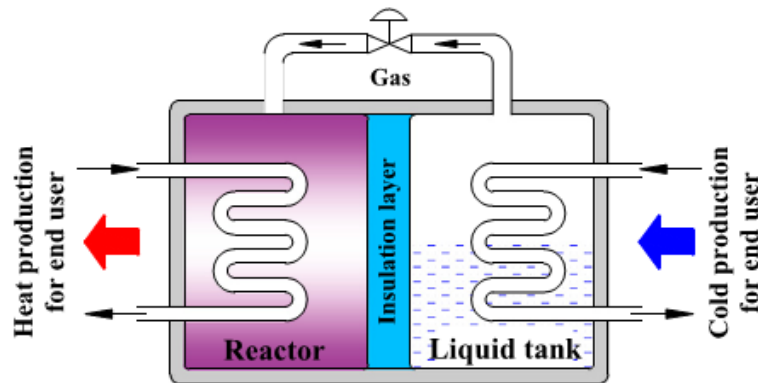
II.3.3.1. Stockage de Chaleur Multiétages par Sorption Gaz-Solide

Le système proposé par Li et *al* (2015) est une sorte de batterie composée de deux compartiments. Ces deux compartiments sont séparés par une couche isolante et sont mis en contact par une conduite pour permettre la circulation des particules d'un gaz jouant le rôle de l'adsorbat qui va être adsorbé dans les pore d'un matériau adsorbant dans des conditions thermodynamiques précises.

En phase de stockage, la chaleur emmagasinée au sein du matériau adsorbant par l'écoulement d'un fluide caloporteur (*compartiment gauche de la figure ci-dessous*) va induire la désorption du gaz adsorbat qui sera dirigé vers le compartiment droit. A ce stade, le gaz entrera dans un état de condensation vu que le compartiment droit est refroidi par la circulation d'un fluide de température très basse. Pendant la décharge, l'inverse est réalisé par l'évaporation du gaz dans le compartiment droit, lequel va être dirigé vers le compartiment gauche. L'adsorption du gaz sur les parois des pores du matériau adsorbat s'accompagnera par la restitution de la chaleur.



Phase de charge



Phase de décharge

Figure 19 : Stockage thermochimique de la chaleur par sorption gaz-solide

Plusieurs combinaisons de matériaux avaient été testés à cet effet et les résultats ont indiqué des densités de stockage nettement importantes, toutefois, des temps de réaction longs serait indispensable pour atteindre de hauts niveaux de performances.

Combinaison de Matériaux	T. Charge (°C)	T. Charge (°C)	Densité de Stockage (kJ/kg)
CaCl ₂ -SrCl ₂ -SrBr ₂ -MnCl ₂ -NH ₃	91 - 156	83 - 147	1290
FeCl ₂ -MnBr ₂ -MgCl ₂ -FeBr ₂ -NH ₃	91 - 156	83 - 147	1050
NiCl ₂ -MgBr ₂ -NiBr ₂ -NiI ₂ -NH ₃	91 - 156	83 - 147	990

Tableau 6 : Combinaisons de matériaux pour le stockage thermochimique de la chaleur par sorption gaz-solide

II.3.3.2. Stockage de Chaleur par Absorption

La société Suédoise de climatisation ClimateWell a mis au point un climatiseur solaire fonctionnant avec le couple lithium-eau ($LiCl/H_2O$) en système fermé. Les puissances de charge obtenues étaient de 25 kW alors que les puissances de décharge étaient à hauteur de 10-20 kW.

Les recherches menées par l'EMPA sur le couple NaOH/H₂O ont montrés qu'un volume de 7 m³ de ce matériau suffirait pour alimenter le système de chauffage passif d'une maison individuelle.

Des séries de simulation sur le couple bromure de lithium-eau (LiCl/H₂O) effectuées au LOCIE¹⁷, avait permis de conclure que les quantités de chaleur récupérées en saison hivernale d'après l'emploi de ce couple, pouvaient être délivrées pour des densités énergétiques de 180 à 310 kWh/ m³ pour un intervalle de température de travail de 25-33°C.

II.3.4. Etat de l'Art du Stockage Saisonnier sous Forme Thermochimique

II.3.4.1. Procédé Monosorp

Le procédé Monosorp a été développé par l'institut Allemand ITW¹⁸ pour le stockage saisonnier de la chaleur sous forme thermochimique. Le procédé mis au point est un système ouvert à adsorption et le matériau qui été utilisé est la zéolithe. L'originalité de ce procédé tient dans le fait de la conception du lit d'adsorption, lequel prend une forme de zéolithe monolithique d'une géométrie identique à la forme d'un nid d'abeilles ; tout ceci afin de réduire les pertes de charges causées par la circulation d'air et d'obtenir de bonnes cinétiques d'adsorption.

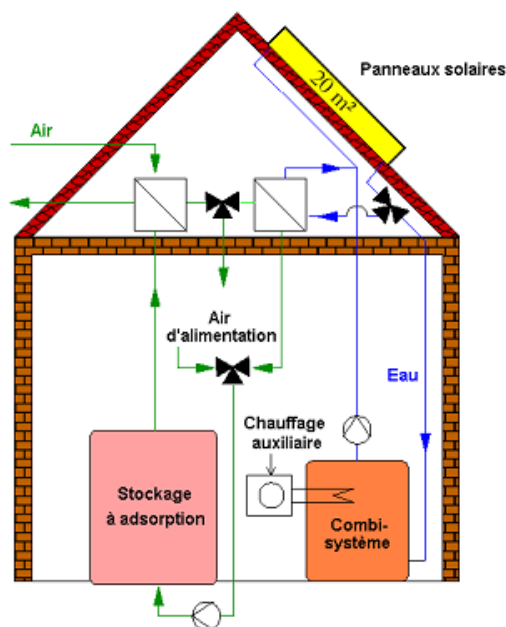


Figure 20 : Procédé Monosorp pour le stockage thermochimique de la chaleur

¹⁷ Laboratoire Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement

¹⁸ Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik

Une fois ce système mis au point, il a été couplé avec une installation solaire d'une maison pour ses besoins de chauffage et de production d'eau chaude. Ce système solaire utilise l'air comme fluide caloporteur délivré par un système de ventilation mécanique.

Les performances du système Monosorp ont été établies par simulation pour une période d'une année. Les gains énergétiques ont été comparés avec un système de stockage de chaleur classique, qui combine des capteurs solaires de 50m² avec un ballon d'eau chaude d'une capacité de 10 m³.

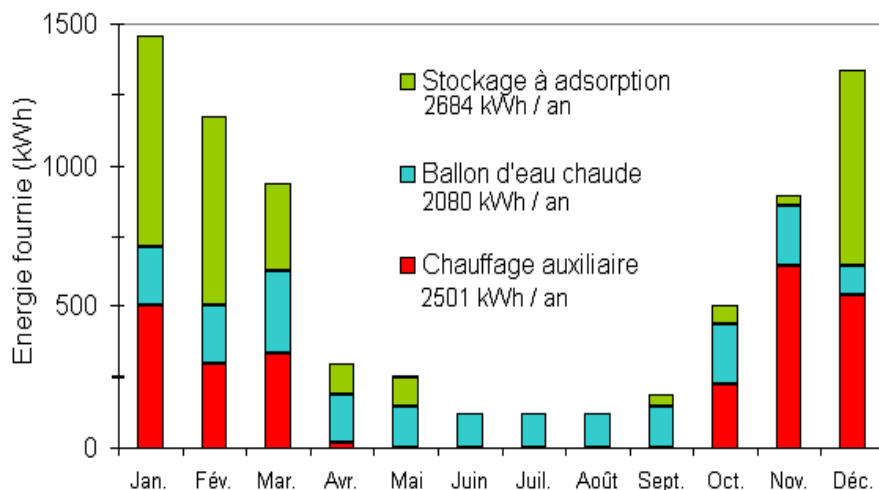


Figure 21 : Performance du système Monosorp pour une maison individuelle

Les résultats illustrés dans la Figure 21 montrent explicitement l'avantage des systèmes à adsorption pour le stockage de chaleur en comparaison avec les systèmes classiques de production d'énergie thermique. Néanmoins, les performances de ce système restent tributaires d'une forte humidité de l'air et de l'utilisation de capteurs sous vide pouvant délivrer des températures de l'ordre de 180°C, caractéristique de la zéolithe pour permettre l'activation du processus de désorption. Des expérimentations menées d'après l'utilisation de 0,2 m³ de zéolithe avaient montré que ce type de matériau pouvait développer une densité énergétique de 180 kWh/ m³ tandis-que la densité globale du prototype avait été de 57,8 kWh/ m³.

II.3.4.2. Procédé Modestore

Le projet Modestore a été développé par l'institut de recherche Allemand AEE-INTEC¹⁹ pour le stockage saisonnier de la chaleur. Les objectifs de ce procédé visent à

¹⁹ Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare Energie – Institut für Nachhaltige Technologien

satisfaire les besoins énergétiques d'une maison individuelle en eau chaude et en chauffage (Jaehnig, 2005). Un prototype d'une capacité de 350 litres a été mis au point pour des expérimentations en laboratoire. Ce prototype est schématisé dans la figure suivante :

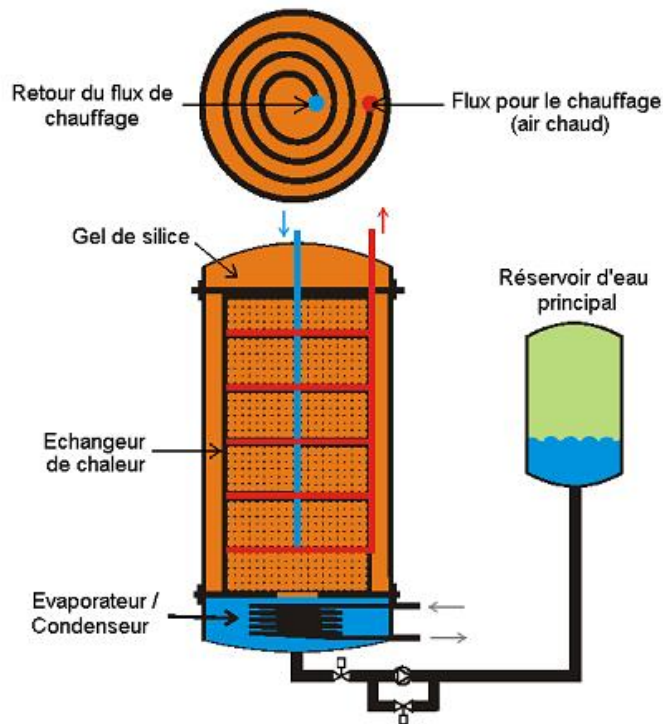


Figure 22 : Prototype du procédé Modestore

Le système Modestore est composé d'un adsorbant constitué de gel de silice (*Silicagel*) ainsi que d'un évapo-condensateur, tous les deux montés sur un même bloc en un système fermé. En phase de charge, la chaleur est stockée à l'intérieur de l'adsorbant par la circulation d'air chaud à travers un échangeur en spirale provoquant ainsi la désorption de la vapeur qui ira se condenser dans l'évapo-condensateur (*en bas de l'adsorbant*). En phase de décharge, l'évaporation de l'eau condensée auparavant et la circulation d'air froid à travers l'échangeur en spirale au niveau de l'adsorbant (*compartiment supérieur*), vont induire l'adsorption de la vapeur sur le gel de silice et la restitution de la chaleur. Un réservoir d'eau situé en annexe du prototype est mis à contribution pour maximiser la cinétique d'adsorption.

Un montage pilote a été testé en Autriche. Celui-ci utilise 1000kg de gel de silice pour une densité énergétique de 190 kWh/m^3 . Mais une fois mis en opération, le procédé affichait les mêmes performances qu'un système de stockage dans un ballon d'eau chaude. Le volume des enceintes du procédé (*relativement grand*) a été jugée très pénalisant pour ses propres performances. Des essais sont toujours en cours pour l'évaluation du même procédé en système ouvert.

II.4. Stockage d’Energie Thermique Sous Forme Chimique

II.4.1. Principe

Ce type de stockage tout aussi connu aussi par l’appellation de « stockage thermochimique sans sorption » est une excellente alternative pour le stockage de chaleur en haute température ($300-500^{\circ}\text{C}$) et pourrait être facilement adapté à l’échelle industrielle en tirant profit de l’énergie solaire. Il sert à emmagasiner de la chaleur par une réaction chimique endothermique de dissociation d’un composé chimique, sans limite dans le temps et sans pertes thermiques, puisque la chaleur sera stockée sous forme d’énergie chimique dans les produits de cette réaction. Cette énergie thermique sera ensuite restituée par l’emploi d’un catalyseur afin d’engendrer une réaction exothermique, ce qui fait que cette réaction chimique est totalement réversible.

II.4.2. Technologies Appliquées pour le Stockage Chimique de la Chaleur

Plusieurs matériaux ont été jugés favorables pour la réalisation du stockage de chaleur sous forme chimique. Leur sélection tient compte de certains critères comme :

- La densité de stockage d’énergie ;
- La température de réaction en phase de stockage de chaleur ;
- La toxicité du matériau de stockage et les impacts environnementaux ;
- Le coût du matériau ;
- La pression à laquelle se produit la réaction.

Les matériaux les plus prometteurs pour réaliser ce type de stockage sont présentés dans le tableau suivant :

Matériau	Réaction de Dissociation		Densité de Stockage (MWh/m ³)	Gamme de Température (°C)
	A	B		
MgSO ₄ .7H ₂ O	MgSO ₄	H ₂ O	0,78	122
FeCO ₃	FeO	CO ₂	0,72	180
Fe(OH) ₂	Feo	H ₂ O	0,61	150
CaSO ₄ .2H ₂ O	MgSO ₄	H ₂ O	0,39	89

Tableau 7 : Matériaux utilisés dans le stockage par chaleur chimique

Ces réactions sont caractérisées par de hautes densités de stockage en comparaison avec les autres techniques de stockage de chaleur ; cependant, les seuls projets d'études qui existent sont encore en phase de recherche et développement et présentent certains inconvénients du fait que :

- Les matériaux utilisés sont généralement toxiques ;
- Les réactions mises au point jusqu'ici sont rarement réversibles ;
- Les températures de ces réactions sont hautement élevées d'où des difficultés quant au contrôle de ces réactions.

II.4.3. Etat de l'Art du Stockage Saisonnier sous Forme Chimique

II.4.3.1. Application du Sulfate de Magnésium

Le système proposé par l'ECN²⁰ est une sorte de pompe à chaleur chimique capable de stocker l'énergie thermique solaire, en faisant dissocier le magnésium heptahydraté ($MgSO_4 \cdot 7H_2O$) en deux composants (H_2O et $MgSO_4$) qui seront par la suite placés dans deux compartiments différents, comme l'indique le schéma suivant :

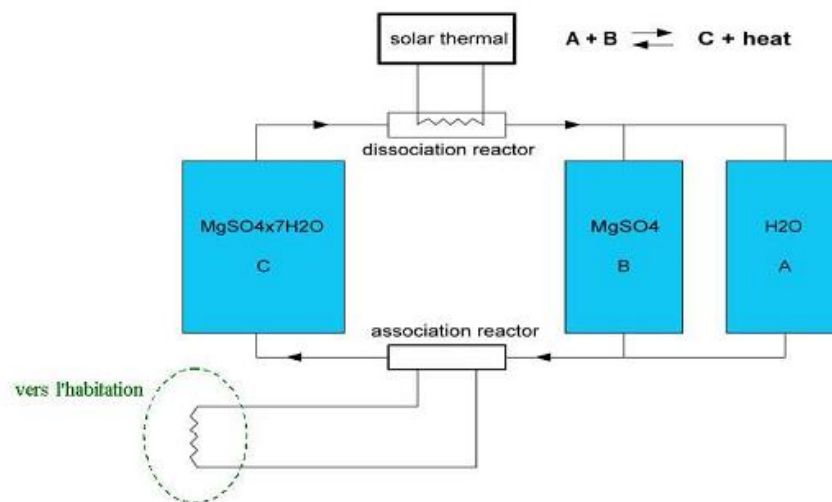


Figure 23 : Procédé d'un stockage de chaleur par l'utilisation d'une pompe chimique

Au cours de la saison des mois chauds (*période de charge*), la chaleur du soleil est utilisée pour déshydrater le $MgSO_4 \cdot 7H_2O$ dans le compartiment « C ». La vapeur d'eau récupérée sera ensuite condensée puis stockée dans le compartiment « A », tandis que le $MgSO_4$ sera stockée dans le compartiment « B ». L'eau et le sulfate de magnésium seront maintenus hors de contact jusqu'à l'approche de la phase de décharge.

²⁰ Energy research Center of Netherlands

Lorsque survient la période de décharge (*mois d'hiver*), un flux de vapeur est généré en raison de la différence de pression partielle entre les deux compartiments « A et B » une fois ces derniers mis en contact. A ce stade, on observe une évaporation de l'eau puis migration de cette vapeur vers le compartiment « B ». L'absorption de la vapeur d'eau par le sulfate de magnésium mènera vers la reconstitution du $MgSO_4 \cdot 7H_2O$ et par conséquent la génération d'un flux de chaleur.

Les études en laboratoire en marge de ce travail ont pu démontrer que pour un habitat d'une superficie de 100 m^2 pouvant consommer jusqu'à 10 GJ/an (*soit 2,78 MWh/an*), un volume de 4 m^3 sera nécessaire pour assurer le fonctionnement de ce procédé et les besoins énergétiques de cet habitat. Néanmoins, la densité de stockage sera inférieure car le $MgSO_4 \cdot 7H_2O$ utilisé dans ce procédé se présente sous forme de poudre. Cette option va donner des cinétiques de réaction élevées par rapport à un $MgSO_4 \cdot 7H_2O$ sous forme de cristaux.

II.4.3.2. Le procédé HTGR

Le procédé HTGR²¹ combine les deux couples CaO/CO_2 et PbO/CO_2 à l'aide d'une pompe chimique pour produire de la chaleur à une température de 800°C . Le principe de ce procédé est illustré dans la figure suivante :

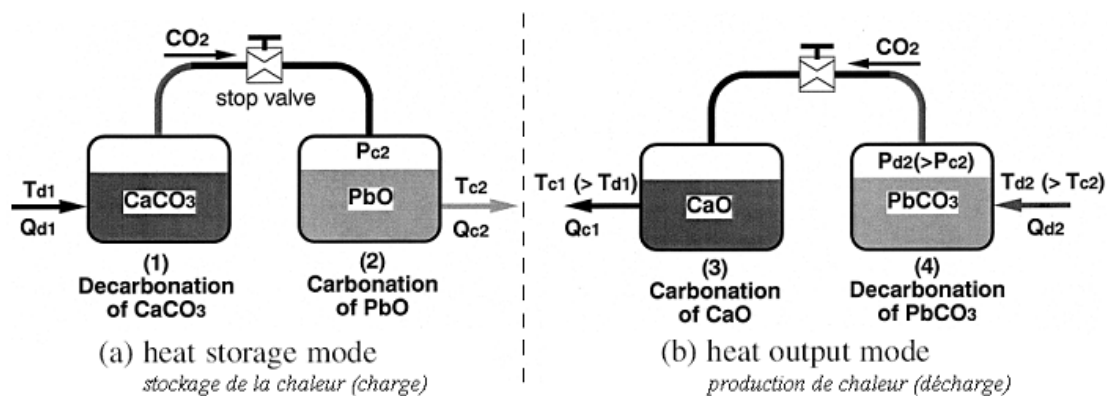


Figure 24 : Fonctionnement du procédé HTGR

En phase de stockage (*partie gauche de la figure*), le $CaCO_3$ reçoit de la chaleur qui activera sa décomposition en CaO et en CO_2 . Le CO_2 émanant de cette décomposition est acheminé vers une autre enceinte pour entrer en réaction avec le PbO et ainsi produire du $PbCO_3$ et une chaleur exothermique de carbonatation.

²¹ High Temperature Gas Reactor

En phase de décharge (*partie droite de la figure*), l'inverse est réalisé en opérant une réaction de décarbonatation du PbCO_3 suivit d'une réaction de carbonatation pour recombiner le CaCO_3 qui engendrera un flux de chaleur pouvant être exploité dans divers besoins.

La simulation de ce procédé a permis de conclure que 1,76 tonne de CaO serait indispensable pour développer 1 MWh à hauteur de 880°C pour une densité de stockage de près de 865 Wh/kg. Il a été jugé que ce système pouvait être exploité à échelle industrielle, cependant des problèmes de réversibilité du cycle de ce procédé ont été notés. Au septième cycle, la quantité nécessaire de CaO sera revu en hausse (*à hauteur de 3,42 tonnes*) d'où diminution de la densité de stockage qui sera de 309 Wh/kg.

II.4.3.3. Application de l'Hydroxyde de Magnésium

Ce système a été testé pour le stockage de chaleur issue du surplus thermique véhiculé par les gaz d'échappement ($300\text{-}400^\circ\text{C}$) en aval des centrales à cogénération.

La chaleur stockée par la déshydratation de l'hydroxyde de magnésium ($\text{Mg}(\text{OH})_2$) entre 300 et 400°C , est cédée dans les périodes de froid sous une température de 100°C par hydratation de l'oxyde de magnésium (MgO). Le bon fonctionnement de ce système nécessite 52 g de $\text{Mg}(\text{OH})_2$, pour développer par la suite une densité de stockage de 119 Wh/kg (Hongois, 2011).

II.4.3.4. Autres Projets de Stockage Chimique de la chaleur

L'IEA avait fait état dans un rapport publié en 2007 de plusieurs projets innovants portant sur le stockage de chaleur dans les bâtiments solaires, parmi lesquels les projets de stockage chimique et thermochimique. Cette démarche avait mis l'accent sur six projets prometteurs développés par les centres de recherches suivant :

- Energy research Center of the Netherlands (*ECN*);
- Solartechnik Prufung Forschung (*SPF*);
- Swiss Federal Laboratories for Materials Testing and Research (*EMPA*);
- Solar Energy Research Center (*SERC*);
- Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (*ITW*);
- Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare Energie – Institut für Nachhaltige Technologien (*AEE-Intec*).

II.5. Conclusion

Les différents modes de stockage de chaleur présentés au cours des paragraphes précédents rendent compte des avantages et inconvénients de chacune des techniques de stockage. Bien que les systèmes de stockage sous forme chimique ou thermochimiques développent d'importantes densités énergétiques, elles restent cependant des technologies immatures et sont toujours au stade développement et perfectionnement pour des applications de long terme, sans oublier le coût très élevé et le caractère toxique des matériaux utilisés dans ces procédés. Ajouté à ceux-là, le fait que des problèmes d'irréversibilité des réactions sont toujours posés après un certain nombre de cycle d'où une baisse significative du rendement. Le stockage par chaleur latente pourrait apporter des solutions quant aux problématiques de stockage saisonnier, mais n'est pas encore exploité pour satisfaire des besoins en chaleur durant de longues périodes en raison des problèmes irréversibilités thermiques. Reste alors le stockage par chaleur sensible, qui en dépit de ses faibles densités de stockage et des larges volumes alloués pour les foyers de stockage, demeure toujours une option privilégiée pour le stockage de la chaleur de longue durée ou saisonnier.

Parmi les applications de stockage par chaleur sensible, un intérêt a été vite orienté pour l'utilisation du sol comme domaine de stockage, lequel permettra d'emmagasiner de grandes quantités de chaleur. En effet, le sol offre d'immenses espaces, en longueur et en profondeur, qui puissent être exploités pour stocker d'importantes quantités de chaleur pendant de longues périodes. Différents modes de stockage de chaleur peuvent avoir lieu lorsqu'il s'agit des milieux partiellement humides comme le sol, lesquels sont composés de particules de roche (*gravier, béton, grès, etc.*) et où le volume poreux est rempli d'air humide.

Le moyen indispensable pour délivrer (*ou soutirer*) une certaine quantité de chaleur vers le (*à partir du*) sol est un dispositif mécanique appelé échangeur de chaleur souterrain. Cet échangeur thermique, enfouis à une certaine profondeur du sol, sert d'interface entre le milieu de stockage et un fluide caloporteur qui y circule à son intérieur et pourra être disposé soit à la verticale ou à l'horizontale.

L'essentiel de notre travail de recherche va alors s'appuyer sur la réalisation d'une série de simulation numérique dans le but d'avoir une idée générale sur les performances thermiques et énergétiques des systèmes souterrains de stockage de chaleur, ainsi que de connaître les quantités de chaleur qui pourront être délivrées pendant le processus de stockage et de récupération. Une solution d'optimisation sera aussi discutée afin d'améliorer

les performances de la récupération de notre système de stockage, par l'intégration d'un MCP au sein de la matrice poreuse ; ceci afin d'avoir une idée sur les améliorations que pourra apporter le stockage par chaleur latente.

III. Développement d'un Système Souterrain pour le Stockage de Chaleur de Longue Durée

L'utilisation du sous-sol dans le cadre du stockage souterrain de la chaleur a été à mainte fois démontrée et sa faisabilité prouvée par la mise au point de systèmes de stockage souterrain (*UTES*²²) pour tout ce qui concerne les différents aspects du stockage thermique saisonnier (*chaleur, froid*). Cela a été rendu possible par le développement d'une gamme variée de systèmes pouvant emmagasiner et récupérer d'importantes quantités de chaleur à la période souhaitée, quelques soient les caractéristiques géologiques et hydrodynamique du milieu exploité.

Comme le processus de stockage et de récupération est réalisé via des échangeurs de chaleur enfouis dans le sol, différentes configurations d'échangeurs souterrains (*GHX*²³) est rapportée par la littérature sous forme de travaux expérimentaux ou par modélisation (*analytique, numérique*). En effet, la majeure partie de ces publications s'était focalisée sur l'étude des performances de GHX verticaux – comme par exemple les BHE²⁴ en forme de « U » – alors que peu de travaux ont été effectués pour l'étude des GHX horizontaux. Le sous-chapitre suivant rappelle d'une manière non-exhaustive l'essentiel de ces travaux.

III.1. Recherche Bibliographique

Chapuis & Bernier (2009) avaient proposé une méthode originale pour la modélisation d'un échangeur souterrains de type BHE dans le cadre du stockage saisonnier de la chaleur. Cet échangeur se présente sous la forme d'un réseau de 24 circuits de 6 tubes en forme de « U » parcourant une profondeur de 35m pour un total de 144 GHX. Leur approche avait consisté à modifier un modèle numérique déjà établi sur le logiciel TRNSYS, afin de calculer le coefficient d'échange thermique pour chaque échangeur. Dans ce modèle, le système de stockage de chaleur avait été couplé avec une série de capteurs solaires de 11 m² pour le chauffage d'un ensemble de maisons. Les résultats de la simulation de différents scénarios avaient établi que le système étudié serait plus performant une fois couplé avec une pompe de chaleur pour récupérer le maximum de chaleur et obtenir un confort thermique acceptable.

²² Underground Thermal Energy Storage system.

²³ Ground heat exchanger (*Echangeur de chaleur souterrain*).

²⁴ Borehole heat exchanger: Echangeur de chaleur intégré au sein d'un puit vertical.

Lanini et al (2011) et Lanini et al (2014) avaient mis au point dans le cadre du projet de recherche Solargeotherm, une unité expérimentale à l'échelle pilote pour examiner la propagation de la chaleur dans un milieu rocheux sec pendant les périodes de stockage et de récupération. Ce processus a été réalisé en employant 3 séries de tubes en forme de « U » enfouit jusqu'à 180 m et alimentés par un réseau de 42 m² de panneaux solaires. Leur expérience avait établi que seulement 5% de l'énergie stockée pendant la journée pouvait être récupérée pendant la nuit, d'où la nécessité de mieux concevoir les systèmes de stockage afin réduire les pertes de chaleurs. En outre, ces résultats ont été confrontés avec ceux d'un modèle numérique réalisé sous le logiciel Comsol[®] par Hoyer et al (2011), dans le but de proposer des solutions optimales quant au stockage thermique saisonnier dans les sols rocheux via des BHE en forme de « U ». Sur ce même axe, Diersch et al (2011) avaient simulé par la méthode des éléments finis (MEF) différentes configurations de BHE (U , $2U$) qui avaient été validé avec succès par les modèles analytiques d'Eskilson & Claesson (1988) et Al-Khoury et al (2006).

Monzo et al (2014) avaient pour leur part simplifier les méthodologies de modélisation des BHE en forme de « U » en partant de l'hypothèse que la température des parois de chaque conduite restera constante. Pour cela, un modèle numérique avait été établi en se basant sur le calcul des fonctions « g » (*g-functions*). Ces fonctions tiennent compte des caractéristiques géométriques des BHE et de certaines propriétés thermiques du transfert de chaleur pour estimer à la fin le coefficient global d'échange thermique et le niveau des températures délivrées en aval de l'échangeur. Cet approche avait été validé par des modèles analytiques et les résultats étaient satisfaisant.

D'un point de vue pratique, une autre approche initiée par Gustafsson et al (2009) avait permis d'optimiser l'échange de chaleur en remplissant partiellement l'espace annulaire d'un BHE en forme de « U » avec de l'eau. L'idée est que les courants convectifs générés sous l'effet du gradient de température au sein de l'espace annulaire, pourraient permettre d'augmenter l'intensité des échanges thermiques d'où accroissement des quantités de chaleur récupérées. Cette hypothèse avait été vérifiée par simulation numérique et dont les résultats avaient été confirmés par des tests effectués dans un site en Suède. Cette conclusion avait été aussi confirmée par Maehara et al (2013), qui au cours de leur travail, avaient noté que des puits thermiques en forme « U » étaient plus performants que les puits en forme de « 2U » en raison des interférences thermiques qui prennent lieu entre les deux échangeurs « U ».

Une autre configuration de BHE a fait l'objet d'un travail de recherche par Johansson et al (2012). Une série de BHE en forme de « U » inclinés et ayant un même point de départ à travers le sol a été simulé sur Comsol® pour déterminer les différents flux de chaleur stockés et récupérés, et l'interaction du sol avec les différents BHE. Parmi les différents résultats et évaluations, il en avait été déduit que plus la profondeur des BHE est importante plus le transfert thermique sera significatif d'où un excellent taux de stockage et de récupération.

