



Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique

Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADEMIQUE

Domaine: Sciences et Technologies

Filière: Génie mécanique

Spécialité: Énergétique et Énergies renouvelables

Thème

Effet de la géométrie de l'échangeur de chaleur sur les performances d'un réservoir de stockage thermique solide

Devant le jury composé de :

Dr. BOUKHARI Ali

Dr. MENACEUR Nouredine

Dr. BOURKANE Houda

Dr. MAHFOUDI Nadjiba

Président

Examinateur

Examinateur

Encadreur

Présenté par :

- BEKKARI Zoubir

- MESSAOUDI Mohamed-Meftah

Remerciements

Ce mémoire de master est le résultat de travail de recherche de plusieurs mois. Nous souhaitons adresser tous nos remerciements aux personnes qui nous ont apporté leur soutien et qui ont ainsi contribué à l'élaboration de ce mémoire.

*Nous remercions vivement et chaleureusement **Dr. Mahfoudi Nadjiba** encadreur de ce mémoire, pour nous avoir guidé et soutenu tout au long de ce mémoire. Nous la remercions particulièrement pour la confiance qu'elle nous a accordée, pour sa rigueur scientifique, pour sa patience et pour ses conseils judicieux qui ont contribué à la réalisation et à l'accomplissement de ce travail.*

Nous tenons à remercier également les membres de jury d'avoir bien accepté d'examiner notre travail.

Nous exprimons notre reconnaissance aux enseignants du département de Génie Mécanique à l'université Hamma Lakhdar d'El Oued, pour l'encadrement pédagogique durant ces deux années de formation de master.

Nous adressons enfin nos remerciements à nos familles et nos amis pour leurs encouragements le long de la réalisation de ce travail.

Dédicace

Nous avons le grand plaisir de dédier ce modeste travail à :

Nos chers parents, qui nous toujours soutenu dans notre études.

Tous nos femmes et nos enfants.

Tous nos frères et sœurs chacun avec son nom.

Tous nos familles chacun son nom.

Tous nos enseignants chacun son nom.

Tous nos collègues chacun son nom.

Chaque personne qui nous aidé chacun son nom.

Promo Energétique et énergie renouvelable 2015/2016

Table des matières	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction générale	1

Chapitre 1 : Stockage de Chaleur technique et matériaux

1.1. Introduction	3
1.2. Classification d'un système de stockage thermique.....	3
1.3. Types de stockage de chaleur	4
1.3.1. Stockage par chaleur sensible.....	4
1.3.1.1. Matériaux liquides	4
L'Eau	5
Les huiles organiques	5
Les sels fondus	6
1.3.2.1. Matériaux solides.....	7
1.3.2. Stockage par chaleur latente	8
1.3.2.1. Les matériaux à changement de phase	9
1.3.3. Stockage thermochimique	12
1.3.3 .1. Principe de fonctionnement.....	12
1.4. Comparaison entre les différentes techniques de stockage thermique.....	14
1.5. Critères de choix et de conception d'un système de stockage	16
1.6. Choix d'un matériau de stockage	16
Efficacité.....	16
Coût	17
Capacité calorifique.....	17
Autodécharge.....	17
Vitesse de restitution	17
Encombrement.....	17
Sécurité et impacts sur l'environnement	18
1.7. Quelques travaux	18

Chapitre 2 : Modélisation mathématique

2.1. Phénomènes thermiques dans les matériaux	21
2.1.1. Introduction	21
2.1.2. Notions fondamentales	21
2.1.2.1. La température	21
2.1.2.2. La chaleur	22
2.1.2.3. La relation entre température et chaleur	22
2.1.2.4. La Conservation de l'énergie.....	22
2.2. Les principaux modes de transfert de chaleur	23
2.2.1. Conduction	23
2.2. 2.Convection.....	25
2. 2. 3.Rayonnement	26
2.3. La conduction en régime transitoire	27
2.3.1. Modélisation	27
2.3.2. Conditions de l'unicité	28
2.3.3. Conditions aux limites spatiales et temporelles	28
2.3.3.1 Conditions initiales	28
2.3.3.2 Conditions aux limites	28
2.4. Milieu semi-infini	30
2.4.1. Introduction	30
2.4.2. Milieu à température uniforme (Lumped Capacitance)	30
2.4.3. Surface à température constante (à refaire pas des toutes claires)	31
2.4.4. Surface à flux constant	33
2.4.5. Surface en contact avec un fluide	34
2.4.6. Mur d'épaisseur finie.....	35
Hypothèses.....	36
Volume de contrôle	36
2.4.7. Cylindre long	37
2.4.7.1 Cylindre infini avec température de surface imposée	38
2.5. Modélisation du transfert thermique dans un milieu poreux.....	39
2.5.1. Définition des milieux poreux	39
2.5.2. Caractérisation des milieux poreux	40
2.5.2.1. Volume Élémentaire Représentatif (VER).....	40

2.5.2.2. Porosité	41
2.5.2.3. Perméabilité	42
2.5.3. Paramètres thermiques.....	44
2.5.3.1. Capacité calorifique équivalente	44
2.5.3.2. Conductivité thermique équivalente.....	44
2.5.4. Transferts de chaleur dans un milieu poreux saturé par un fluide	45
2.5.5. Milieu poreux saturé d'un fluide globalement au repos.....	45
2.5.6. Milieu poreux saturé d'un fluide en mouvement	46
2.5.6.1. Equivalence du milieu poreux à un seul milieu continu fictif.....	46
2.5.6.2. Equivalence du milieu poreux à deux milieux continus fictifs	46
2.6. Modélisation du comportement thermique du sable	47
2.6.1. Description de la configuration étudiée.....	47
2.6.2. Modélisation 2D	48
2.6.3. Equations gouvernantes.....	49
2.6.4. Performances de stockage	50

Chapitre 3 : Simulation Numérique

3.1. Modélisation numérique du comportement thermique du sable	52
3.3.1. Introduction	52
3.3.2. Prise en main du logiciel	52
3.1.3. Les potentialités et les performances de COMSOL Multiphysics	53
3.2. Modélisation sous COMSOL	54
3.2.1. Modélisation 2D	54
Autres configurations géométriques.....	57
3.2.2. Modélisation 3D	63
L'écoulement du fluide	63
Le transfert de chaleur dans le fluide	63
Le transfert de chaleur dans la région solide	64
Configuration à 16 tubes de chargement.....	65
Autres configurations géométriques.....	68
Conclusion générale.....	74

Liste des figures

Figure. 1.1 : Classification d'un système de stockage thermique	2
Figure.1.2 : Profil de changement de phase pour le stockage par chaleur latente (solide/liquide).....	8
Figure. 1.3 : Classification des MCP	9
Figure.1.4 : Organigramme de conception d'un ESECL	10
Figure.1.5 : Classification des systèmes de stockage par sorption et par réaction chimique	11
Figure.1.6 : Schéma de principe d'un système de stockage par voie thermochimique	12
Figure.1.7 : Concept de processus stockage thermochimique $\text{CaO}/\text{Ca}(\text{OH})_2$	20
Figure.2.1 : Lisent de la chaleur et la température	22
Figure.2.2 : Accumulation de la quantité de chaleur	23
Figure.2.3 : Représentation sur un élément de volume, du flux thermique dans les trois directions	24
Figure.2.4 : Transfert de chaleur par convection à la surface d'un solide.....	26
Figure.2.5: Transfert de chaleur par rayonnement à la surface d'un solide	27
Figure.2.6: Résumé des différentes conditions aux limites	29
Figure.2.7: Schéma du milieu semi-infini avec température de surface imposée	32
Figure.2.8: Schéma du milieu semi-infini avec flux surfacique imposé	33
Figure.2.9: Schéma du milieu semi-infini avec coefficient de transfert convectif imposé .	34
Figure.2.10: Schéma d'un mur d'épaisseur finie.....	36
Figure.2.11: Schéma d'un cylindre infini	38
Figure.2.12 : La figure illustre la taille intermédiaire l du volume élémentaire représentatif VER entre la taille du milieu poreux à l'échelle macroscopique L et la taille du pore à l'échelle microscopique d	40
Figure.2.13: Arrangements réguliers de sphères de même diamètre avec la porosité ε associée	42
Figure.2.14 : Strates en série et en parallèle	45
Figure.2.15 : Schéma physique de l'unité de stockage.....	47
Figure.2.16 : Schéma simplifié de l'unité de stockage.....	48
Figure.2.17 : Configuration en 2D du domaine d'étude.....	49
Figure.3.1 : Maillage du domaine d'étude avec les différentes formes géométriques de la section de l'échangeur de chaleur.....	54
Figure.3.2 : Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement à échangeur (section circulaire).....	56

Figure.3.3 : Profile de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement avec un échangeur de section circulaire (calculée au centre de la géométrie $x = y = 0$).	57
Figure.3.4 : Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement à échangeur (section carré).....	58
Figure.3.5 : Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement à échangeur (section triangulaire).	59
Figure.3.6 : Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement à échangeur (Section elliptique).	60
Figure.3.7 : Profile de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement avec un échangeur de section carrée (calculée au centre de la géométrie $x = y = 0$)	61
Figure.3.8 : Profile de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement avec un échangeur de section triangulaire (calculée au centre de la géométrie $x = y = 0$)	61
Figure.3.9 : Profile de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement avec un échangeur de section elliptique (calculée au centre de la géométrie $x = y = 0$)	62
Figure.3.10 : Les profiles de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement pour différentes géométries d'échangeurs.....	62
Figure.3.11 : Maillage du domaine d'étude avec les différentes formes géométriques de l'échangeur de chaleur.....	64
Figure.3.12 : Les configurations étudiées en 3D	65
Figure.3.13: Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement (échangeur de 16 tubes	66
Figure.3.14: Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement plan $y = 0.0625$ (échangeur de 16 tubes)	67
Figure.3.15: Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement plan inclinée 45° (échangeur de 16 tubes).....	67
Figure.3.16: Profile de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement avec un échangeur de 16 tubes circulaire (calculée au centre de la géométrie $x = y = 0, z = 0.25$).	67
Figure.3.17: Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement (échangeur serpentin)	69

Figure.3.18: Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement plan $z = -0.0625$ (échangeur serpentin)	70
Figure.3.19: Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement plan $x = 0$ (échangeur serpentin)	70
Figure.3.20: Profile de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement avec un échangeur serpentin (calculée au centre de la géométrie $x = y = 0, z = 0.25$)	70
Figure.3.21: Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement (échangeur spirale).	71
Figure.3.22: Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement plan $x = 0$ (échangeur spirale).	72
Figure.3.23: Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement plan $z = 0$ (échangeur spirale).	72
Figure.3.24: Profile de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement avec un échangeur spirale (calculée au centre de la géométrie $x = y = 0, z = 0.25$).	72
Figure.3.25: Les profiles de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement pour différentes géométries d'échangeurs.....	73

Liste des tableaux

Tableau.1.1. classification des sels fondus en fonction de la température nécessaire pour une application spécifique	5
Tableau 1.2: Propriétés des matériaux solide utilisés dans le stockage thermique	6
Tableau 1.3: Propriétés des matériaux solide utilisés dans le stockage thermique	7
Tableau 1.4: les caractéristiques des trois catégories de MCP	10
Tableau 1.5: Caractéristiques des différents systèmes de stockage de chaleur	10
Tableau 3.1: Nombre d'élément de maillage correspondant à chaque forme géométrique ..	54
Tableau 3.2: Propriétés thermo physique du sable	55
Tableau 3.3: Nombre d'élément de maillage correspondant à chaque forme géométrique .	64
Tableau 3.4: Paramètre de simulation 3D	65

Nomenclature

C_p	chaleur spécifique	$J.Kg^{-1}.K^{-1}$
E	quantité d'énergie	J
H	l'enthalpie	JKg^{-1}
h	coefficient d'échange thermique superficiel	$m^{-2}.K^{-1}$
k	la conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
L	Chaleur latente de changement de phase	JKg^{-1}
m	masse	Kg
n	nombre de mole	mol
Q	quantité de chaleur	J
T	température	K
t	temps	s
$\vec{V}$	vitesse de filtration	m/s

Symboles grecs

Δ	variation	-
ρ	la masse volumique	$kg.m^{-3}$
τ	la constante de temps	-
θ	température adimensionnel	-
ε	porosité	-
μ	la viscosité dynamique	$kg/m.s$
η	rendement	-

Indices et exposants

MCP	Matériau à Changement de Phase	-
$ESECL$	élément de stockage d'énergie par chaleur latente	-
e	l'indice de vides	-

Introduction générale

Face à une constante raréfaction des ressources énergétiques d'origine fossile (pétrole, gaz naturel, charbon, etc....) d'une part, et aux difficultés d'ordre politico-économique concernant leur approvisionnement énergétique d'autre part, les pouvoirs publics encouragent les énergies renouvelables. Ces dernières représentent une source infinie, hélas leur caractère intermittent et fluctuant cause un problème. Parmi les solutions envisageables, la bonne gestion des ressources et le stockage d'énergie.

Il existe différentes manières de stocker l'énergie, à titre d'exemple les stations hydrauliques, les cuves d'air comprimé, le stockage à volant d'inertie, le stockage chimique (batterie) et le stockage thermique. Le stockage thermique représente une solution prometteuse pour des applications liées à l'énergie solaire. Un système de stockage thermique peut être classifié selon différents critères : le type de stockage, la durée de stockage et la température de stockage. Trois types de stockage existe : le stockage par chaleurs sensible le stockage par chaleur latente le stockage thermochimique [1]. En outre on trouve le stockage passif et actif. Dans le cadre de ce travail on s'intéresse au stockage passif par chaleur sensible, à travers une investigation numérique des performances de stockage (température, temps de chargement, efficacité, et énergie stockée) d'une cuve avec un échangeur de chaleur faisant circuler le fluide caloporteur, et avec le sable comme milieu de stockage.

Dans le but d'étudier l'effet de la géométrie de l'échangeur de chaleur sur les performances de stockage, de différentes configurations de l'échangeur sont considérées.

Ce mémoire est divisé en trois chapitres. Le premier chapitre présente une revue de la littérature sur le stockage thermique, les techniques de stockage et les matériaux utilisés. Le deuxième chapitre est destiné à la modélisation du transfert de chaleur dans un milieu de stockage ainsi que les principaux éléments utilisés pour la résolution des équations dans un environnement de simulation. Enfin le troisième chapitre présente les résultats de la simulation réalisée ainsi que la comparaison des différentes géométries considérées.

Chapitre 1

*Stockage de Chaleur,
technique et matériaux*

1.1. Introduction

Le stockage de chaleur est utilisé depuis très longtemps. On pense en premier lieu à des pierres qui, après avoir passé la soirée dans le feu, sont transportées à proximité des lits pour garder les occupants au chaud. Ou encore, les pierres entourant les cheminées pour permettre à la chaleur dégagée par le feu d'être emmagasinée puis dissipée tranquillement même suite à l'extinction du feu. Ou encore à la glace qui était enlevée des lacs et rivières gelés durant l'hiver et emmagasinés dans des « maisons de glace ». Isolée avec du bran de scie, la glace restait disponible jusqu'à la fin de l'été. Plus récemment, des camions de transport de produits réfrigérés utilisent le même principe, parfois avec des mélanges de sel pour le transport des denrées sensibles à la chaleur.

1.2. Classification d'un système de stockage thermique

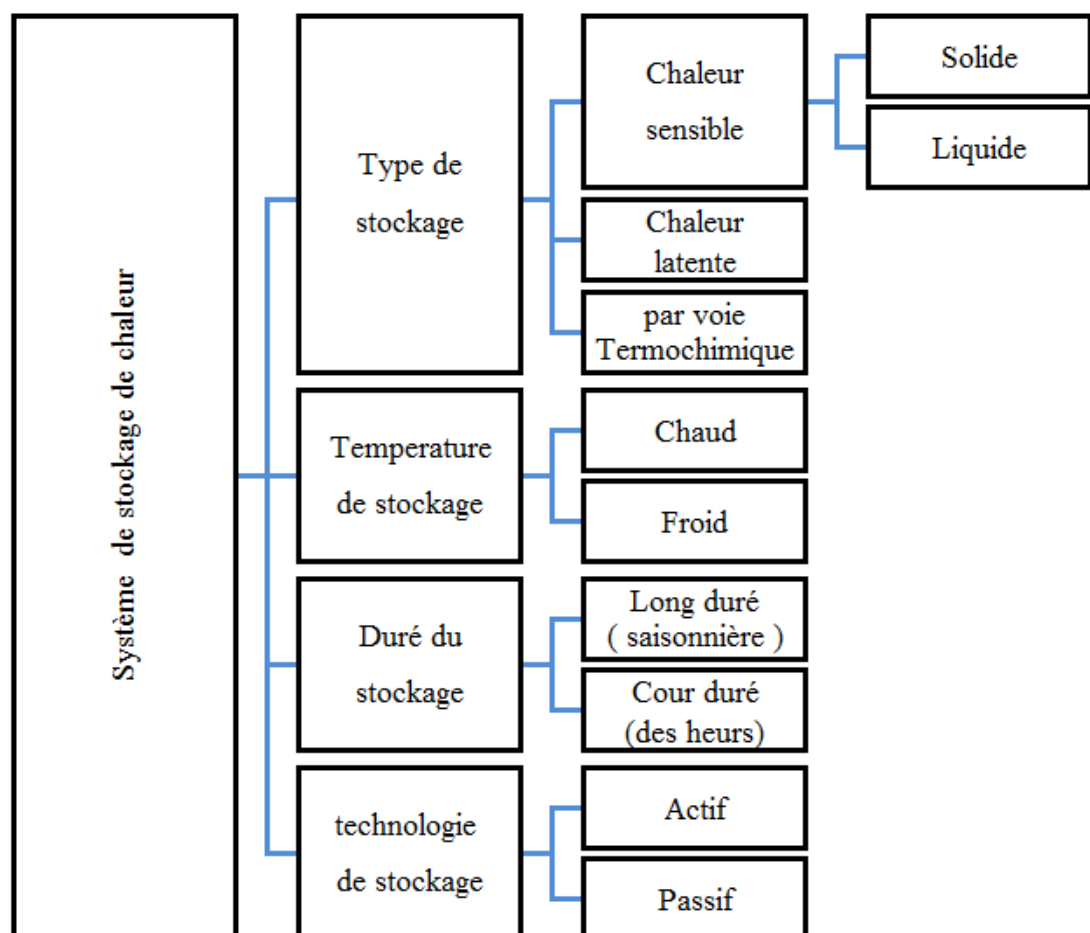


Figure 1.1. Classification d'un système de stockage thermique

1.3. Types de stockage de chaleur

Le stockage de la chaleur peut se faire selon trois types : par **chaleur sensible**, par **chaleur latente**, ou par voie **thermochimique** [2].