Cependant, Nejad & Bernier (2012) avait pu déterminer que la profondeur d'un puits en « U » pouvait être réduite de 18%, même dans des régions très froides comme Montréal dont le besoin en chaleur est immense, d'où une nette économie sur les investissements à mettre en œuvre pour la réalisation d'un tel projet. Ce fait avait été aussi rapporté par Shulte et al (2015) qui avaient indiqué qu'une bonne modélisation basée sur des hypothèses réelles ne pouvait qu'optimiser sensiblement le design géométrique et énergétique des BHE.

Les aspects économiques et environnementaux ont aussi toute leur importance en vue de la conception et l'intégration de systèmes exploitant les énergies renouvelables. Dans ce contexte, Welsch et al (2015) avaient entamé un excellent travail de recherche pour la quantification des gains énergétiques, économiques et environnementaux que pourront apporter différentes configurations de BHE par rapport aux centrales solaires classiques. Une simulation sur une période de 30 années avait estimé que l'efficacité de récupération pourrait atteindre 80% et que les investissements pourraient être amortis à partir de la 10^{ème} année d'exploitation. De plus, le gain environnemental pourrait se traduire par la réduction des émissions de CO₂ de près de 160 g/kWh.

L'optimisation des performances des BHE avait aussi été revue par le développement d'un algorithme de control qui prend en compte différentes contraintes tel-que la variation des conditions atmosphériques afin d'optimiser les coûts opérationnels et les besoins thermiques d'un bâtiment. Ce fait a pour but d'obtenir des rendements satisfaisants pendant les périodes de récupération de chaleur et des gammes de températures et de flux de chaleur acceptables. Le modèle dynamique développé par Ridder et al (2011) s'était basé sur une modélisation de la diffusion de la chaleur dans le sol par une équation de 1^{er} ordre. Ce modèle avait permis à la fin d'optimiser les performances du système de stockage ainsi que les couts d'exploitation.

Les conditions hydrogéologiques d'un site peuvent exercer une grande influence sur les performances des installations de stockage de chaleur. Dans ces termes, une simulation

numérique par éléments finis avait été effectuée sur le logiciel FEFLOW[®] par Bauer et *al* (2011) pour connaître l'effet de l'écoulement des eaux souterraines. La zone de stockage comprend un réseau de 36 BHE en forme de « U » répartis sur une aire de 55m×80m et enfouis jusqu'à 30m de profondeur. Les résultats de cette simulation avaient été notablement validés par des données expérimentales et par d'autres résultats tirés d'un modèle analytique. Cela dit, bien que les eaux souterraines favorisent un bon échange de chaleur, des vitesses élevées ne peuvent qu'occasionner d'importantes pertes thermiques par dispersion. Cette conclusion avait aussi été rapportée par Bauer et *al* (2008), lesquels avaient simulé un système existant composé de 80 BHE en « U » localisés à Crailsheim (*Allemagne*), ces derniers répartis sur une aire circulaire de 30m de diamètre et enfouis à 55 m de profondeur. Le modèle numérique réalisé par la méthode FEM, avait combiné des éléments 1D pour les BHE et des éléments 3D pour le milieu souterrain. Continuellement, Bauer et *al* (2012) avaient exploité ces derniers résultats lors d'un travail de terrain pour valider leur modèle et aussi pour l'estimation des paramètres thermophysiques du milieu souterrain. Ce travail, dont la méthodologie avait été similairement reproduite par Pies et *al* (2013) sur le logiciel Comsol[®], avait aussi souligné la consistance de la méthode MEF et la fiabilité de ce logiciel pour la modélisation en 3D des phénomènes instationnaires d'échange de chaleur en sous-sol.

Sur cette même perspective, Luo et *al* (2013) avaient orienté leurs recherches sur le couplage des systèmes de stockage qui emploient des BHE verticaux avec des pompes à chaleur pour optimiser la récupération de la chaleur pendant les périodes froides. Des BHE de différents diamètres et de configuration « 2U » avaient été mis à l'essai par des tests expérimentaux, en prenant en compte aussi l'effet des paramètres thermo-hydrauliques du sol. Shao et *al* (2013) avaient pour leur part adopté la même approche sauf que l'échangeur utilisé était une conduite souterraine horizontale. Plusieurs scénarios ont été simulés sur le logiciel OpenGeoSys[®] en tenant compte de l'hétérogénéité de divers milieux saturés et non saturés. Ces travaux avaient permis de conclure que des BHE avec des diamètres importants auraient une grande influence sur le stockage uniquement. Par ailleurs, un nombre élevé de BHE causerai une réduction des performances de récupération en raison de l'interaction thermique entre ces échangeurs.

A propos de l'efficacité des BHE en forme de « U », Inoue et *al* (2015) avait accentué leur travail sur l'amélioration de la récupération de la chaleur en tenant compte d'un écoulement d'eau souterrain parcourant un milieu poreux. Sur la base d'un travail expérimental et d'une simulation numérique, les résultats avaient permis d'optimiser

l'échange de chaleur pendant la récupération en établissant une corrélation entre le coefficient d'échange globale, le débit et la température du fluide caloporteur injecté.

Le phénomène de transfert de chaleur dans les milieux poreux est aussi caractérisé par l'influence du phénomène de la convection sur le processus de stockage souterrain. Kheng et *al* (1999) avait pu déterminer certaines valeurs critiques qui favorisent l'apparition de la convection par la simulation en 2D d'un milieu poreux saturé en eau. Leur approche consistait à modifier un critère de stabilité linéaire du champ de température pour l'apparition du phénomène de convection dans un milieu poreux soumis à une source de chaleur.

Le type de matériau utilisé comme milieu de stockage est lui aussi déterminant pour les performances de stockage et de récupération. Andreozzi et *al* (2012) avaient simulé les performances affichées par l'utilisation de la mousse de céramique et de particules de roche en tenant compte de différentes gammes de porosités et de débits d'injection du fluide caloporteur pendant la charge et la décharge. Les modèles numériques pour la résolution des équations de transfert de chaleur et d'écoulement avaient été réalisées sur Fluent et les résultats avaient permis de conclure que l'emploi des particules de roche permettraient d'atteindre le régime stationnaire dans des temps très court. De plus, des débits d'injection ainsi que des porosités relativement inférieures occasionneraient d'importantes quantités de chaleur pendant les phases de stockage et de récupération.

Les caractéristiques thermophysiques des sols humides ou partiellement saturés ont tout intérêt à être bien modélisés. A cet effet, Lavoué & Tourancheau (2010) avaient entrepris un excellent travail qui résume les différentes méthodologies utilisées pour la mesure et modélisation de paramètres comme la conductivité thermique, essentiel pour l'évaluation des performances et la conception des systèmes saisonnier de stockage de chaleur. Sur ce même sujet, Medjelled et *al* (2008) avaient utilisé les mesures des paramètres thermophysiques d'un sol partiellement saturé propre aux milieux désertiques pour quantifier le coefficient global d'échange de chaleur. Said et *al* (2009) avait établi un modèle capable de déterminer les caractéristiques géométriques optimales d'un échangeur horizontal souterrain en prenant en compte les fluctuations de température à la surface ainsi que le paramètres thermophysiques du sol. Leur modèle pourrait être exploité pour prédire la surface d'échange, le nombre et la longueur des conduites, ainsi que la meilleure configuration possible pour la disposition des conduites dans le sol.

Dans une initiative originale, Philippe et *al* (2011) avaient réalisé une expérience sur le terrain pour définir les performances d'un tout nouvel échangeur de chaleur pour une application de stockage thermique dans le sol. L'échangeur en question est un serpentin horizontal constitué de 8 branches et enfouit à une profondeur de 1m seulement. Un modèle analytique avait été aussi réalisé pour modéliser les échanges thermiques entre le sol et le serpentin. Dans une autre approche, Philippe et *al* (2011) avaient établi un modèle semi-analytique pour simuler l'évolution des performances thermiques de ce même échangeur. Les résultats obtenus avaient été validés par des tests expérimentaux à grande échelle et la concordance était d'une bonne précision.

Quant à Chiasson (2012), un modèle en 2D d'un GHX horizontal constitué d'un réseau de six conduites disposées sur deux plans parallèles (2×3 conduites) avait été aussi simulé sur Comsol[®] pour des périodes de long terme. Ce travail avait souligné la faisabilité technique ainsi que la fiabilité des GHX horizontaux à développer d'excellents rendements en comparaison avec les échangeurs verticaux pour de moyennes profondeurs.

Chonge et *al* (2012) et Chonge et *al* (2013) avaient optimisé le design des GHX horizontaux en intégrant des boucles de circulation au milieu de chaque conduite afin d'augmenter le temps de circulation du fluide caloporteur, donc améliorer le coefficient d'échange thermique. Une simulation numérique en 3D avait été réalisée pour différentes configurations de boucles disposées en horizontal et en verticale, et en fonction de plusieurs scénarios comprenant différents diamètres de boucle, types de sol, modes opératoires (*continu ou intermittent*). Les résultats obtenus avaient démontré que l'influence du diamètre des boucles était sans effet, et que les performances du système de stockage seraient significatives au fur et à mesure que la diffusivité du milieu de stockage devient élevée.

Un autre travail d'optimisation du design d'un GHX horizontal en forme de serpentin avait été initié par Lee et *al* (1998). Un modèle numérique et un travail expérimental avait sur un prototype d'échangeur en forme de serpentin permis de déduire une distance optimale entre les conduites pour une meilleure efficacité de stockage et de récupération.

A propos des paramètres qui peuvent avoir une grosse influence sur les performances des GHX horizontaux, Benchatti et *al* (2013) d'après un travail basé sur des modèles numériques et analytiques, avait indiqué que plus la teneur en eau des sols humides était élevée plus les quantités de chaleur stockées deviendraient importantes. Cependant, ils avaient pu noter que les performances de la récupération étaient minimales du fait des pertes de

chaleur vers les zones environnantes, d'où la recommandation d'une meilleure isolation des systèmes de stockage souterrains pour optimiser les quantités de chaleur récupérées.

Bottarelli & Bortoloni (2012) avaient quant à eux simulé sur Comsol[®] une toute nouvelle géométrie de GHX horizontaux, qui est une sorte de conduite rectangulaire à chicanes, enfouie à 1m de profondeur. Une simulation sur une période d'une année avait été implémentée sous l'hypothèse de conditions aux limites variables en fonctions des heures de la journée. Cette nouvelle configuration n'avait pu afficher de bonnes performances par rapport aux autres configurations vu qu'elle ne permettait pas d'avoir un flux thermique intense vers et à partir du sous-sol. De plus, les températures délivrées étaient minimales.

Concernant Rabin et *al* (1991), une tout autre géométrie avait fait l'objet de diverses expérimentations. Un GHX de forme hélicoïdale disposé à la verticale avait été proposé pour le stockage saisonnier de la chaleur. Les tests effectués sur un modèle expérimental avait permis de valider les résultats obtenus à partir d'un modèle numérique. Ces résultats avaient aussi souligné la faisabilité d'un tel projet pour le stockage saisonnier de la chaleur.

Mis à part ces différents travaux, une récente recherche a vu la combinaison du stockage par chaleur latente avec le stockage par chaleur sensible dans les milieux poreux. Sur la base d'un modèle numérique, Buonomo et *al* (2016) ont axé leur étude sur la simulation des performances de ces deux types de stockage en utilisant une mousse métallique comme milieu de stockage et une paraffine en guise de MCP insérée dans les pores de cette mousse. Les résultats obtenus s'étaient limités seulement à l'estimation du temps de fusion pour une gamme de porosité et n'ont pas indiqué les quantités de chaleur stockées et récupérées.

III.1.1. Synthèse

Dans la plupart des travaux cités au cours de la section précédente, les auteurs avaient choisi de modéliser les phénomènes de transfert thermique entre le GHX et le milieu de stockage en se basant sur des solutions ou corrélations analytiques, tout en tenant compte des caractéristiques physiques des fluides caloporteurs, des échangeurs souterrains, et aussi de l'influence de paramètres opératoires comme le débit et la température d'injection [Chapuis & Bernier (2009), Lanini et *al* (2014)].

Cependant, ces travaux avaient supposé que le mode opératoire des systèmes UTES était toujours en mode stationnaire que ce soit en phase de stockage ou de récupération, partant de l'hypothèse que le flux de chaleur échangé ou la température des parois du GHX

sont constant [Chapuis & Bernier (2009), Monzo et al (2014), Gustafsson et al (2009)], et n'avaient pas pris en compte une interaction directe entre le GHX et le milieu de stockage [Philippe et al (2011)].

En addition à ce point, les GHX les plus étudiés à travers ces travaux sont des échangeurs verticaux qui parcourent des profondeurs immenses allant de 100 à 200m afin de limiter les pertes thermiques vers l'atmosphère [Johansson et al (2012), Monzo et al (2014) et Bauer et al (2011)]. Cette solution bien-que techniquement délicate, puisque ça nécessitera des opérations de forage financièrement exorbitantes, nous pousse à investiguer les atouts des échangeurs horizontaux qui seront sans doute moins couteux à réaliser et à implanter dans le cadre des projets de stockage de chaleur souterrain.

Enfin, la plupart de ces travaux s'étaient focalisés sur les performances thermiques (*température délivrée par l'échangeur de chaleur pendant la phase de récupération*) sans apporter des éléments de réponses sur le total des quantités de chaleur qui pourront être récupérées ; ou aussi en termes de valorisation et d'exploitation, le nombre de foyers ou de bâtiments que cette réserve d'énergie pourrait assurer le chauffage pendant l'hiver, car ce point est jugé d'une importance capitale pour justifier l'intérêt de la mise en œuvre d'un tel projet.

III.2. Méthodologie de Travail

Le principal objectif étant de déterminer les performances d'un système de stockage de chaleur souterrain par l'utilisation d'un GHX horizontal, dans le but d'estimer les quantités de chaleur qui pourront être stockées et récupérées, ainsi que l'efficacité énergétique ; le tout sur la base d'une simulation numérique en utilisant la méthode des éléments finis. Nous allons par conséquent dans ce chapitre :

- Dresser la géométrie du système de stockage que nous avons souhaité étudier ;
- Détailler les différentes équations différentielles qui entreront en jeu afin de caractériser tout le processus de stockage et de récupération de chaleur entre l'échangeur et le milieu poreux souterrain ;
- Définir les conditions initiales et les conditions aux limites indispensables pour la résolution des équations différentielles, cette dernière à l'aide du logiciel de simulation Comsol® ;
- Présenter à la fin les, différents résultats de la simulation et les conclusions inhérentes qui pourront mettre en valeur le système et l'approche que nous avons adoptée.

III.3. Description du Système du Stockage

III.3.1. Géométrie du Système UTES

Le système que nous avons imaginé pour répondre aux problématiques de stockage saisonnier de la chaleur est illustré par la Figure 25. C'est un milieu poreux de géométrie cubique à l'intérieur duquel se trouve un GHX horizontal en forme de serpent.

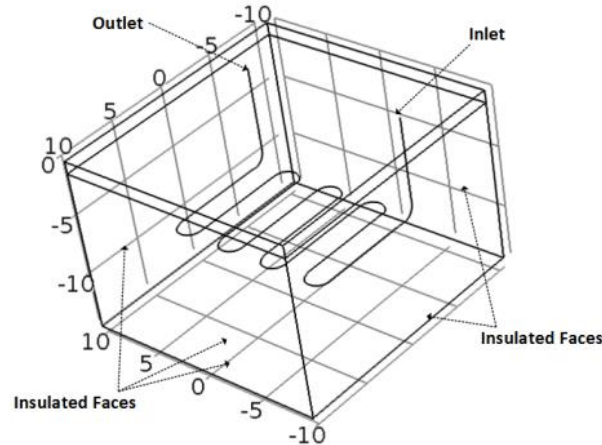


Figure 25 : Géométrie du système de stockage intégré dans le sous-sol

Le domaine de stockage ayant une géométrie cubique s'étend sur une superficie de 420m^2 (une longueur de 21m et une largeur 20m) et atteint une profondeur de 14m . Ce milieu est composé de particules de gravier (considérées comme étant sphériques) empilées où les interstices sont occupés par l'air humide. Il est cependant couvert d'une couche de 50cm de terre pour réduire les pertes thermiques vers l'extérieur.

En parallèle, le GHX est une conduite en forme de serpent, de diamètre « D_{in} » et d'une épaisseur « th » enfouie à 8m de profondeur. Il est constitué de plusieurs passes de 8m de longueur, disposé sur une superficie de 140m^2 ($14\text{m} \times 10\text{m}$) comme l'illustre la figure ci-dessous :

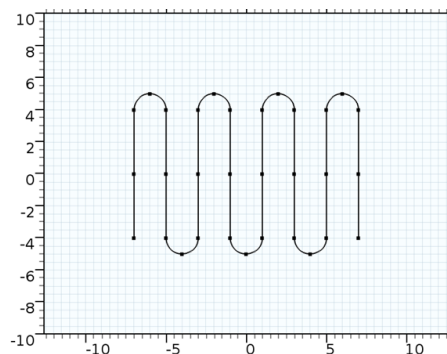


Figure 26 : Disposition des passes du GHX

III.3.2. Mode de Fonctionnement du Processus de Stockage et de Récupération

Le processus de fonctionnement de notre système s'opère sur deux saisons distinctes qui prennent en compte les conditions atmosphériques de la ville de Laghouat (*voir Figure 30*), laquelle a été choisi comme site d'implantation de notre système stockage.

Durant la phase de stockage qui s'écoule entre les mois de Mai et d'Octobre, un fluide caloporteur chaud est injecté à travers le GHX lequel ira céder une certaine quantité de chaleur au milieu de stockage. A l'inverse, la phase de récupération s'effectuera entre les mois de Novembre à Avril en faisant circuler le même fluide mais à une température très basse afin récupérer les quantités de chaleur stockée antérieurement.

Les paramètres tels que débit d'injection et température de stockage et de récupération seront définis ultérieurement lors de la présentation des conditions au limites et conditions initiales.

III.4. Modélisation du Processus du Stockage et de Récupération de la Chaleur

Afin d'établir un modèle mathématique qui pourra mieux représenter les phénomènes de transport (*transfert thermique, écoulement*) qui interagissent entre l'échangeur horizontal GHX et le milieu poreux, plusieurs points ont été pris en considération dans cette première partie du travail, et dont la finalité sera de :

- Valider notre modèle numérique par des solutions expérimentales et analytiques ;
- Déterminer les performances de notre système en termes de stockage et de récupération ;
- Estimer les quantités de chaleur stockées et récupérées pendant leurs deux phases respectives.

III.4.1. Formulation Mathématique

La formulation mathématique du processus de stockage et de récupération va se baser sur un couplage des équations différentielles monodimensionnelles « 1D » pour le GHX avec les équations tridimensionnelles « 3D » qui sont caractéristiques du domaine de stockage (*milieu poreux*).

Nous nous sommes résolus à établir pour le GHX des équations en 1D dans le but de réduire le temps de calcul qui prend généralement un temps immense lors de l'application de la méthode des éléments finis, et de se focaliser exclusivement sur les quantités de chaleur

échangées que sur ce qui se produit en détail à l'intérieur du GHX. Et pour cela, le logiciel Comsol[®] dispose d'un module de calcul spécialement mis au point pour procéder à la résolution numérique de ce cas de figure.

III.4.1.1. Le GHX

Les phénomènes physiques ayant lieu dans le GHX tiennent compte de l'écoulement du fluide caloporteur et du transfert de chaleur qui s'effectue par conduction et par convection. Les équations différentielles qui régissent ces phénomènes ont été développées en 1D comme suit :

$$\rho_1 \frac{d\vec{u}_1}{dt} = -\nabla P_1 - \left(f_d \frac{\rho_1}{2D_h} \right) \vec{u}_1 |\vec{u}_1| + \rho_1 \vec{g} \quad \text{III-1}$$

$$\rho_1 AC_{p,1} \frac{\partial T_1}{\partial t} + \rho_1 AC_{p,1} u_1 \nabla T_1 = \nabla A \lambda_1 \nabla T_1 + f_d \frac{\rho_1 A}{2D_h} |u_1|^3 + Q_{\text{wall}} \quad \text{III-2}$$

L'équation (III-1) repose sur le fait que l'écoulement du fluide s'effectue en régime établi, et aussi en prenant en considération les pertes de charge par frottement. Les termes de la partie droite de l'équation (III-1) représentent respectivement :

- 1- Le gradient de pression hydrostatique ;
- 2- Les pertes de charges par frottement ;
- 3- La force de gravité.

Quant à l'équation (III-2) qui est l'équation de conservation d'énergie, elle tient compte des pertes de charges thermiques par frottement et du transfert de chaleur à travers les parois du GHX définis par le terme « Q_{wall} ». Les termes de cette équation représentent respectivement (*de gauche à droite*) :

- 1- Pertes de chaleur par friction ;
- 2- Quantité de chaleur échangée à travers les parois du GHX.

La résolution du système d'équation (III-1) et (III-2) sera faite au dépend des caractéristiques thermophysiques propres au fluide caloporteur et au matériau des parois du GHX. Certaines hypothèses seront prises en considérations :

- Les propriétés thermophysiques du fluide sont fonction de la température régnant à l'intérieur du GHX ;
- Les propriétés du matériau des parois seront considérées comme homogènes et isotrope.

- Le facteur de friction sera calculé en fonction de certaines corrélations propres à chaque fluide²⁵. En effet, différents fluides de travail seront mis en épreuve pour déterminer lequel pourra réaliser de meilleures performances.
- Le milieu de stockage est traité comme un milieu poreux homogène, isotrope, partiellement humide (*les pores étant occupées par de l'air humide*) ;
- Les fractions solides et fluides sont en équilibre thermique (elles ont des températures égales) ;
- Les propriétés thermophysiques de l'air humide sont dépendantes du niveau de température et du taux d'humidité spécifique du domaine de stockage.

III.4.1.2. Milieu de Stockage

Les phénomènes de transport dans les milieux poreux en régime stationnaire ou non-stationnaire trouvent beaucoup d'applications en engineering, en l'occurrence, les problématiques de transfert thermique et d'écoulement dans les processus de géothermie ou de stockage souterrain de la chaleur. En général, l'écoulement d'un fluide à travers un milieu poreux est modélisé en utilisant la loi de Darcy. Cette hypothèse reste admissible tant que le nombre de Reynolds « R_e » est inférieur ou égale à l'unité (Nield D. A., 2006), donc pour des vitesses d'écoulement de faible amplitude.

Le modèle de Darcy a été un peu plus raffiné pour prendre en compte l'effet de la poussée d'Archimède²⁶ (*pour modéliser la convection naturelle*), ainsi que des non-linéarités qui naissent des pertes de charges par friction occasionnées par l'entrée en contact du fluide avec les parois des pores. Ceci avait donné lieu à l'établissement du modèle de Darcy-Forchheimer que nous allons utiliser et qui est largement utilisé du fait qu'il tient compte de certaines non-linéarités.

La modélisation des écoulements par l'utilisation du modèle de Darcy-Forchheimer a été traité en ce sens par différents auteurs comme Nield (2000), Al-Hadhrami et al (2003) et Sharma et al (2013). Ces auteurs avaient conclu que ce modèle est valide pour la plupart des cas pratiques.

²⁵ Ces équations seront discutées ultérieurement, dans la partie consacrée aux propriétés thermophysiques des fluides en question.

²⁶ Drag force effect

III.4.1.2.1. Modèle Mathématique

Sur la base du modèle de « Darcy-Forchheimer », les hypothèses retenues pour décrire l'écoulement de l'air humide sous l'effet du gradient de température à l'intérieur du milieu de stockage sont les suivantes :

- Le milieu de stockage est considéré comme un milieu poreux homogène, isotrope, partiellement humide (*les pores étant occupées par de l'air humide*) ;
- Les fractions solides et fluides sont en équilibre thermique ;
- Les propriétés thermophysiques de l'air humide sont dépendantes du niveau de température et du taux d'humidité spécifique du domaine de stockage.

A partir de ceux-là, les différentes équations différentielles (*écoulement et transfert de chaleur*) développées en 3D et en régime non-stationnaire sont les suivantes :

$$\rho_f \frac{d\vec{V}}{dt} = -\nabla P_2 - \rho_f \left[\frac{\mu_f \phi}{k} + \frac{F_\phi(\phi^2)}{\sqrt{k}} |\vec{V}| \right] \vec{V} + \rho_f \beta_f \vec{g} (T_2 - T_\infty) \quad \text{III-3}$$

Les termes de la partie droite de l'équation (III-3) représentent respectivement :

- 1- Gradient de pression hydrostatique ;
- 2- Pertes de charge par contraintes visqueuses (*terme de Darcy*) ;
- 3- Pertes de charge sous l'effet de la poussée de Forchheimer ;
- 4- Force de convection résultant de l'expansion du l'air sous l'effet du gradient de température (*Force de Boussinesq*).

La perméabilité au sein de notre milieu de stockage, constitué de particules sphérique de diamètre « d_p », est calculée à partir de la relation de Carman-Kozeny qui est :

$$k = \frac{d_p^2 \phi^3}{175(1-\phi^2)} \quad \text{III-4}$$

Tandis-que le coefficient de Forchheimer est calculé à partir de l'équation suivante (Guo, 2005):

$$F_\phi = \frac{1.75}{\sqrt{150\phi^3}} \quad \text{III-5}$$

Le transfert de chaleur dans le milieu poreux est régi par l'équation d'énergie suivante :

$$(\rho C_p)_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} + (\rho C_p)_2 |V| \nabla T_2 = \nabla \lambda_2 \nabla T_2 - Q_{\text{Wall}} + \rho_f \left(\frac{\mu_2 \phi}{k} + \frac{F_\phi(\phi^2)}{\sqrt{k}} |V| \right) |V|^2 \quad \text{III-6}$$

Les pertes de chaleur sous l'effet des contraintes visqueuses sont exprimées par le dernier terme de la partie droite de cette équation

III.4.2. Conditions Initiales et Conditions aux Limites

Avant de procéder à l'implémentation des simulations, il est primordial de définir les conditions initiales et les conditions aux limites nécessaires. Ceux-là nous permettront à la fin d'obtenir une solution pour chaque système d'équations différentielles.

III.4.2.1. GHX

Le fluide caloporteur initialement au repos commence à circuler avec un débit « q_m » égale à 0,11 kg/s et une température d'entrée « T_e » qui prendra deux valeurs distinctes au cours de la période de stockage et la période de récupération. Ces deux paramètres seront imposés à l'entrée du GHX tandis qu'à la sortie, on tâchera d'avoir le même débit qu'à l'entrée (*Principe de conservation de la quantité de mouvement*), cependant la température à la sortie « T_s » qui nous est inconnue sera donné par les résultats de la simulation. Le débit « q_m » sera considéré comme constant tout au long du processus.

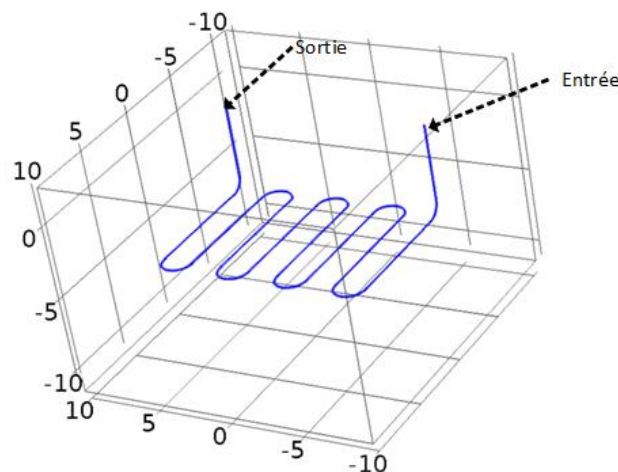


Figure 27 : Désignation des conditions aux limites pour le GHX

La température d'entrée au GHX « T_e » pendant les mois de la saison chaude (*du mois de Mai à la fin d'Octobre*) est de 70°C (*pourquoi cette valeur*), tandis-que pendant les mois de la saison froide (*du Mois de Novembre jusqu'à la fin d'Avril*), nous maintiendrons une température de 5°C. La température d'entrée « T_e » suivra le schéma suivant :

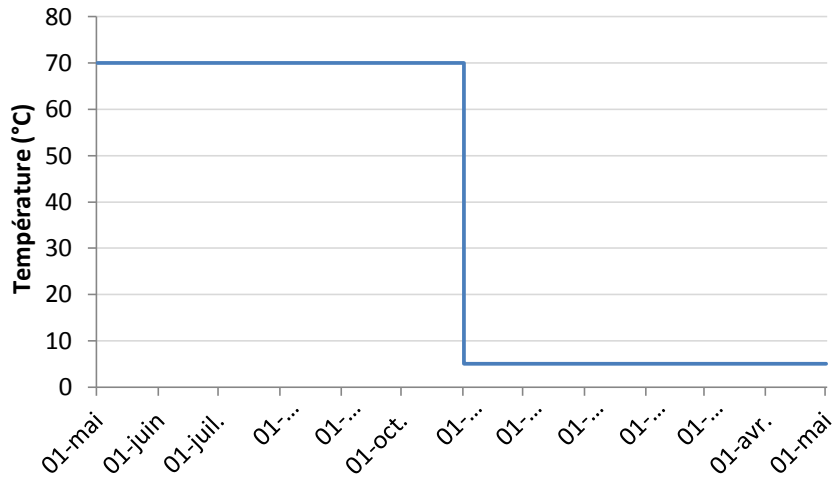


Figure 28 : Température du fluide caloporteur à l'entrée du GHX

Quant aux parois du GHX en contact avec le milieu de stockage, une condition de continuité a été imposée pour modéliser la quantité de chaleur échangée lors des phases de stockage et de récupération. Cette quantité est traduite par la relation suivante :

$$Q_{\text{Wall}} = (hZ)_{\text{eff}}(\overline{T}_2 - \overline{T}_1) \quad \text{III-7}$$

En partant du fait que notre échangeur est de forme cylindrique ayant un périmètre « Z », et si considère que la température des parois est homogène, le terme « hZ_{eff} » pourra être déterminé à partir de la relation suivante :

$$(hZ)_{\text{eff}} = 2\pi / \left[\left(\frac{2}{D_{\text{int}} h_{\text{int}}} \right) + \left(\frac{\ln\left(\frac{D_{\text{int}} + 2t_h}{D_{\text{int}}}\right)}{\lambda_{\text{GHX}}} \right) \right] \quad \text{III-8}$$

Le coefficient « h_{int} » est lui aussi obtenu à partir de la relation suivante :

$$h_{\text{int}} = \text{Nu} \frac{\lambda_1}{D_{\text{in}}} \quad \text{III-9}$$

Pour un écoulement laminaire, le « Nu » sera égal à 3,66 tandis-que pour un écoulement turbulent, on adoptera la formule de Gnielinski²⁷ qui est la suivante :

$$\text{Nu}_{\text{int}} = \frac{(f_{D/8})(Re-1000)Pr}{1 + \left[\sqrt{12,7} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \right]} \quad \text{III-10}$$

²⁷ Voir (Bergmann, 2011), p545.

III.4.2.2. Milieu de Stockage

Pour ce qui concerne le domaine de stockage initialement à une température de 5°C, nous avons émis l'hypothèse que les faces en contact avec le sous-sol (*la face inférieure et les quatre faces verticales*) seront soumises à une isolation thermique par l'application de la condition de Neumann ($q = 0W/m^2$).

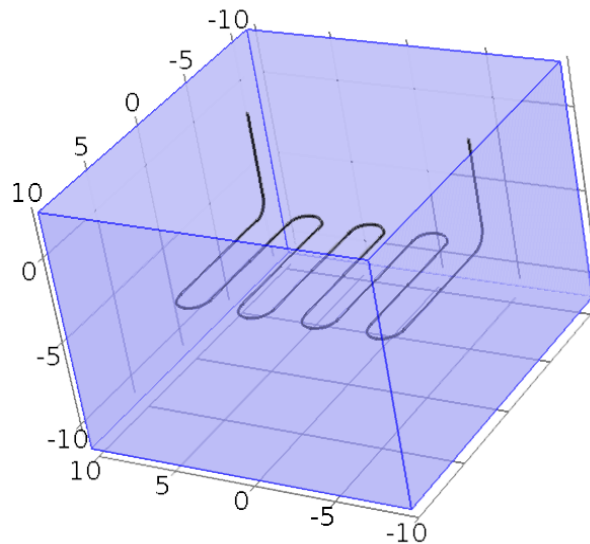


Figure 29 : Désignation des conditions aux limites pour le milieu de stockage

Quant à la face supérieure, sensible aux variations des conditions atmosphériques, nous avons tenu compte de l'effet du vent pour modéliser le flux de chaleur par convection et l'effet du rayonnement solaire pour ce qui concerne le flux de chaleur par rayonnement. Le flux de chaleur total est exprimé par :

$$q_{FSup} = [h_c(T_{2,FSup} - T_{amb})] + [\alpha_s G_{solar} + \epsilon_s \sigma (T_{2,FSup}^4 - T_{amb}^4)] \quad III-11$$

Le coefficient d'échange convectif « h_c » est calculé à partir de la formule suivante qui prend en compte la vitesse du vent « u_{wind} ».

$$h_c = 6,2 + 1,4u_{wind} \quad III-12$$

La vitesse du vent ainsi que la température ambiante, mesurés dans le voisinage de la ville de Laghouat pour l'année 2015 sont illustrées dans la figure ci-dessous :

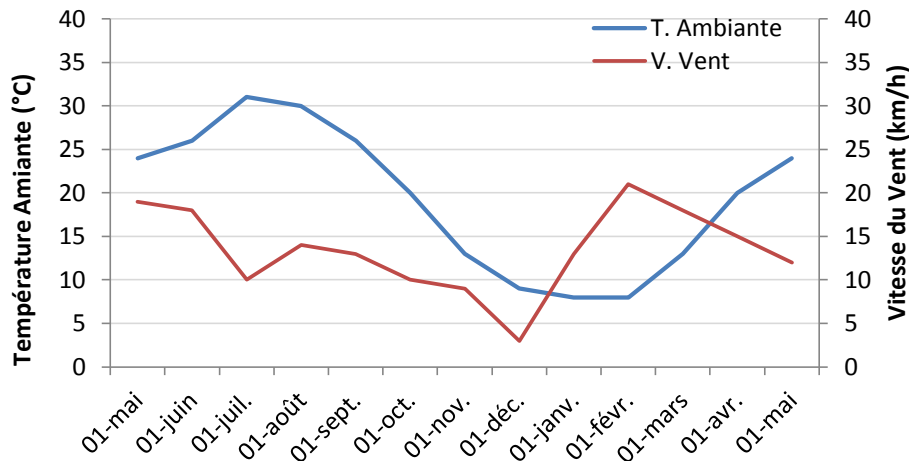


Figure 30 : Température ambiante et vitesse du vent mesuré pour la ville de Laghouat²⁸

III.4.3. Propriétés Thermophysiques

La connaissance des propriétés thermophysiques du fluide caloporteur circulant à l'intérieur du GHX, et ceux du type de sol qui sera exploité comme matériau de stockage, sont d'une importance capitale pour la modélisation et la simulation des échanges thermiques qui auront lieu pendant les processus de stockage et de récupération de chaleur.

A cet effet, différentes corrélations seront utilisées pour modéliser les paramètres thermophysiques (*masse volumique, chaleur spécifique et conductivité thermique*) ou encore, le facteur de friction (*facteur de pertes de charges*).

III.4.3.1. Propriétés du Fluide Caloporteur

Les fluides caloporteurs que nous avons souhaités étudier pour mettre en évidence les performances du GHX, et qui sont largement employés dans différentes applications de stockage de chaleur : l'eau, le gasoil (*huile organique*) et une solution eau-glycol (*qui est un excellent inhibiteur de corrosion*). Les corrélations²⁹ utilisées pour modéliser les paramètres thermophysiques de ces trois fluides sont les suivantes :

III.4.3.1.1. Masse Volumique

- Eau : $273 \leq T \leq 553$ K

$$\rho(T) = 838,466 + 1,4005 \cdot T - 0,003 \cdot T^2 + 3,718 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

- Gasoil : $293 \leq T \leq 473$ K

²⁸ Source : Weather Underground®

²⁹ Source : Bibliothèque de Comsol Multiphysics

$$\rho(T) = 869,056 - 0,0385 \cdot T - 0,00125 \cdot T^2 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

- Glycol : $273 \leq T \leq 373 \text{ K}$

$$\rho(T) = 1322,687 - 0,703 \cdot T \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

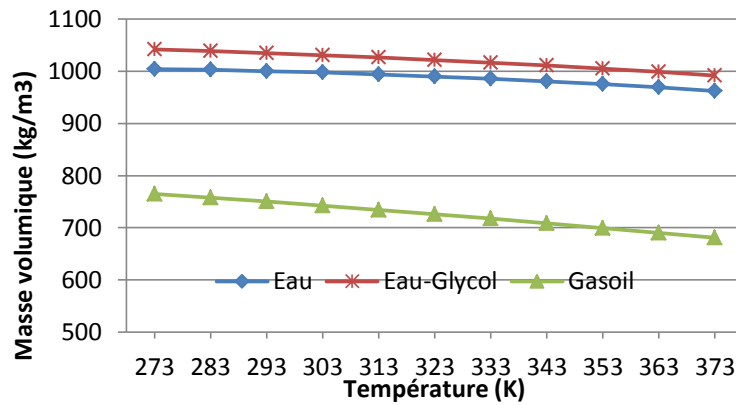


Figure 31 : Masse volumique des fluides caloporteurs

III.4.3.1.2. Chaleur Spécifique

- Eau : $273 \leq T \leq 553 \text{ K}$

$$C_p(T) = 12010,18 - 80,4 \cdot T + 0,309 \cdot T^2 - 5,381 \cdot 10^{-4} \cdot T^3 + 3,627 \cdot 10^{-5} \cdot T^4 \text{ [J/kg. K]}$$

- Gasoil : $293 \leq T \leq 473 \text{ K}$

$$C_p(T) = 1118,752 + 1,799 \cdot T + 0,0048 \cdot T^2 \text{ [J/kg. K]}$$

- Glycol : $273 \leq T \leq 373 \text{ K}$

$$C_p(T) = 1071,467 + 4,474 \cdot T \text{ [J/kg. K]}$$

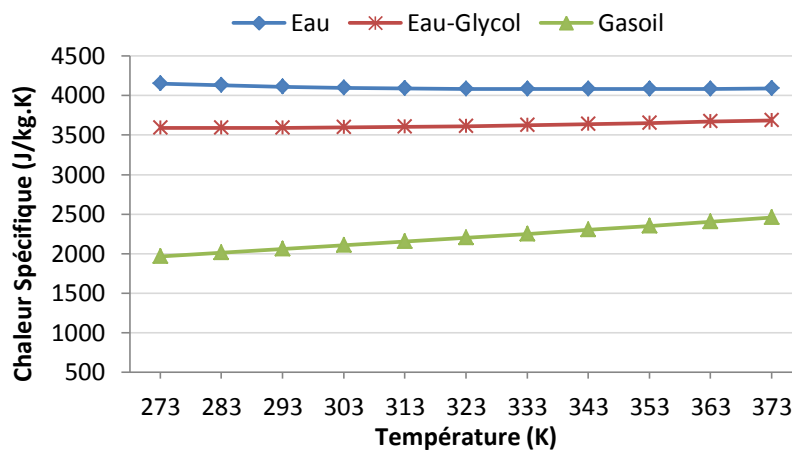


Figure 32: Chaleur spécifique des fluides caloporteurs

III.4.3.1.3. Conductivité Thermique

- Eau : $273 \leq T \leq 553$ K

$$k(T) = -0,869 + 0,0089 \cdot T - 1,583 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 7,975 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 \text{ [W/m. K]}$$

- Gasoil : $293 \leq T \leq 473$ K

$$k(T) = 0,176 - 2,03 \cdot 10^{-4} \cdot T \text{ [W/m. K]}$$

- Glycol : $273 \leq T \leq 373$ K

$$k(T) = -0,037 - 0,0016 \cdot T - 2,187 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 \text{ [W/m. K]}$$

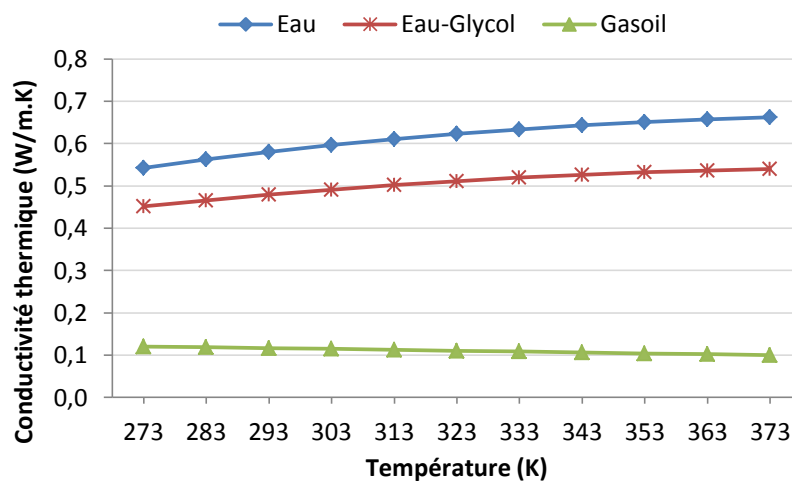


Figure 33: Conductivité thermique des fluides caloporteurs

III.4.3.1.4. Facteur de Friction

Le facteur de friction est exclusivement fonction de régime d'écoulement (*Nombre de Reynolds*) et du rapport « e/D_h » (*rapport de la rugosité des parois du GHX sur le diamètre hydraulique*).

Pour un régime d'écoulement laminaire ($Re < 2000$), le facteur de friction sera calculé par la formule de Stokes :

$$f_D = 64/Re$$

Tandis-que pour un régime d'écoulement turbulent, le facteur de friction³⁰ sera calculé pour :

- Eau, Eau-Glycol → en utilisant le modèle de « Churchill » :

³⁰ Voir (Comsol, Pipe flow module user's guide, 2015), p 47-49.

$$f_D = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + (A + B)^{-1,5} \right]^{1/12}$$

A et B sont fonction du nombre de Reynolds « Re ».

- Gasoil → en utilisant le modèle de modèle de « Haaland » :

$$\sqrt{\frac{1}{f_D}} = -1,8 \log_{10} \left[\left(\frac{(e/d)}{3.7} \right)^{1,11} + \left(6,9/Re \right) \right]$$

III.4.3.2. Propriétés du GHX

En ce qui concerne le GHX, nous allons utiliser le cuivre comme matériau et ce en raison de son excellente conductivité thermique. Les propriétés thermophysiques du cuivre sont indiqués dans le tableau ci-dessous.

Masse volumique (kg/m³)	8700
Chaleur spécifique (J/kg.K)	385
Conductivité thermique (W/m.K)	400

Tableau 8 : Propriétés thermophysiques du cuivre

III.4.3.3. Propriétés du milieu poreux

La connaissance des propriétés physique du milieu de stockage, à savoir la conductivité thermique et la chaleur massique, est indispensable pour la modélisation des échanges de chaleur et des écoulements au sein du milieu poreux.

Le domaine de stockage que nous avons considéré tout au long de ce travail est un milieu poreux partiellement humide (*c.-à-d. partiellement saturé en eau*) constitué comme nous l'avons mentionné précédemment, de particules solides empilées (*gravier*) où l'air humide viendra combler le volume poreux.

L'estimation des propriétés thermophysiques de notre domaine de stockage va être réalisée à partir des relations décrites ci-dessous.

III.4.3.3.1. Chaleur Massique

La chaleur massique du milieu de stockage « $(\rho C_p)_2$ » est obtenue en faisant une moyenne géométrique comme l'indique la relation suivante :

$$(\rho C_p)_2 = \theta_S (\rho_S C_{p_S}) + \theta_{AH} (\rho_{AH} C_{p_{AH}}) \quad \text{III-13}$$

Ici, θ_S et θ_{AH} sont respectivement les fractions volumiques du solide (*matériau du milieu de stockage*) et du fluide (*air humide*). Ces deux termes sont calculés en fonction de la porosité³¹ « ϕ » du milieu de stockage comme suit :

$$\theta_S = 1 - \phi$$

$$\theta_{AH} = \phi$$

Pour l'air humide, la chaleur massique est calculée en fonction de ses propriétés thermodynamiques :

$$\left(\rho_{AH} C_{p,AH}\right) = \left[\left(\frac{P_2}{RT_2}\right) (M_a X_a + M_v X_v)\right] \cdot \left[\left(\frac{M_a}{M_{AH}}\right) X_a \cdot C_{p,a} + \left(\frac{M_v}{M_{AH}}\right) X_v \cdot C_{p,v}\right] \quad \text{III-14}$$

III.4.3.3.2. Conductivité Thermique

Pour les milieux poreux, ce paramètre est en majorité influencé par les fractions volumiques et les conductivités thermiques propres à chaque fraction entrant dans la constitution d'un milieu caractéristique, ainsi que l'interaction entre les particules d'air et les particules de vapeur d'eau. Le calcul de la conductivité thermique est effectué en faisant une moyenne géométrique des conductivités de la fraction solide (*gravier*) et de la fraction fluide (*air humide*) comme l'indique la relation suivante :

$$\lambda_{MS} = \theta_S \lambda_S + \theta_{AH} \lambda_{AH} \quad \text{III-15}$$

Avec :

$$\lambda_{AH} = \sum_{i=1}^n \frac{X_i \lambda_i}{\sum_{j=1}^n X_j \varphi_{ji}}$$

Où « φ_{ij} » est un facteur d'interaction entre les espèces « i » et « j » désignant l'air et la vapeur d'eau (Tsilingiris, 2008). Le terme « φ_{ij} » est exprimé de la façon suivante :

$$\text{Pour l'air : } \varphi_{av} = \left[8 \left(1 + \frac{M_a}{M_v}\right)\right]^{-\frac{1}{2}} \left[\left(1 + \left(\frac{k_a}{k_v}\right)^{\frac{1}{2}}\right) \cdot \left(\frac{M_a}{M_v}\right)^{\frac{1}{4}}\right]^2$$

$$\text{Pour la vapeur d'eau : } \varphi_{va} = \left[8 \left(1 + \frac{M_v}{M_a}\right)\right]^{-\frac{1}{2}} \left[\left(1 + \left(\frac{k_v}{k_a}\right)^{\frac{1}{2}}\right) \cdot \left(\frac{M_v}{M_a}\right)^{\frac{1}{4}}\right]^2$$

³¹ Espace vide interparticulaire

En addition, la viscosité dynamique de l'air humide est calculée par les formule suivantes :

$$\mu_{AH} = \sum_{i=1}^n \frac{X_i \mu_i}{\sum_{j=1}^n X_j \phi_{ji}} \quad \text{III-16}$$

III.5. Simulation Numérique

Les équations différentielles qui ont été établis au cours de ce chapitre seront résolues par simulation numérique à l'aide du logiciel Comsol Multiphysics®. Ce logiciel utilise la méthode des éléments finis (MEF) comme méthode d'approximation numérique pour la résolution des équations différentielles qui caractérisent un phénomène physique particulier.

III.5.1. Présentation du Logiciel Comsol®

Le logiciel Comsol® est un outil puissante développée pour simuler une gamme variée de phénomènes physiques. Que ce soit transfert de chaleur, écoulement de fluide, réaction chimique ou transfert de matière, ce logiciel dispose de plusieurs fonctionnalités et permet un couplage en toute simplicité de plusieurs phénomènes en même temps via une seule interface (voir Figure 34), laquelle s'est avérée pratique et très facile à manipuler.

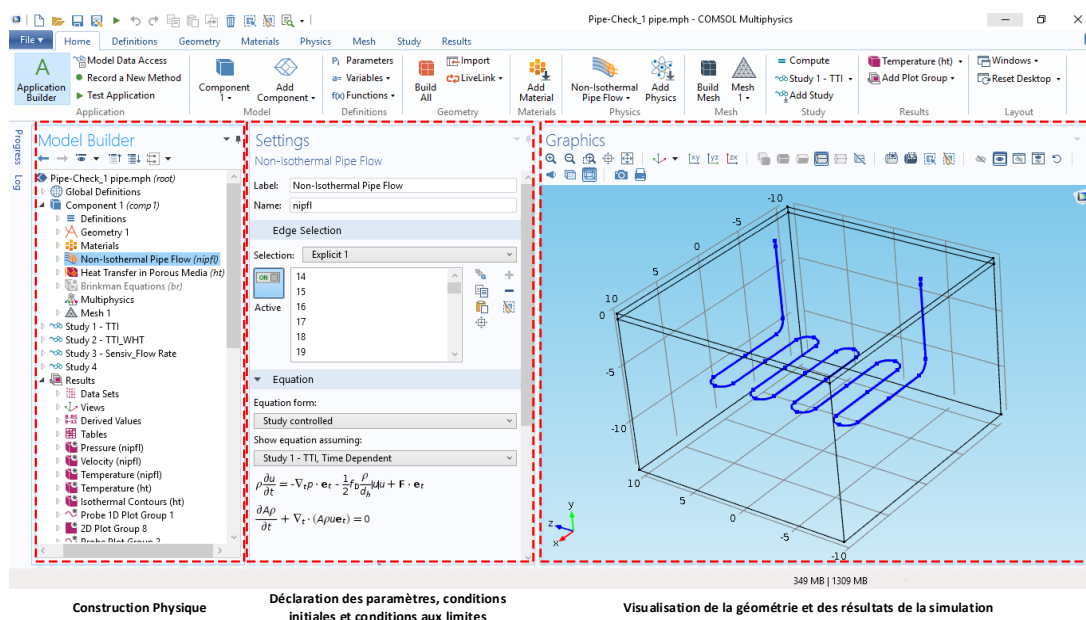


Figure 34 : Interface du Logiciel Comsol®

En addition, La construction et la simulation de n'importe quel modèle peut aussi être concrétisée simultanément sur Matlab® à l'aide de la programmation d'un script ou aussi sur

Excel[®]. En outre, le logiciel Comsol[®] dispose de plusieurs liens avec d'autres logiciels pour effectuer d'innombrables tâches comme la conception assistée (CAD) avec Solidworks[®], AutoCAD[®], Solid Edge[®], Inventor[®], Creameo[®] et Pro/Engineer[®].

Les équations différentielles aux dérivées partielles sont alors résolues par la méthode des éléments finis comme méthode d'approximation numérique et en fonction de plusieurs solveurs numériques disponibles sur ce logiciel ; avec une adaptation automatique ou contrôlée du maillage et un contrôle continu des erreurs.

III.5.2. Processus de Maillage

Le maillage de la géométrie de notre dispositif de stockage (*Figure 25*) a été réalisée à l'aide de Comsol[®] pour générer des éléments tétraédriques en ce qui concerne le domaine de stockage et des éléments linéaires (*segments*) en ce qui concerne le GHX. Différentes séries de maillage ont été effectuées pour avoir le moins d'erreurs possible à l'issue des calculs numériques. Ceci a été concrétisé par l'application d'un maillage ayant 792809 tétraèdres et 808 éléments linéaires comme l'illustre la Figure 35, et le taux d'erreur obtenu a été de 1,2%.

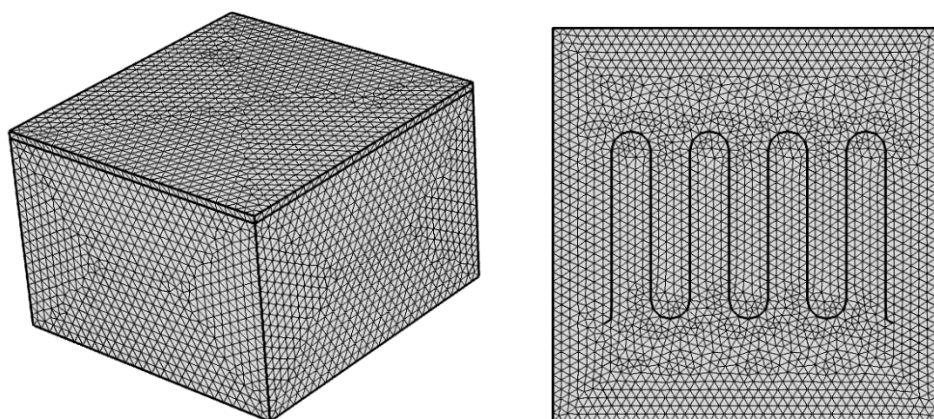


Figure 35 : Maillage de la géométrie du système de stockage

III.5.3. Déroulement des Simulations

Le déroulement du mode de fonctionnement de notre système sera examiné pendant une période de 12 mois : 6 mois de stockage et 6 mois de récupération de chaleur. La température et le débit d'injection du fluide caloporteur suivront les conditions initiales et condition aux limites présentées auparavant. La résolution des équations différentielles va alors s'appliquer sur toute la géométrie. En effet, nous n'avons pas choisi de modéliser la moitié de la géométrie bien-que la géométrie du système de stockage en question reflète une excellente symétrie car on ne s'attend pas à avoir un profil de température symétrique de part et d'autre du GHX.

Toutefois et pour optimiser le temps de calcul, nous utiliserons le « Pipe Flow Module » de Comsol®. Cet outil a été spécialement conçu pour résoudre les équations de transfert de chaleur et d'écoulement à l'intérieur des conduites en utilisant un système de coordonnées curvilinéaires 1D ; réduisant par la suite le temps énorme et la puissance généralement alloués pour la simulation des géométries 3D.

La 1^{ère} partie de notre travail va être consacrée à la validation de nos résultats en se basant sur le modèle semi-analytique de Philippe et *al* (2011). Ce travail avait traité les performances du stockage sous forme de chaleur sensible en utilisant un échangeur horizontal souterrain en forme de serpent. Ainsi, la majeure partie de cette 1^{ère} partie se focalisera sur le stockage sous forme de chaleur sensible. Plusieurs études de sensibilités seront effectuées parmi lesquelles, l'effet de certaines caractéristiques géométriques et paramètres opératoires, afin de connaître quel type de fluide et matériau qui pourront apporter les meilleures performances. Sur ceux, on se focalisera plus particulièrement sur les quantités de chaleurs stockées et récupérées pendant tout le processus.

En marge de cette 1^{ère} partie, une simulation sur une période de 25 ans sera effectuée dans le but de prouver la stabilité des performances de notre système sur le long terme ; et un travail d'optimisation viendra conclure cette 1^{ère} partie de travail dans l'intention d'améliorer le taux de récupération de chaleur. En matière d'optimisation, des solutions seront suggérées pour améliorer la récupération par l'incorporation d'un MCP³² au sein du milieu de stockage. Cette solution qui a pour vocation l'intégration du stockage sous forme de chaleur latente sera longuement détaillée au cours du prochain chapitre.

En seconde partie, les résultats obtenus dans la précédente partie seront exploités pour la modélisation des besoins énergétiques d'un certain nombre de maisons, dans le but de savoir si notre système de stockage sera capable de réaliser un certain confort thermique au sein de ces maisons.

³² Matériau à changement de phase

IV. Résultats et Discussions

IV.1. Validation des Résultats

Dans cette section, le modèle que nous avons proposé va être validé par le modèle semi-analytique établi par Philippe et *al* (2011). Les paramètres que nous avons utilisés au cours de ce travail de validation sont ceux appliqués par Philippe et *al* (2011)³³, et qui ont servi pour valider leur modèle semi-analytique par une série d'expériences³⁴. Le tableau suivant récapitule ces différents paramètres :

Propriétés du Sol	
Conductivité thermique (W/m.K)	2,1
Diffusivité thermique (m ² /s)	1,1.10 ⁻⁶
Propriétés du GHX	
Diamètre interne (cm)	0,8
Epaisseur (mm)	2
Profondeur d'enfouissement (m)	1
Longueur de section (m)	11
Espacement entre les sections (m)	0.5
Longueur totale (m)	94,28
Propriété du Fluide Caloporteur	
Masse volumique (kg/m ³)	1020
Chaleur spécifique (J/kg.K)	3784
Conductivité thermique (W/m.K)	0,48

Tableau 9 : Paramètres utilisés pour la validation de notre modèle³⁵

La figure ci-dessous illustre l'évolution de la température d'entrée ainsi que la température de sortie mesurée³⁶, la température de sortie donnée par le modèle semi-analytique³⁷, et la température calculée par notre modèle numérique³⁸, au cours de la phase de stockage.

³³ Voir (Philippe M. B., 2011) : A semi-analytical model for serpentine horizontal ground heat exchangers

³⁴ Voir (Philippe M. B., 2011) : Experimental validation of a serpentine horizontal ground heat exchanger model

³⁵ Source : Philippe *et al* (2011)

³⁶ Ts_Mesurée

³⁷ Ts_MSA

³⁸ Ts_Mod.Num

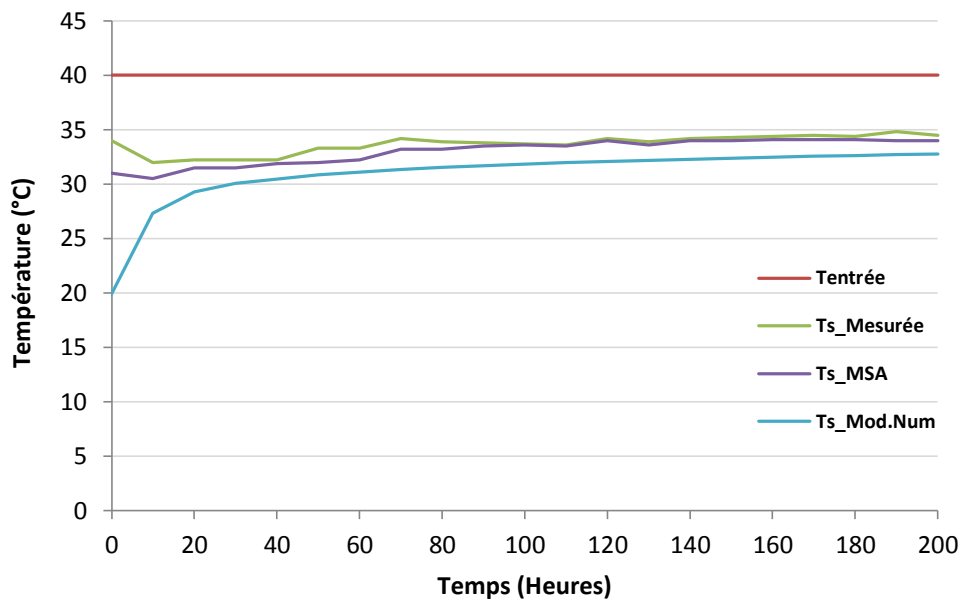


Figure 36 : Résultats du travail de validation

Ce qu'il faut noter en examinant les courbes des différents résultats, c'est que pendant les premières heures du stockage ($t < 10$ heures), une nette différence est constatée entre la température de sortie donnée par notre modèle numérique et celles indiquée par les deux autres modèles ($\pm 3,2^{\circ}\text{C} < \Delta T < \pm 11,2^{\circ}\text{C}$). Après cette période, on observe une excellente convergence des différentes températures de sortie ($\Delta T < \pm 2,2^{\circ}\text{C}$), ce qui nous pousse à dire que les résultats de notre modèle numérique sont en excellente adéquation avec les résultats des modèles semi-analytique et expérimentale de Philippe *et al* (2011).

Il est indispensable de souligner que Philippe *et al* (2011) avaient évalué les performances de leur système pour une durée de 200 heures de stockage de chaleur, sans faire la lumière sur les performances en termes de récupération, d'où la nécessité de faire valider nos résultats par d'autres travaux.