1.3.1. Stockage par chaleur sensible

Un système de stockage de chaleur par chaleur sensible utilise la capacité thermique d'un matériau, c'est-à-dire sa chaleur spécifique, afin d'emmagasinier de l'énergie. L'énergie thermique est stockée par l'augmentation de la température du matériau suivant la relation

$$E = \int_{T_1}^{T_2} m \cdot C_p \cdot dT \quad (1.1)$$

Où, E est la quantité d'énergie stockée (J), m est la masse du matériau de stockage (kg), C_p est la chaleur spécifique du matériau de stockage ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$) et dT est la variation de la température durant l'étape de charge (K).

De plus, aucun changement de phase n'apparaît en cours de fonctionnement. Afin qu'un matériau soit reconnu comme potentiel utilisable comme médium de stockage de chaleur sous forme sensible, il doit répondre aux critères suivants [3] :

- Chaleur spécifique élevée ;
- Stabilité à long terme avec cycles thermiques ;
- Compatibilité avec son contenant ;
- Faible coût.

Les principaux matériaux utilisés se retrouvent sous forme liquide ou solide.

1.3.1.1. Matériaux liquides

Les matériaux liquides sont de bons candidats pour un système de stockage de chaleur sous forme sensible. En effet, leur état liquide permet généralement une meilleure intégration au système d'échange de chaleur. De plus, la vitesse de restitution de la chaleur est généralement plus élevée due aux effets convectifs qui se produisent à l'intérieur du liquide. Cette caractéristique spécifique aux matériaux liquides leur procure par contre une plus grande autodécharge, résultant en une plus faible autonomie pour une puissance donnée. Les principaux liquides utilisés sont l'eau et les huiles thermiques et les sels fondus.

✓ **L'Eau**

Étant un des matériaux les plus accessibles et abondant au monde, l'eau a vite été considérée pour une utilisation de stockage thermique sous forme sensible. L'essai a été concluant pour certaines situations, car son utilisation comporte de nombreux avantages. Par contre, certains inconvénients font que d'autres matériaux peuvent y être préférés dans certains systèmes. [3]

Avantage:

- Haute efficacité
- Chaleur spécifique élevée
- Stratification thermique
- Faible coût
- Très disponible
- Très documenté
- Aucune détérioration

Inconvénients:

- Pression de vapeur élevée
- Corrosif à certains contenants

✓ **Les huiles organiques**

Les huiles sont les liquides les plus utilisés après l'eau, pour un système de stockage thermique sous forme sensible. La chaleur spécifique de certaines huiles est de 25 à 40 % plus élevée que celle de l'eau. Ils ont également une plus basse pression de vapeur ce qui permet de leur utilisation à température plus élevée. Les deux principales huiles qui ont retenu l'attention pour une application de stockage de chaleur sont le Therminol et la Caloria-HT [3-4].

Avantage:

- Chaleur spécifique élevée
- Non-corrosif aux contenants
- Disponible
- Faible pression de vapeur
- Température de fonctionnement élevée

Inconvénients:

- Coût élevée
- Toxique pour l'environnement
- Inflammable

✓ **Les sels fondus**

On désigne par « sel fondu » tout milieu ionique constitué d'anions et de cations inorganiques entre lesquels de fortes interactions électrostatiques permettent une cohésion du liquide. Afin de ne pas confondre les sels fondus avec les liquides ioniques à température ambiante, il convient de préciser que les températures d'utilisation des sels fondus sont beaucoup plus élevées, de 400 à 800°C pour les chlorures ou jusqu'à 1200°C pour les fluorures. De manière générale, les sels fondus possèdent une grande capacité calorifique, une bonne conductivité thermique et une pression de vapeur relativement basse [5].

Les sels fondus ont été utilisés dans de nombreuses industries comme fluide calorifique à haute température. En fonction de la température nécessaire pour une application spécifique, les sels fondus peuvent être classés comme indiqué dans le tableau suivant:

Tableau 1.1 : *classification des sels fondus en fonction de la température nécessaire pour une application spécifique.*

Système à sel fondu	Chlorures alcalins, chlorure d'aluminium	Nitrates, nitrites hydroxydes alcalins	Halogénures, sulfates, carbonates alcalins
Température de travail	150-250 °C	250-400 °C	450-1000 °C

1.3.1.2. Matériaux solides

Les matériaux solides sont également de bons candidats pour une application de stockage thermique. Parmi les matériaux solide les plus utilisés, on a : les roches, le sable, les briques, les métaux ...

Le tableau suivant résume les caractéristiques de certains matériaux solides utilisés dans le stockage sensible [6] :

Tableau 1.2 : *Propriétés des matériaux solide utilisés dans le stockage thermique.*

Matériaux	Densité [Kg/m ³]	Chaleur spécifique [J/Kg .K]	Capacité Thermique Volumétrique [MJ/m ³ .K]
Argile	1458	879	1,28
Briques	1800	837	1,51
Grés	2200	712	1,57
Bois	700	2390	1,67
Béton	2000	880	1,76
Verre	2710	837	2,27
Aluminium	2710	896	2,43
Ferre	7900	452	3,57
Acier	7840	465	3,68

En plus de leurs capacités calorifiques importantes, les matériaux solides ne présentent aucun problème dû à la pression de vapeur. Les métaux sont de bons candidats pour le stockage thermique. Cependant, ils restent coûteux en comparaison avec d'autres matériaux solides, notamment, la roche, le béton et la brique. Ayant des caractéristiques très rapprochées, les roches, le béton et les briques forment une catégorie à haut potentiel d'utilisation comme matériaux dans un système de stockage thermique sous forme sensible. En effet, leur stabilité à long terme, leur disponibilité et leur prix abordable en font de bons candidats. Par contre, leur faible conductivité thermique ainsi que leur faible chaleur spécifique font que d'autres matériaux leur soient souvent préférés.

Le tableau ci-dessus, résume les avantages et les inconvénients des matériaux solides utilisés dans le stockage par chaleur sensible.

Tableau 1.3 : Propriétés des matériaux solide utilisés dans le stockage thermique.

Matériaux	Avantages	Inconvénients
Métaux	• Conductivité thermique élevée • Chimiquement stable • Disponible • Recyclable	• Très dispendieux
Roches, Brique, et Béton...	• Excellente stabilité cyclique (Roches) • Chimiquement stable • Disponible	• Abordable • Faible chaleur spécifique • Faible conductivité thermique

1.3.2. Stockage par chaleur latente

L'énergie thermique peut être stockée de façon isotherme grâce à un changement de phase des matériaux, solide/liquide ou liquide/vapeur. Durant l'étape de charge, l'énergie thermique fournie au média permet son échauffement, puis son changement de phase et éventuellement sa surchauffe. Celui-ci est ensuite stocké à la température de charge. Lors de la restitution de l'énergie celle-ci change de nouveau de phase pour restituer l'énergie stockée et reprendre son état initial. La Figure 1.2 représente les différentes étapes d'un tel système de stockage.

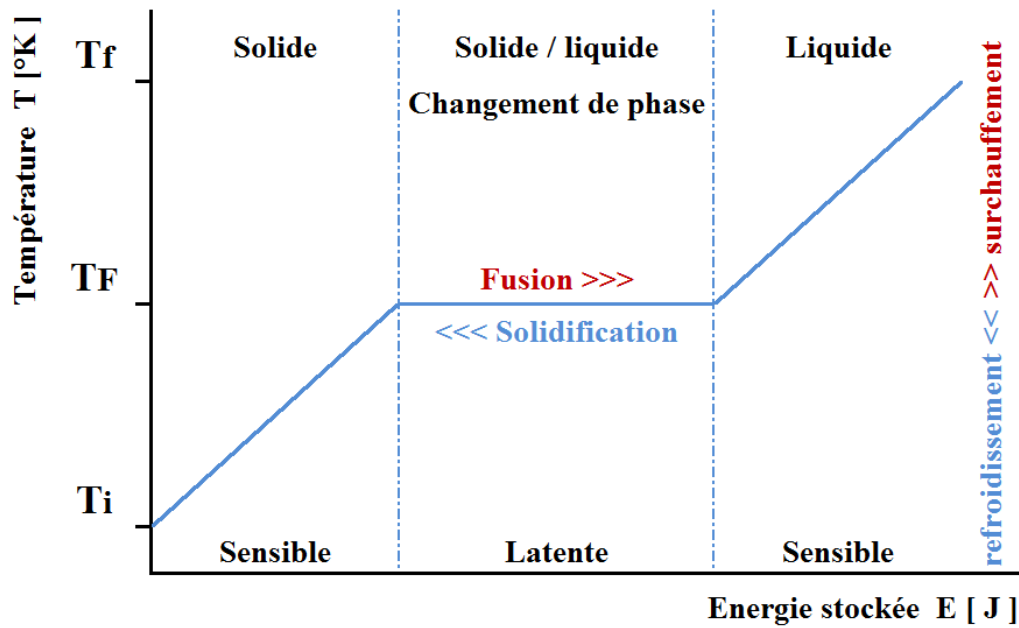


Figure 1.2. Profil de changement de phase pour le stockage par chaleur latente (solide/liquide).

La quantité d'énergie stockée dans le matériau est la somme de l'énergie sensible et de l'énergie latente donnée par la relation (1.2). La majeure partie de l'énergie stockée est comprise dans l'enthalpie de changement de phase du matériau.

$$E = \int_{T_1}^{T_2} m \cdot C_{p,s} \cdot dT + m \cdot \Delta L + \int_{T_1}^{T_2} m \cdot C_{p,i} \cdot dT \quad (1.2)$$

Où, E est la quantité d'énergie stockée (J), m est la masse du matériau de stockage (kg), $C_{p,s}$ et $C_{p,i}$ sont respectivement les chaleurs spécifiques des matériaux solide et liquide ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$), ΔL est l'enthalpie de changement de phase ($J \cdot kg^{-1}$) et dT est la variation de la température durant l'étape de charge (K).

1.3.2.1. Les matériaux à changement de phase

On nomme Matériau à Changement de Phase - ou MCP - tout matériau capable de changer d'état physique dans une plage de température restreinte. Cette plage est grossièrement localisée entre 10 et 80 degrés. Dans cet intervalle de température, le changement de phase prépondérant reste la fusion/solidification. Ces températures sont accessibles naturellement et

sont omniprésentes dans notre vie quotidienne (température d'ambiance d'une maison, température d'un corps humain, de l'eau chaude sanitaire...) [7].

Les matériaux à changement de phase ont pour particularité de pouvoir stocker l'énergie sous forme de chaleur latente ; la chaleur étant absorbée ou restituée lors du passage de l'état solide à l'état liquide et vice versa. Ainsi l'énergie stockée dépend de la chaleur latente et de la quantité du matériau de stockage. Le diagramme ci-dessous présente la classification des matériaux à changement de phase :

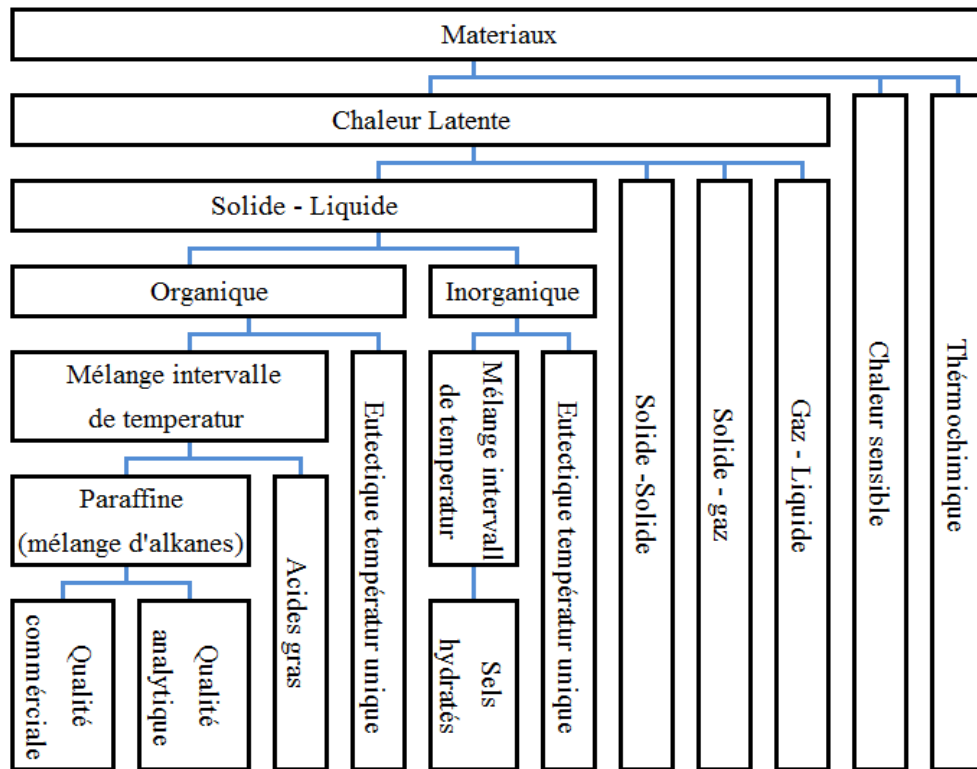


Figure 1.3. Classification des MCP [9].

L'implantation d'un élément de stockage d'énergie par chaleur latente (ESECL) se fait en trois principales étapes [8] :

- choix du MCP;
- choix du réservoir de stockage ;
- choix de l'échangeur de chaleur.

La figure 1.4 montre la méthodologie de conception qui devrait être utilisée pour un (ESECL).

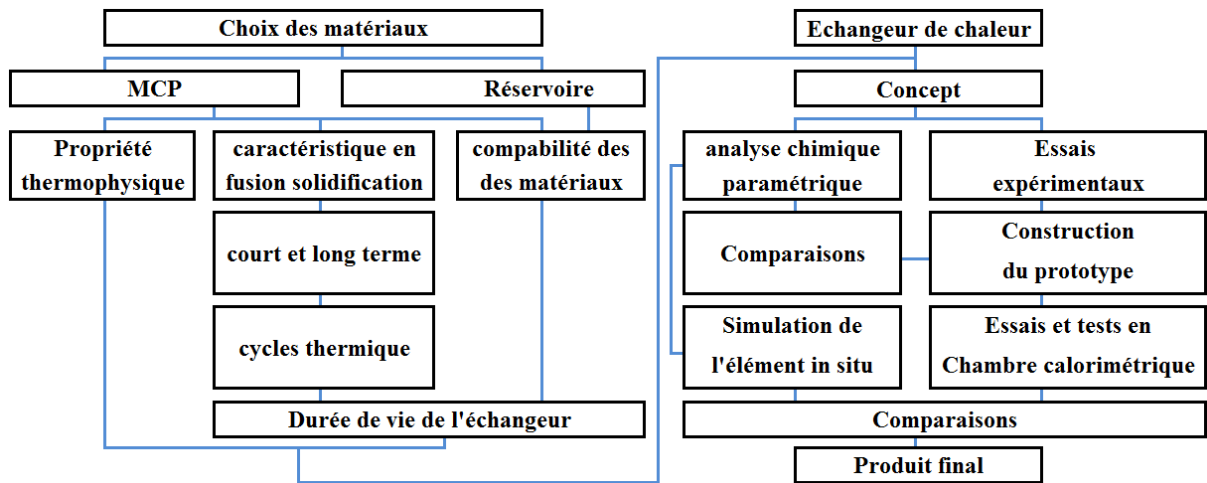


Figure 1.4. Organigramme de conception d'un ESECL [8]

Les MCP peuvent être regroupés en trois principales catégories :

- les matériaux ayant un changement de phase solide-solide.
- les matériaux ayant un changement de phase solide-liquide.
- et les matériaux ayant un changement de phase liquide-gazeux.

Le tableau 1.4 : résume les caractéristiques des trois catégories de MCP.