A cet effet, un autre travail de validation a été cette fois-ci réalisé en se basant sur le travail de Diersch *et al* (2011) et mettre en évidence les performances de notre modèle numérique. L'approche suivit par ces auteurs avait consisté à implémenter un modèle analytique pour résoudre l'équation de la chaleur qui régit un fluide caloporteur en écoulement à l'intérieur d'un GHX. Cette tâche a été effectuée en utilisant les données de Diersch *et al* (2011) listées dans le tableau suivant :

Propriétés du Sol	
Conductivité thermique (W/m.K)	2,2
Chaleur spécifique (J/kg.K)	1000
Masse Volumique (kg/m ³)	2200
Propriétés du GHX	
Diamètre interne (cm)	5
Epaisseur (mm)	4
Profondeur d'enfouissement (m)	100
Longueur totale (m)	200
Propriété du Fluide Caloporteur	
Masse volumique (kg/m ³)	1000
Chaleur spécifique (J/kg.K)	4180
Conductivité thermique (W/m.K)	0,65
Débit d'injection (kg/s) - Régime Laminaire	0,021
Débit d'injection (kg/s) - Régime Turbulent	0,25

Tableau 10 : Paramètres utilisés pour la validation de notre modèle³⁹

Pendant la phase de stockage qui dure 90 jours, l'eau sera injectée avec une température de 80°C, tandis-que pendant la phase récupération (*90 jours aussi*), la température d'injection sera de 10°C.

Les résultats affichés par notre modèle numérique (*courbe rouge*) dans la Figure 37, pour les deux régimes, laisse apparaître une excellente similitude avec les résultats obtenus par Diersch *et al* (2011), surtout lors de la phase de récupération (*90 jours < t < 180 jours*) où la différence de température « ΔT » est comprise entre $\pm 1^\circ\text{C}$ et $\pm 4^\circ\text{C}$. Par rapport à la phase de stockage (*0 jour < t < 90 jours*), une certaine divergence est observée entre les deux tendances pendant les 30 premiers jours (*régime laminaire*), à partir d'où on constate une nette convergence de nos résultats vers ceux affichés par le modèle analytique de Diersch *et al*.

En outre, Diersch *et al* (2011) avaient indiqués que leur modèle analytique n'était pas en mesure de reproduire la même tendance de résultats face à des conditions opératoires variables pendant les journées où il pourrait y avoir des fluctuations de températures. Ce fait a été constaté au cours des différentes simulations que nous avons menées, où notre modèle numérique affichait beaucoup d'instabilités et n'arrivait ni à converger ni à donner des résultats logiques.

³⁹ Source : Diersch *et al* (2011)

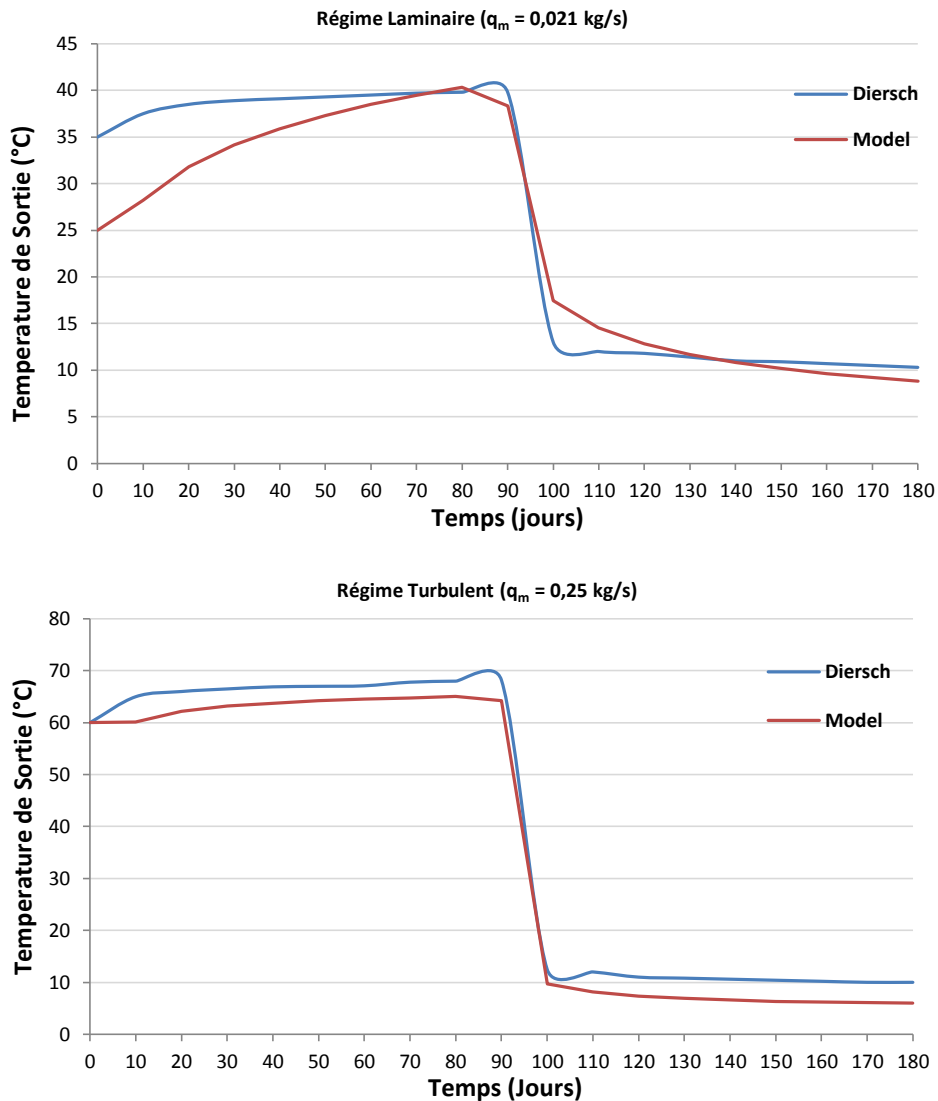


Figure 37 : Résultats du travail de validation

En conclusion de cette partie, les différents résultats affichés par notre modèle en comparaison avec les autres travaux cités auparavant, nous poussent à dire que notre modèle numérique et les hypothèses employés sont susceptibles de reproduire un fonctionnement presque parfait d'un processus de stockage et de récupération de chaleur. Aussi, les travaux cités n'ont en aucun cas déterminé les quantités de chaleur stockées ou récupérées

Dans ce qui suit, nous allons présenter les différents résultats et performances des différentes simulations que nous avons effectuées.

IV.2. Performances Thermiques et Energétique du Stockage et de la Récupération

La simulation numérique du processus de stockage et de récupération de chaleur effectué par notre système de stockage souterrain a été réalisé cette fois-ci en employant nos

propres hypothèses (*conditions initiales et conditions aux limites*) et paramètres opératoires cités au cours du chapitre précédent⁴⁰, en utilisant en premier lieu, l'eau comme fluide caloporteur. Ces différentes caractéristiques et paramètres opératoires sont résumées dans le tableau suivant à titre de rappel :

Domaine souterrain (<i>Gravier</i>)	
Conductivité thermique (W/m.K)	2
Chaleur spécifique (J/kg.K)	990
Masse Volumique (kg/m³)	2702
Porosité	0,3
Humidité spécifique (%)	10
GHX	
Diamètre interne (cm)	10
Epaisseur (mm)	4
Profondeur d'enfouissement (m)	8
Longueur totale (m)	103,1
Fluide Caloporteur (<i>Eau</i>)	
Débit d'injection (kg/s)	0,11
Température d'entrée (°C) - Phase de Stockage	70
Température d'entrée (°C) - Phase de Récupération	5

Tableau 11 : Caractéristiques de notre système de stockage

Les principaux résultats de cette simulation vont concerner les points suivants :

- Pertes de chaleur vers le milieu ambiant ;
- Evolution de la température d'entrée et de sortie de l'eau au niveau du GHX ;
- Profil de température du milieu de stockage au cours de toute l'opération ;
- Différentes quantités de chaleur échangées.

IV.2.1. Profils de Température

IV.2.1.1. Fluide Caloporteur

L'évolution de la température du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie du GHX est illustrée dans la Figure 38. Au cours de la phase de stockage qui dure six mois, la température à l'entrée du GHX « T_e » a été maintenue à 70°C. Le domaine de stockage étant initialement à 5°C, il commence alors à accumuler la chaleur cédée par le fluide caloporteur

⁴⁰ Voir Section III.4.2, p50.

en raison de la différence de température notée entre les deux milieux. L'intensité du transfert de chaleur diminue au fur et à mesure que la température du domaine de stockage augmente et c'est pour cette raison que la température du fluide à la sortie du GHX augmente, allant de 11°C tout au début jusqu'à atteindre 61°C à la fin de la phase de stockage.

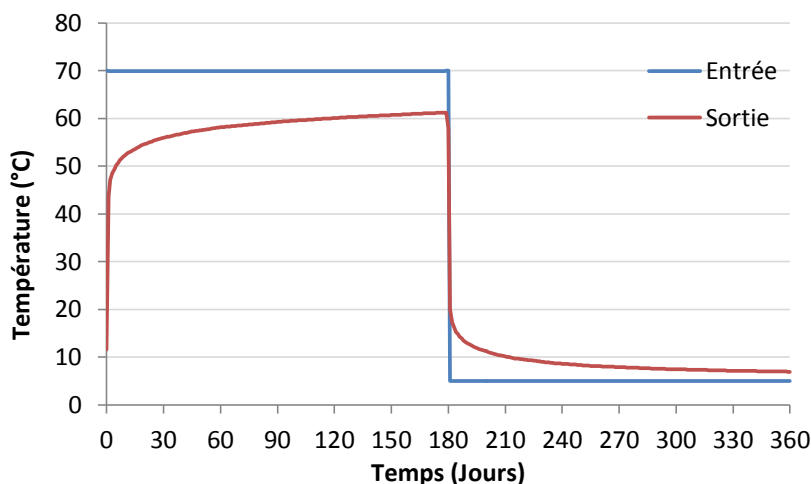


Figure 38 : Température du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie du GHX

Par ailleurs pendant la phase de récupération qui coïncide avec les six derniers mois, le fluide circule à l'entrée du GHX avec une température de 5°C tandis qu'à la sortie, sa température « T_s » a été de 28°C au début de la récupération et de 8°C à la fin. Il faut aussi retenir que l'évolution de la température du fluide caloporteur à la sortie du GHX devient quasi-stationnaires à partir du 120^{ème} jour du début de stockage et à partir du 90^{ème} jour du début la phase de récupération (*qui coïncide avec le 270^{ème} jour du processus en entier*).

Cette nette décroissance du niveau de température au niveau de la sortie du GHX est en grande partie due au refroidissement graduel du milieu de stockage, qui voit sa température diminuer progressivement (*voir Figure 42*), d'où réduction de l'échange de chaleur entre le domaine souterrain et le fluide du GHX. Cette réduction des échanges de chaleur est facilement notée à partir de la Figure 39, quel que soit le débit avec lequel le fluide caloporteur circule à l'intérieur du GHX.

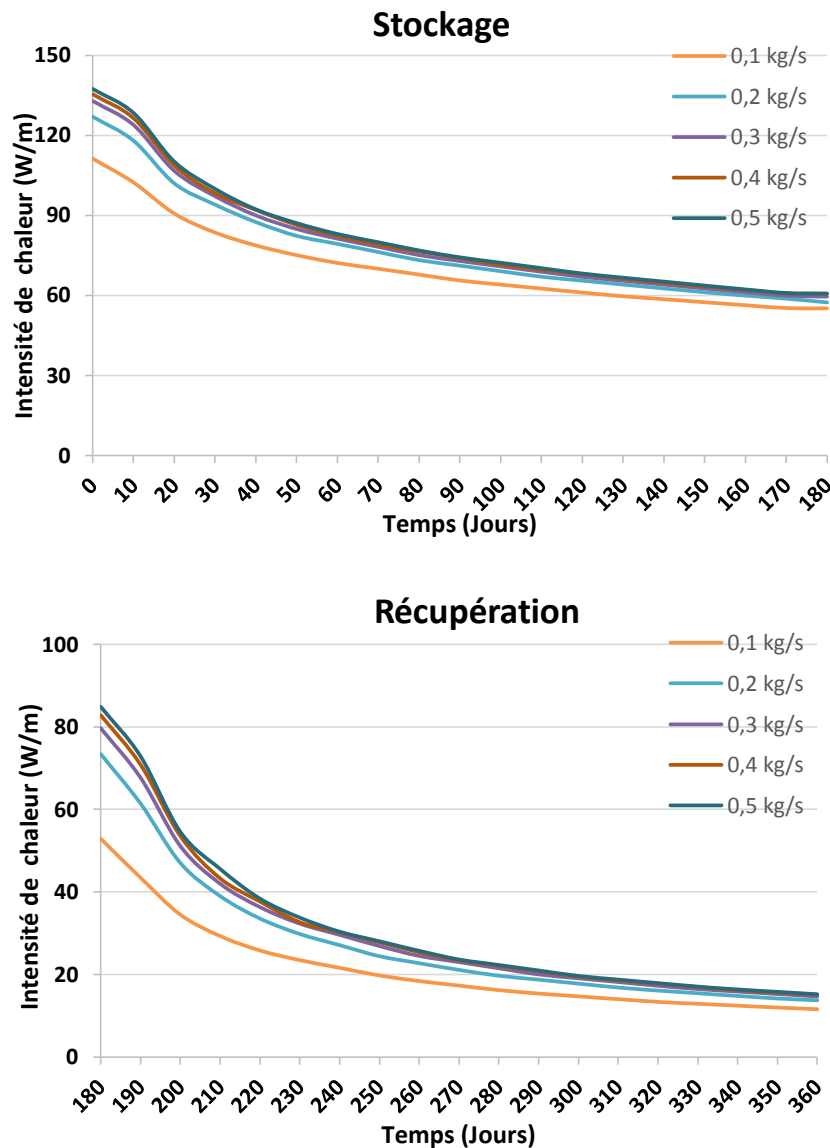


Figure 39 : Intensité de l'échange de chaleur à travers le GHX

Mise à part la décroissance des échanges au cours des deux phases, la simulation des performances du GHX pour différent débit d'injection a permis d'établir aussi, les nombres de Reynolds « Re » et de Nusselt « Nu » lesquels sont résumés dans le Tableau 12. La principale information qu'on peut tirer à partir de ce tableau est qu'un régime d'écoulement turbulent ($Re > 4000$) engendre des nombres de Nusselt très significatifs ($Nu > 30$) par rapport à un régime laminaire, d'où la récupération d'importantes quantités de chaleur⁴¹.

Débits (kg/s)	Stockage		Récupération	
	Re	Nu	Re	Nu

⁴¹ On reviendra avec davantage de détails sur les quantités stockées et récupérées d'après cette simulation dans la section IV.3.2

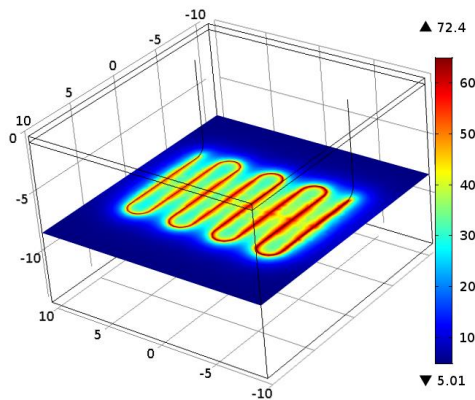
0,1	1318 - 1429	4,25 - 15	868 - 979	3,6
0,2	2642 - 5798	18 - 33	1703 - 1855	10,2 - 11,8
0,3	8688 - 9017	48,1 - 48,9	2534 - 2698	20,5 - 21,9
0,4	11785 - 12122	62,6 - 63,4	3364 - 3534	30 - 31,1
0,5	14884 - 15230	76,4 - 77,1	4194 - 4367	38,8 - 40

Tableau 12 : Nombre de Reynolds et nombre de Nusselt caractéristiques pour chaque débit d'injection

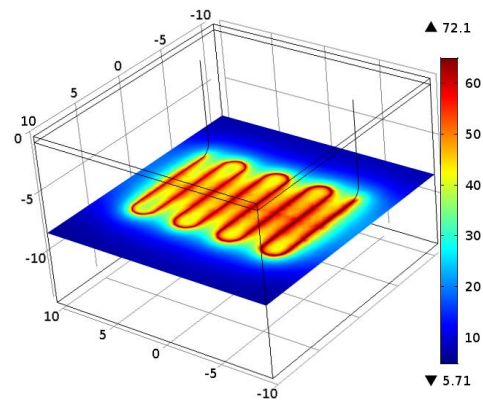
IV.2.1.2. Milieu de Stockage

Pour avoir une vue générale sur la distribution et l'évolution de la température du milieu de stockage, examinant les figures suivantes.

Ces illustrations indiquent que la température du milieu poreux augmente significativement de 5°C (*condition initiale*) jusqu'à atteindre 74°C , et ce en raison de l'échange de chaleur induit par la circulation du fluide caloporteur⁴². Les quantités de chaleur stockées restent en grande partie concentrées autour de l'échangeur souterrain, comme l'indique la Figure 41, bien qu'une petite quantité atteint les limites du domaine.

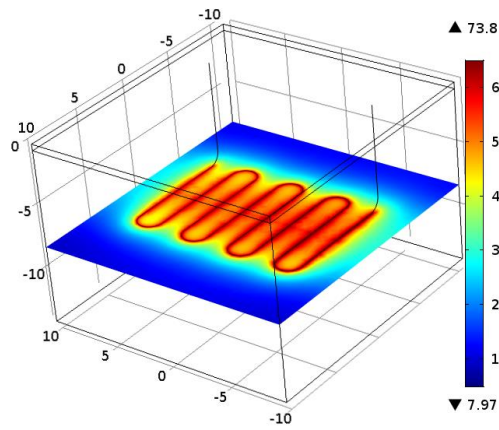


t = 30 jours



t = 100 jours

⁴² Les valeurs en dessus et en dessous de l'échelle de température indique les températures minimales et maximales du milieu de stockage.



t = 180 jours

Figure 40 : Distribution de la température du milieu de stockage - Phase de stockage

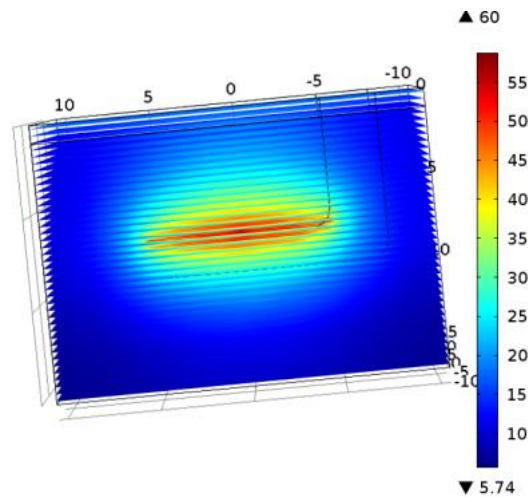


Figure 41 : Distribution de la température autour du GHX

Concernant la phase de récupération, l'échange de chaleur est tellement intense au début de l'opération que la température décroît fortement après seulement 20 jours, pour atteindre une température de 33°C aux alentours du GHX et 28°C au niveau des limites du domaine. Après ce stade, le transfert de chaleur vers le fluide de travail diminue fortement et seulement une petite quantité est récupérée. A la fin de cette phase, la température du milieu souterrain se situe entre 4 et 18°C – les zones avoisinants les limites du domaine restants relativement chaude –, ce qui indique qu'une certaine quantité de chaleur reste toujours emmagasinée à l'intérieur du domaine de stockage puisqu'au début du stockage, la température dans l'ensemble du domaine souterrain était de 5°C.

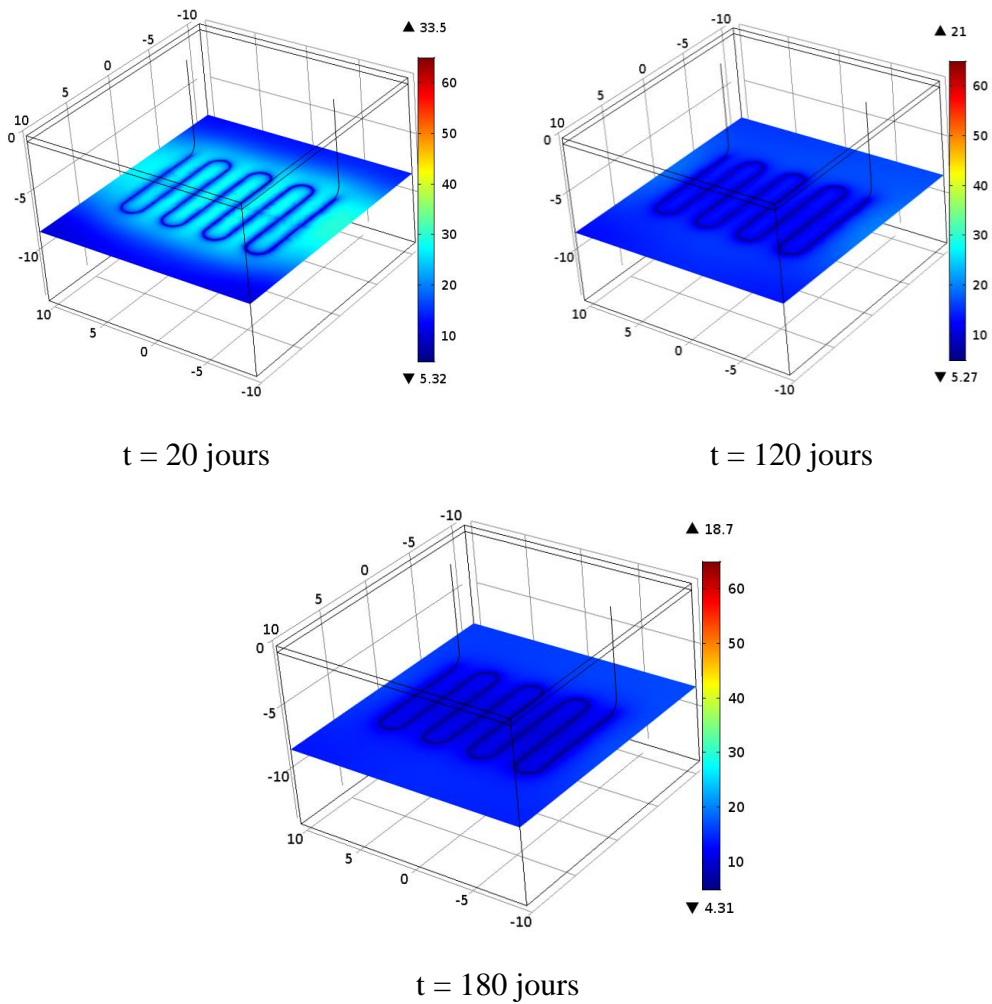


Figure 42 : Distribution de la température du milieu de stockage - Phase de récupération

La Figure 43 permet de visualiser sous un autre angle l'évolution de la température du milieu de stockage d'une série de points, localisés au centre du domaine est disposé sur un axe vertical.

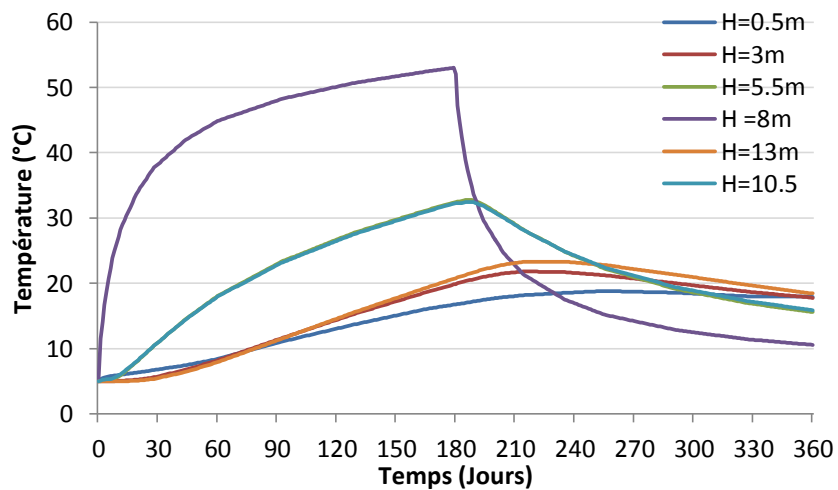


Figure 43 : Evolution de la température du domaine de stockage en différentes profondeurs

On peut noter à partir de cette figure qu'après 6 mois de stockage de chaleur, le point le plus chaud dans le domaine se situe à 8m de profondeur – Ce point se trouve au même niveau que le GHX – tandis que les points dont la température est relativement basse se trouvent à des profondeurs de $H < 3m$ et $H > 13m$. A la fin du stockage, le niveau de température atteint respectivement $17^{\circ}C$ ($H=0.5m$), $20^{\circ}C$ ($H=3m$ & $H=13m$), $32^{\circ}C$ ($H=5.5m$ & $H=10.5m$) et $52^{\circ}C$ ($H=8m$).

Il convient de souligner que la montée en température (*pendant le stockage*) et la descente (*pendant la récupération*) évoluent d'une façon non-linéaire lorsque la profondeur est de $5,5m < H < 10,5m$; par ailleurs, la température des autres strates du domaine de stockage ($H < 5.5m$ & $H > 10.5m$) évolue de façon linéaire. Ces deux tendances expriment de façon indirecte la vitesse ou l'intensité avec laquelle s'effectue le transfert de chaleur dans ces deux zones ainsi que les niveaux de température observés à la fin de chaque phase.

A la fin de la récupération, le niveau de température des points examinés atteint respectivement $17^{\circ}C$ ($H=0.5m$), $20^{\circ}C$ ($H=3m$ & $H=13m$), $32^{\circ}C$ ($H=5.5m$ & $H=10.5m$) et $52^{\circ}C$ ($H=8m$). Ce dernier point nous donne une information qu'une certaine quantité de chaleur reste emmagasinée dans le milieu de stockage et n'a pu être récupérée en totalité. Cet inconvénient est le principal point faible imputé au stockage de chaleur dans les milieux poreux, car les matériaux utilisés ne participent pas de manière active dans la restitution des quantités d'énergie stockées auparavant.

Les deux figures ci-dessous illustrent la distribution du champ de température dans le milieu souterrain à la fin de chaque phase.

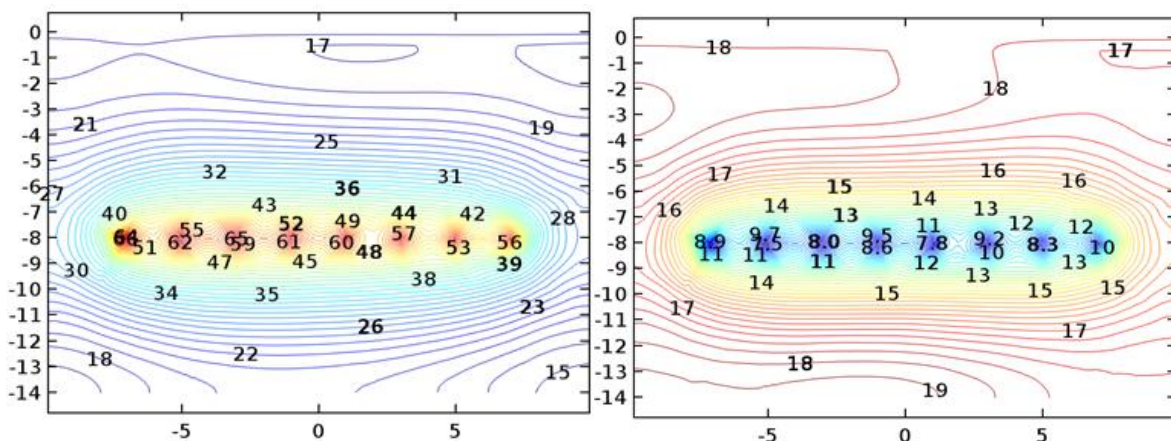


Figure 44 : Profil de température autour du GHX (gauche : fin du stockage, droite : fin de la récupération)

IV.2.1.3. Synthèse

Cette première investigation nous a permis d'avoir une première idée sur les performances de notre système de stockage. L'échange de chaleur est plus intense pendant le stockage que pendant la récupération. Ceci peut être expliqué à le fait que plus la température du domaine augmente pendant la phase de stockage, plus il devient moins susceptible de recevoir davantage de chaleur ; et plus la température du domaine souterrain baisse, sa capacité à céder la chaleur diminue (voir Figure 45).

Il y a aussi lieu de noter la faible diffusivité de la chaleur dans les milieux poreux en raison des courants de convection qui ne participent pas massivement dans les transferts thermiques.

Ceci dit, des débits d'injection élevés et des régimes d'écoulement turbulent auront l'avantage de maximiser le stockage et la récupération. A noter que les quantités de chaleur à stocker et récupérer dépendent de la définition, au préalable, du besoin énergétique et thermique.

IV.2.2. Flux de Chaleur

Ces premiers résultats viennent d'indiquer que le flux de chaleur transmit au cours des deux phases opératoires (*stockage et récupération*) à travers les parois du GHX – qui jouent le rôle d'interface entre le fluide et le milieu de stockage – est toujours élevé pendant le premier mois de chaque période puis subit une baisse significative en raison de la diminution des échanges thermiques entre le fluide de travail et le milieu poreux (voir Figure 39). L'évolution de la puissance de stockage et de récupération est indiquée dans la Figure 45.

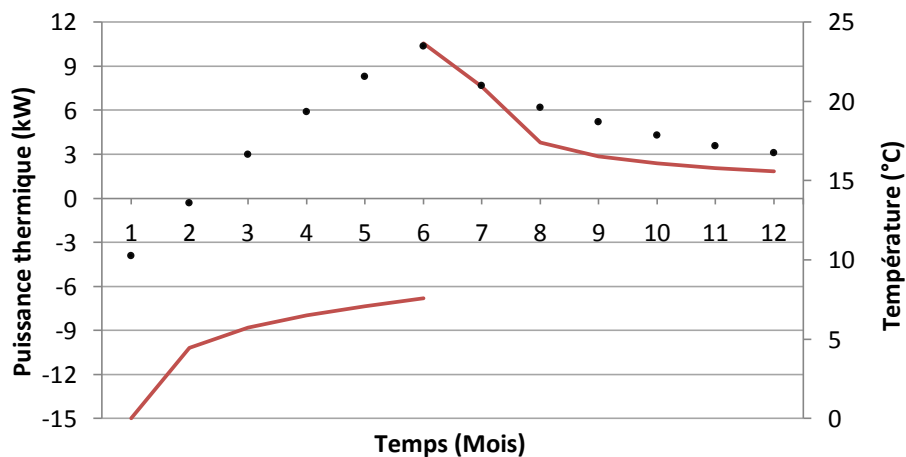


Figure 45 : Puissance développée au cours du stockage et récupération

Le flux de chaleur (représenté par la courbe grenat) transmis pendant le stockage, de l'ordre de 7 à 15 kW, est supérieur au flux récupéré pendant la récupération, ce dernier de l'ordre de 2 à 10 kW. En somme, le bilan énergétique du processus en entier illustrée par la Figure 46 (figure d'en bas) fait état 145,14 GJ⁴³ (39,21MWh) de chaleur stockée pour un total de 53,19 GJ (14,77MWh) de chaleur récupérée.

En termes d'efficacité énergétique, notre système de stockage affiche un rendement de l'ordre de 37,6% qui demeure à première vue acceptable, mais qui n'empêche pas de trouver des solutions capables de soutirer le maximum de quantités de chaleur restées emmagasinées à l'intérieur du domaine souterrain.

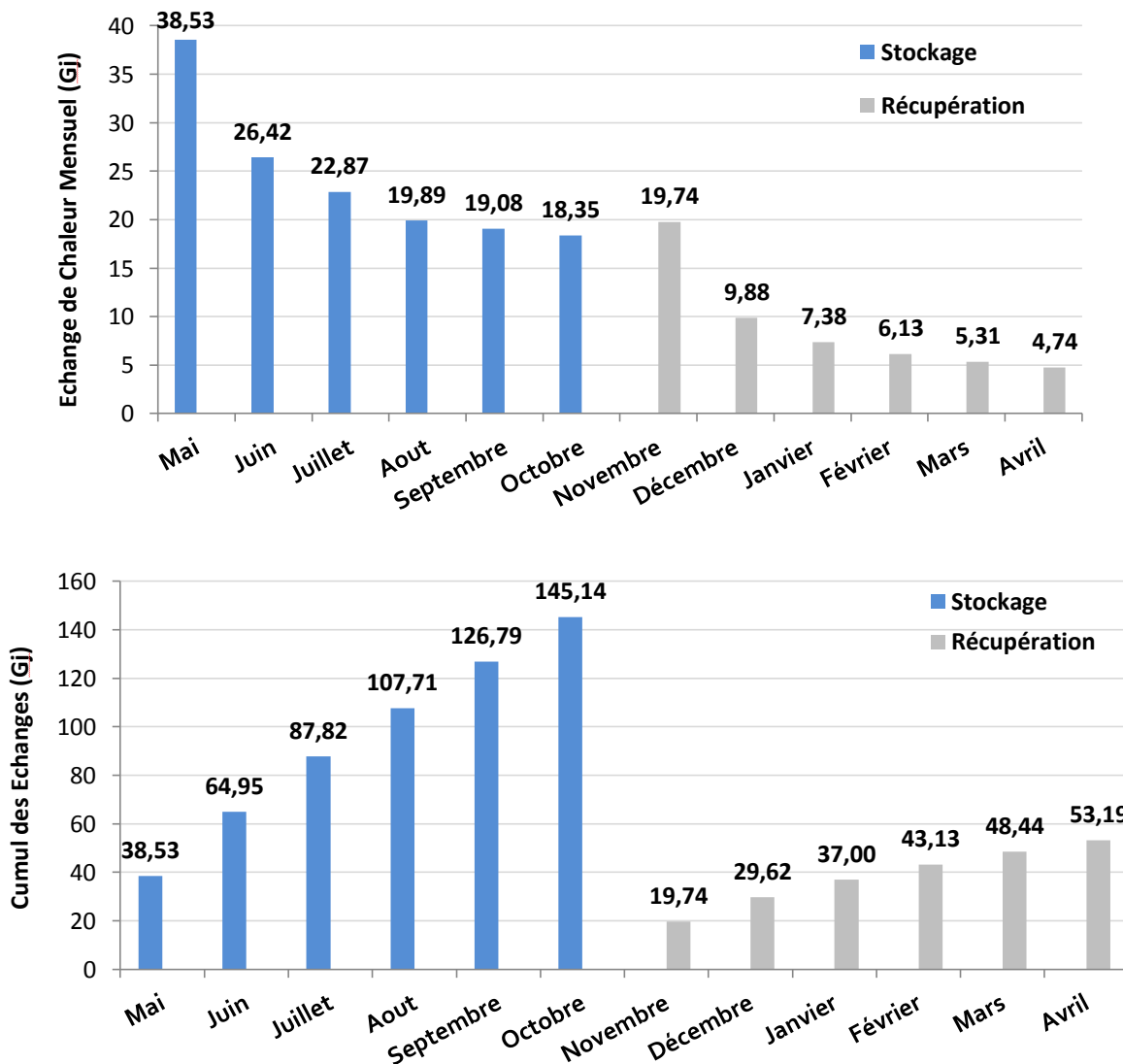


Figure 46 : Evolution des quantités de chaleur échangées au cours du processus

⁴³ Giga Joules

Il faut aussi signaler que la convection pèse moins dans le volume des échanges comme le signale la Figure 47. Le transfert de chaleur par conduction est en moyenne de l'ordre de 5-8 kW/Mois pendant le stockage et de 2-6 kW/Mois pendant la récupération ; tandis-que le transfert par convection ne dépasse guère les 0,6 kW/Mois. Le total des échanges pendant la phase de récupération (7^{ème}-12^{ème} mois) est sensiblement inférieur en comparaison avec la phase de stockage (1^{er}-6^{ème} mois), ce qui explique pourquoi notre système UTES ne parvient pas à restituer l'intégralité des quantités de chaleur emmagasinées pendant la phase de stockage.

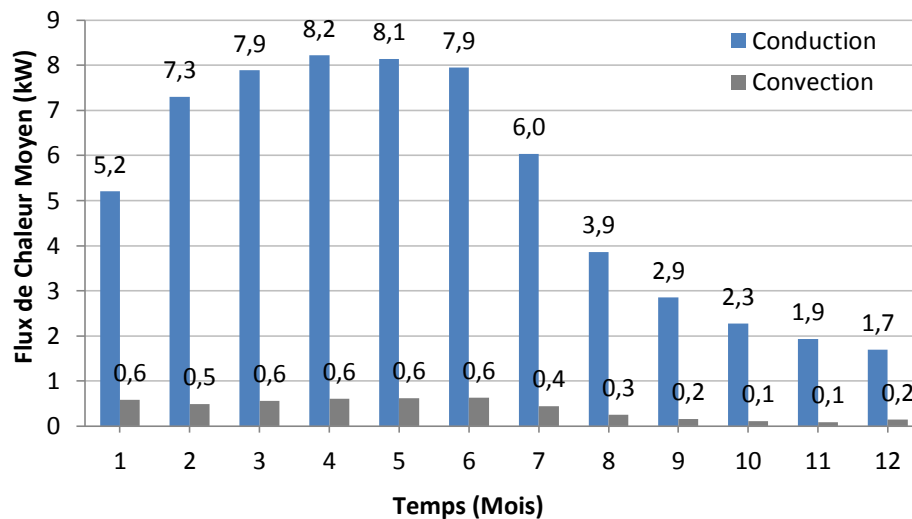


Figure 47 : Intensité des flux de chaleur par conduction et par convection

Quelques solutions seront proposées ultérieurement au cours de ce chapitre pour optimiser le taux de récupération de chaleur, où nous allons présenter une nouvelle approche qui consiste à intégrer un type de MCP au sein du domaine souterrain, dans le cadre du stockage par chaleur latente, et voir les améliorations qu'il pourrait apporter.

IV.2.3. Perte de Chaleur vers le Milieu Ambiant

Les pertes de chaleur vers le milieu ont été sans trop de conséquences sur les performances énergétique du système. L'isolation de la face supérieure du système de stockage a permis de réduire sensiblement, les pertes thermiques vers le milieu ambiant (Figure 48) pendant la phase de récupération ; néanmoins, cette action n'a eu pour conséquence qu'un effet minimes sur le stockage et la récupération de chaleur (Figure 49).

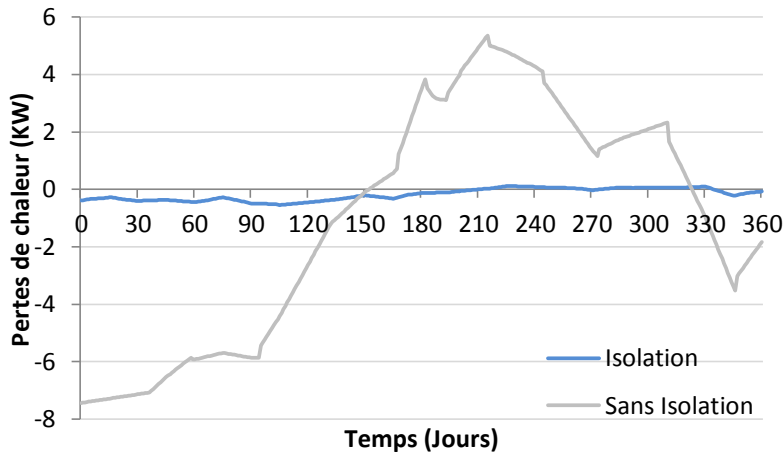


Figure 48: Pertes de chaleur vers l'atmosphère

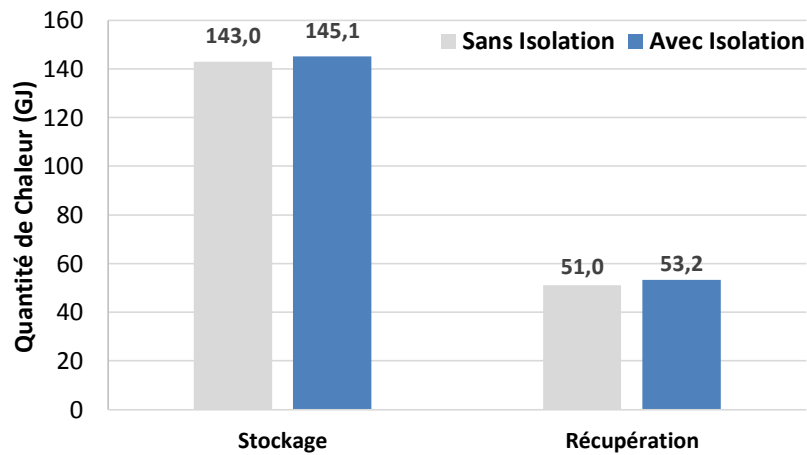


Figure 49 : Effet de l'isolation thermique sur le stockage et la récupération

IV.2.4. Dynamique de l'Écoulement de l'Air dans le Milieu de Stockage

Dans la lumière de ce qui a été rapporté, nous avons jugé très intéressant de faire une analyse de l'écoulement de l'air humide au sein de la matrice poreuse composée, comme cité précédemment, d'un empilement de particules de gravier. Cet écoulement est en majorité gouverné par la diffusion des courants thermiques convectifs à l'intérieur du milieu de stockage.

Le champ de vitesses de l'air humide dans le domaine de stockage, après résolution de l'équation (III-3), est illustré par les figures ci-dessous. Il apparaît que les masses d'air circulent dans l'espace poreux en suivant des trajectoires (*lignes de courants*) tourbillonnaires. Dans la figure de droite, on y remarque que l'air circule entre deux zones caractérisées par de niveaux de températures différents (*de la zone chaude située au centre du domaine vers le contour du domaine de stockage qui ont des températures basses*). Ce

phénomène nous rappelle le mouvement des électrons en présence d'un champ magnétique, à partir d'un pôle négatif vers un pôle positif.

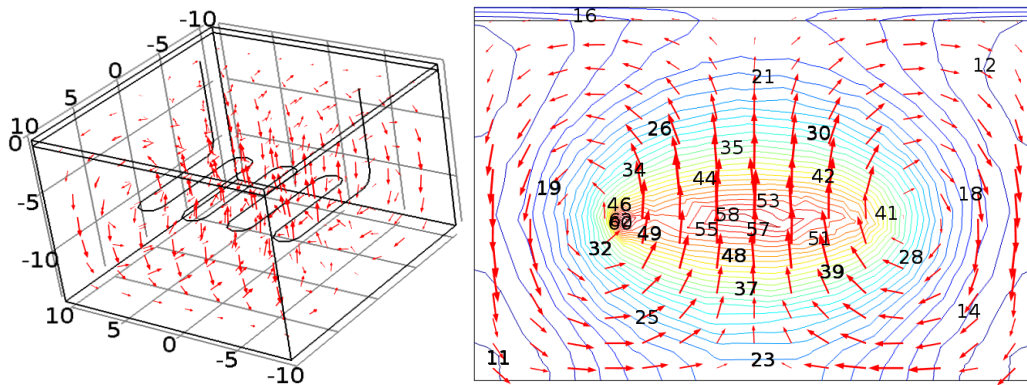


Figure 50 : Ecoulement de l'air à l'intérieur du milieu poreux - Lignes de courant

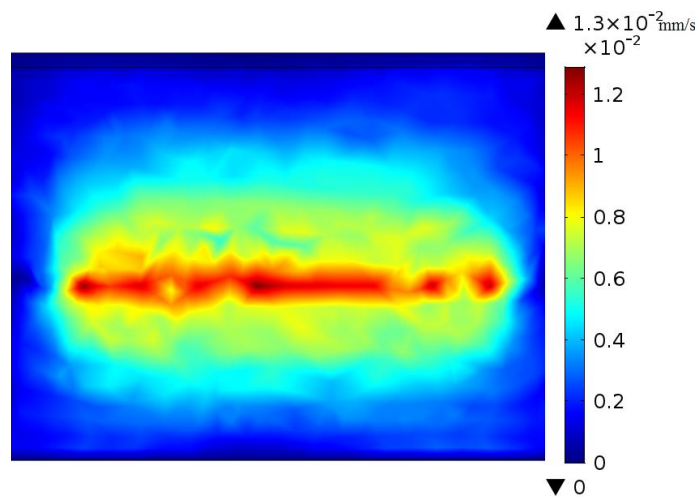


Figure 51 : Magnitude de la vitesse de l'air humide à l'intérieur du milieu poreux

Un autre fait marquant est que la partie médiane⁴⁴ du milieu de stockage est la zone où la vitesse d'écoulement est élevée (*de l'ordre des 0,013mm/s*) tandis-que les vitesses les plus faibles se situent au voisinage des contours du milieu. Cette nette différence est la conséquence de l'expansion des masses d'air humide (*sous l'impulsion des forces de gravité exprimées par l'équation de Boussinesq ci-dessous*), qui au voisinage du GHX sont exposés à un important flux de chaleur en comparaison avec les masses situées plus loin dans limites du domaine de stockage, d'où des vitesses d'écoulement relativement élevées au niveau de la partie médiane du milieu de stockage.

$$\vec{F} = -\rho\vec{g}\beta(T - T_{\infty})$$

⁴⁴ C'est à ce niveau que le GHX est implanté.

En parallèle à ça, certains paramètres peuvent exercer une certaine influence sur la convection naturelle qui prend lieu pendant le processus de stockage. L'investigation de l'évolution du nombre de Rayleigh et du nombre de Reynolds en fonction de la porosité du domaine de stockage a permis de mettre en évidence la courbe illustrée dans la Figure 52 qui traduit, un effet direct de la variation de la porosité sur ces deux paramètres.

Cette courbe indique en premier lieu que les Reynolds sont d'un ordre grandement négligeable ($Re < 0,11$), donc l'écoulement des masses d'air humides demeure toujours laminaire avec infime impact sur la diffusion et transfert de chaleur au sein de milieu de stockage. En addition, les valeurs obtenues pour le nombre de Rayleigh sont toutes comprises entre 250 et 275. Ces valeurs sont inférieures à 2000, limite au-dessous de laquelle, la diffusion de chaleur à l'intérieur du milieu de stockage s'effectue en majorité par conduction. Cette conclusion vient confirmée une précédente constatation mise en évidence par les résultats représentés dans la Figure 47, et qui ont indiqué que le transfert de chaleur, pendant le stockage et la récupération, s'effectue nettement plus par conduction que par convection.

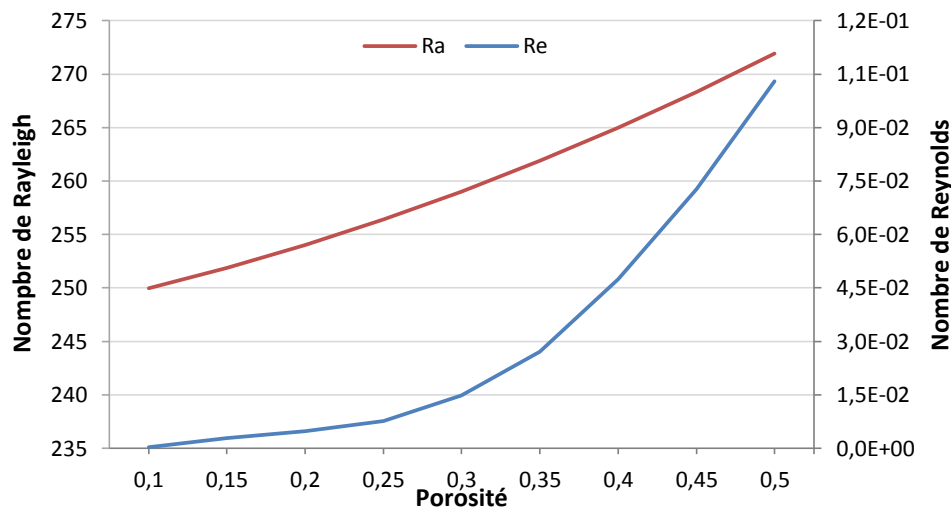


Figure 52 : Influence de la porosité sur les nombres de Rayleigh et de Reynolds

IV.3. Etudes de Sensibilité Paramétrique

Nous allons étudier dans cette section l'influence de certains paramètres, comme les paramètres opératoires ou les caractéristiques géométriques de notre système UTES, sur le stockage et de récupération ; et connaître les fourchettes de valeurs qui pourront produire des performances optimales.

IV.3.1. Effet des Caractéristiques Géométriques

Les caractéristiques géométriques que nous avons choisies pour effectuer cette tâche sont le diamètre interne du GHX et sa profondeur d'implantation. Il est évident que la longueur totale du GHX aura un effet notable sur les quantités stockées et récupérées ; l'intérêt ici sera d'illustrer l'effet combiné des deux paramètres susmentionnés sur les performances de notre système de stockage.

Les résultats obtenus durant ce travail sont schématisés par les contours de la Figure 53 pour des profondeurs comprises entre 4m et 10m et des diamètres allant de 6cm jusqu'à 10cm. D'après ces figures, il est évident que le diamètre du GHX exerce un impact nettement important sur le stockage et la récupération, en comparaison avec la profondeur d'enfouissement. Un diamètre assez important a tendance à rendre le transfert relativement intense, du fait de l'augmentation de la surface d'échange. En contrepartie, l'implantation du GHX à une profondeur loin de la surface du sol aura pour résultat la réduction des pertes thermiques vers l'atmosphère et la récupération d'un maximum d'énergie. Sur ces mêmes figures, on peut constater que le niveau optimal de l'efficacité énergétique du système est de l'ordre de 39% pour les fourchettes de valeurs étudiées.

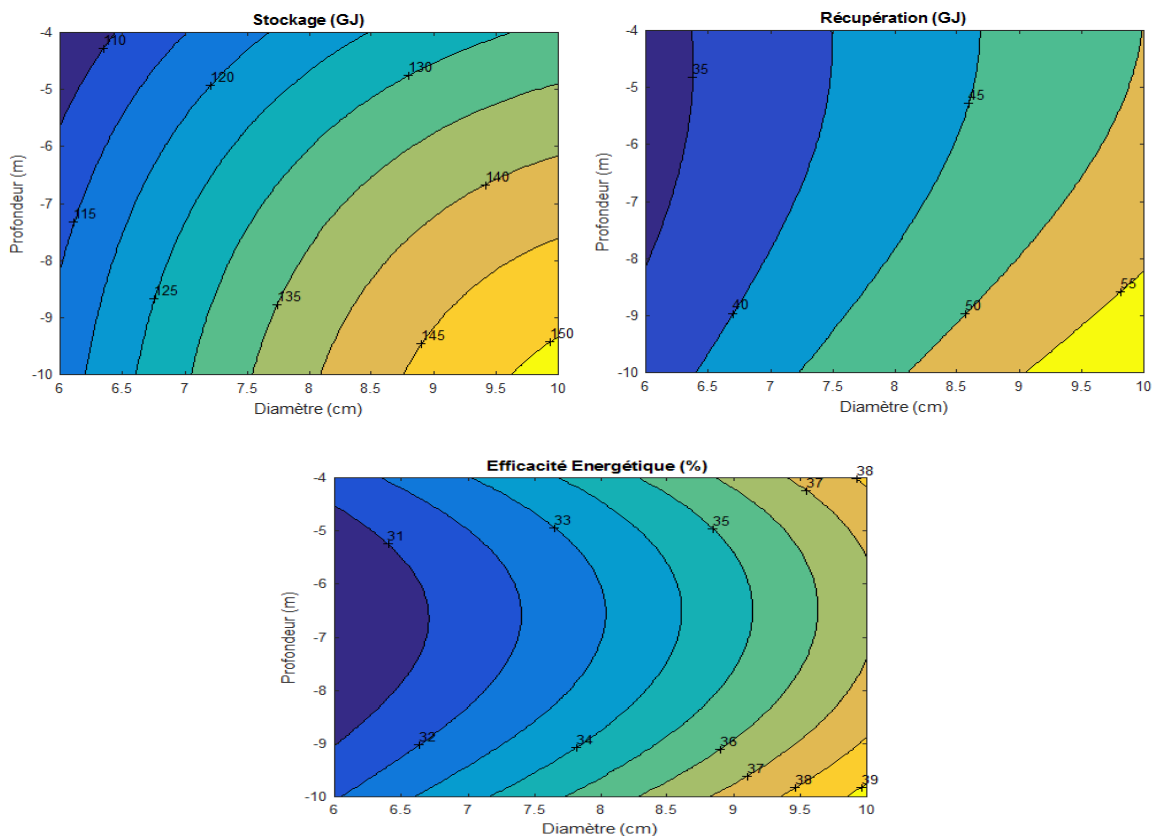


Figure 53 : Performances du système UTES par rapport aux caractéristiques géométriques du GHX

IV.3.2. Effet des Paramètres Opératoires

L'investigation de l'effet des paramètres opératoires tels-que la température du fluide caloporteur ou le débit avec lequel il sera injecté à travers le GHX, pourra beaucoup nous aider à faire des prévisions sur les quantités de chaleur que pourra développer notre système de stockage. Les contours de la Figure 54 présentent les résultats de la simulation de l'effet combiné de ses deux paramètres.

En examinant les contours ci-dessous, on s'aperçoit que notre système pourra stocker jusqu'à 220 GJ de chaleur et récupérer près de 90 GJ si on fait circuler l'eau avec une température de 90°C et un débit de 0,5 kg/s. Néanmoins, si on fait fonctionner notre système dans des conditions minimales – avec un débit de 0,1 kg/s et une température très basse à hauteur de 50°C –, le GHX pourra délivrer un total de 100GJ de chaleur pendant le stockage et récupérer pas moins de 50GJ.

Bien-que les valeurs maximales ont été obtenues par l'application d'un fort débit et une haute température de stockage, notre système de stockage UTES pourra fonctionner de manière optimale et ainsi développée une excellente efficacité énergétique (*de l'ordre de 46%*), si le fluide caloporteur est injecté avec un 0,5 kg/s et une température de 50°C seulement.

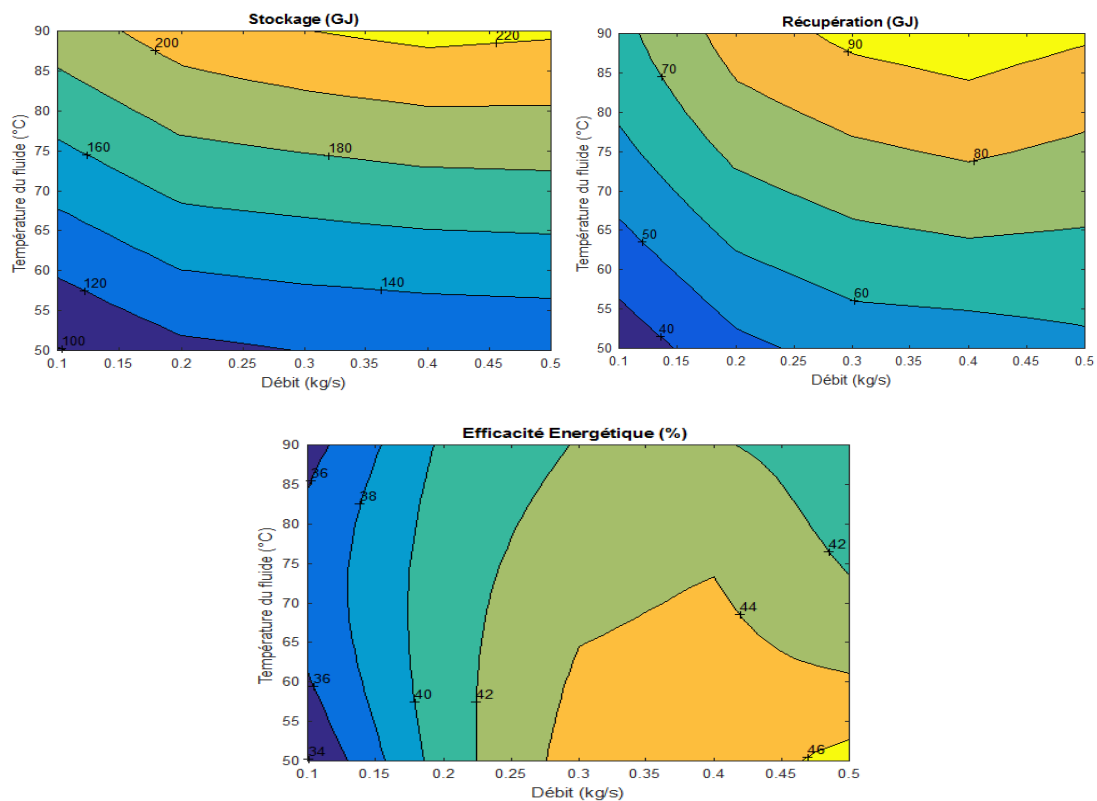


Figure 54 : Performances du système UTES par rapport aux paramètres opératoires

IV.3.3. Utilisation de Différents Fluides Caloporteurs

L'intérêt de cette partie de travail est d'obtenir, en plus de l'utilisation de l'eau, des informations sur les performances d'autres fluides de travail comme les solutions eau-glycol employés dans certains procédés de stockage de chaleur pour leurs qualités d'inhibition de la corrosion, ou aussi le gazole, qui est une huile organique utilisé dans les procédés de stockage en haute température ($T > 100^{\circ}\text{C}$) en substitution à l'eau.

La simulation des performances affichées par ces trois fluides, en appliquant les mêmes hypothèses et conditions aux limites, a permis de dresser la Figure 55 qui résume en globalité les quantités de chaleur cumulées au cours du stockage et de la récupération.

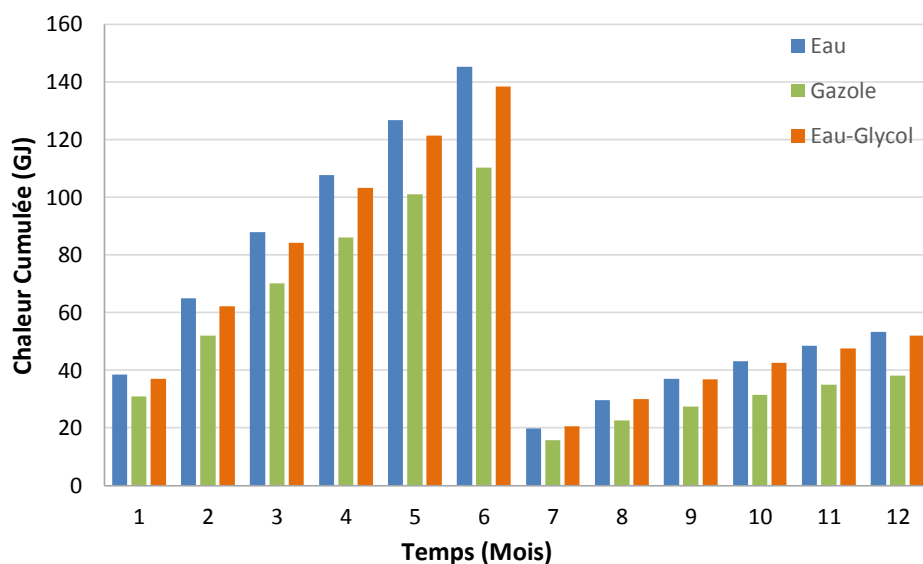


Figure 55 : Performances des différents fluides caloporteurs

Cette figure indique que l'utilisation de l'eau comme fluide caloporteur, ou une solution eau-glycol, sera très bénéfique en comparaison avec l'emploi du gazole, pour des températures de travail inférieure à 100°C . Cette conclusion est mise en évidence par la figure ci-dessus qui résume les quantités de chaleur échangées pendant les deux phases de fonctionnement de notre système de stockage.