Caractéristiques	Solide-solide	Solide-liquide	Liquide-gaz
Température de fusion	Hors application	Grande plage	Élevée
Changement de volume	Négligeable	Léger	Très Élevé
Matériaux disponibles	Peu de matériaux identifiés	Oui	Oui
Technologie à point	Non	Oui	Plus ou moins

1.3.3. Stockage thermochimique

Le terme de stockage thermochimique recouvre deux phénomènes : la sorption et la réaction chimique. Le stockage de chaleur par sorption est intéressant pour le stockage basse température ($T \approx 80\text{ °C}$) tandis que pour des applications de type solaire concentré ($T \approx 200$ à 2000 °C), ce sont les réactions de synthèse chimique qui semblent être les plus adaptées [10]. La Figure 1.5 présente la classification des systèmes de stockage par sorption et par réaction chimique.

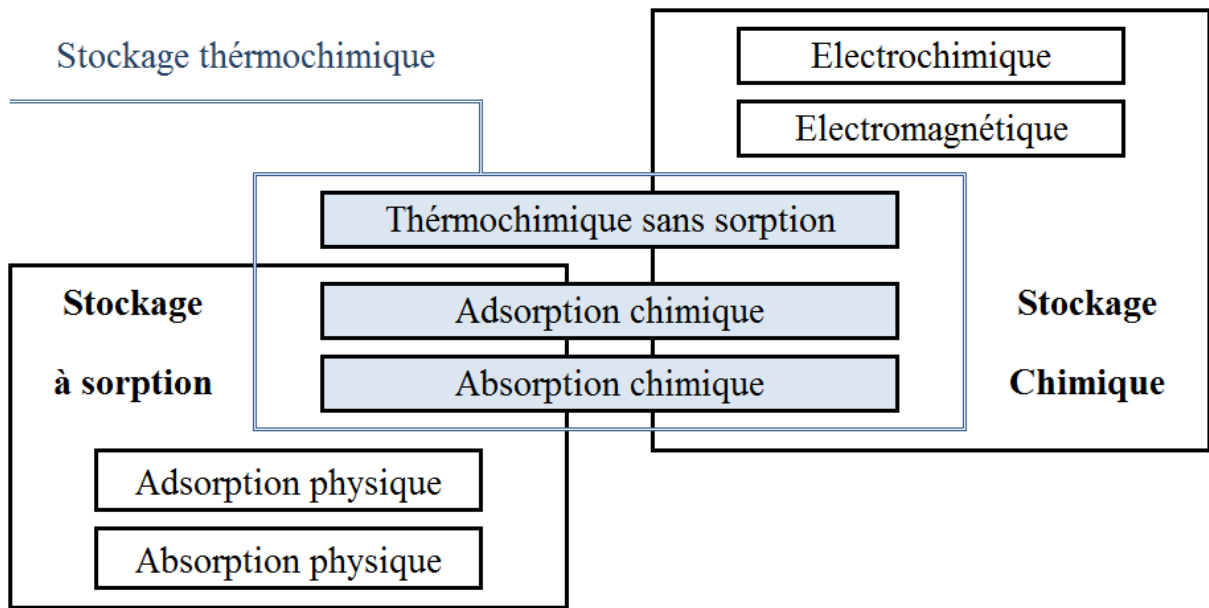


Figure 1.5. Classification des systèmes de stockage par sorption et par réaction chimique [11].

1.3.3.1. Principe de fonctionnement

La voie thermochimique exploite la réversibilité des réactions chimiques pour stocker l'énergie. De façon générale, les réactions sont de la forme :



Les réactions les plus couramment rencontrées sont de la forme suivante :



Pour ce type de stockage, la réaction mise en jeu doit être totalement réversible afin que le procédé ne perde pas sa capacité de stockage au cours des cycles. Le schéma de principe du stockage de chaleur par voie thermochimique est présenté sur la Figure 1.6.

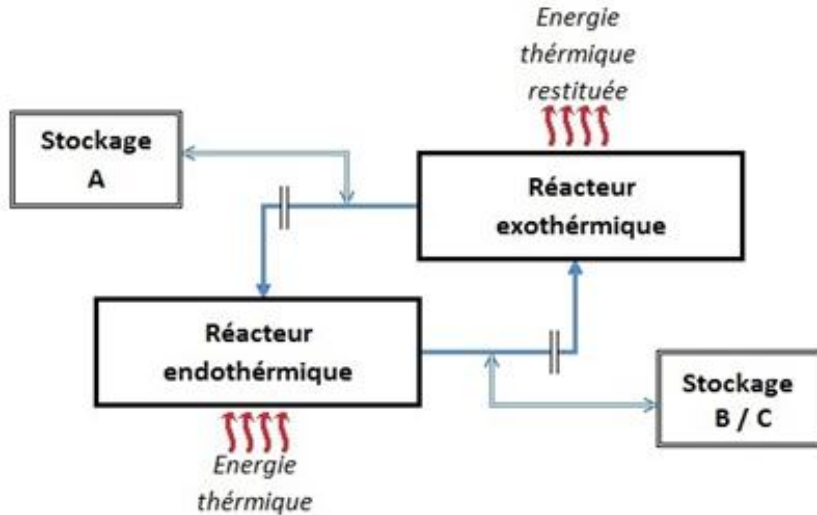


Figure 1.6. Schéma de principe d'un système de stockage par voie thermochimique.

Lors de l'étape de charge, l'énergie thermique issue du champ solaire permet de mettre en œuvre la réaction endothermique. Les produits de cette réaction (B et C) sont séparés et stockés. Lorsque l'énergie thermique doit être restituée, les produits stockés (B et C) sont mis en contact afin de réaliser la réaction exothermique réversible et ainsi restituer la chaleur et régénérer le produit initial (A).

La quantité d'énergie qui peut être stockée dans une réaction chimique de type $A + \Delta H_r \longleftrightarrow B + C$ est la somme des énergies sensibles des matériaux et de la chaleur de réaction.

La quantité d'énergie stockée est exprimée selon la relation (1.5) :

$$E = \sum_{i=1}^N \int_{T_i}^{T_f} m_i \cdot C_{pi} \cdot dT + n_A \times \Delta H_r \quad (1.5)$$

Où, E est la quantité d'énergie stockée (J), n_A est le nombre de moles du produit A (mol), ΔH_r est l'enthalpie de la réaction ($J \cdot mol^{-1}$).

Parmi les couples les plus utilisé dans le stockage thermochimique, le $\text{CaO}/\text{Ca}(\text{OH})_2$, dont le processus de stockage est illustré par la réaction chimique suivante :

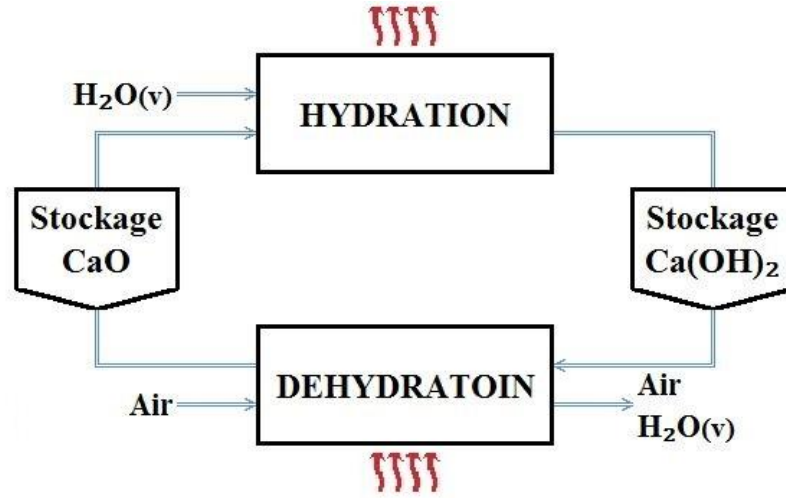
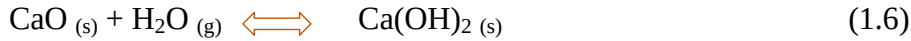


Figure 1.7. Concept de processus stockage thermochimique $\text{CaO}/\text{Ca}(\text{OH})_2$

1.4. Comparaison entre les différentes techniques de stockage thermique

Le Tableau 1.5 répertorie les caractéristiques des trois systèmes de stockage d'énergie thermique présentés. Six paramètres fondamentaux ont été choisis : la densité énergétique, la température de stockage, la durée de stockage, le transport de l'énergie, la maturité du système et la complexité de mise en œuvre du système.

Dans le cadre de ce travail, le choix s'est fixé sur le stockage par chaleur sensible, vu que cette technologie a atteint une maturité qui la rend simple à exploiter.

Tableau 1.5 : *Caractéristiques des différents systèmes de stockage de chaleur.*

		Stockage par chaleur sensible	Stockage par chaleur latente	Stockage par voie thermochimique
Densité énergétique	Volumétrique	Faible $\sim 15 - 60 \text{ kWh.m}^{-3}$	Moyenne $\sim 50 - 100 \text{ kWh.m}^{-3}$	Elevée $\sim 100 - 500 \text{ kWh.m}^{-3}$
	Massique	Faible $\sim 0,02 - 0,03 \text{ kWh.kg}^{-1}$	Moyenne $\sim 0,05 - 0,1 \text{ kWh.kg}^{-1}$	Haute $\sim 0,5 - 1 \text{ kWh.kg}^{-1}$
Température de stockage		Température de l'étape de charge	Température de l'étape de charge	Température de l'étape de charge ou température ambiante
Durée de stockage		Limitée (Pertes thermiques)	Limitée (Pertes thermiques)	Théoriquement illimitée
Transport de l'énergie		Faible distance	Faible distance	Distance théoriquement illimitée
Maturité		Echelle industrielle (20 MW _e)	Echelle pilote (100 kW _{th})	Echelle laboratoire (1-5 kW _{th})
Technologie		Simple	Moyenne	Complexe

1.5. Critères de choix et de conception d'un système de stockage

Les critères de conception d'un système de stockage sont nombreux et leur importance relative est directement liée à la technologie de stockage et au mode de fonctionnement souhaité. Si la capacité thermique, la quantité d'énergie stockée et restituée, sont des points clés, d'autres critères doivent être pris en compte, qu'ils soient **économiques** :

- Coût du matériau de stockage ;
- Coût de l'échangeur de chaleur ;
- Coûts d'investissement liés à l'encombrement du système de stockage.

Ou bien **techniques** :

- Densité énergétique élevée (par unité de masse ou de volume) ;
- Conductivité thermique élevée ;
- Transferts de chaleur efficaces entre le fluide caloporteur/de travail et le matériau de stockage ;
- Stabilité mécanique et chimique du matériau de stockage ;
- Compatibilité chimique entre le fluide caloporteur/de travail, l'échangeur de chaleur et/ou le matériau de stockage ;
- Réversibilité du matériau de stockage pour un nombre élevé de cycles de charge et de décharge ;
- Peu de pertes thermiques ;
- contrôle/commande du procédé maîtrisé.

Tous ces points doivent être pris en compte lors de la conception et du dimensionnement d'un système de stockage.

1.6. Choix d'un matériau de stockage

Afin de pouvoir sélectionner un matériau de stockage parmi la variété des matériaux qui existe, des critères de choix s'imposent: efficacité, coût, capacité calorifique, autodécharge, autonomie, encombrement, sécurité et impacts sur l'environnement. Pour cela, une description exhaustive de chacun de ces critères est faite [12].

✓ **Efficacité**

L'efficacité est le rapport entre l'énergie délivrée et celle emmagasinée. L'efficacité doit donc être basée sur un ou plusieurs cycles réalistes relativement à l'application. De plus, l'efficacité varie en fonction du point de fonctionnement et de l'état de charge. La conductivité

thermique sera le critère le plus important dans l'évaluation de l'efficacité, plus un matériau est conducteur, plus son efficacité en sera affectée.

✓ **Coût**

Lors d'un investissement, le plus intéressant pour est que la somme des gains soit supérieure à la somme des coûts. Pour ce faire, il faut que le coût global sur le cycle de vie soit le plus bas possible. Ceci ne signifie pas nécessairement que le moins coûteux à l'investissement ait le plus bas prix à long terme. Puisque l'on considère que tous les matériaux proposés ont une durée de vie supérieure à celle du système.

✓ **Capacité calorifique**

La capacité calorifique représente la quantité d'énergie pouvant être disponible dans le matériau une fois chargé. Pour les matériaux à stockage sous forme sensible, on l'évalue en comparant les chaleurs spécifiques. Un matériau ayant une bonne capacité calorifique a une chaleur spécifique élevée. Pour les MCP, on compare les chaleurs de fusion, qui représentent la quantité d'énergie pouvant être emmagasinée durant le changement de phase.

✓ **Autodécharge**

L'autodécharge est la proportion des pertes dissipées en un temps donné sans utilisation par rapport à l'énergie totale contenue dans le stockeur. Le premier point à vérifier sera la conductivité thermique. Cette caractéristique est déterminante dans la comparaison des matériaux. En effet, plus un matériau n'a une affinité à conduire la chaleur, plus il aura tendance à la dissiper en dehors du temps de fonctionnement. Le deuxième point est relatif à l'état du matériau, solide ou liquide. On sait que les transferts thermiques par convection sont plus grands que les transferts thermiques par conduction. Ainsi, un matériau liquide aura une plus forte tendance à l'autodécharge qu'un matériau solide.

✓ **Vitesse de restitution**

La vitesse de restitution est la capacité à fournir une grande puissance lors de la phase de décharge du système. Bien que la géométrie ait un très grand effet sur la vitesse de restitution, elle n'est pas intrinsèque aux matériaux. Pour cette raison, la conductivité thermique sera la caractéristique déterminante d'un matériau quant à sa rapidité potentielle de restitution de l'énergie emmagasinée.

✓ **Encombrement**

L'encombrement est défini par le volume (parfois la masse) occupé par un matériau pour stocker une certaine quantité d'énergie. Les matériaux à stockage de chaleur sous forme

sensible seront évalués en fonction de leur capacité calorifique volumique, donc de la quantité d'énergie pouvant être stockée dans un volume unitaire pour chaque degré Kelvin de variation de température. Pour les MCP, ce critère sera évalué en comparant les volumes relatifs des matériaux par rapport à la glace pour stocker une quantité fixe d'énergie [3].

✓ **Sécurité et impacts sur l'environnement**

Ce critère, bien que n'apportant rien au fonctionnement du système de stockage, doit absolument être considéré dans une application à vocation écologique. La toxicité du matériau, son impact sur l'environnement et la possibilité de recyclage après la vie utile seront sur quoi les matériaux seront évalués.

1.7. Quelques travaux réalisés sur le stockage sensible

Durant ces dernières années, la demande en énergie ne cesse d'augmenter, les chercheurs trouvent que le stockage d'énergie sous forme de chaleur est l'une des solutions incontournables. Le stockage thermique a fait l'objet de différentes applications, à citer le chauffage solaire, l'air conditionné, les systèmes hybrides (solaire/électrique), le chauffage passif (mur massif), l'eau chaude sanitaire, ...

Dans ce qui suit, nous présentons certains des travaux publiés dans ce contexte.

D'un point de vue matériau de stockage de nombreuses recherches ont été réalisées. **Srivastava et al [13]** ont analysé la performance de stockage d'un plancher solaire avec le béton comme matériau de stockage. Ils ont remarqué que l'efficacité du système augmente avec la vitesse d'écoulement et diminue avec la profondeur plancher et que le béton présente un choix intéressant comme matériau de stockage par chaleur sensible, en se référant au coût de ce dernier.

Hasnain [3] a présenté en revue le développement des technologies de stockage (TES) de l'énergie thermique disponible avec les avantages et les inconvénients de chaque technique, ainsi que les différents matériaux utilisés. Dans la plupart des applications à basse température, telles que le chauffage et la production de l'eau chaude sanitaire, l'eau est le matériau de stockage le plus utilisé.

Dans le but de montrer l'intérêt d'utiliser les matériaux poreux comme matériaux de stockage, **Dhifaoui et al [14]** ont étudié expérimentalement le comportement dynamique d'un milieu poreux soumis au flux de chaleur d'un mur en vue de stocker l'énergie thermique par chaleur sensible.

Fernandez et al [15] ont présenté les matériaux potentiels utilisés dans le stockage par chaleur sensible. Durant ces dernières années, un nombre considérable de nouveaux matériaux a été développé et cela à travers des études de caractérisation et de classification de ces matériaux.

A travers une étude expérimentale et numérique **Mahfoudi et al. [16, 17]** ont montré l'intérêt de l'utilisation du sable du comme matériaux de stockage à la fois économique et écologique, notamment pour les région aride et semi aride.

En revanche d'un point de vue applications, les travaux réalisés touchent à la fois les applications à basse et à haute température.

Abdul Jabbar et al [18] ont réalisé une étude numérique sur le comportement thermique d'un mur solaire. Trois matériaux de stockage différents sont examinés, à savoir le béton, le sel hydraté et la cire de paraffine. Une épaisseur optimale de 8cm est défini pour un mur de sel hydraté est capable de maintenir la température de confort dans la zone de fluctuation de la température ambiante.

Mahmud et al. [19] ont présenté un état de l'art des systèmes de stockage thermique destinés au stockage de l'énergie solaire en utilisant des capteurs solaires à air. Les études relatives tiennent en compte les systèmes séparés aussi que les systèmes intégrés.

Zhou et al. [20] ont analysé expérimentalement et numériquement les performances thermiques d'un plancher chauffant en utilisant deux matériaux de stockage (sable, MCP) et avec deux configurations de l'échangeur de chaleur. La distribution de la température dans plancher et l'air dans la chambre d'essai a été présentée pour quatre combinaisons, matériau de stockage/échangeur de chaleur et cela pendant le cycle charge/décharge.

Cependant, pour des applications à haute température, **Sragovich [21]** a réalisé une étude du comportement transitoire d'un système de stockage à haute température afin de déterminer les performances ainsi que les conditions opératoires du système.

Antoni Gil et al. [10] ont présenté un état de l'art des systèmes de stockage thermique à haute température destinés à la production de l'électricité. Les différents matériaux, de, principes et technologies de stockage ont été examinés.

A travers une analyse numérique en 3D, **Prasad et al. [22]** ont examiné le comportement transitoire et la capacités de stockage d'une unité de stockage de chaleur sensible destiné au stockage de chaleur dans une plage de températures allant de 523 – 673 K. trois matériaux de stockage ont été utilisés, le Béton, l'Acier et la Fonte. L'efficacité de stockage a été évaluée pour les trois matériaux.

Chapitre 2

Modélisation mathématique

2.1. Phénomènes thermiques dans les matériaux

2.1.1. Introduction

Pour prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre on doit utiliser les équations de la thermodynamique. Aussi la thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

Les caractéristiques thermo physiques des matériaux représentent la faculté qu'a la chaleur de se propager dans un corps ou d'y être stockée. Pour introduire les caractéristiques thermo physiques internes des matériaux, nous allons rappeler quelques notions de base sur la propagation de la chaleur dans les solides.

Selon les principes fondamentaux de la thermodynamique [23], le transfert d'énergie s'explique par les interactions d'un système avec l'extérieur. Il existe trois modes de transferts thermiques au sein d'un matériau [24], le transfert par conduction, convection, rayonnement.

Le rayonnement est issu de l'interaction entre une onde électromagnétique et le matériau. Ce mode de transfert devient non négligeable au sein des solides à haute température [25].

La convection intervient entre une surface et un fluide [25]. Enfin, la conduction se fait par propagation de chaleur au sein du corps concerné.

2.1.2. Notions fondamentales

L'étude des phénomènes calorifiques a conduit les physiciens à préciser deux notions différentes: celle de température et celle de quantité de chaleur. La distinction entre ces deux notions est due à BLACK, physicien Britannique du 18ème siècle.

2.1.2.1. La température

La température est la manifestation mesurable de la chaleur stockée [26]. La « température » caractérise l'état d'un corps. Elle a son origine dans nos sensations : Un corps nous paraît, au toucher, froid, tiède ou chaud. Lorsque nous mettons en contact un corps chaud et un corps froid, nous constatons (par le sens du toucher) que le corps chaud se refroidit, le corps froid

s'échauffe. En général, on remarque que: « Deux corps mis en contact prolongé se mettent en équilibre thermique».

2.1.2.2. La chaleur

C'est une forme de l'énergie. Lorsqu'on introduit une quantité de chaleur dans un corps, la température de ce dernier augmente. Dans le cas d'un changement de phase, tout ou une partie de cette chaleur est utilisée pour satisfaire les besoins thermiques liés à ce phénomène (fusion, évaporation, solidification).

2.1.2.3. La relation entre température et chaleur

Les liens entre température et quantité de chaleur se traduisent par deux types de phénomènes :

- Lorsqu'un corps reçoit une certaine quantité de chaleur, sa température s'élève ou il se produit un changement de phase (fusion, vaporisation, sublimation).
- Lorsque deux corps sont à des températures différentes le plus chaud cède de la chaleur au moins chaud, de sorte que les températures tendent à s'uniformiser

[26]. On exprime alors un lien de causalité (*cf. figure 2.1*) :

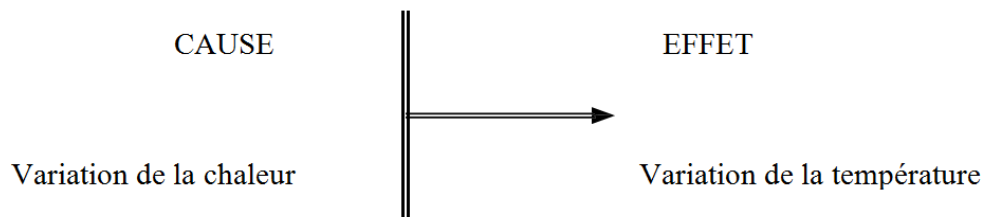


Figure 2.1. *Lisent de la chaleur et la température*

2.1.2.4. La Conservation de l'énergie

Une fois que l'énergie a été transformée en chaleur (par combustion, effet joule, frottements, etc.....). Cette dernière se « conserve » lors des différents transferts qu'elle subit.

Soit un corps solide (système S), (*cf. figure 2.2*), qui échange des quantités de chaleur Q et Q' avec le milieu ambiant.

Q : Quantité de chaleur entrant dans (S)

Q' : Quantité de chaleur sortant de (S)

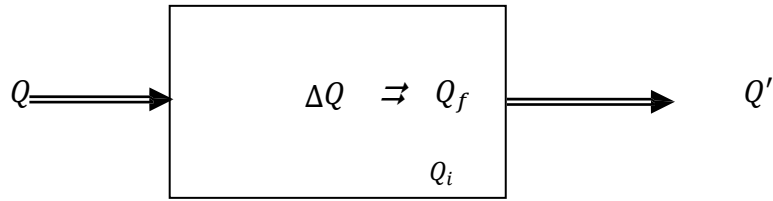


Figure 2.2. Accumulation de la quantité de chaleur

Le système a accumulé la quantité de chaleur :

$$\Delta Q = Q - Q' \quad (2.1)$$

S'il possédait Q_i « avant », il contiendra comme quantité de chaleur « après »:

$$Q_f = Q_i + \Delta Q \quad (2.2)$$

La chaleur stockée, suit la relation fondamentale suivante :

$$\Delta Q = m C_p \Delta T \quad (2.3)$$

ΔQ en J, m en Kg, C_p (chaleur spécifique) en J/KgC°, et ΔT en C°.

2.2. Les principaux modes de transfert de chaleur

Le transfert thermique est un processus complexe qui, dans le cas général, résulte de la superposition des trois modes fondamentaux de transfert : conduction, convection et rayonnement. Dans le cas où l'un de ces trois modes est prépondérant, les effets des autres sont faibles et ils peuvent être négligés, ce qui simplifie considérablement l'analyse du problème [28]. Le mécanisme d'apparition de chacun de ces modes est présenté brièvement ci-dessous.

2.2.1. Conduction

L'énergie interne d'un corps solide, liquide ou gazeux correspond à l'énergie cinétique de ses éléments constitutifs qui sont en mouvement permanent (atomes, molécules, électrons libres). La conduction [29], représente le processus de propagation de la chaleur par contact direct entre les particules d'un corps ou entre des corps ayant des niveaux d'énergie – donc des températures – différents en raison du mouvement de ces particules élémentaires.

Dans le cas des gaz, le transfert thermique par conduction est le résultat de la diffusion moléculaire et dans les liquides et les solides diélectriques, il s'effectue par ondes élastiques. Pour les métaux, la conduction est essentiellement le fait de la diffusion des électrons libres des zones plus chaudes vers les zones plus froides, les oscillations élastiques de la matrice cristalline jouant un rôle mineur.

Dans n'importe quel milieu, ce mode de transfert thermique tend à uniformiser la répartition d'énergie cinétique des particules qui constituent le corps.

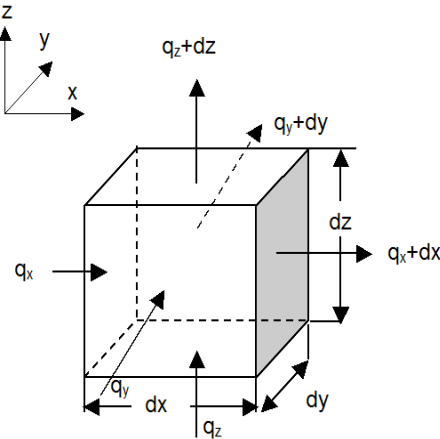


Figure 2.3. Représentation sur un élément de volume, du flux thermique dans les trois directions.

La méthode analytique d'étude de la conduction considère les corps comme des milieux continus, en négligeant leur structure moléculaire. Cette hypothèse n'est pas gênante, du fait que dans la majorité des cas, les dimensions des corps observés sont beaucoup plus grandes que celles de leurs particules élémentaires ainsi que les distances qui les séparent. Il faut mentionner que le plus souvent, les applications techniques de la conduction thermique sont relatives à des corps solides (*cf. figure 2.3*); dans les liquides et les gaz, elle ne se manifeste que si le transfert par convection est totalement exclu. La conduction thermique est régie par la loi de Fourier :

$$\text{div}(k_i \cdot \vec{\nabla} T) + \dot{q} = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.4)$$

$$q_{\text{cond}} = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.5)$$

Avec :

$\dot{q}$: le terme source $[\text{W.m}^{-3}]$;

ρ : la masse volumique $[\text{kg.m}^{-3}]$;

C_p : La capacité calorifique du matériau $[\text{J.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}]$;

k_i : la conductivité thermique $[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$;

T : La température dans le solide $[\text{K}]$;

q_{cond} : La densité du flux thermique $[\text{W.m}^{-2}]$;

t : Le temps $[\text{s}]$;

x : L'espace $[\text{m}]$;

L'indice i est relatif aux différentes directions (si le matériau est considéré isotrope alors $k_i = k$), dans ce cas une autre grandeur physique est utilisée, c'est la diffusivité thermique définie par :

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p} \quad (2.6)$$

2.2.2. Convection

Le phénomène de convection [30] est relatif aux transferts thermiques, ayant lieu dans les fluides – liquides ou gaz – en mouvement. Il est déterminé par le mouvement des particules élémentaires du fluide –liquide ou gaz – entre des zones ayant des températures différentes; ce mélange génère des échanges d'énergie (chaleur) et de quantité de mouvement.

C'est le phénomène observé entre un fluide en mouvement et une paroi (cf. figure 2. 4), il est majoritaire dans la plupart des échangeurs de chaleur. Le flux de chaleur convectif q_{conv} (W.m^{-2}) est proportionnel à la différence de température entre la surface du solide et la température du fluide, T_s et T_f respectivement.

$$q_{conv} = h(T_s - T_f) \quad (2.7)$$

Cette expression est connue sous le nom de la loi de Newton [31]. La constante de proportionnalité h ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$), nommée coefficient de transfert thermique par convection est fonction des conditions aux limites, qui sont influencées par la géométrie de la surface, la nature du fluide en mouvement et les propriétés de transport.

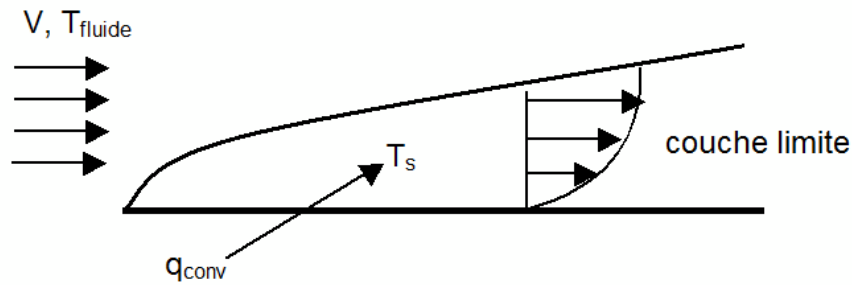


Figure 2.4. Transfert de chaleur par convection à la surface d'un solide

2.2. 3. Rayonnement

Tous les corps solides, liquides ou gazeux, émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Il s'agit d'un flux de chaleur. Cette émission d'énergie s'effectue au détriment de leur énergie interne. Ce rayonnement n'est pas monochromatique; Il est composé de radiations de longueurs d'ondes différentes ($0,3 \mu\text{m}$ à $100 \mu\text{m}$). Son intensité dépend de la température du corps [27].

La transmission de la chaleur par rayonnement (cf. figure 2.5), entre les surfaces de deux solides, obéit à la loi de Boltzmann. Son exactitude et son accord avec les faits surpassent celles des autres lois de transmission de la chaleur. Cette loi s'exprime par une relation de la forme:

$$\Phi = \varepsilon \cdot F \cdot \sigma \cdot S(T_1^4 - T_2^4) \quad (2.8)$$

Φ : Flux de chaleur transmis en watts ;

T_1 : Température(T_{solide}) de la surface émettrice en $^{\circ}\text{K}$;

T_2 : Température(T_{surface}) de la surface réceptrice en $^{\circ}\text{K}$;

σ : Constante de Boltzmann égale à $5,73 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$;

S : Aire de la surface émettrice;

ε : Coefficient mutuel de rayonnement ;

F : facteur d'angle de la surface réceptrice par rapport à la surface émettrice [26].

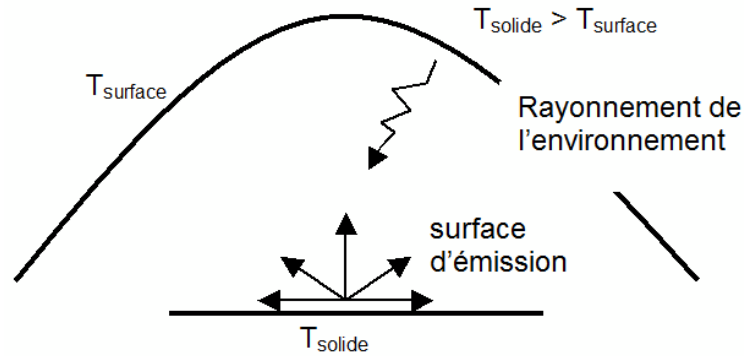


Figure 2.5. *Transfert de chaleur par rayonnement à la surface d'un solide*

2.3. La conduction en régime transitoire

Le régime transitoire correspond à un brusque changement de l'équilibre thermique. Une telle perturbation se propage dans le milieu et fait subir une évolution à tous les éléments du système. Au bout d'un certain temps, le phénomène perturbateur disparaît ou bien se stabilise et tout le système évolue vers un nouvel état d'équilibre. Dans le cas du régime variable le système évolue constamment sans jamais atteindre un équilibre thermique. Ces évolutions sont généralement plus lentes et le plus souvent périodiques. Dans le domaine de la science et technologie des matériaux, les régimes transitoires et variables sont très importants ; par exemple, pour tous les traitements thermiques des matériaux et pour la solidification.

Le problème dans le domaine de transfert de la chaleur est très souvent de trouver une solution de type $T = T(x, y, z, t)$ de l'équation de Fourier.

$$\nabla(k \cdot \nabla T) + \dot{q}_p = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.9)$$

2.3.1. Modélisation

Dans un solide, la diffusion de chaleur d'une zone chaude vers une zone froide, est régit par la loi de Fourier, qui stipule qu'il existe une relation linéaire entre la densité de flux et le gradient de température. Dans le cas d'un milieu isotrope, la densité de flux est proportionnelle au gradient de température (l'équation 2.9), et des solutions analytiques de l'équation générale de Fourier existent, mais généralement pour des conditions aux limites homogènes, c'est valable aussi pour des conditions aux limites non-homogènes.

2.3.2. Conditions de l'unicité

L'équation générale de la chaleur est une équation aux dérivées partielles du deuxième ordre en espace et du premier ordre en temps. Cela se traduit par une constante d'intégration dans le temps et deux constantes d'intégrations dans chaque direction de l'espace. Elle admet en principe une infinité de solutions. Pour que le problème ait une solution unique, il est nécessaire de connaître la répartition des températures en tout point de l'espace à un temps donné pris pour origine (conditions initiales), ainsi que les lois de variations de la température T (ou de ses dérivées) sur les frontières du domaine étudié (conditions aux limites).

2.3.3. Conditions aux limites spatiales et temporelles

2.3.3.1 Conditions initiales

C'est la distribution des températures à $t = 0$: $T(x, y, z, t = 0) = T_i$. Dans le cas général, la température initiale est homogène, constante est bien définie dans le matériau.

2.3.3.2 Conditions aux limites

Ces conditions dépendent évidemment du problème étudié. Elles traduisent le lien entre le milieu étudié et le milieu extérieur. Comme l'équation de la chaleur est de premier ordre en temps et de second ordre en espace, on rappelle que deux conditions aux limites dans chaque direction et une condition temporelle (condition initiale) sont exigées pour aboutir à une solution de l'équation de départ.

Les trois types de conditions aux limites souvent rencontrées dans les transferts de chaleur sont (*cf. figure 2.6*) :

- ✓ Les conditions aux limites de première espèce dite aussi conditions aux limites de type température imposée (problème de Dirichlet), la température à la surface est connue à tout instant.

$$T_s = f_s(M_s, t), \text{ avec } M_s \text{ point de la surface du système} \quad (2.10)$$

Cas particulier : surface isotherme ($T_s = C^{te}$).

- ✓ Condition aux limites de deuxième espèce dites aussi conditions aux limites de type flux imposée (problème de Neumann), dans ce cas, la densité de flux à la frontière du domaine étudié, est connue à tout instant.

$$-k \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_s = f(M_s, t) \quad (2.11)$$

Cas particulier : surface adiabatique ou système isolé

$$-k \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_s = 0 \quad (2.12)$$

- ✓ Condition aux limites de troisième espèce dites conditions de Fourier ou aussi de Newton; transfert linéaire (problème de Fourier).

$$-k \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_s = h(T_s - T_{amb}) \quad (2.13)$$

Avec h : coefficient d'échange thermique superficiel (en $\text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$).