IV.3.4. Paramètres du Milieu de Stockage

IV.3.4.1. Effet de l'Humidité Spécifique

L'effet de l'humidité spécifique du milieu de stockage, qui est une propriété des milieux partiellement saturés, a été examiné à travers une série de simulations pour différentes valeurs de taux d'humidité spécifique " ω " (9%, 33% et 47%) qui correspondent à des teneurs en vapeur " x_{vap} " de 10%, 50% et 90% respectivement. Les résultats obtenus sont

rapportés dans les figures ci-dessous qui illustrent les quantités de chaleur cumulées durant le stockage et la récupération.

$$x_{vap} = \frac{\omega}{1 - \omega}$$

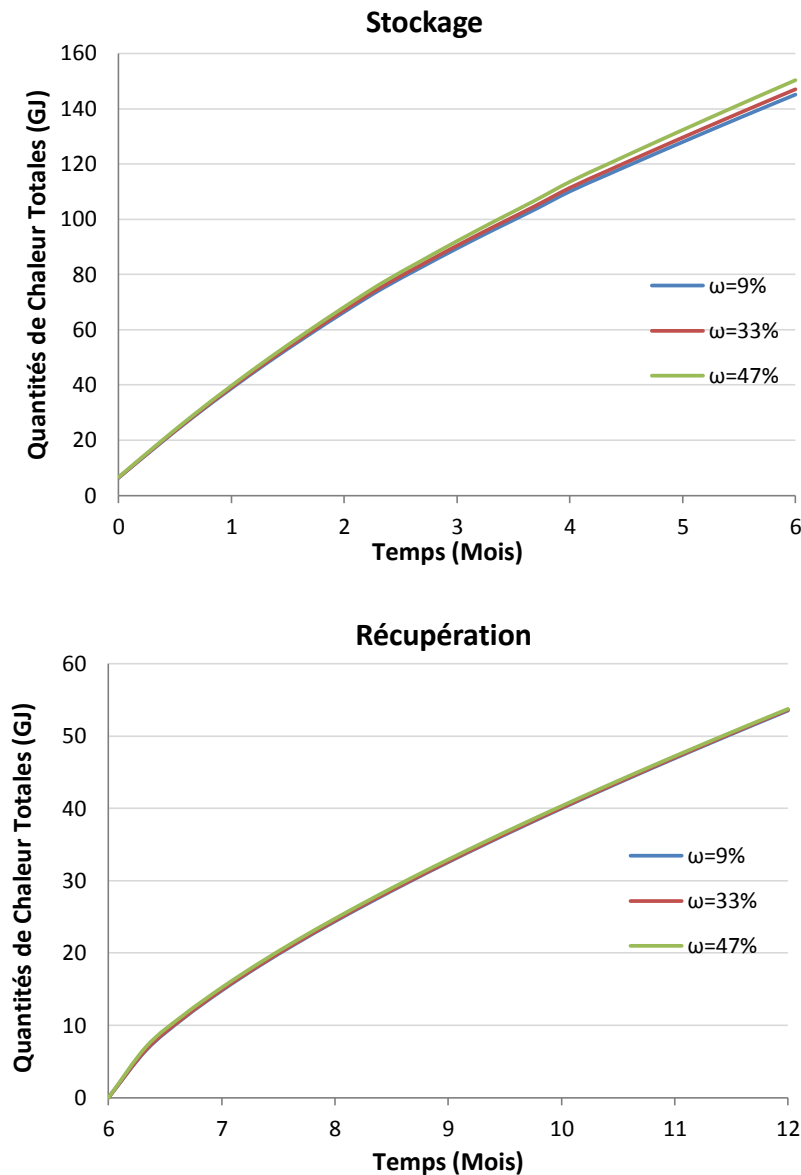


Figure 56 : Effet de l'humidité spécifique du milieu de souterrain

Bien-que les quantités de chaleurs stockées sont relativement différentes (*entre 145,1GJ pour $\omega=9\%$, et 150,3GJ pour $\omega=47\%$*) ; l'humidité spécifique du milieu poreux n'a occasionné aucun avantage significatif en termes de récupération. Les quantités de chaleur soutirées pendant la récupération, ont été de l'ordre de l'ordre de 53 GJ, quel que soit le taux d'humidité.

IV.3.4.2. Effet de la Porosité

Les résultats de la simulation de l'effet de la porosité sur les performances en matière de stockage et de récupération sont représentés dans la Figure 57. Il en découle d'après les différentes tendances indiquées ci-dessous que plus la porosité est minime, plus les quantités de chaleur stockées et récupérées seront considérables. De faibles porosités pourront être obtenues en choisissant des matériaux de petite granulométrie.

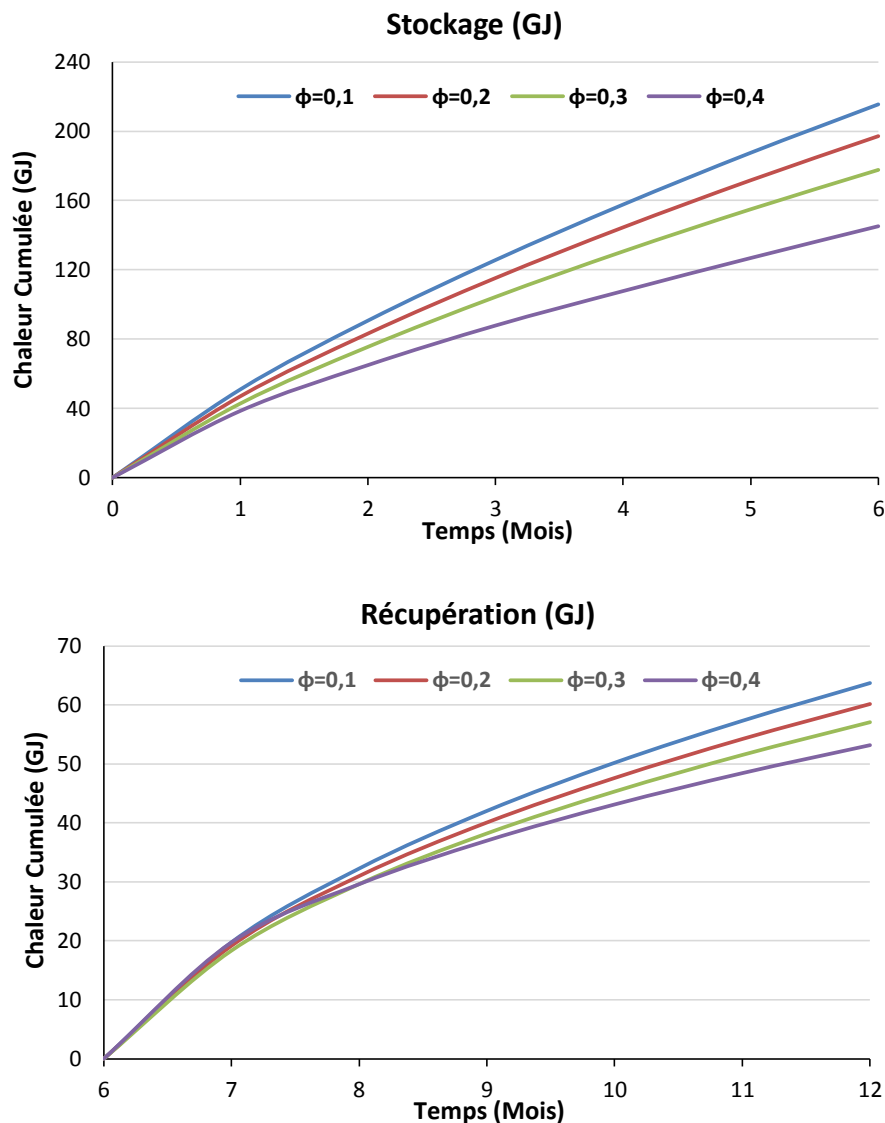


Figure 57 : Effet de la porosité du milieu de souterrain

Une raison qui pourra expliquer cette tendance, est que plus le volume poreux est petit moins d'air humide sera contenu dans le réseau poreux. Ainsi, la résistance aux échanges de chaleurs sera relativement moins importante que pour des porosités élevées puisque la conductivité thermique de l'air humide est inférieure à celle du matériau de stockage utilisé (*gravier*). Ceci permettra une plus intense diffusion de la chaleur à travers le milieu de

stockage et les quantités d'énergies échangées seront par conséquent significatives, en témoignent les quantités de chaleurs stockées et récupérées obtenues pour le cas des porosités de 0,1 et 0,4 dans les deux figures ci-dessus.

IV.3.5. Synthèse

Les différents résultats obtenus au cours des précédentes études de sensibilité nous ont donné un aperçu sur les différentes performances affichées par notre système de stockage UTES. Sous la condition d'un besoin thermique bien défini, ces résultats pourront aider les énergéticiens à mieux concevoir les systèmes de stockage souterrain de la chaleur, en tenant compte des fourchettes de valeurs optimales des caractéristiques géométriques et des paramètres opératoires rapportés par la Figure 53 et la Figure 54.

Ces résultats ont aussi indiqué que l'utilisation de l'eau ou les solutions eau-glycol comme fluides caloporteurs ainsi que des matériaux de stockage de petite granulométrie, se présentent comme une alternative idéale pour effectuer des opérations de stockage (*pour des températures de travail inférieures à 100°C*) et de récupération de chaleur pouvant afficher d'excellentes performances.

IV.4. Performances à Long Terme

IV.4.1. Performances Thermiques et Energétiques

Les performances sur le long terme du stockage et de la récupération de chaleur est un indicateur essentiel pour la détermination de la stabilité des performances de notre système UTES, car ils permettront de justifier d'éventuels investissements en vue d'une possible réalisation à échelle pilote ou industrielle, une fois la faisabilité technico-économique confirmé.

Une investigation de ce point a été réalisée en effectuant une simulation numérique sur période 25ans en tenant compte de l'alternance des saisons chaudes (*phase de stockage*) et froides (*phase de récupération*), et les résultats obtenus sont présentés ci-dessous.

D'après la Figure 58, on y remarque que la différence de température entre l'entrée et la sortie⁴⁵ pendant les phases de stockage décroît au fur et à mesure, ce qui signifie les quantités de chaleur stockées diminuent aussi ; tandis que pendant les phases de

⁴⁵ Courbes ascendantes en rouge

récupération⁴⁶ cette différence s'accroît du fait de l'augmentation des températures délivrées à la sortie du GHX, d'où augmentation des quantités récupérées. Il faut aussi souligner ici que les échanges thermiques deviennent stationnaires à partir de la 8^{ème} année.

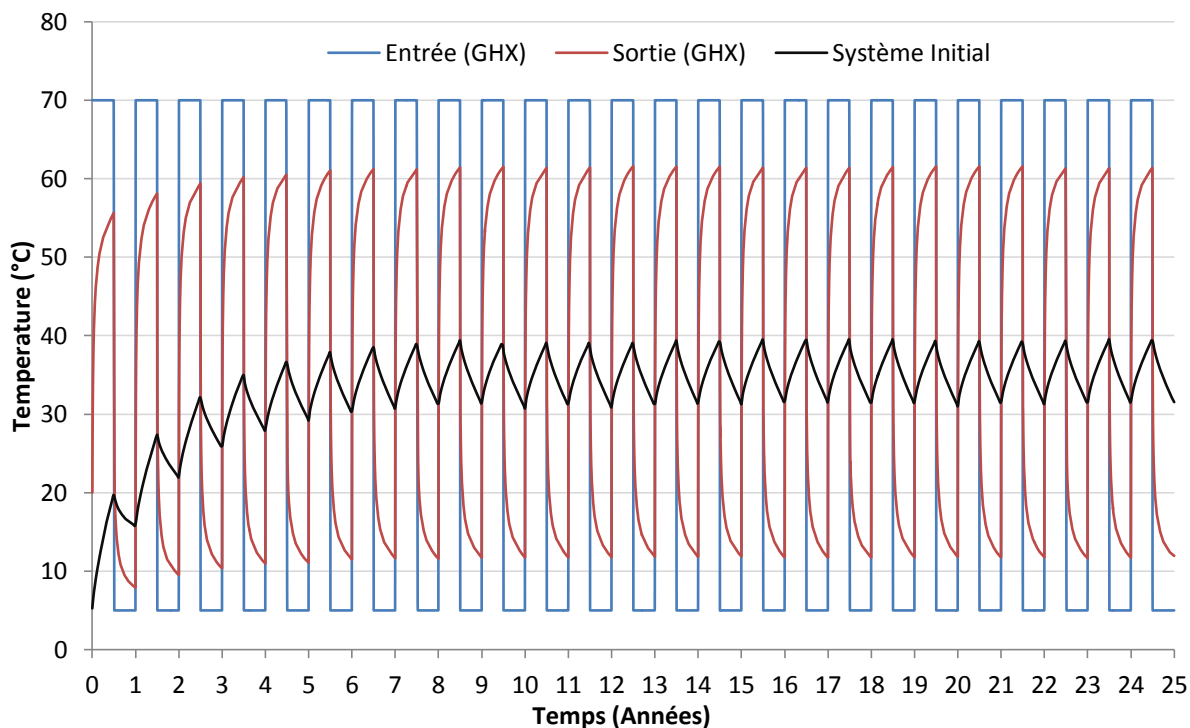


Figure 58 : Evolution des températures - Simulation sur une période de 25ans

Cette figure montre aussi que la température moyenne du domaine de stockage évolue au cours de l'alternance des périodes de stockage et de récupération jusqu'à ce qu'elle se stabilise autour 32°C et 38°C vers la 8^{ème} année. Cette augmentation du niveau de température pendant les deux phases qui se succèdent est la principale raison qui fait que moins de quantités de chaleur seront emmagasinées dans le milieu souterrain au fil des années, et plus de quantités seront soutirées à l'issue de chaque phase de récupération.

L'augmentation des quantités de chaleur récupérées mènera forcément à l'accroissement de l'efficacité énergétique de notre système de stockage comme l'illustre clairement la Figure 59. En effet, à l'issue de la récupération de chaleur pendant la 1^{ère} année, une certaine quantité de chaleur reste emmagasinée dans le sous-sol. En conséquence ; plus le milieu souterrain est relativement chaud par rapport à son état initial, moins de quantité de chaleur sera stockée pour l'année à venir, et c'est pour cette raison qu'on observe un déclin du stockage annuel dans la même figure.

⁴⁶ Courbes descendantes

Néanmoins, ce déclin a eu pour conséquence l'augmentation des quantités récupérées qui sont passées de 53,18 GJ à 108,1 GJ et une amélioration de l'efficacité énergétique du système qui est passée de 36% pendant la 1^{ère} année jusqu'à évoluer autour des 70% à partir de la 10^{ème} année.

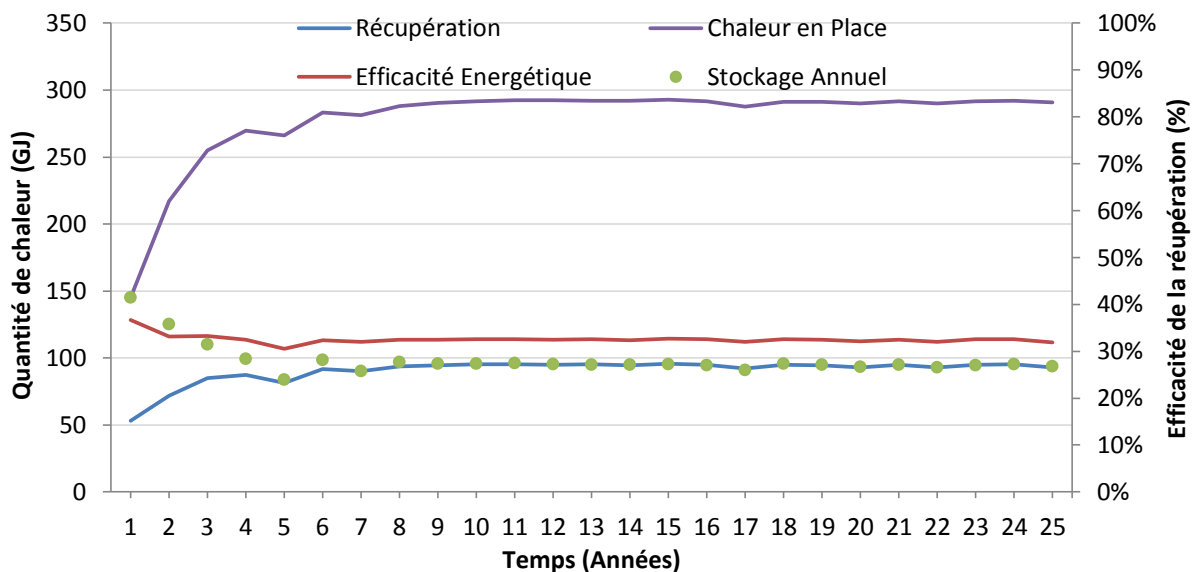


Figure 59 : Performances du stockage et de la récupération - Simulation sur une période de 25ans

En somme, les performances affichaient par notre système sur de longues périodes en termes de stabilité des quantités stockées et délivrées et en termes d'efficacité énergétique, peuvent être vues comme un bon argument pour justifier une éventuelle réalisation d'un tel projet de stockage de chaleur.

IV.5. Optimisation de la Récupération par l'Incorporation d'un MCP

Afin de maximiser la récupération de la chaleur, nous avons choisi d'incorporer dans le milieu de stockage, un matériau à changement de phase (MCP) à base de paraffine. Les paraffines figurent parmi les principaux MCP organiques utilisés pour des fins commerciales dans les applications de stockage de chaleur. Ces matériaux sont des sous-produits solides obtenus à partir de la distillation du pétrole brut. L'idée ici consiste à insérer des granulats de cette paraffine dans les pores du milieu de stockage, dans l'intention d'optimiser ses paramètres thermophysiques et de noter les améliorations qui pourraient avoir lieu.

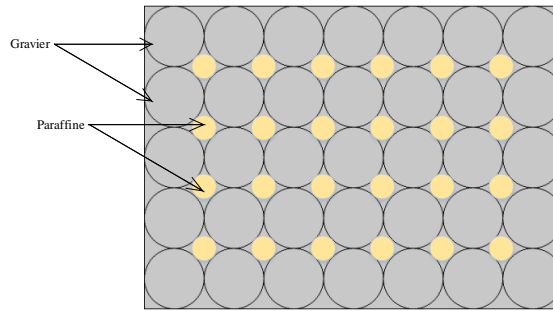


Figure 60 : Incorporation d'un MCP dans les pores du milieu de stockage

Les caractéristiques thermophysiques⁴⁷ de cette paraffine sont résumées dans le tableau suivant :

Température de Fusion (°C)	54,32
Chaleur Latente de Fusion (kJ/kg/K)	184,48
Masse Volumique (kg/m³) - Phase Solide	833,6
Masse Volumique (kg/m³) - Phase Liquide	775
Chaleur Spécifique (kJ/kg/K) - Phase Solide	2,384
Chaleur Spécifique (kJ/kg/K) - Phase Liquide	2,44
Conductivité Thermique (W/m/K)	0,15
Viscosité Cinématique (m²/s)	8,31×10 ⁻⁵
Viscosité Dynamique (Pa.s)	6,3×10 ⁻³

Tableau 13 : Propriétés thermophysiques de la paraffine

IV.5.1. Modélisation

Le principal changement effectué au niveau des équations présentées dans la section III.4.1 a vu l'élimination des termes qui traduisent l'effet de la convection, et l'introduction d'un nouveau terme dans l'équation IV-6 qui exprime la dissipation de chaleur en raison du changement de phase de la paraffine. Cette équation devient par conséquent :

$$(\rho C_p)_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} = \nabla \lambda_2 \nabla T_2 - \phi \rho_{mcp} L_{Fus} \frac{\partial \psi}{\partial t} - Q_{Wall} \quad IV-1$$

Le terme « ψ » désigne la fraction du liquide dans un mélange solide-liquide du MCP en question. Ce terme est exprimé comme suit :

⁴⁷ Voir (Thirugnanam, 2013)

$$\begin{cases} \psi = 0 & \text{pour } T < T_{\text{solidus}} \\ \psi = \frac{T - T_{\text{solidus}}}{T_{\text{liquidus}} - T_{\text{solidus}}} & \text{pour } T_{\text{solidus}} < T < T_{\text{liquidus}} \\ \psi = 1 & \text{pour } T > T_{\text{liquidus}} \end{cases}$$

Ici, T_{solidus} et T_{liquidus} représentent les limites de températures de l'intervalle de transition solide-liquide.

IV.5.2. Résultats

La simulation de la nouvelle configuration du système UTES par la résolution des équations IV-1, IV-2 et IV-1 ; et en appliquant les mêmes hypothèses, conditions initiales et conditions aux limites, nous a permis de dresser les résultats suivants.

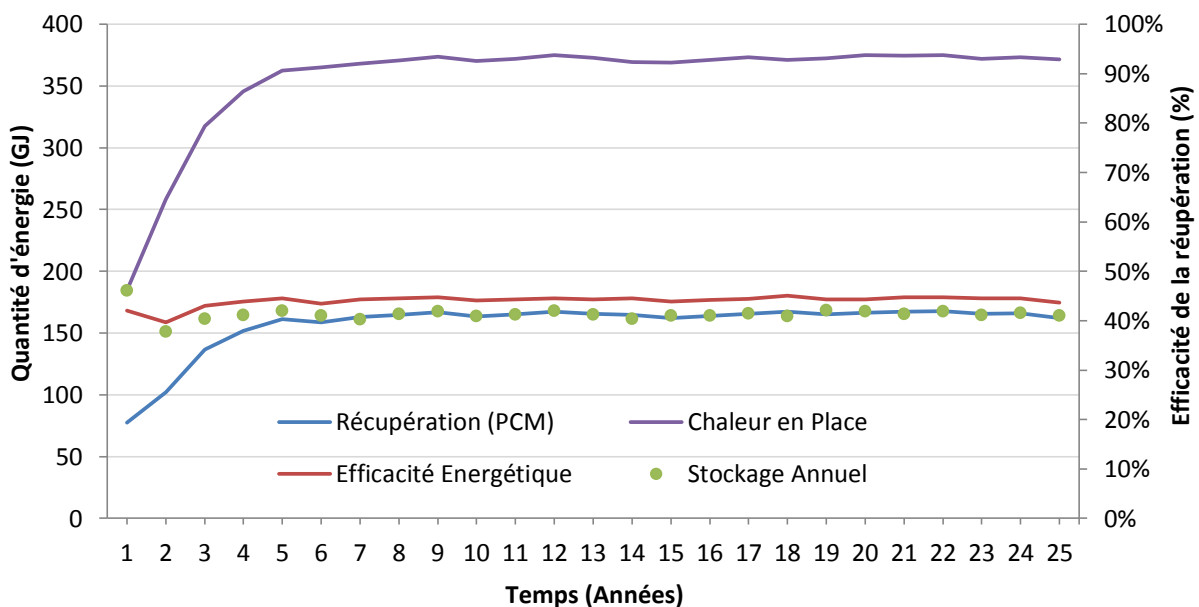


Figure 61 : Quantités de chaleur récupérées par le système UTES après incorporation de MCP

La Figure 61 illustre les différents échanges de chaleur ayant lieu pendant la période étudiée. En comparaison avec les performances du système initial représentées par la Figure 59, il demeure évident que les paraffines ont joué un rôle important durant les phases de stockage et de récupération. Les quantités de chaleur en place après chaque phase de stockage sont passées de 290GJ/an à 372GJ/an, tandis que les quantités récupérées ont évolué de 77GJ/an jusqu'à atteindre une moyenne de 165GJ/an (une évolution de près de 74%). D'ici, il apparaît évident que le changement de phase des paraffines a permis l'augmentation de l'intensité du stockage ainsi que l'optimisation de la récupération. En fin de compte, ceci a eu comme conséquence l'amélioration de l'efficacité énergétique du système UTES qui est passée de 32% en moyenne vers 44%.

Un autre indicateur qui pourra nous informer un peu plus sur l'ampleur de l'optimisation de la récupération, est l'évolution de la température moyenne du milieu de stockage illustrée dans la Figure 62.

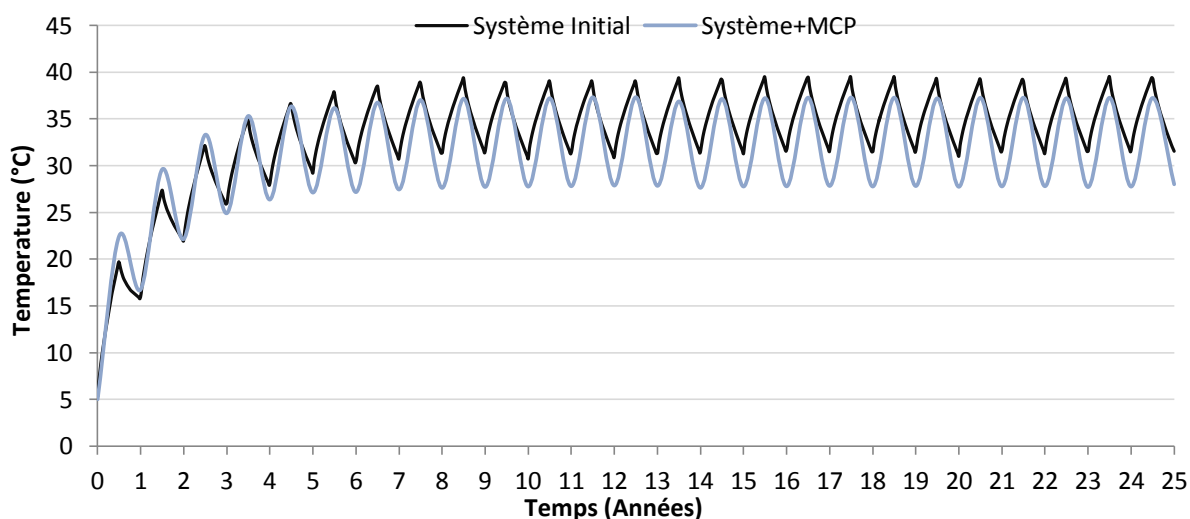


Figure 62 : Température moyenne du domaine de stockage

Au terme de chaque phase de récupération (*segments descendants*), la température moyenne du domaine souterrain est nettement inférieure pour le cas où des MCP sont incorporées. Plus la température du milieu souterrain est basse à la fin de chaque cycle, plus la récupération est maximale.

En comparaison avec le système initial, le nouveau système étudié ici, après insertion des paraffines dans les pores du milieu de domaine de stockage, a permis en fin de compte de récupérer une somme considérable de chaleur. Ceci est rapporté par la Figure 63 qui retrace l'évolution des quantités récupérées pour les deux systèmes étudiés dans ce chapitre.

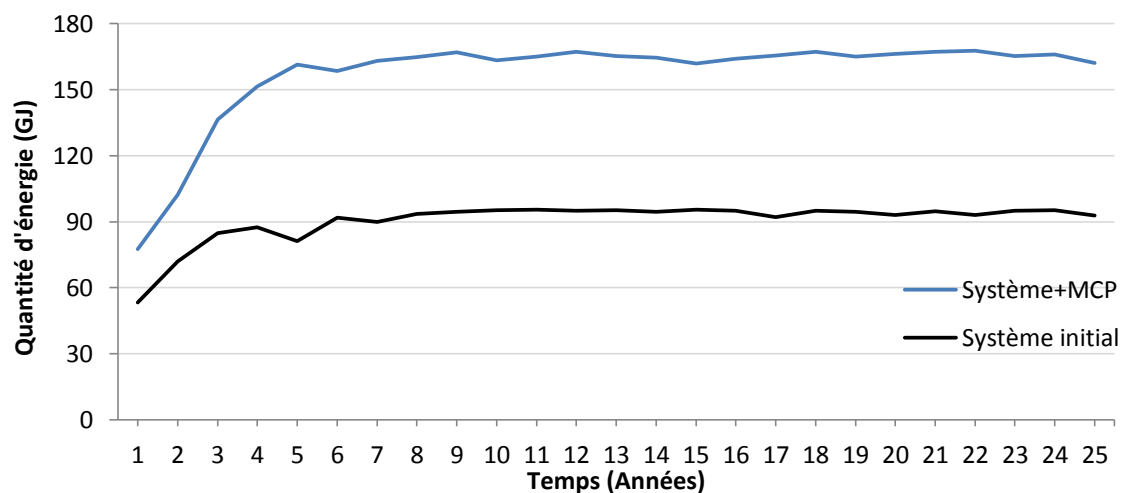


Figure 63 : Quantités de chaleur récupérées à partir des deux systèmes de stockage

IV.5.3. Performances Environnementales

Un autre atout qui pourra être attribué au dispositif étudié ici est de point de vue environnemental. L'impact écologique de notre procédé de stockage de chaleur, une fois réalisé et mis en exploitation, pourrait engendrer un gain environnemental significatif si on prend en considération les quantités de CO₂⁴⁸ qui pourront être empêchées d'être émises dans l'atmosphère. Dans la mesure où notre dispositif de stockage remplacerait des unités thermiques fonctionnant au gaz naturel pour la production de chaleur, en sous l'hypothèse qu'un 1 KWh de chaleur produit par la combustion de gaz naturel équivaldrait à la production puis émission de 0,45 kg de CO₂ ; les masses de CO₂ qu'on pourrait empêcher d'être émises dans la nature sont indiquées dans la Figure 64.