T_{amb} : température de référence du milieu extérieur.

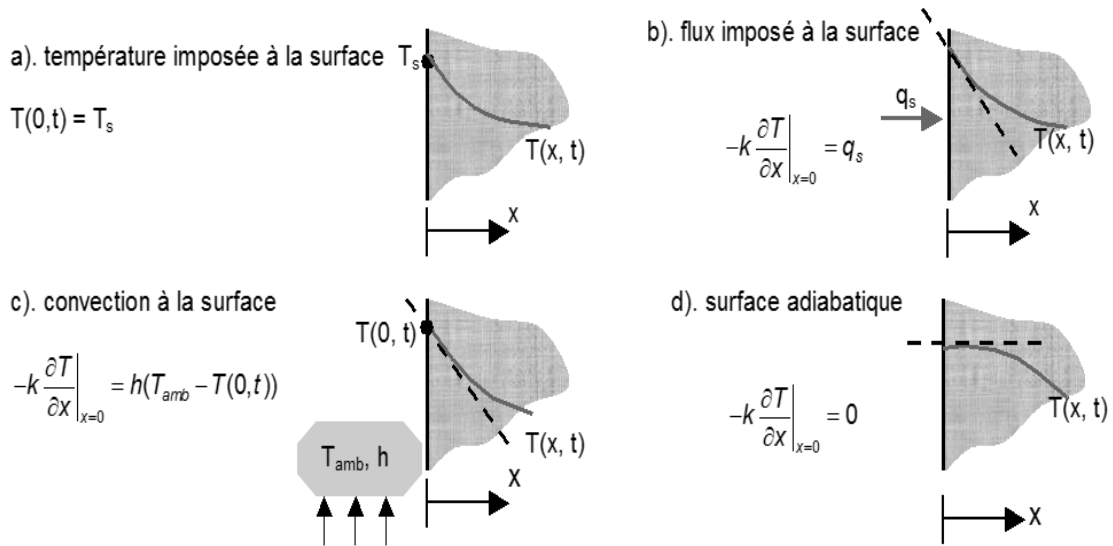


Figure 2.6. *Résumé des différentes conditions aux limites*

2.4. Milieu semi-infini

2.4.1. Introduction

Un milieu semi-infini est une paroi d'épaisseur suffisamment grande que la perturbation appliquée sur une face ne soit pas ressentie par l'autre face. Un tel système représente l'évolution d'un mur d'épaisseur finie pendant un temps suffisamment court pour que la perturbation créée sur une face n'ait pas atteint l'autre face. Le corps semi-infini est défini comme un solide à résistance interne non négligeable ($Bi \gg 1$) Ce solide est également appelé "thermiquement épais".

2.4.2. Milieu à température uniforme (Lumped Capacitance)

La température est considérée comme uniforme ce qui est contradictoire avec le principe de propagation de la chaleur. Cette approximation du milieu à température uniforme peut néanmoins être justifiée dans certains cas. Comme par exemple la trempe d'une bille métallique qui consiste à immerger une bille initialement à la température T_i dans un bain à température T maintenue constante. Si l'on suppose que la température à l'intérieur de la bille est petite et sa conductivité thermique est élevée, on peut écrire le bilan thermique de cette bille entre deux instants t et $t + dt$:

$$-h \cdot S(T - T_0) = \rho \cdot cv \frac{dT}{dt} \quad (2.14)$$

Soit :

$$\frac{dT}{T - T_0} = -\frac{hSdt}{\rho \cdot cv} \quad (2.15)$$

D'où :

$$\frac{T - T_0}{T_i - T_0} = \exp\left(-\frac{hS}{\rho \cdot cv} t\right) \quad (2.16)$$

On remarque que le groupement $\frac{\rho cv}{hS}$ est homogène à un temps t

On appellera τ la constante de temps du système: $\tau = \frac{\rho cv}{hS} \quad (2.17)$

Cette grandeur est fondamentale dans la mesure où elle donne l'ordre de grandeur de temps du phénomène physique, on a en effet :

$$\frac{T - T_0}{T_i - T_0} = \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) \quad (2.18)$$

Il est toujours intéressant en physique de présenter les résultats sous forme adimensionnelle, on verra que deux nombres adimensionnels sont particulièrement importants en régime variable

Le nombre de Biot:

$$Bi = \frac{\frac{l}{\lambda S}}{\frac{l}{hS}} \quad (2.19)$$

l : est la dimension caractéristique du milieu,

Soit:

$$Bi = \frac{hl}{\lambda} \quad (2.20)$$

L'hypothèse d'uniformité de la température est justifiée lorsque **Biot** < 0.1.

Le nombre de Fourier qui caractérise la pénétration de la chaleur en régime variable :

$$F_0 = \frac{at}{l^2} \quad (2.21)$$

La définition de ces deux nombres permet d'écrire l'expression de la température de la bille sous la forme :

$$\frac{T-T_0}{T_i-T_0} = \exp(-BiF_0) \quad (2.22)$$

On considère généralement qu'un système tel que $Bi < 0.1$ peut être considéré comme étant à température uniforme, le critère $Bi < 0.1$ est appelé le critère d'accumulation thermique.

La connaissance des nombres de Biot et de Fourier permet de déterminer l'évolution de température de tout système à température uniforme souvent appelé : "systèmes minces". En effet, un faible nombre de Biot indique une faible baisse de température dans le solide, un grand nombre de Biot indique un grand gradient de température dans le solide.

2.4.3. Surface à température constante

Le milieu semi-infini est initialement à la température uniforme T_i . On impose brutalement la température T_0 sur sa surface (cf. figure 2.7), cette condition limite est appelée condition de Dirichlet :

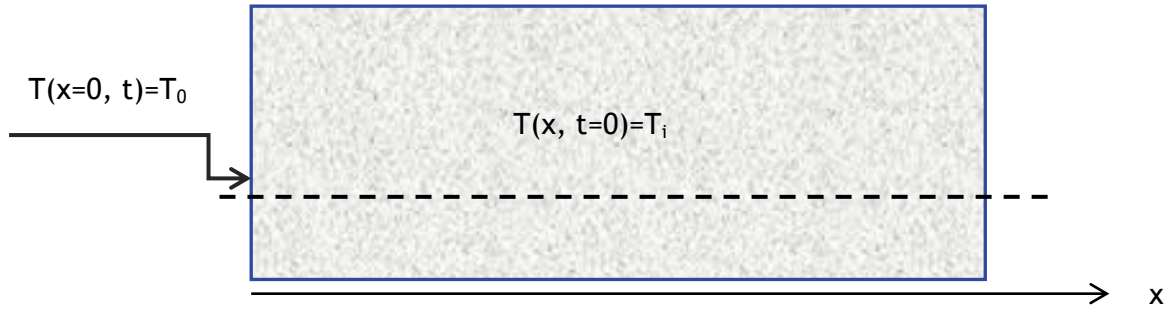


Figure 2.7. Schéma du milieu semi-infini avec température de surface imposée

L' équation de la chaleur s'écrit :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.23)$$

Avec les conditions aux limites :

$$\begin{cases} T(x, 0) = T_i \\ T(x = 0, t) = T_0 \\ \lim_{x \rightarrow \infty} T(x, t) = T_i \end{cases}$$

On effectue le changement de variable suivant :

$$\theta = \frac{T - T_i}{T_0 - T_i} \quad (2.24)$$

D'où :

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{1}{T_0 - T_i} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.25)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{1}{T_0 - T_i} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.26)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{1}{T_0 - T_i} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.27)$$

L'équation (2.22) peut alors s'écrire :

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (2.28)$$

Et les conditions aux limites deviennent :

$$\begin{cases} \theta(x, 0) = 0 \\ \theta(x = 0, t) = 1 \\ \lim_{x \rightarrow \infty} \theta(x, t) = 0 \end{cases}$$

L'utilisation des tables de la transformée de Laplace inverse conduit au résultat suivant :

$$\frac{T(x, t) - T_0}{T_i - T_0} = \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{at}}\right) \quad (2.29)$$

2.4.4. Surface à flux constant

Considérons la même configuration mais en imposant brutalement une densité de flux de chaleur à la surface du milieu semi-infini (cf. figure 2.8), cette condition limite est appelée condition de Neumann.

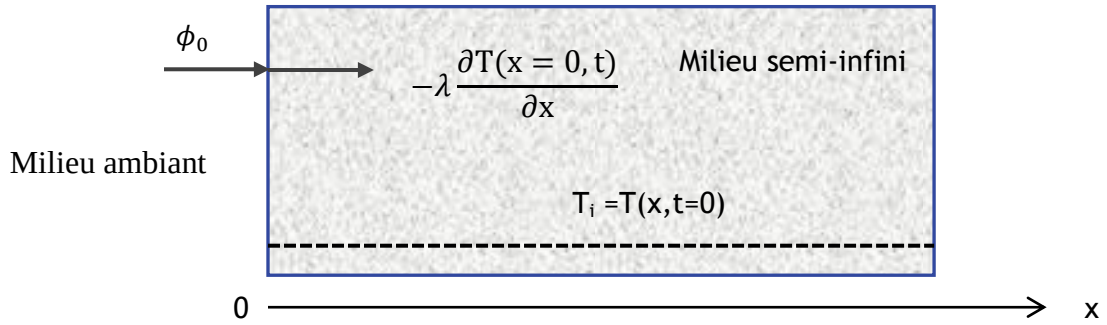


Figure 2.8. Schéma du milieu semi-infini avec flux surfacique imposé

L'équation de la chaleur s'écrit :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.30)$$

Avec les conditions aux limites :

$$\begin{cases} T(x, 0) = T_i \\ T(\infty, t) = T_i \\ \lambda \frac{\partial T(0, t)}{\partial x} = \phi_0 \end{cases}$$

Cette dernière condition traduit la conservation du flux de chaleur au niveau de la surface du milieu semi-fini.

On effectue le changement de variable suivant :

$$\theta = T - T_i \quad (2.31)$$

D'où :

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.32)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.33)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.34)$$

L'équation (2.30) peut alors s'écrire :

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (2.35)$$

Et les conditions aux limites deviennent :

$$\begin{cases} \theta(x, 0) = 0 \\ \theta(\infty, t) = 0 \\ -\lambda \frac{\partial \theta(0, t)}{\partial x} = \phi_0 \end{cases}$$

L'utilisation des tables de la transformée de Laplace inverse présentées conduit au résultat suivant :

$$\theta(x, t) = T(x, t) - T_i = \frac{2\phi_0}{\lambda} \sqrt{at} \operatorname{ierfc} \left(\frac{x}{2\sqrt{at}} \right) \quad (2.36)$$

2.4.5. Surface en contact avec un fluide

On considère le cas où le coefficient de transfert de chaleur par convection h entre le milieu semi-infini et le milieu ambiant est imposé (*cf. figure 2.9*), cette condition limite est appelée condition de Newton

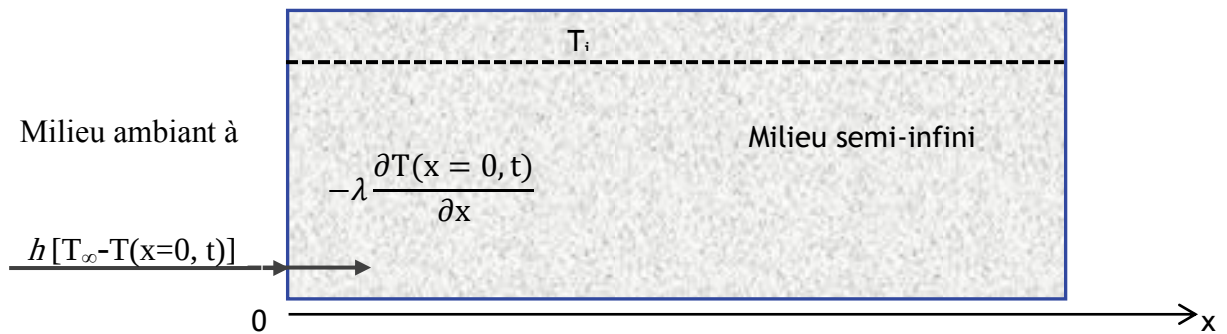


Figure 2.9. Schéma du milieu semi-infini avec coefficient de transfert convectif imposé

L'équation de la chaleur s'écrit :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.37)$$

Avec les conditions aux limites:

$$\begin{cases} T(x, 0) = T_i \\ T(\infty, t) = T_i \\ -\lambda \frac{\partial T(0, t)}{\partial x} = h[T_\infty - T(x=0, t)] \end{cases}$$

On effectue le changement de variable suivant :

$$\theta = T - T_i \quad (2.38)$$

D'où :

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.39)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.40)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.41)$$

L'équation (2.37) peut alors s'écrire :

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (2.42)$$

Et les conditions aux limites deviennent :

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta(x, 0) = 0 \\ \theta(\infty, t) = 0 \\ -\lambda \frac{\partial \theta(0, t)}{\partial x} = h[\theta(x=0, t) - (T_\infty - T_i)] \end{array} \right.$$

L'utilisation des tables de la transformée de Laplace inverse présentées conduit au résultat suivant :

$$\frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{at}}\right) + \exp\left(\frac{hx}{\lambda} + \frac{ah^2t}{\lambda^2}\right) \cdot \operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{at}} + \frac{h\sqrt{at}}{\lambda}\right) \quad (2.43)$$

2.4.6. Mur d'épaisseur finie

Soit un mur d'épaisseur $2L$ (cf. figure 2.10), de surface A dont les deux faces sont soumises à la convection, caractérisée par un coefficient h , avec l'environnement à la température T_∞

Initialement, la température est uniforme dans le mur et égale à T . Si la résistance interne n'est pas négligeable, la température est donc fonction du temps et de la position.

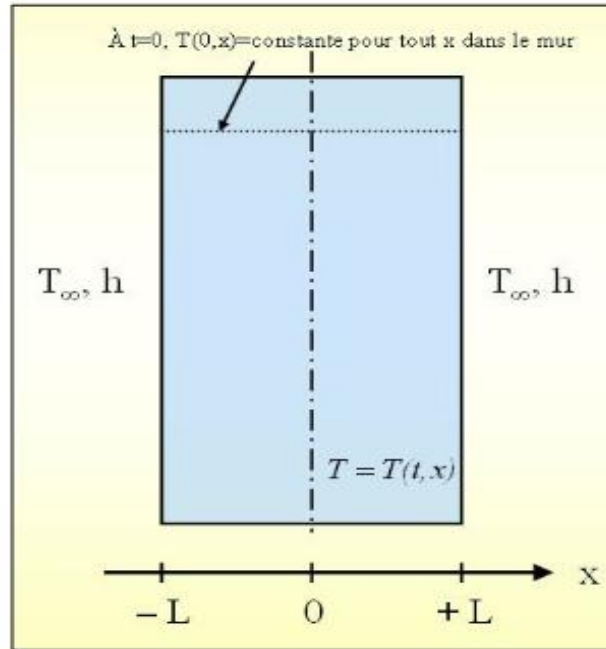


Figure 2.10. Schéma d'un mur d'épaisseur finie

✓ **Hypothèses :** $T = T(t, x)$

Propriétés constantes

Absence de génération de chaleur

✓ **Volume de contrôle :** $A \Delta x$

Le bilan de chaleur permet d'écrire:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.44)$$

avec $a = \frac{k}{\rho c_p}$ (2.45)

Et les conditions frontières et initiales sont :

à $x=0$: symétrie

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (2.46 \text{ a})$$

à $x=L$

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} \bigg|_{x=L} = h[T(t, L) - T_\infty] \quad (2.46 \text{ b})$$

Condition initiale : $T(0, x) = T_i \forall x$

La solution à ce problème sera donc fonction des grandeurs qui apparaissent dans l'équation différentielle et les conditions frontières et initiales, soit :

$$T = T(x, t, \alpha, k, L, h, T_i, T_\infty) \quad (2.47)$$

En introduisant maintenant des nombres adimensionnels, on peut alors obtenir une équation différentielle dont la solution sera plus élégante et plus générale.

Posons:

$$\theta^* = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} \rightarrow 0 \leq \theta^* \leq 1 \quad (2.48)$$

$$x^* = \frac{x}{L} \rightarrow -1 \leq x^* \leq 1 \quad (2.49)$$

$$t^* = \frac{\alpha t}{L_c^2} = F_0 \quad (2.50)$$

En remplaçant ces nouvelles variables dans les équations précédentes, on trouve alors le problème suivant à résoudre:

$$\frac{\partial^2 \theta^*}{\partial x^{*2}} = \frac{\partial \theta^*}{\partial F_0} \quad (2.51)$$

$$\frac{\partial \theta^*}{\partial x^*} \big|_{x^*=0} = 0$$

$$\frac{\partial \theta^*}{\partial x^*} \big|_{x^*=L} = -Bi \theta^*_{(F_0, t)}$$

$$CI = \theta(0, x^*) = 1 \quad \forall x^*$$

La solution de ce problème sera uniquement fonction des 3 paramètres apparaissant ci-dessus soit :

$$\theta^* = \theta^*(x^*, F_0, Bi) \quad (2.52)$$

2.4.7. Cylindre long

Nous considérons ici un cylindre infini (longueur très grande par rapport au diamètre) de diamètre R initialement à la température T_i auquel on impose brutalement une température de surface T_0 . On peut faire l'hypothèse dans ce cas que le transfert de chaleur est uniquement radial. On impose brutalement une température T_0 à la surface du cylindre initialement à la température uniforme T_i .

2.4.7.1 Cylindre infini avec température de surface imposée

Considérons un cylindre long schématisé par (cf. figure 2.11).

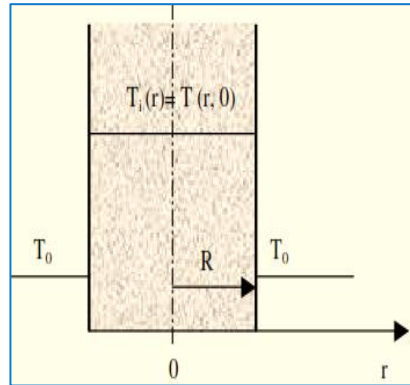


Figure 2.11. Schéma d'un cylindre infini

L'équation de la chaleur s'écrit :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.53)$$

Avec les conditions aux limites :

$$\begin{cases} T(r, 0) = T_i \\ T(R, 0) = T_0 \end{cases}$$

On effectue le changement de variable :

$$\bar{T} = T - T_i \quad (2.54)$$

La transformée de Laplace de l'équation (II.39) s'écrit :

$$\frac{d^2 \theta}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\theta}{dr} = \frac{p}{a} \theta \quad (2.55)$$

On effectue le changement de variable :

$$u = \sqrt{\frac{p}{a}} r = qr \quad (2.56)$$

L'équation (2.53) s'écrit alors :

$$\frac{d^2 \theta}{du^2} + \frac{1}{u} \frac{d\theta}{du} - \theta = 0 \quad (2.57)$$

La solution générale de cette équation de Bessel s'écrit :

$$\theta(qr, p) = A I_0(qr) + B K_0(qr) \quad (2.58)$$

On a la condition limite :

$$\frac{\partial T(0, t)}{\partial r} = 0 \quad (2.59)$$

D'où :

$$\frac{d\theta(r,p)}{dr} = 0 \quad (2.60)$$

$$\frac{\partial \theta(u,p)}{\partial u} = 0 \quad (2.61)$$

Donc : $AI_1(0) - BK_1(0) = 0$ avec $K_1 \rightarrow \infty$ d'où $B=0$

La seconde condition limite s'écrit : $T(R,t) - T_0 = 0$ soit $T(R,t) - T_i = T_0 - T_i$ et :

$$\theta(r, p) = \frac{T_0 - T_i}{p} \quad (2.62)$$

On en déduit :

$$A = \frac{T_0 - T_i}{p} \frac{1}{I_0(qR)} \quad (2.63)$$

Et finalement :

$$\theta(r, p) = \frac{T_0 - T_i}{p} \frac{I_0(qr)}{I_0(qR)} \quad (2.64)$$

2.5. Modélisation du transfert thermique dans un milieu poreux

Les milieux poreux sont largement répandus dans différents secteurs d'activité : mécanique et biomécanique (structures alvéolaires), chimie (catalyse, séparation, milieux désordonnés), anatomie (structure osseuse), agroalimentaire (pâtes, pain), géologie (structure des sols, forages pétroliers). En réalité, leur utilisation est très étendue [32].

2.5.1. Définition des milieux poreux

Les milieux poreux désignent des matériaux pour lesquels la phase solide, fortement imbriquée avec la phase fluide, est fixe [32]. On trouve de nombreux matériaux naturels dans cette catégorie : les sols, les couches sédimentaires, la plupart des roches, ainsi que certains matériaux vivants. Certains matériaux artificiels requièrent d'être poreux soit dans le processus de fabrication soit dans leur finalité pour jouer un rôle de filtre ou apporter des propriétés macroscopiques particulières (conductivité thermique).

D'une manière générale, les milieux poreux sont définis par deux critères :

- ✓ le matériau doit contenir de petits espaces vides, appelés pores, délimités par une matrice solide ;

- ✓ le matériau doit être perméable à un écoulement de fluide (gaz ou liquide).

Ces deux critères renvoient à deux caractéristiques essentielles d'un milieu poreux : la porosité la fraction de vide et la perméabilité qui indique l'aptitude d'un milieu poreux à être traversé par un écoulement. Ces deux quantités sont des variables macroscopiques, c'est-à-dire estimées sur un volume contenant de nombreuses entités microscopiques composant le matériau : les pores.

2.5.2. Caractérisation des milieux poreux

2.5.2.1. Volume Élémentaire Représentatif (VER)

Pour quantifier un problème de la physique en utilisant les outils mathématiques de solution qu'offrent les équations différentielles, il est nécessaire d'avoir un milieu contenu pour établir des relations aux dérivées partielles. Dans les milieux poreux, les propriétés physiques (porosité, perméabilité, . . .) sont discontinues au niveau microscopique. La dérivation de solutions de problèmes d'écoulement doit donc toujours faire appel, implicitement ou explicitement, à la définition d'un volume élémentaire représentatif VER (cf. figure 2.12) à l'intérieur duquel les propriétés moyennes des fluides et des matériaux sont supposées uniformes et continues.

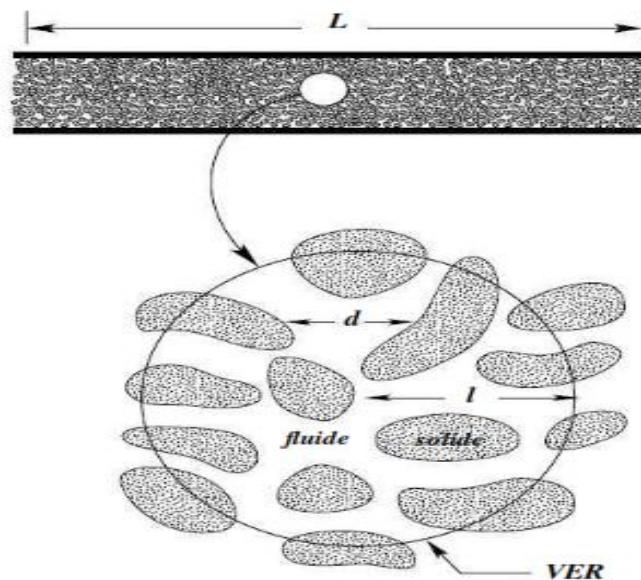


Figure 2.12. La figure illustre la taille intermédiaire l du volume élémentaire représentatif VER entre la taille du milieu poreux à l'échelle macroscopique L et la taille du pore à l'échelle microscopique d .

Le VER doit être suffisamment grand pour que des propriétés globales moyennes puissent être définies sans que les fluctuations d'un pore à l'autre ne soient significatives.[33]

2.5.2.2. Porosité

Le volume total V_T d'un matériau poreux est constitué de la somme du volume des solides V_s et du volume des pores (ou vides) V_v présents dans le volume total de matériau:

$$V_T = V_s + V_v \quad (2.65)$$

Lorsque le volume total considéré est unitaire, la somme ci-dessus est égale un. La Porosité ε est définie comme étant le rapport du volume des pores V_v d'un matériau sur son volume total V_T :

$$\varepsilon = \frac{V_v}{V_T} = \frac{V_v}{V_s + V_v} = 1 + \frac{V_v}{V_s} \quad (2.66)$$

La porosité varie entre 0 (solide plein) et 1 (volume complètement vide). Puisqu'il s'agit d'un rapport de mêmes propriétés, la porosité n'a pas d'unités et elle est souvent exprimée en pourcentage. Un autre paramètre caractérisant la proportion de pores dans un matériau est l'indice de vides e qui est défini par le rapport du volume des vides V_v sur celui des solides V_s

$$e = \frac{V_v}{V_s}. \quad (2.67)$$

Ce paramètre est d'usage courant en géotechnique car il a l'avantage d'utiliser un volume de référence (celui des solides) qui demeure constant contrairement au volume total qui peut varier considérablement dans des matériaux fortement compressibles tels que les silts et argiles. Le lien entre la porosité et l'indice des vides est exprimé par :

$$\varepsilon = \frac{e}{e+1}. \quad (2.68)$$

Les résultats des calculs effectués à partir de tels modèles géométriques, comme par exemple les empilements réguliers de sphères de même diamètre (*cf. figure 2.13*) montrent que la porosité, dépend fortement de l'arrangement et de la taille des grains. On trouve ainsi, pour la porosité : $\varepsilon = 0.476$ dans le cas de l'arrangement cubique, $\varepsilon = 0.32$ dans le cas cubique centré et $\varepsilon = 0.255$ dans le cas cubique à face centrée.

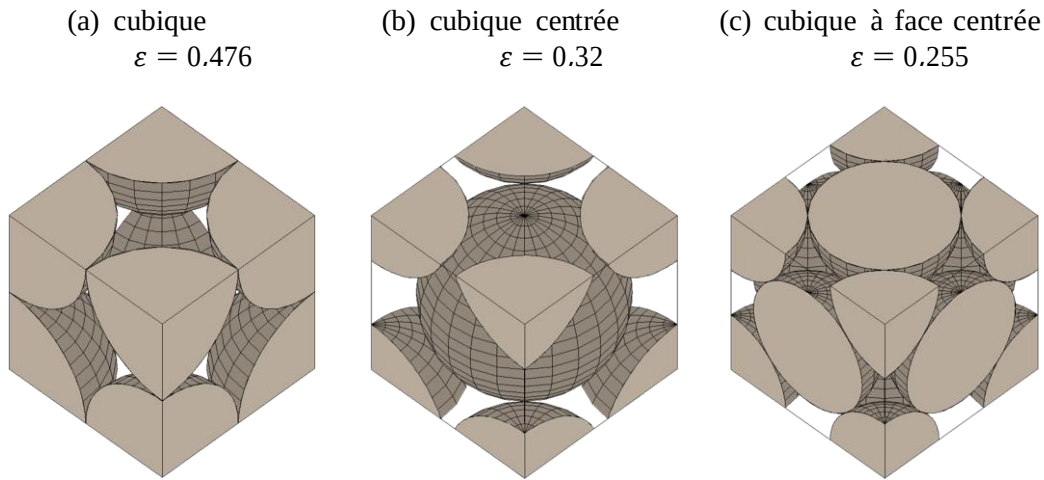


Figure 2.13. Arrangements réguliers de sphères de même diamètre avec la porosité ε associée.

2.5.2.3. Perméabilité

La perméabilité d'un matériau caractérise sa capacité à se laisser traverser par un fluide (vapeur, liquide, gaz) sous gradient de pression totale (selon la loi de Darcy) [34]. Les écoulements se font à une vitesse assez faible, le régime d'écoulement est laminaire, les forces visqueuses sont prédominantes et la loi de Darcy est applicable : les gradients de pression sont proportionnels à la vitesse d'écoulement dans les pores. Cette relation de proportionnalité se conserve en faisant la moyenne du débit et des gradients de pression totale sur un grand volume devant la taille des pores. Pour un échantillon de section S [m²], de longueur L [m], le débit volumique Q_v [m³/s], vérifie la relation suivante :

$$\frac{Q_v}{S} = \frac{k}{\mu} \frac{\Delta p}{L} \quad (2.69)$$

Le rapport du débit volumique total par unité de surface du matériau : (Q_v/S) représente la vitesse de filtration du fluide V [m/s], qui correspond à la vitesse moyenne du fluide prise par un volume élémentaire représentatif. μ [kg/m.s] est la viscosité dynamique du fluide (eau dans notre cas) et la constante de proportionnalité k [m²] est le coefficient de perméabilité du milieu poreux. Le tableau 2.1 résumé les propriétés de quelques matériaux poreux.

Tableau 2.1 : Propriétés de quelques matériaux poreux d'après [36]

Matériau	Porosité ε	Surface spécifique α en (m^{-1})	Perméabilité k en (m^2)
Agar-agar			2.10^{-14} à 4.410^{-13}
Ardoise (en poudre)	0.56 à 0.66	7.10^5 à 8.910^5	4.910^{-14} à 1.210^{-13}
Brique	0.12 à 0.34		4.810^{-15} à 2.210^{-13}
Catalyseur granulaire	0.45	5.610^7	
Charbon	0.02 à 0.12		
Béton standard	0.02 à 0.07		
Béton bitumineux			10^{-13} à 2.310^{-11}
Cuivre (en poudre)	0.09 à 0.34		3.310^{-10} à 1.510^{-9}
Liège (en plaque)			2.410^{-11} à 5.110^{-11}
Fibre en verre	0.88 à 0.93	5610^3 à 7710^3	
Feutre			8.310^{-10} à 1.210^{-9}
Cuir	0.56 à 0.59	1.210^6 à 1.610^6	9.510^{-14} à 1.210^{-13}
Calcaire (dolomite)	0.04 à 0.10		2.10^{-15} à 4.510^{-14}
Sable	0.37 à 0.50	1510^3 à 2210^3	210^{-11} à 1.810^{-10}
Grés	0.08 à 0.38		510^{-16} à 310^{-12}
Silice (en poudre)	0.37 à 0.49	6.810^5 à 8.910^5	1.310^{-14} à 5.110^{-14}
Sol	0.43 à 0.54		2.910^{-13} à 1.410^{-11}
Lits de billes sphériques	0.36 à 0.43		

2.5.3. Paramètres thermiques

Les paramètres thermiques qu'on cherche à définir dans le cadre de cette étude sont, la capacité calorifique et la conductivité thermique. La signification de ces deux propriétés, dans le cas d'un milieu poreux qui un milieu composite et poly phasique est moins clair que pour un milieu homogène. C'est pourquoi, on a introduit la notion des paramètres thermiques équivalents. Qui sont des caractéristiques thermiques globales du milieu homogène équivalent au milieu poreux et estimées à partir des constituants en tenant compte de sa structure.

2.5.3.1. Capacité calorifique équivalente

L'enthalpie d'un système est une grandeur extensive, il est donc possible d'évaluer la capacité calorifique volumique en écrivant simplement la loi des mélanges.

$$(\rho C)_{eq} = \varepsilon(\rho C)_f + (1 - \varepsilon)(\rho C)_s \quad (2.70)$$

2.5.3.2. Conductivité thermique équivalente

L'évaluation de l'expression de la conductivité thermique équivalente d'un milieu poreux n'est pas aussi simple. En effet, elle ne dépend pas que des propriétés physiques des éléments constituants de milieu et de leurs proportions relatives, mais aussi, de la géométrie de l'empilement, décrit par de nombreux paramètres, qui sont parfois difficilement accessibles.

Plusieurs modèles sont proposés pour déterminer la conductivité thermique équivalente. Tous les modèles sont conçus en se basant sur le fait que la conductivité thermique équivalente de tout milieu hétérogène est comprise entre celle d'un milieu en strate en parallèle, et celle d'un milieu en strate en série (*cf. figure 2.14*).

$$\frac{1}{\frac{\varepsilon}{\lambda_f} + \frac{1-\varepsilon}{\lambda_s}} < \lambda_{eq} < \varepsilon\lambda_f + (1 - \varepsilon)\lambda_s \quad (2.71)$$

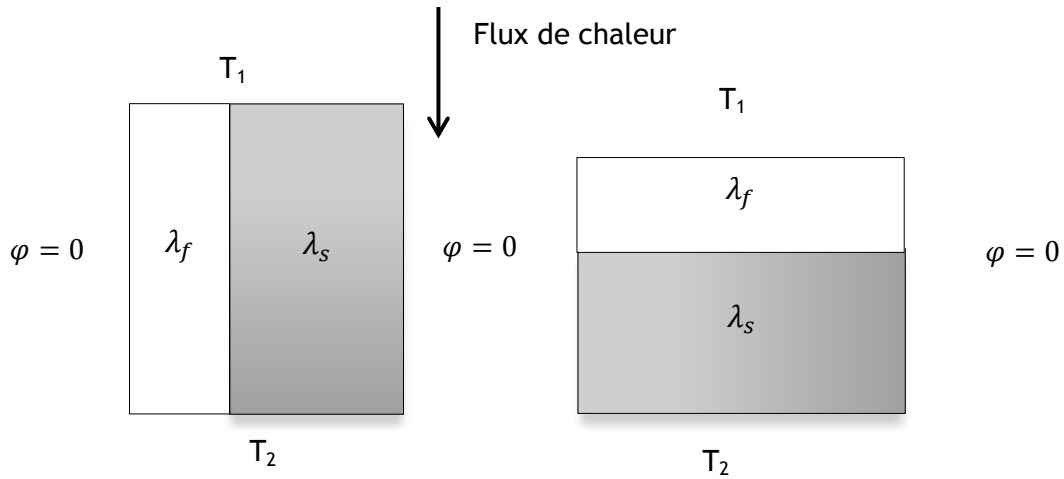


Figure 2.14. *Strates en série et en parallèle.*

2.5.4. Transferts de chaleur dans un milieu poreux saturé par un fluide

Un milieu poreux on peut le définir comme un ensemble de milieux continus et, à l'échelle des pores, on peut écrire les équations générales de la mécanique des fluides (équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et d'énergie). Pour un tel système on comprendra aisément que le problème est trop complexe pour pouvoir être résolu. Aussi le milieu poreux est remplacé par un ou deux milieux continus fictifs équivalents du point de vue des transferts thermiques.

2.5.5. Milieu poreux saturé d'un fluide globalement au repos

Dans un volume élémentaire, les températures du fluide et du solide sont égales, et les transferts thermiques sont décrits par l'équation de conduction de la chaleur :

$$\text{div}(\lambda^* \overrightarrow{\text{grad}} T) = (\rho C)^* \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.72)$$

Où: $(\rho C)^*$ est la capacité calorifique à pression constante équivalente, et λ^* le tenseur représentant les conductivités équivalentes dans les différentes directions.