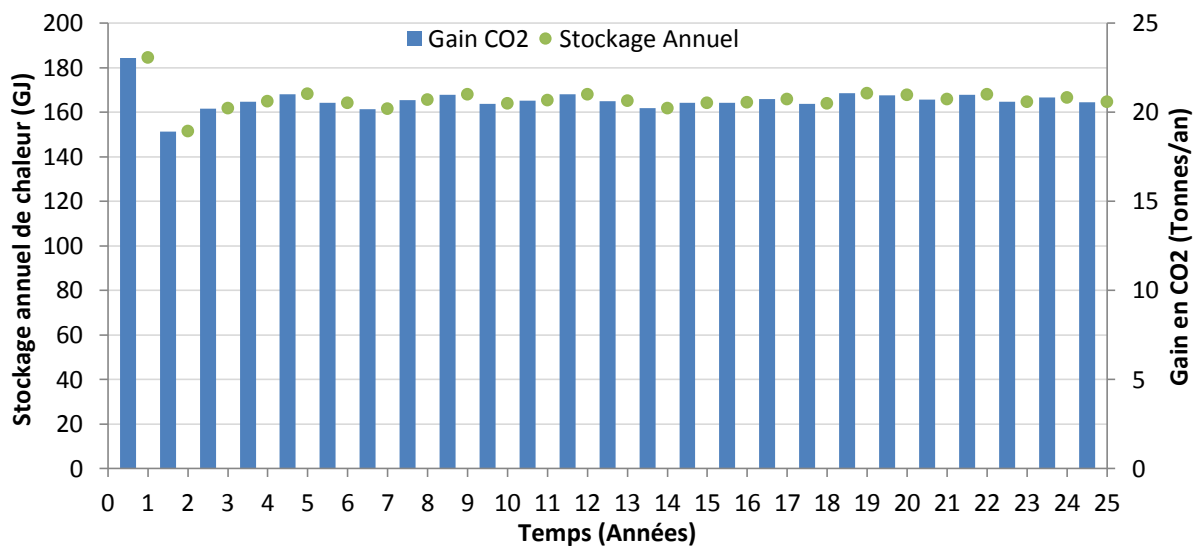


Figure 64 : Performances environnementales du stockage souterrain de la chaleur

En examinant cette figure, on se rend compte le stockage souterrain de la chaleur permettrait de réduire annuellement, l'émanation de près de 20 tonnes de CO₂ vers l'atmosphère. Ce résultat témoigne du bien-fondé du développement des projets de stockage de chaleur (*en général*) comme solution de substitution des procédés classiques de production de chaleur pour les besoins thermiques des bâtiments ; et aussi, de leur excellent caractère environnemental du fait de leur faible empreinte écologique sur l'environnement.

⁴⁸ Le CO₂ est un gaz à effet de serres (*GES*) dont les effets sur l'environnement et les divers écosystèmes se sont révélés désastreux.

V. Intégration du Système de Stockage de Chaleur avec une Maison

V.1. Introduction

L'utilisation des systèmes de stockage de chaleur dans le secteur résidentiel est un objectif majeur entrepris dans plusieurs pays par les acteurs du secteur énergétique en vue de la rationalisation de l'utilisation de l'énergie et de l'optimisation de l'efficacité énergétique des bâtiments. La part du secteur de l'habitat dans la consommation énergétique mondiale avait été de 21% en 2011 et pourrait rester en constante augmentation durant les années à venir, en raison de l'augmentation de la demande en énergie, cette dernière étant influencée par une croissance de la population mondiale.

L'intégration des systèmes de stockage de chaleur dans le secteur de l'habitat pour satisfaire les besoins en énergie des consommateurs, est vu comme une solution avant-gardiste au regard des défis actuels que fait face notre société. C'est aussi une solution sans cesse en cours d'innovation et de développement dans la perspective de réduire la dépendance énergétique vis-à-vis des sources de chaleur conventionnelles qui sont le fioul et le gaz.

V.2. Objectif

Pour justifier la portance des projets de stockage de chaleur de longues durées, nous avons vu qu'il serait juste d'intégrer le système de stockage que nous avons étudié au cours de cette thèse pour répondre aux besoins de confort thermique d'une maison ordinaire, ceci grâce aux quantités de chaleur accumulées pendant la phase de stockage.

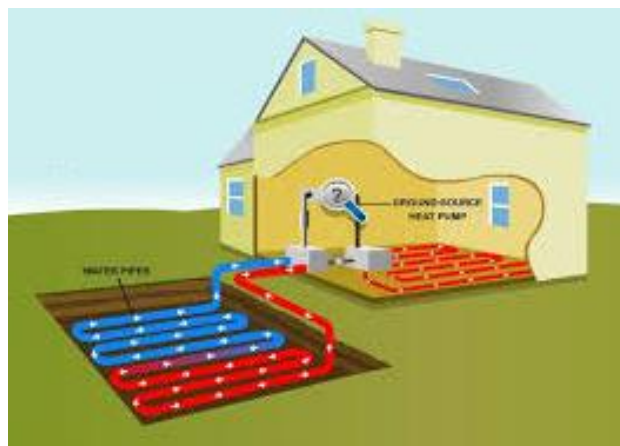


Figure 65 : Chauffage d'une maison par un pompe à chaleur

Nous avons choisi de coupler une pompe à chaleur avec notre système de récupération, laquelle va jouer le rôle de convertisseur d'énergie. Cette pompe à chaleur aura pour fonction de satisfaire les besoins en chaleur d'une maison, mais aussi d'obtenir un confort thermique optimal pendant tous les mois où le froid commence à prendre place dans la ville de Laghouat, cette dernière étant choisie comme lieu d'emplacement de la maison.

Ainsi, notre objectif n'est ni de dimensionner la pompe à chaleur ou d'étudier les performances de son cycle thermodynamique, mais de dresser le profil de consommation de chaleur de la maison en question (*voir Figure 66*) ainsi que les niveaux de température qui y règnent dans toutes les pièces qui la compose. A partir de ça, on pourra estimer le nombre total de maisons (*ayant les mêmes caractéristiques de la maison initiale*) que notre système pourra assurer le chauffage pendant l'hiver.

Remarque :

Ce chapitre a pour vocation une simple démonstration pour avoir une idée – en théorie – sur le nombre de foyers que notre système de stockage pourrait subvenir en besoins thermiques pendant la saison d'hiver.

V.3. Méthodologie

La marche à suivre consistera à construire un modèle géométrique de la maison puis de simuler ses performances thermiques et sa consommation énergétique calorifique avec comme source de chauffage l'énergie thermique stockée par le système que nous avons étudié au cours des chapitres précédents. Le modèle numérique qui sera adjoint à cette maison tiendra compte des :

- Caractéristiques géométriques de la maison ;
- Conditions météorologiques qui règnent dans la zone d'implantation ;
- Différents processus de transfert de chaleur ;
- Propriétés thermophysiques des matériaux de construction employés dans l'édifice de la maison.

V.3.1. Description de la Maison

La maison en question se situe dans la ville de Laghouat et elle est orientée vers l'Est. Son lieu d'implantation couvre une superficie de 154 m² (14m×11m) avec une surface habitable de 134 m². Le revêtement externe est composé essentiellement d'une couche de ciment tandis que le revêtement interne est composé en plus du ciment, d'une couche

d'enduit. Cette maison est compartimentée en plusieurs pièces parmi lesquelles, cinq chambres, une cuisine, deux salles de bains, un salon, une cave et deux lieux de séjour ; lesquels sont disposés entre un rez-de-chaussée et 2 étages.

L'outil que nous avons exploité pour déterminer les besoins en chaleur de notre maison est la plateforme « OpenStudio[®] ». Cet outil est une application gratuite développée par le centre de recherche américain des énergies renouvelables NREL⁴⁹ pour la modélisation et la simulation de la consommation énergétique et des coûts inhérents de n'importe quel type d'habitat. Ces performances couvrent la consommation en chaleur, en froid et en électricité en fonction des caractéristiques géométriques de l'habitat (*surface de chaque zone habitable*) et des équipements intégrés par rapport à chaque poste de consommation (*systèmes HVAC, équipements électriques, systèmes de déshumidification, etc.*).

La construction de la géométrie a été réalisée sous Google SketchUp[®] car il dispose d'un lien interactif avec OpenStudio[®] pour faire la déclaration des types de matériaux employés dans l'édifice d'un habitat, et aussi pour spécifier les conditions aux limites de chaque surface (*surface adiabatique, échange de chaleur avec l'extérieur, intersection, etc.*).

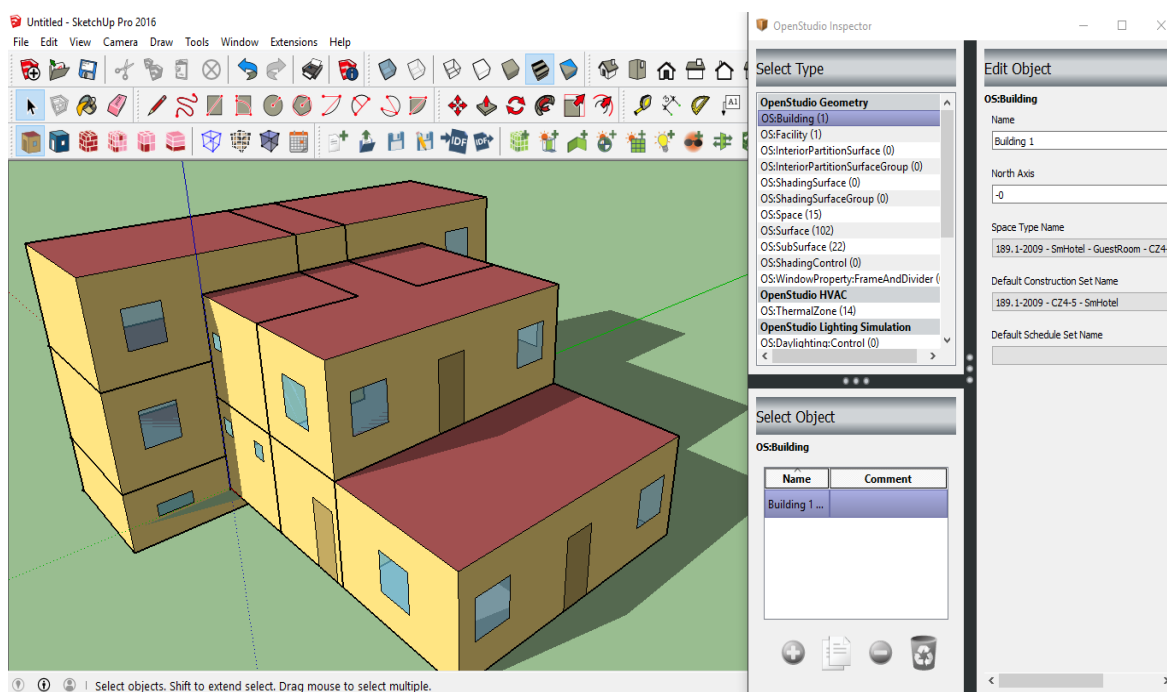


Figure 66 : Réalisation de la géométrie de la maison dans Google SketchUp[®]

⁴⁹ National Renewable Energy Laboratory

V.3.2. Présentation d'OpenStudio®

OpenStudio® a été mis au point par le NREL pour rendre pratique et facile aux ingénieurs énergéticiens et architectes, l'évaluation de l'efficacité énergétique des bâtiments au cours du processus de leur conception.

Cet outil permet par ailleurs d'allouer et d'éditer le type de matériaux utilisé pour la construction d'un bâtiment (*bois, béton, fer, isolant*), ainsi que de définir le type d'équipement nécessaire à son fonctionnement et à ces besoins (*chaudière, pompe à chaleur, éclairage, ventilateur, luminaires, et autres utilitaires*) ; le tout selon les recommandations et les spécifications requissent par les normes de l'ASHRAE⁵⁰. Pour cela, OpenStudio® dispose d'une bibliothèque impressionnante pour effectuer ces différentes tâches, et d'éditer en toute aisance les paramètres caractéristiques propres à chaque matériau et équipement.

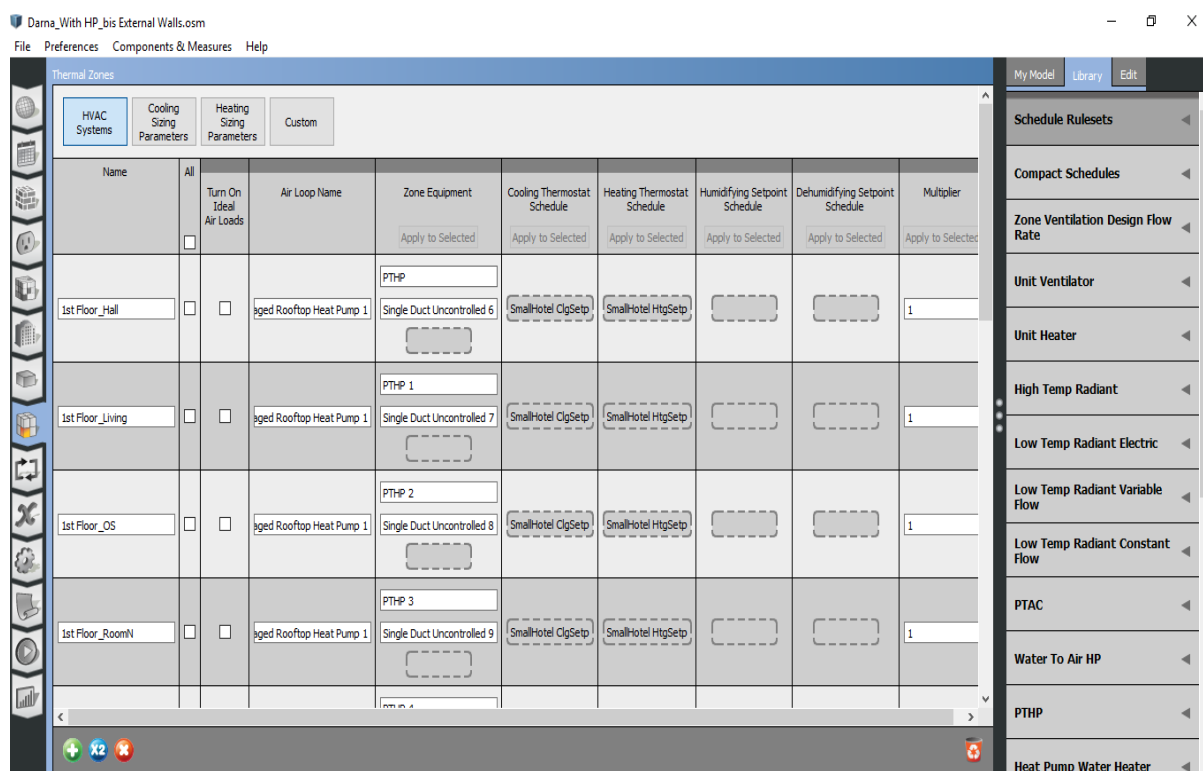


Figure 67 : Interface de la plateforme OpenStudio®

OpenStudio® dispose aussi d'un autre outil⁵¹ pour effectuer des études d'analyse paramétriques dans le but d'avoir une idée sur la balance énergétique d'un bâtiment en appliquant différents scénarios, et de savoir comment pourrait-on réaliser des économies d'énergie. Ces scénarios auront à évaluer par exemple l'impact d'un type de système HVAC

⁵⁰ American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers

⁵¹ ParametricAnalysisTool®

ou aussi le type de matériau à employer pour l'isolation thermique, sur la facture énergétique finale.

Le schéma suivant résume les différentes étapes effectuées pour modéliser et simuler les besoins thermiques de notre maison pendant les mois d'hiver.

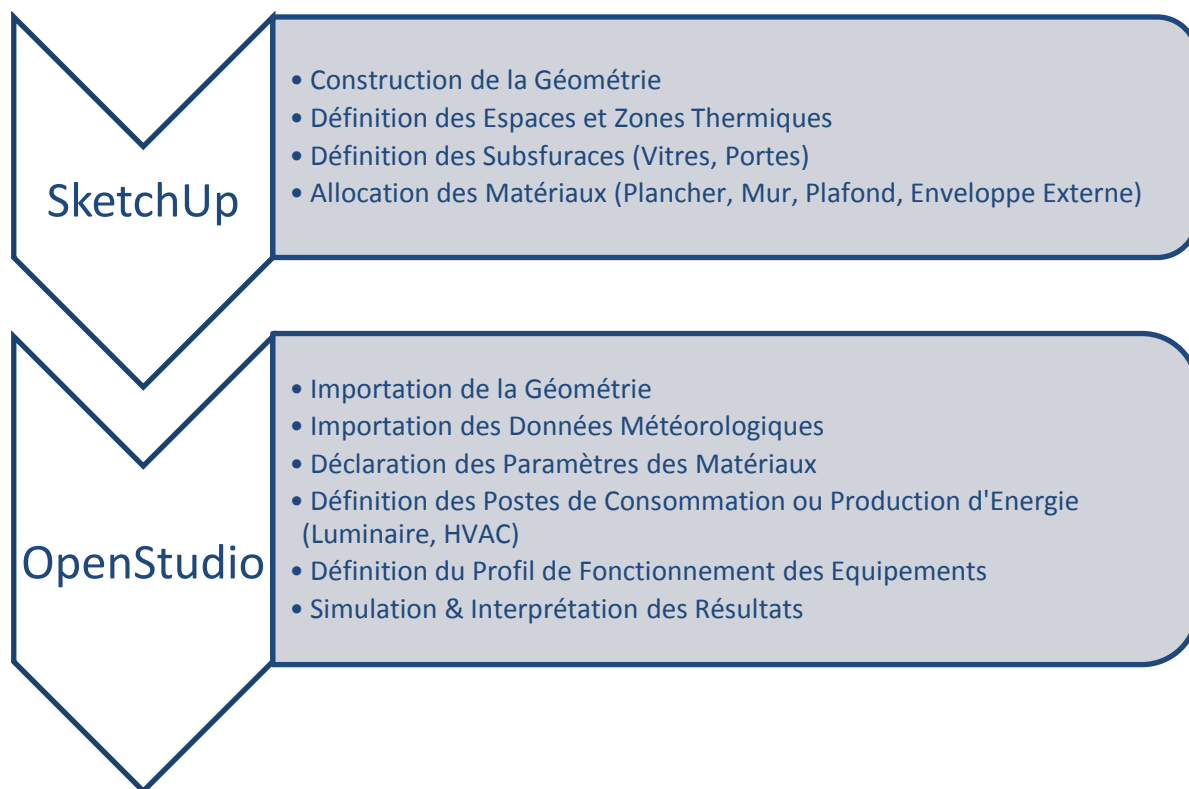


Figure 68 : Méthodologie de simulation dans OpenStudio®

V.4. Données Collectées

Sous OpenStudio®, le calcul de la consommation énergétique de la maison est réalisé en adoptant l'approche des « zones thermique » pour les différentes pièces de cette maison. Une zone thermique est un domaine où prend place différents échanges de chaleur (*conduction, convection et rayonnement*) et de matières (*infiltration d'air/humidité*), sous l'effet des conditions météorologiques (*température ambiante, vitesse du vent, rayonnement solaire, taux d'humidité, etc.*) et des différents équipements en exploitation à l'intérieur de chaque pièce (*Ventilateurs, radiateurs, climatiseurs, chaudières, luminaires, etc.*).

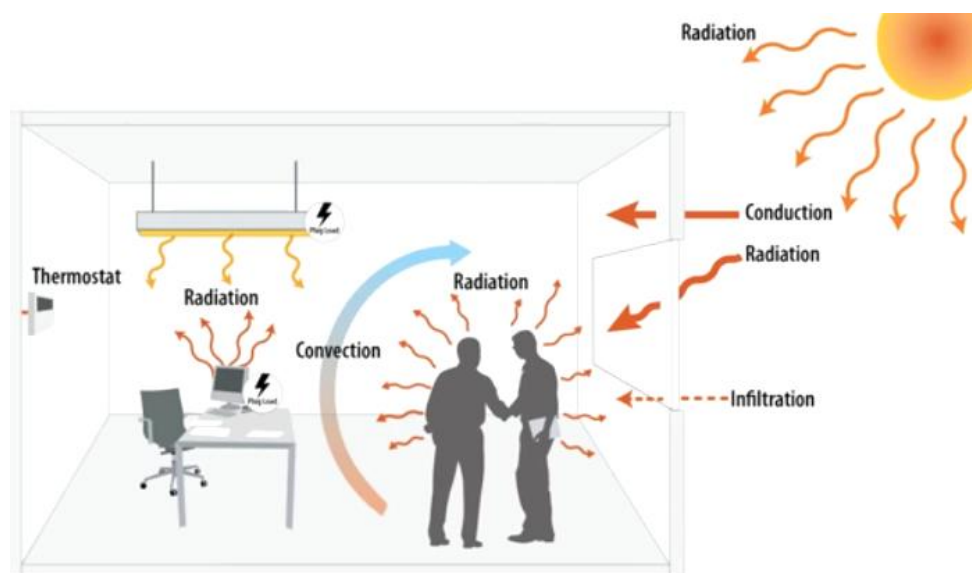


Figure 69 : Flux de chaleur à l'intérieur d'une zone thermique

Certaines des caractéristiques des zones thermiques de la maison en étude ici, et que nous avons exploité dans OpenStudio[®], sont indiqués dans les deux tableaux suivant :

Zone Thermique	Référence (m)	Volume (m3)	Identifiant
Rez-de-chaussée			
Salon	0,4	144	Living Room
Cuisine	0,4	44,8	Kitchen
Salles de bain	0,4	39,2	Bathroom
Salle de séjour	0,4	29,92	Ground living
Cave	-2	160	Cellar
1^{er} Etage			
Salles de bain	3,2	39,2	Bathroom 1
Chambre	3,2	44,8	1 st Floor living
Salle de séjour	3,2	117,6	1 st Floor OS
Chambre (×2)	1,3	224	1 st Floor_RoomN, 1 st Floor_RoomS
Hall	1,3	32	1 st Floor_Hall
2^{ème} Etage			
Chambre (×2)	4,7	224	2 nd Floor_RoomN, 2 nd Floor_RoomS
Hall	4,7	32	2 nd Floor_Hall

Tableau 14 : Caractéristiques géométriques des zones thermiques de la maison

Enveloppe	Matériau	ρ (kg/m ³)	λ (W/m.K)	C_p (J/kg.K)	Epaisseur (cm)
Murs	Béton + Ciment	1275	0,53	825	20
Isolation	Enduit	800	0,16	1090	1,9
Plafond	Béton+ Ciment	1275	0,53	825	20
Plancher	Béton + Céramique	1280	0,53	840	20
Portes	Bois	608	0,15	1630	2,5

Vitrage	λ (W/m.K)	Epaisseur (mm)	Transmittance (%)
Monocouche	0,013	3	33,1

Tableau 15 : Caractéristiques des composants de l'enveloppe de la maison

V.5. Modélisation

Le calcul de la consommation énergétique est effectué à partir du bilan d'énergie de chaque zone thermique faisant partie de notre maison. En additionnant toutes les quantités de chaleur échangées (*flux conductif, convectif et radiatif*) à travers les différentes parois de chaque zone et en faisant intervenir les sources ou puits thermiques, le bilan énergétique pourra ainsi être établi par la relation suivante :

$$C_z \frac{dT_z}{dt} = \sum h_c \cdot A_{z,i} (T_{z,i} - T_z) + \sum h_k \cdot A_{z,o} \cdot (T_a - T_{z,o}) + \sum \sigma \cdot \varepsilon \cdot A_{z,o} \cdot (T_{z,o}^4 - T_\infty^4) + \dot{Q}_{int} + \dot{Q}_{ech} + \dot{Q}_{Inf} + \dot{Q}_{PC} \quad V-1$$

Où :

- C_z : Chaleur massique de la zone thermique ;
- T_z : Température de la zone thermique ;
- h_c : coefficient d'échange thermique par convection à l'intérieur de la zone thermique ;
- $A_{z,i}$: Surface d'échange interne de la zone thermique ;
- $T_{z,i}$: Température de la surface d'échange interne de la zone thermique ;
- h_k : coefficient d'échange thermique par conduction à l'intérieur de la zone thermique ;
- $A_{z,o}$: Surface d'échange externe de la zone thermique ;
- $T_{z,o}$: Température de la surface d'échange externe de la zone thermique ;

- T_{∞} : Température du milieu extérieure ;
- \dot{Q}_{int} : Source/puit de chaleur ;
- \dot{Q}_{ech} : Chaleur échangée avec une (des) autre(s) zone(s) thermique(s) ayant une (des) paroi(s) commune(s)⁵² ;
- \dot{Q}_{inf} : Gains de chaleur par infiltration ;
- \dot{Q}_{PC} : Chaleur délivrée par la pompe à chaleur (*Principale Inconnue*).

Avec :

$$\dot{Q}_{Inf} = \dot{m}_{Inf} \cdot C_{p,Air} \cdot (T_{z,n} - T_z)$$

$T_{z,n}$: Température moyenne de la zone « n ».

V.6. Résultats

La simulation sur OpenStudio[®] de la consommation énergétique de la maison pendant l'hiver, a donné lieu à différents résultats dont les principaux sont exposés ci-dessous.

V.6.1. Performances Energétiques

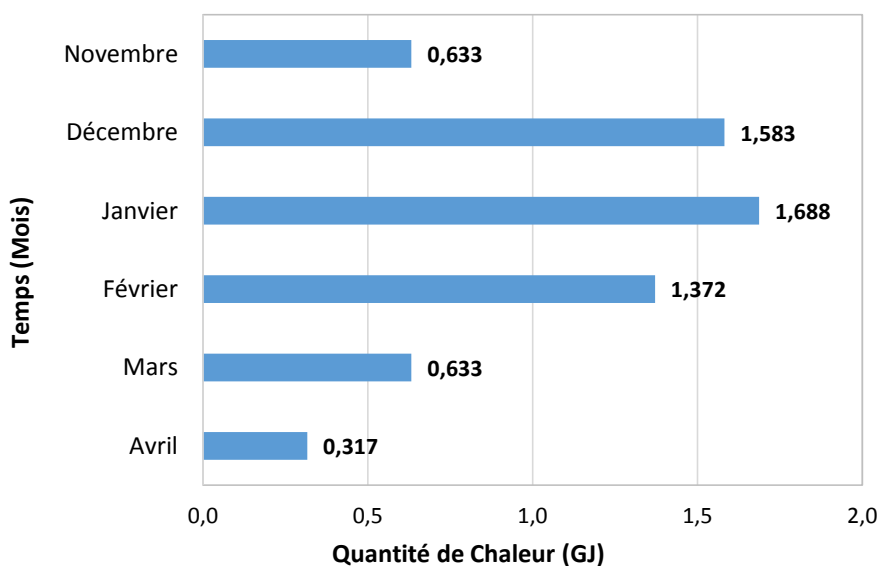


Figure 70 : Consommation mensuelle de chaleur

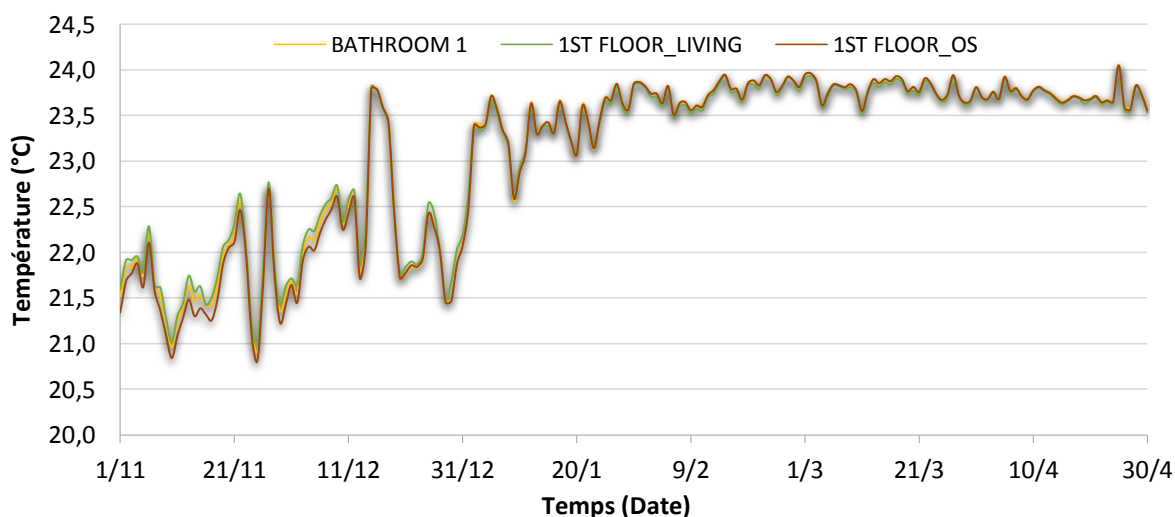
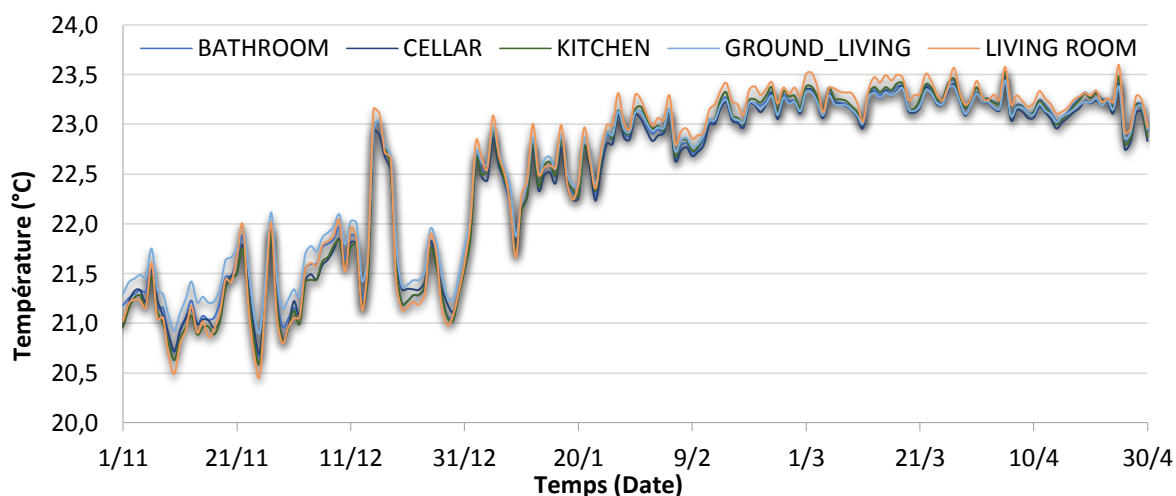
La Figure 70 présentée ci-dessous rend compte des quantités d'énergie délivrées par la pompe à chaleur à partir du mois de Novembre jusqu'au mois d'Avril. Bien-que certaines journées du mois de Mars et du mois d'Avril sont moins froides, certaines journées font office d'un niveau bas en température, d'où une certaine quantité de chaleur qui sera délivrée

⁵² Ce terme est calculé par le solveur d'OpenStudio[®]

en conséquence durant ces deux mois. Par ailleurs, la période de Décembre-Février est celle où la consommation en chaleur est très significative. Celle-ci est en moyenne de l'ordre de 1,547 GJ/mois (429 kWh/mois).