Évidemment:

$$(\rho C)^* = (\rho C)_s (1 - \varepsilon) + (\rho C)_f \varepsilon \quad (2.73)$$

Par contre λ^* est plus délicat à déterminer.

En effet, même si les phases solide et liquide ont des comportements isotropes, la conductivité n'est pas obligatoirement à symétrie sphérique en raison de la texture de la matrice.

Remarquons aussi que, le liquide étant globalement au repos, des mouvements de convection naturelle peuvent se produire et augmenter les transferts de chaleur de manière unidirectionnelle. Ce type de phénomènes sera mathématiquement traduit dans λ^* .

2.5.6. Milieu poreux saturé d'un fluide en mouvement

2.5.6.1. Equivalence du milieu poreux à un seul milieu continu fictif

Les températures du fluide et du solide sont très voisines. Le bilan d'énergie donne l'équation :

$$\text{div}(\lambda^* \overrightarrow{\text{grad}} T) - \text{div}[(\rho C)_f \overrightarrow{V} T] = (\rho C)^* \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.74)$$

Où $\overrightarrow{V}$: est la vitesse de filtration.

2.5.6.2. Equivalence du milieu poreux à deux milieux continus fictifs

La température du solide et du fluide ne sont pas voisines. On utilise une représentation schématique à deux milieux continus fictifs (l'un solide, l'autre fluide). Les deux équations de bilan d'énergie sont couplées par un coefficient de transfert h .

$$\text{div}(\lambda_s^* \overrightarrow{\text{grad}} T_s) = (1 - \varepsilon)(\rho \cdot C)_s \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + h S_{sp}(T_s - T_f) \quad (2.75)$$

$$\text{div}(\lambda_f^* \overrightarrow{\text{grad}} T_f) - \text{div}[(\rho \cdot C)_f \overrightarrow{V} T_f] = \varepsilon(\rho \cdot C)_f \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + h S_{sp}(T_f - T_s) \quad (2.76)$$

Ce modèle est difficile d'emploi car on doit déterminer λ_f^* , λ_s^* et h .

On remarque que par addition de ces deux équations dans le cas particulier, on retrouve l'équation (2.74) et que : $\lambda_f^* + \lambda_s^* = \lambda^*$

Le modèle à un seul milieu continu est bien adapté si les vitesses de filtration sont suffisamment basses ; c'est le cas des milieux poreux naturels (aquifères, roches pétrolifères, filtration des eaux dans le sol) [36].

2.6. Modélisation du comportement thermique du sable

Cette étude vise à modéliser un système de stockage sensible utilisant le sable comme milieu de stockage, à l'échelle macroscopique. Ainsi, la configuration de l'unité de stockage permet d'assimiler le sable à un milieu solide [37].

2.6.1. Description de la configuration étudiée

La figure II.15 représente le schéma du système étudié. Il s'agit d'une boîte cubique, de dimension $(L \times L \times L)$ contenant du sable. Le stockage d'énergie dans le système, peut s'effectuer d'une manière active à l'aide d'un courant d'air chaud provenant d'un capteur solaire ou d'une source d'énergie d'appoint.

Le transfert de chaleur vers le sable est assuré par un échangeur de chaleur constitué des tubes en cuivre de diamètre d , faisant circuler le fluide caloporteur (air). Des configurations différentes de l'échangeur de chaleur sont étudiées dans le cadre de ce travail, afin de montrer l'effet de la géométrie de l'échangeur sur les performances du système de stockage.

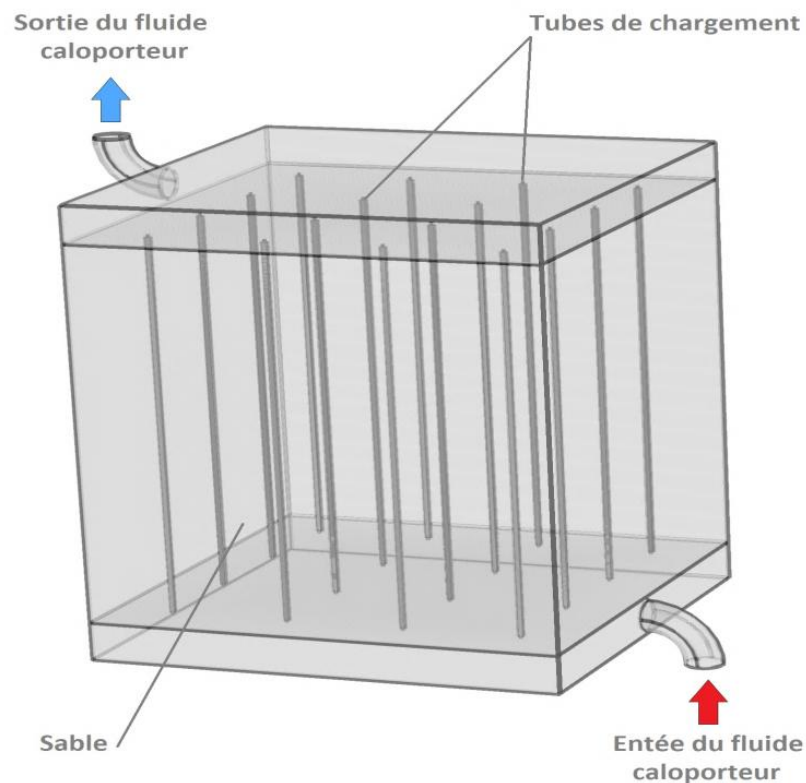


Figure 2.15. Schéma physique de l'unité de stockage.

Un schéma simplifié du système est présenté dans la figure 2.16

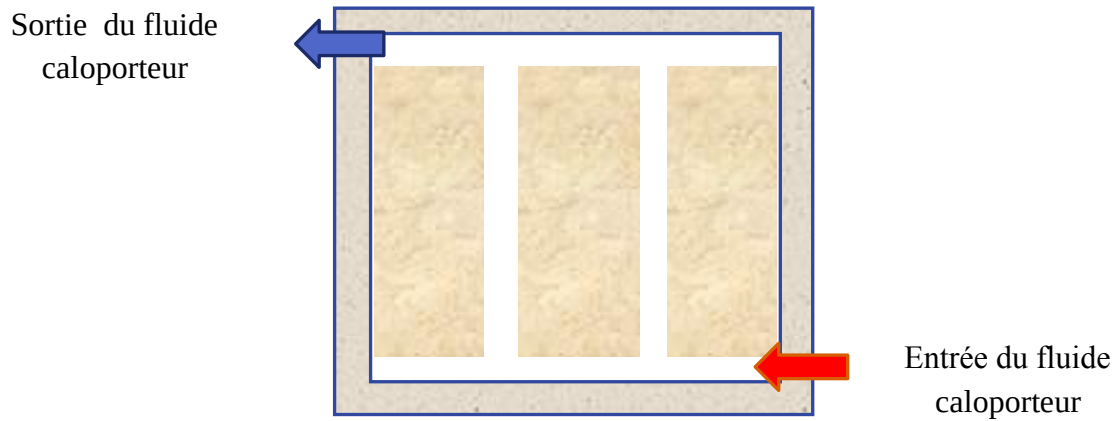


Figure 2.16. *Schéma simplifié de l'unité de stockage*

2.6.2. Modélisation 2D

Dans le but d'étudier le comportement du stockage de la chaleur du système, un modèle thermique est développé en se basant sur les hypothèses suivantes [17] :

- A l'entrée l'écoulement est développé ;
- Les parois du tube ont une faible épaisseur ce qui implique une résistance thermique négligeable ;
- La chute de pression dans les tubes est négligeable ;
- La cuve de stockage est isolée ;
- Le matériau de stockage est isotrope ;

Une coupe dans le plan (x, y) permet d'obtenir la configuration en deux dimensions du système de stockage (cf. figure 2.17).

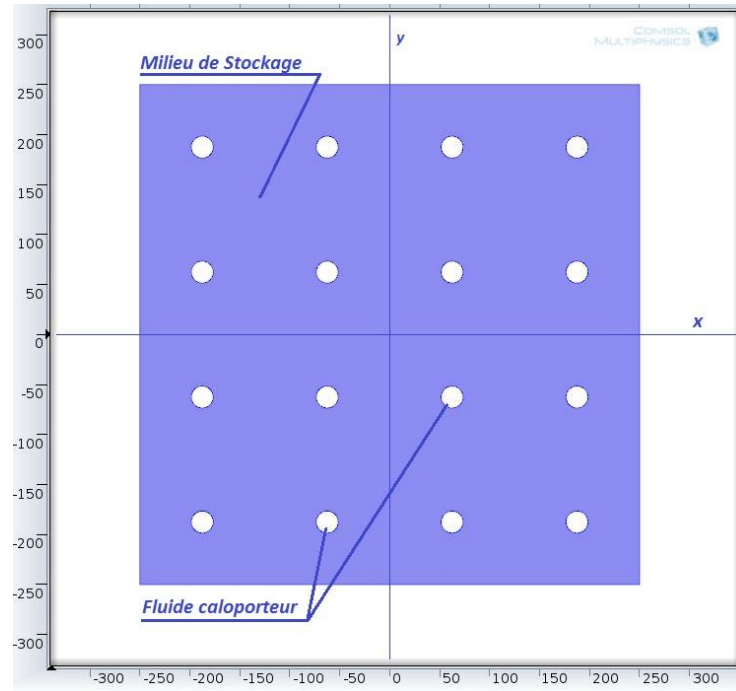


Figure 2.17. Configuration en 2D du domaine d'étude

2.6.3. Equations gouvernantes

En adoptant les hypothèses citées précédemment, le transfert de chaleur dans le sable est géré par l'équation de la chaleur en régime transitoire dans un solide donnée par l'équation :

$$\rho_s C_{ps} \frac{\partial T}{\partial t} = k_s \nabla^2 T \quad (2.77)$$

ρ_s : est la densité [kg.m^{-3}] ;

C_{ps} : la capacité calorifique du solide [$\text{J.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$] ;

k_s : la conductivité thermique [$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$] ;

T : la température du milieu le solide [K] ;

Cette équation est accompagnée des conditions aux limites suivantes :

$$A, (x = l/4, t) \rightarrow -k_s \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=-l/4} = 0 \quad (2.78)$$

$$A, (x = -l/4, t) \rightarrow -k_s \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=l/4} = 0 \quad (2.79)$$

$$A, (y = -l/4, t) \rightarrow -k_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=-l/4} = 0 \quad (2.80)$$

$$A, (y = l/4, t) \rightarrow -k_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=l/4} = 0 \quad (2.81)$$

Sur les parois circulaires, représentant la surface des tubes en contact avec le milieu de stockage une température est imposée : $T = T_p$ (2.82)

A l'état initial ($t = 0$), la température du lit de sable est T_{ini}

2.6.4. Performances de stockage

La quantité de chaleur stocker est définie par l'équation :

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (2.83)$$

Q est la quantité d'énergie stockée (J), m est la masse du matériau de stockage (kg), C_p est la chaleur spécifique du matériau de stockage ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$) et ΔT est la variation de la température durant l'étape de charge (K).

Les performances caractéristiques d'un système de stockage sont la durée de stockage et son efficacité thermique. L'efficacité thermique est définie par le rapport entre l'énergie stockée par le matériau et l'énergie fournie au système durant le temps de charge:

$$\eta = \frac{T(t) - T_{ini}}{T_{ch} - T_{ini}} \quad (2.84)$$

Avec :

T_{ch} : température de chargement ;

$T(t)$: est la température moyenne du lit de stockage en fonction du temps ;

T_{ini} : la température initiale du lit de stockage

Chapitre 3

Simulation Numérique

3.1. Modélisation numérique du comportement thermique du sable

Cette étude vise à modéliser un système de stockage sensible utilisant le sable comme milieu de stockage, à l'échelle macroscopique. Ainsi, la configuration de l'unité de stockage permet d'assimiler le sable à un milieu solide [37]. Au préalable, les travaux de modélisation nécessitent la définition d'un système représentatif du système de stockage réel.

3.1.1 Introduction

La simulation numérique est devenue un élément indispensable dans les domaines des sciences et de l'ingénierie. Elle permet de comprendre et de modéliser le fonctionnement des systèmes réels. Aujourd'hui une large gamme d'outils numériques est disponible. Elle repose sur la mise en œuvre des modèles théoriques utilisant différents outils mathématiques dont la technique des éléments finis. La simulation numérique permet d'étudier le fonctionnement et les propriétés d'un système modélisé ainsi qu'à en prédire son évolution.

Il est très intéressant d'avoir un environnement de simulation qui inclut la possibilité d'ajouter différents phénomènes physiques au modèle étudié. C'est dans cette philosophie la que COMSOL Multiphysics a été développé. C'est un logiciel de calcul numérique par éléments finis modulaire permettant de modéliser une grande variété de phénomènes physiques caractérisant un problème réel. Il sera également un outil de conception grâce à son aptitude à gérer les géométries 3D complexes.

Différentes modules physiques existent sous COMSOL, parmi lesquels on trouve la mécanique des fluides, le transfert thermique, l'électricité, l'électromagnétisme, la chimie, la mécanique des structures... Il est possible de combiner plusieurs phénomènes physiques lors d'une même simulation numérique : c'est un des points forts de ce logiciel.

3.1.2. Prise en main du logiciel

Le processus de modélisation et de simulation numérique sous COMSOL Multiphysics implique plusieurs étapes :

- La définition globale des paramètres et des variables liées au modèle ;
- La définition de la géométrie ;
- La prise en compte des différents phénomènes physiques qui peuvent exister dans le problème considéré ;

- La résolution du problème à l'aide d'un des différents solveurs ;
- La visualisation des résultats.

Lors du lancement de COMSOL, l'assistant Modèle (*Model Wizard*) permet de définir toutes les étapes de la modélisation brièvement évoquées ci-dessus. Ces étapes sont les suivantes :

- Exécutez l'Assistant Modèle ce qui implique de choisir le système de coordonnées pour le modèle, la physique pertinente au problème, et le type d'études que l'on souhaite effectuer (stationnaire ou en fonction du temps) ;
- Définir les paramètres, les équations et les variables pertinentes pour le modèle (dans le répertoire Définitions Globales) ;
- Définir la géométrie du modèle (*Geometry*) ;
- Sélectionnez le ou les matériaux adéquats du modèle dans le répertoire (*Materials*) ;
- Choisir les conditions initiales et aux limites de votre modèle pour chaque physique utilisée ;
- Choisir la taille des éléments à utiliser pour le maillage ainsi que les différents types de maillage qui existent ;
- Régler les paramètres du solveur et lancer les calculs dans le répertoire études (*Study*) ;
- Afficher les résultats souhaités de la manière la plus significative dans le répertoire résultat (*Result*).

3.1.3. Les potentialités et les performances de COMSOL Multiphysics

Les potentialités de COMSOL Multiphysics sont nombreuses et cela dépend du nombre d'application qui permet de résoudre grâce à son environnement complet pour le calcul scientifique. Il est capable de coupler et de résoudre des équations dans différents domaines tels que la mécanique des fluides et le transfert thermique, l'électromagnétisme, la dynamique des fluides et la chimie, MEMS et Mécanique des Structures. Il offre également plusieurs solveurs de très haut niveau de performance capable de traiter des problèmes avec des temps de résolution optimaux. Ceci et d'autres caractéristiques font de COMSOL un environnement inégalé de modélisation pour la conception industrielle, la recherche & développement et l'enseignement.

Dans le cadre de notre travail, nous avons opté pour le logiciel COMSOL Multiphysics afin de pouvoir simuler numériquement le comportement thermique d'un système de

stockage. Cette modélisation a pour but d'aller plus loin dans l'effet de la géométrie de l'échangeur de chaleur sur les performances du système étudié.

3.2. Modélisation sous COMSOL

3.2.1. Modélisation 2D

Dans le but d'étudier l'effet de la géométrie de l'échangeur de chaleur sur les performances de stockage, des configurations différentes ont été considérées (circulaire, carrée, triangulaire, elliptique). La discrétisation du domaine d'étude est schématisée dans la figure 3.1, pour cela un maillage triangulaire est adopté. Le nombre d'élément généré pour chaque forme est résumé dans le tableau 3.1.