V.6.2. Profils de Température

En matière de confort thermique, les résultats sont tout aussi satisfaisants. Les niveaux de températures – Les températures moyennes – à l'intérieur de chaque pièce de la maison sont de l'ordre de 20-24°C pendant la période Novembre-Décembre, et de 21-24°C pour le reste de la période. Ces niveaux de température sont en concordances avec les normes internationales de confort thermique. Le standard ASHRAE « 55-2013 » définit une plage de températures de 20-23,5°C pour qu'une personne ou un groupe de personnes affichent une totale satisfaction de confort ou bien-être thermique à l'intérieur d'une pièce par rapport aux conditions thermiques qui règnent dans le milieu extérieur.



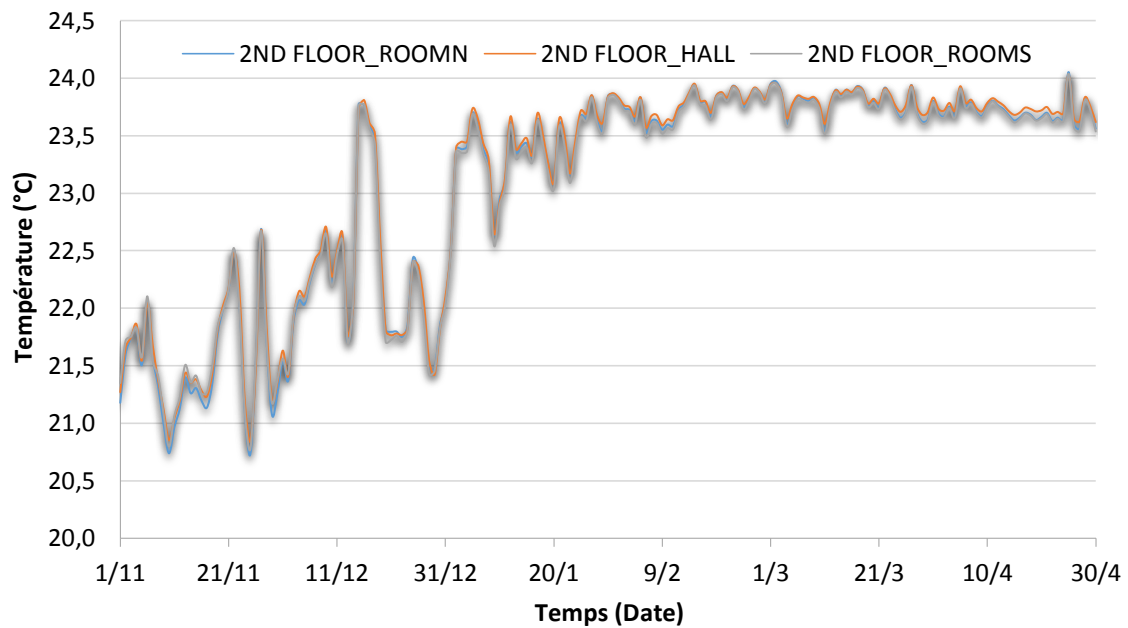
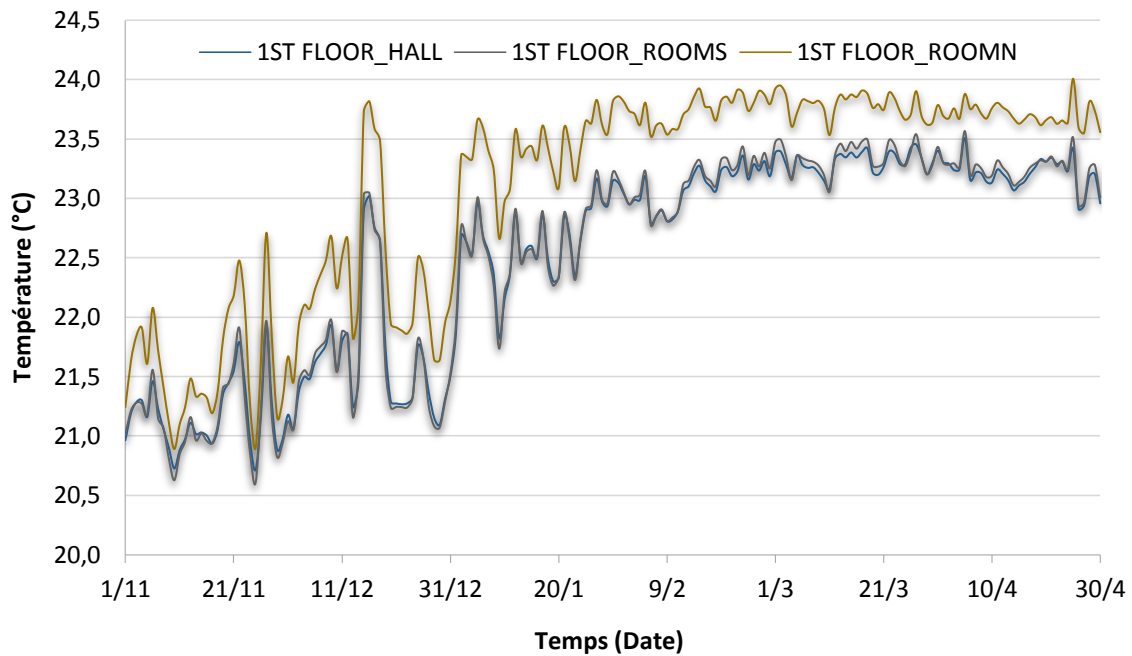


Figure 71 : Températures moyennes des pièces de la maison

En plus de ce qui vient être rapporté, les pièces en contact direct avec le milieu extérieur sont elles aussi maintenues dans des niveaux de températures acceptables pendant l'hiver ; en témoignent les figures suivantes qui illustrent l'évolution des températures moyennes de certaines de ces pièces, pendant une journée très froide de l'hiver, en comparaison avec les températures moyennes de leurs parois respectives et de la température du milieu extérieur.

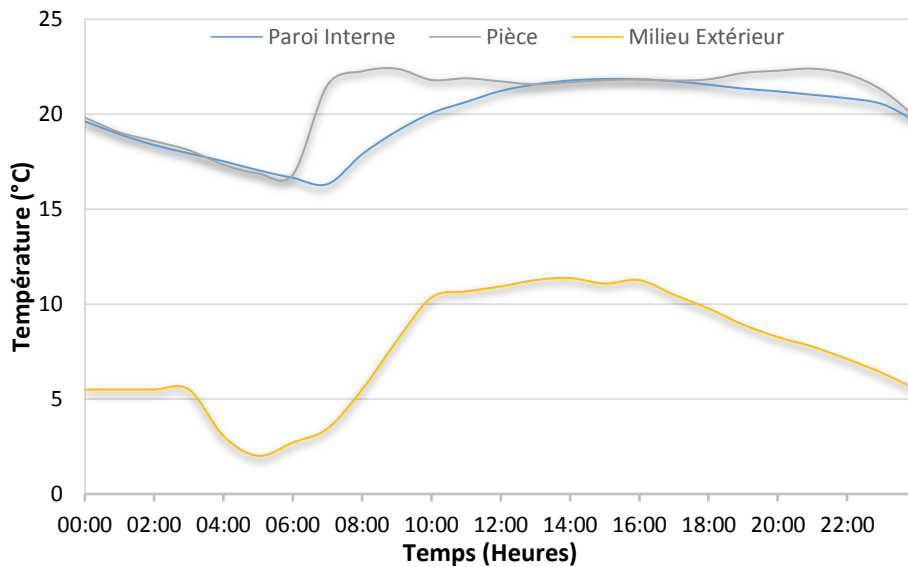


Figure 72 : Température d'une zone thermique du rez-de-chaussée face aux conditions extérieures

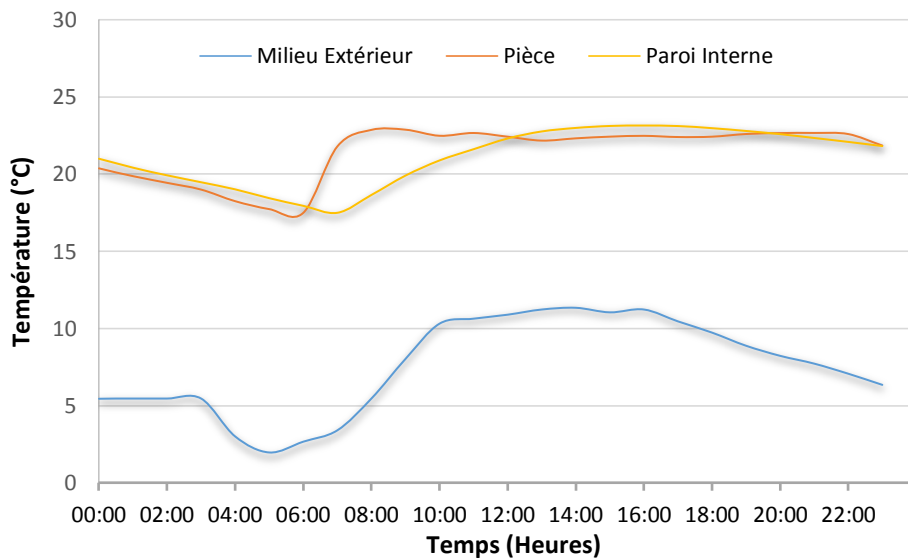


Figure 73 : Température d'une zone thermique du 1^{er} étage face aux conditions extérieures

On remarque que la température interne de ces deux pièces reste dans les limites du confort thermique spécifié par les normes de l'ASHRAE ($20-23,5^{\circ}\text{C}$) quel que soient les variations météorologiques du milieu extérieur. En d'autres termes, le chauffage de toutes les pièces de la maison est maintenu durant tous les mois d'hiver.

V.6.3. Bilan Générale

Au final, la maison consommera annuellement un total de 6,225 GJ de chaleur soit ($1,73 \text{ MWh/an}$ - voir Figure 70). Cette quantité représente une fraction de près de 8% de la quantité délivrée par notre système de stockage pendant la première année d'exploitation ($77,52 \text{ GJ}$ - voir Figure 61). Ainsi, on a pu déterminer par calcul itératif, que notre système

pourrait satisfaire les besoins de 10 maisons ayant les mêmes caractéristiques que celle que nous avons investiguer au cours de chapitre.

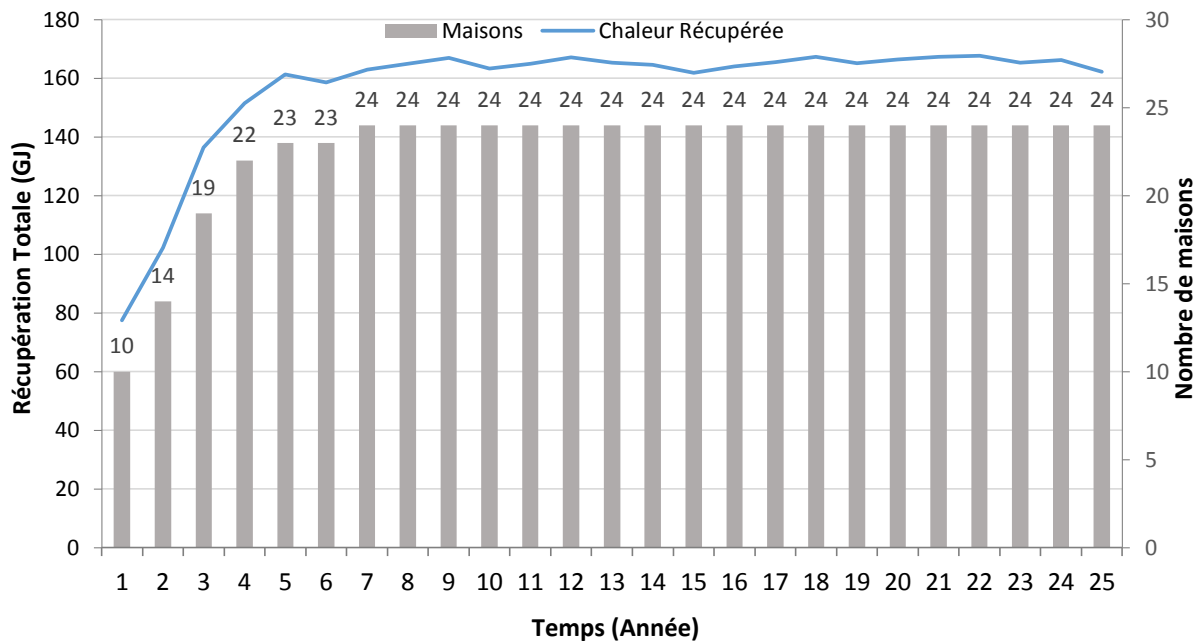


Figure 74 : Nombre de foyers alimentés par la pompe à chaleur

Pour conclure, si on estime que les mêmes besoins seront nécessaires au fil des années, les quantités de chaleur récupérées par notre système UTES et délivrées par la pompe à chaleur pourraient subvenir aux besoins de près de 24 maisons, comme l'indique la Figure 74 ; à conditions qu'un bon plan de gestion de cette réserve d'énergie est mis en œuvre.

VI. Conclusion Générale

Les projets de stockage de chaleur souterrain sont porteurs d'enjeux considérables dans les politiques d'économie d'énergie et de réduction des gaz à effet de serre. Le travail qui a été accompli tout au long de cette thèse a été consacré à la simulation des performances d'un système de stockage de chaleur de longue durée en utilisant le logiciel Comsol®. La problématique de cette thèse a été appréhendée dans son intégralité, du choix du système de stockage, en passant par la modélisation des phénomènes thermiques impliqués pendant les phases de stockage et de récupération, jusqu'à l'intégration de notre système dans le but de répondre aux besoins énergétiques d'un ensemble de foyers pendant les mois d'hiver.

Afin d'apporter des éléments de réponse vis-à-vis de la thématique de cette thèse et vis-à-vis de l'objectif de travail que nous nous sommes fixés, nous avons procédé à l'investigation de certaines performances et caractéristiques du stockage thermique souterrain qui n'avaient pas été abordées par les nombreux travaux cités dans la partie « recherche bibliographique ». Après validation de nos résultats numériques par des modèles semi-analytiques et des mesures expérimentales, nous nous sommes intéressés à déterminer les performances thermiques de notre système de stockage – par le suivi de la température du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie du GHX, et aussi l'évolution du champ de température à l'intérieur du domaine de stockage – ainsi que les performances énergétiques affichées au cours de tout le processus. A partir de là, nous avons pu noter qu'une quantité de chaleur considérable pourra être emmagasinée au cours de la phase de stockage et qu'une quantité non-négligeable pourra être soutirée au cours de la phase de récupération.

En marge de ces premiers résultats, nous avons conclu que les transferts thermiques par convection étaient mineurs et ne pouvaient donc engendrer aucune réelle conséquence sur les performances du système UTES. Aussi, les différentes études de sensibilité qui ont été effectuées avaient pour vocation de déterminer les fourchettes de valeurs optimales, des caractéristiques géométriques du GHX, des caractéristiques intrinsèques du milieu souterrain et des paramètres opératoires, censées permettre à notre système de stockage d'afficher les meilleurs résultats possibles.

En addition à ce qui a été obtenu et afin de justifier la faisabilité technique d'un tel projet de stockage de chaleur souterrain, il nous a paru nécessaire d'établir l'évolution des performances de stockage et de récupération sur une longue période. La simulation sur une période de 25 ans nous a permis de conclure qu'au fil des années, les quantités de chaleurs

récupérées pouvaient presque doubler à partir de la 10^{ème} année de mise en fonctionnement de notre système. Cette tendance reste stable au cours des années qui s'en suivent jusqu'à la 25^{ème} année. Dans ce même contexte, l'enjeu environnemental des systèmes de stockage saisonnier utilisant la thermique solaire comme source d'énergie est paru de taille.

Sur la base des résultats obtenus précédemment, nous avons tenté d'optimiser les performances du système UTES en faisant insérer des granulats de paraffine dans les pores du milieu de stockage, dans le but de noter les améliorations qui pourraient être occasionnées. D'après les résultats obtenus, cette alternative pourra conduire au terme d'une durée de 25ans, à l'augmentation des quantités de chaleur récupérées par un taux de 74% et à l'amélioration de l'efficacité énergétique de notre système de stockage, qui pourrait passer de 32% jusqu'à 44%. En parallèle, une fois les systèmes UTES substitués aux centrales ou unités de production de chaleur fonctionnant au gaz, ils pourraient contribuer massivement à la réduction des gaz à effet de serres avec une moyenne de 20 tonnes de CO₂ par an.

La dernière partie de cette thèse avait comme objectif l'intégration de notre système de stockage avec un ensemble de foyers via une pompe à chaleur, dans le but d'avoir une idée sur le nombre de foyers qu'on pourrait assurer le chauffage pendant les mois d'hiver en tenant des conditions atmosphériques locales. L'approche qui a été suivit s'était basé sur la construction de la géométrie d'une maison typique sur Google SketchUp[®] puis de simuler sa consommation énergétique en utilisant l'application OpenStudio[®]. Les principales conclusions qui ont été obtenues avaient indiqué que le système UTES étudié ici, une fois couplé avec une pompe à chaleur, pourrait subvenir au cours de la 1^{ère} d'exploitation aux besoins énergétiques d'un total de 10 maisons ayant les mêmes caractéristiques que celle modélisée ici ; tandis qu'à partir de la 7^{ème} année, on pourrait assurer le chauffage de 24 maisons. De plus, les niveaux de température observés dans toutes les pièces de la maison se situent dans une marge acceptable de confort thermique et sont en conformité avec les limites de températures prescrites par la norme ASHRAE « 55-2013 ».

VII. Perspectives

A l'avenir, nous envisageons de réaliser une série de travaux qui viendront compléter la démarche que nous avons entreprise à travers cette thèse. Pour améliorer amplement la récupération de chaleur, nous souhaitons étudier et développer une série de matériaux composites capables de restituer davantage de quantités de chaleur pendant les phases de récupération. Cette action nécessitera la compréhension des phénomènes physiques de transfert thermique mis en jeu par rapport à ce type de matériaux, et une bonne formulation mathématique pour aboutir à un dimensionnement optimal des systèmes souterrains de stockage de chaleur.

Nous souhaitons aussi réaliser une unité pilote pour mettre en expérimentation le système UTES que nous avons simulé les performances dans le cadre de cette thèse. Cette démarche serait un plus à ce travail et nous donnera des informations supplémentaires sur les performances réelles du stockage souterrain de la chaleur et sur le fonctionnement optimal de ce type de système ; à partir desquels, il nous serait possible de planifier la réalisation d'installations auxiliaires pour le transport d'énergie jusqu'aux point de consommation, et mettre en œuvre une procédure de gestion pour une exploitation optimale et efficace des systèmes souterrains de stockage de chaleur.

VIII. Bibliographie

1. Al-Hadhrami, A. K. (2003). A new model for viscous dissipation in porous media across a range of permeability values. *51 (1)*.
2. Al-Khoury, R. B. (2006). Efficient finite element formulation for geothermal heating systems. Part II: Transient. (Elsevier, Éd.) *International Journal of Numerical Methods in Engineering*, 67(5), 725–745.
3. Andreozzi, A. B. (2012). Numerical investigation on sensible thermal energy storage with porous media for high temperature solar systems. *Proceedings of the 6th european thermal sciences conference (Eurotherm 2012) - Journal of Physics*, 395(012150).
4. Bauer, D. H. (2011). Transient 3D analysis of borehole heat exchanger modeling. *Geothermics*, 40(250–260).
5. Bauer, D. H. (2012). Validation of a groundwater flow and transport modelling tool for borehole thermal energy stores based on FEFLOW. *Proceedings of the 12th international conference on energy storage (INNO-U-01)*.
6. Bauer, D. H.-S. (2008). Modelling and simulation of groundwater influence on borehole thermal energy stores.
7. Benchatti, T. M. (2013). Enhancement of the efficiency of an underground thermal energy storage system (Laghouat, Algeria). *Heat and Technology*, 31(1), 135-142.
8. Bergmann, T. L. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer* (éd. 7th edition). John Wiley & Sons.
9. Bottarelli, M. B. (2012). Modeling a novel shallow ground heat exchanger. *Proceedings of the COMSOL conference*.
10. Buonomo, B. E. (2016). Numerical Simulation of Thermal Energy Storage with Phase Change Material and Aluminium Foam. *The 6th International Conference on Porous Media and Its Applications in Science and Engineering*. Waikoloa, Hawaii.
11. Burgaleta J.I., A. S. (2014). Gemasolar, the first tower thermosolar commercial plant with molten salt storage.
12. Chapuis, S. B. (2009). Seasonal storage of solar energy in borehole heat exchangers.

13. Chiasson, A. D. (2010). Modeling horizontal ground heat exchangers in geothermal heat pump systems. *Proceedings of the COMSOL conference*.
14. Chong, C. G. (2013). Comparing the thermal performance of horizontal slinky-loop and vertical slinky-loop heat exchangers. *International Journal of Low-Carbon Technologies 2013, 00*, 1-6.
15. Chong, C. G. (2013). Simulation of thermal performance of horizontal slinky-loop heat exchangers for ground source heat pumps. *103*, 603–610.
16. Chong, C. S. (2012). Simulation of thermal performance of horizontal slinky-loop heat exchangers for ground source heat pumps. *Applied Energy, 103*, 603-610.
17. Comsol. (2015). CFD module user's guide. Stockholm.
18. Comsol. (2015). Comsol multiphysics reference manual. Stockholm.
19. Comsol. (2015). Heat transfer module user's guide. Stockholm.
20. Comsol. (2015). Pipe flow module user's guide. Stockholm.
21. De Ridder, F. D. (2011). An optimal control algorithm for borehole thermal energy storage systems. *Energy and buildings, 43*, 2918–2925.
22. Diersch, J. G. (2011). Finite element modeling of borehole heat exchanger systems - Part 1. Fundamentals. (Elsevier, Éd.) *Computers & Geosciences, 37*, 1122–1135.
23. Diersch, J. G. (2011). Finite element modeling of borehole heat exchanger systems - Part 2. Numerical simulation. (Elsevier, Éd.) *Computers & Geosciences, 37*, 1136–1147.
24. Duquesne, M. (2013). Résolution et réduction d'un modèle non-linéaire de stockage d'énergie par adsorption sur des zéolithes. Université de Bordeaux.
25. Eskilson, P. C. (1988). Simulation model for thermally interacting heat extraction boreholes. *Numerical Heat Transfer(13)*, 149-165.
26. Fisher, U. W. (2004). Integration of solar pond with water desalination. *Renewable energy systems and desalination, 2*.
27. Guo, Z. Z. (2005). A Lattice Boltzmann model for convection heat transfer in porous media. *Numerical Heat Transfer, 47, part B*, 157-177.

28. Gustafsson, A. M. (2009). CFD-modelling of natural convection in a groundwater-filled borehole heat exchanger. (A. T. Engineering, Éd.)
29. Haghghat, F. (2013). *State of the art review: applying energy storage in building of the future (Subtask A&B report annex 23)*. IEA.
30. Hongois, S. (2011). Stockage de chaleur inter-saisonnier par voie thermo-chimique pour le chauffage solaire de la maison individuelle. Institut National des Sciences Appliquées de Lyon.
31. Hoyer, S. G. (2011). GEOSOL: Transient analysis of seasonal heat storage. Comsol Conference.
32. Inoue, Y. I. (2014). Enhancement of heat exchange capacity of ground heat exchangers by injecting water into wells. *Proceedings of the 39th workshop on geothermal reservoir engineering*.
33. International Energy Agency. (s.d.). *Key world energy statistics 2015*.
34. International Energy Agency. (s.d.). *Tracking clean energy progress 2015*.
35. International Energy Agency. (s.d.). *World energy outlook special report 2015*.
36. Jaehnig, D. H. (2005). Thermo-chemical storage for solar space heating in a single-family house.
37. Johansson, E. A. (2012). Use of Comsol as a tool in the design of an inclined multiple borehole heat exchanger.
38. Kaufmann, J. W. (2013). Long-term heat storage in calcium sulfoaluminate cement (CSA) based concrete.
39. Kheng, K. S. (1999). Simulation of the onset of transient convection in porous media under fixed surface temperature boundary conditions. *Proceedings of 2nd international conference on CFD in the minerals and process industries*.
40. Lanini, S. D. (2014). Improvement of borehole thermal energy storage design based on experimental and modelling results. *03(56)*.
41. Lanini, S. N. (2011). Experimental and modeling study of solar thermal energy storage in dry rocks. *Proceedings of the 93rd EURO THERM seminar*.

42. Lavoue, F. T. (2010). Modeling and dimensioning ground heat exchangers principles: Influence of the soil's thermal proprieties. *International Building Performance Simulation Association*.
43. Lee, Y. L. (1998). The study on thermal flow pattern in soil for a geothermal heat pump.
44. Li, T. W. (2016). A novel solid–gas thermochemical multilevel sorption thermal battery for cascaded solar thermal energy storage. *Applied energy*, 106, 1–10.
45. Luo, J. R. (2013). Thermal efficiency comparison of borehole heat exchangers with different drillhole diameters. *Energies*, 6, 4187-4206.
46. Maehara, T. F. (2013). Field test of ungrouted ground heat exchangers with in-hole vertical groundwater flow. *PROCEEDINGS of the 38th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering*.
47. Man, Y. C. (2012). Heat transfer modeling of the ground heat exchangers for the ground-coupled heat pump systems. *Modeling and optimization of renewable energy systems*.
48. Medjelled, A. B. (2008). Experimental Model for the study of heat transfer in unsaturated soil: Case of underground thermal storage. *Journal of heat and technology*, 26(1), 95-102.
49. Monzó, P. M. (2014). A novel numerical model for the thermal response of borehole heat exchanger fields.
50. Muerth, M. J. (2008). A soil temperature and energy balance model for integrated assessment of global change impacts at the regional scale. Munich: Ludwig-Maximilians-Universität.
51. Nejad, E. P. (2012). Simulations of a New Double U-tube Borehole Configuration with Solar Heat Injection and Ground Freezing. (T. C. Simulation, Éd.) *Proceedings of eSim*.
52. Nield, D. A. (2000). Modelling fluid flow and heat transfer in a saturated porous medium. *Journal of Applied Mathematics & Decision Sciences*, 4(2), 165-176.
53. Nield, D. A. (2006). *Convection in porous media, 3rd edition*. New York: Springer Science and Business Media, Inc.

54. Osuna, R. O. (2006). PS10, Construction of a 11MW solar thermal tower plant in seville, Spain. NREL CSP Technology Workshop.
55. Ouyang, L. L. (2008). Analysis of flow and heat transfer characteristics of porous heat-storage wall in greenhouse. *Energy Power Engineering*, 406-409.
56. Pardo, P. (2013). Développement d'un procédé de stockage d'énergie thermique haute température par voie thermochimique. Institut National Polytechnique de Toulouse.
57. Pavlov, G. K. (2004). *Building Thermal Energy Storage*. DTU - Department of civil engineering, Technical University of Denmark.
58. Philippe, M. B. (2011). A semi-analytical model for serpentine horizontal ground heat exchangers. *HVAC&R Research*, 17(6), 1044-1058.
59. Philippe, M. B. (2011). Experimental validation of a serpentine horizontal ground heat exchanger model. *Geophysical Research Abstracts*, 13.
60. Pies, M. O. (2013). Measurement and simulation of underground heat collecting processes with COMSOL Multiphysics. *Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science*, 2.
61. Rabin, S. K. (1991). A simplified model for helical heat exchanger for long-term energy storage in soil. *Proceedings of the 18th EURO THERM seminar*, 305-314.
62. Said, S. M.-S. (2009). Horizontal ground heat exchanger design for ground-coupled heat pumps. *Proceedings of the ecologic vehicles - renewable energies conference*.
63. Salomoni, V. M. (2013). Conceptual Study of a Thermal Storage Module for Solar Power Plants with Parabolic Trough Concentrators.
64. Sanner. B., K. F. (2005). Underground Thermal Energy Storage for the German Parliament in Berlin, System Concept and Operational Experiences. *Proceedings World Geothermal Congress 2005*.
65. Schmidt, T. M. (2006). New steps in seasonal thermal energy storage in Germany.
66. Schulte, D. O. (2015). A MATLAB toolbox for optimization of deep borehole heat exchanger arrays. *Proceedings of World Geothermal Congress*.

67. Shao, H. S. (2014). Numerical modeling of borehole heat exchangers (BHEs) and its interactions with the surrounding soil. *proceedings of 3rd european geothermal workshop*.
68. Sharma, A. T. (2009). Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renewable and sustainable energy reviews*, 13, 318–345.
69. Sharma, R. I. (2013). Numerical simulation of transient free convection flow and heat transfer in a porous medium. *Mathematical Problems in Engineering*.
70. Stritih, U. B. (2014). Description and analysis of adsorption heat storage device. *Journal of Mechanical Engineering*, 60, 619-628.
71. Thirugnanam, C. M. (2013). Experimental analysis of latent heat thermal energy storage using paraffin wax as phase change material. *International Journal of Engineering and Innovative Technology*, 372-376.
72. Tsilingiris, P. T. (2008). Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 °C. 49, 1098-1110. Elsevier.
73. Tyner, E. S. (1995). Solar two: A molten salt power tower demonstration.
74. Valentina A. Salomoni, C. E. (2013). Conceptual Study of a Thermal Storage Module for Solar Power Plants with Parabolic Trough Concentrators. (151-181).
75. Welsch, B. R. (2015). Technical and economical evaluation of medium deep borehole thermal energy storages.
76. Yang, K. V. (2011). Transient aspects of heat flux bifurcation in porous media: An exact solution. *Journal of Heat Transfer*, 133(052602-1).