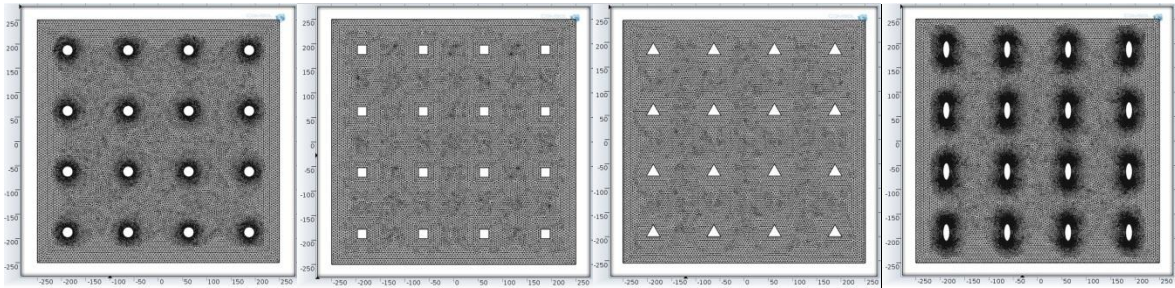


Figure 3.1. Maillage du domaine d'étude avec les différentes formes géométriques de la section de l'échangeur de chaleur

Tableau 3.1. Nombre d'élément de maillage correspondant à chaque forme géométrique

Forme géométrique	Nombre d'élément de maillage
Circulaire	42636
Carrée	29618
Triangulaire	28798
Elliptique	77622

Les propriétés thermo physique du milieu de stockage sont celles du sable de la région d'El-Oued [16] présentés dans le tableau ci après:

Tableau 3.2. *Propriétés thermo physique du sable*

Sable	C_p [J/kg.K]	ρ [kg/m ³]	K [W/m.K]
	920	2700	1

3.2.2. Résultats de la simulation

➤ Configuration circulaire de la section de l'échangeur de chaleur

Un lit de sable de 50 cm de chaque côté est simulé. Ce dernier est initialement à une température de 28 °C, par contre la température des parois des tubes de chargement est de 60 °C. Dans le but de visualiser le comportement thermique du lit de sable pour la configuration à section circulaire de l'échangeur de chaleur, la distribution de la température des surfaces du lit pour différents cycles de chargement est présentée dans la figure 3.2.

A $t = 0$ s, la température du lit est uniforme et égale à la température initiale, avec l'avancement du temps, le sable commence à s'échauffer progressivement. Après une heure la température du lit de sable est de 35°C, elle atteint 46°C après deux heures 30 min, pour arriver à 55°C au alentours de cinq heures.

La figure 3.3 qui montre que le temps nécessaire pour que le lit soit complètement chargé, il est estimé à 37260 s (dix heures 21 min)

Pour déterminer les performances du système de stockage, il est nécessaire de calculer l'efficacité de chargement et l'énergie stockée par le système. Ces deux paramètres de performances sont calculés par les équations 2.84 et 2.83.

La Variation de l'efficacité de chargement de la cuve de stockage est illustrée dans la figure 3.3. l'efficacité est initialement à zéro ensuite elle augmente progressivement par absorption de la chaleur du fluide caloporteur (air) jusqu'à ce que le lit soit complètement chargé.

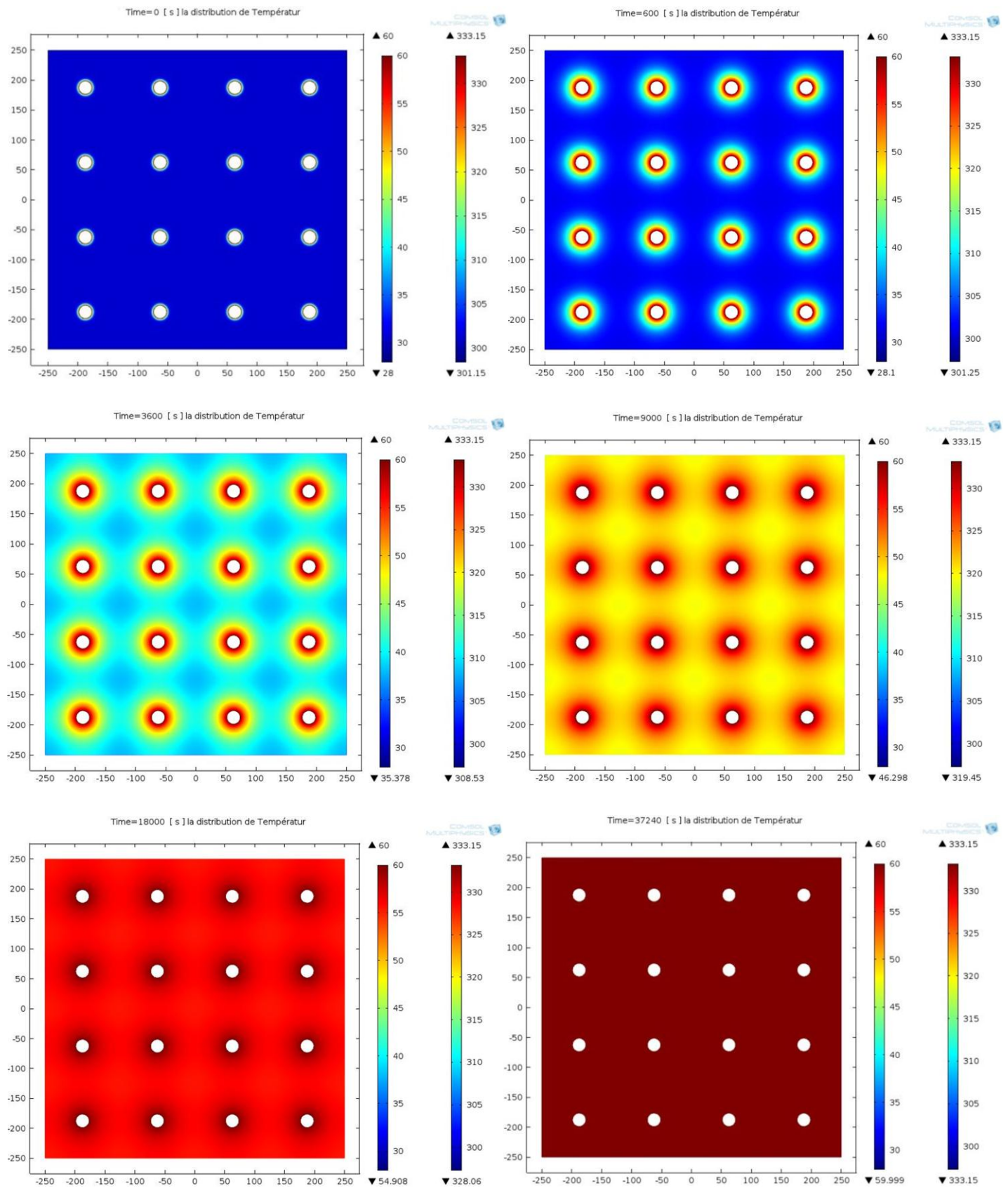


Figure 3.2. Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement à échangeur (section circulaire).

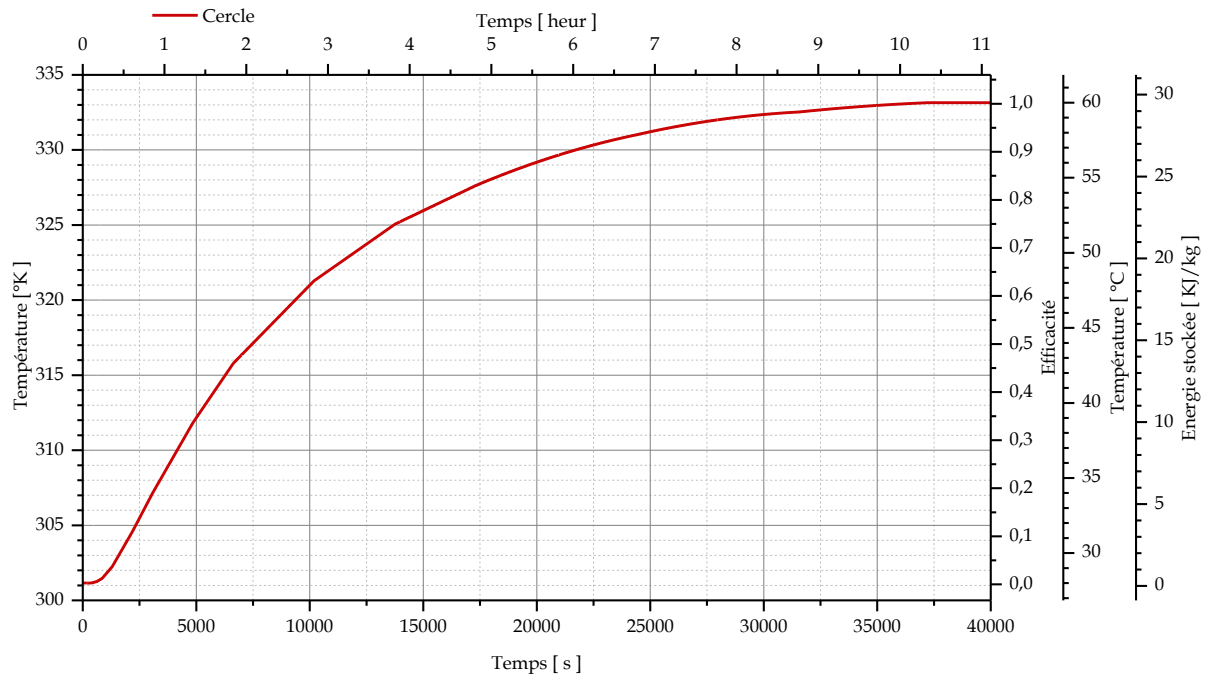


Figure 3.3. . *Profile de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement avec un échangeur de section circulaire (calculée au centre de la géométrie $x = y = 0$).*

➤ Autres configurations géométriques

La visualisation des contours de la température dans le lit de sable pour les différentes géométries (carré, triangulaire, elliptique) considérées dans le cadre de ce travail est illustrée dans les figures 3.4, 3.5 et 3.6.

Le temps de chargement du lit de sable des différentes formes géométriques de la section de l'échangeur de chaleur est présenté dans les figures 3.7, 3.8 et 3.9. Il est remarqué que le temps de chargement est de 30310 s (8 heures 25 min et 10 s) pour la section carré, il est de 28070 s (7 heures 47 min et 50 s) pour la section triangulaire et de 32080 s (8 heures 54 min et 40 s) pour la forme elliptique.

La Variation de l'efficacité de chargement de la cuve de stockage est illustrée dans les figures 3.7, 3.8 & 3.9 l'efficacité est initialement à zéro ensuite il augmente progressivement par absorption de la chaleur du fluide caloporteur (air) jusqu'à ce que le lit soit complètement chargé.

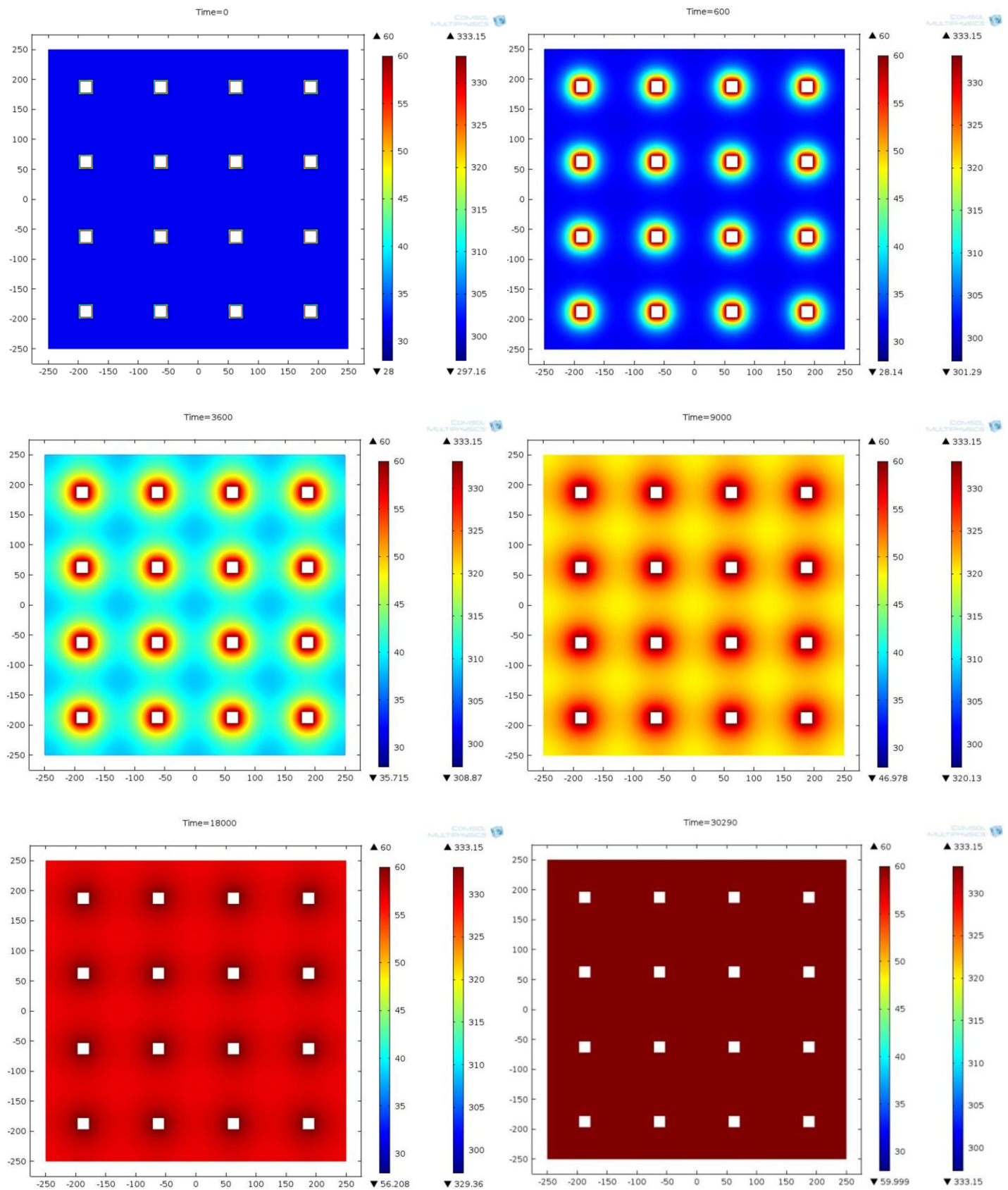


Figure 3.4. Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement à échangeur (section carré).

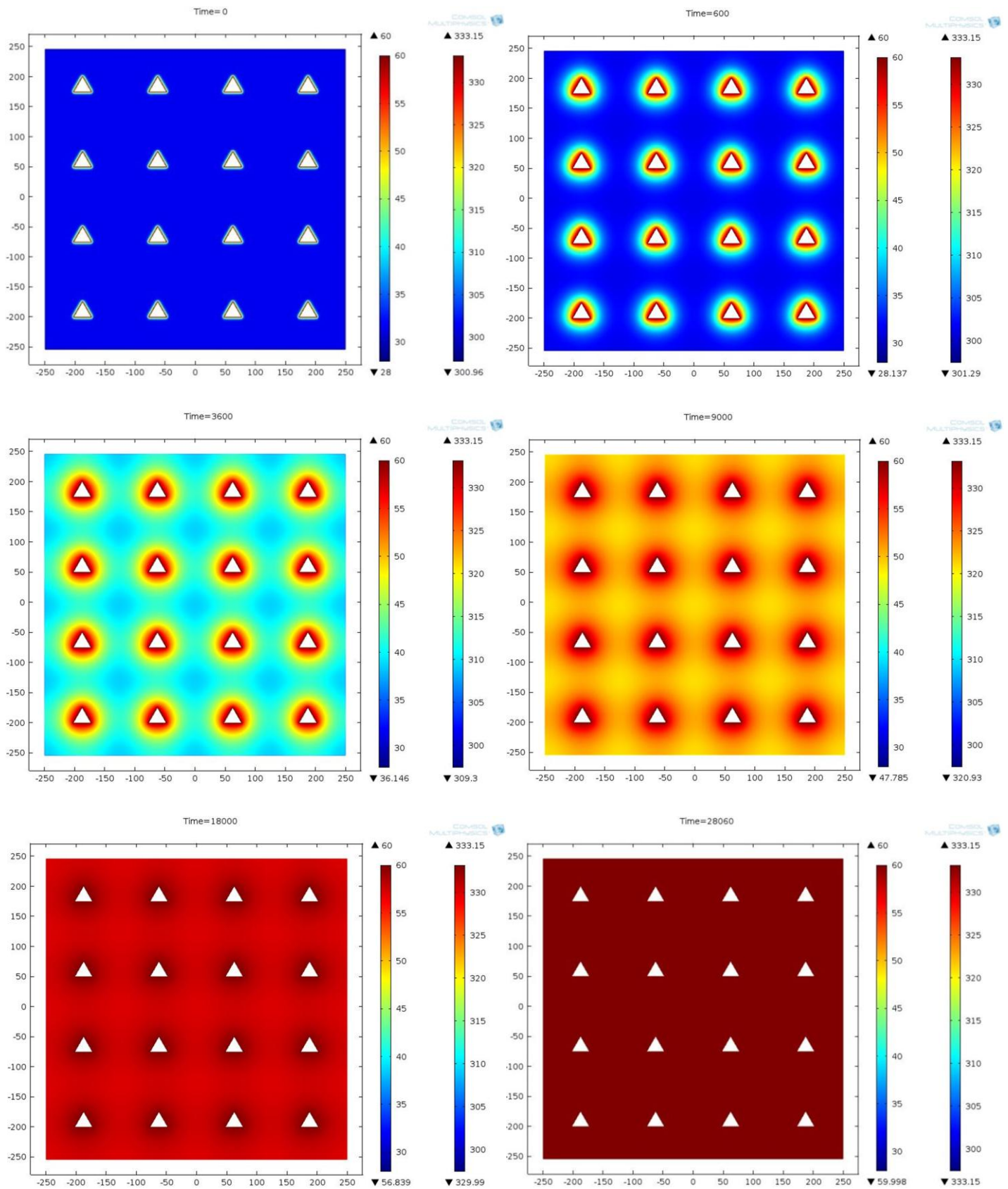


Figure 3.5. Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement à échangeur (section triangulaire).

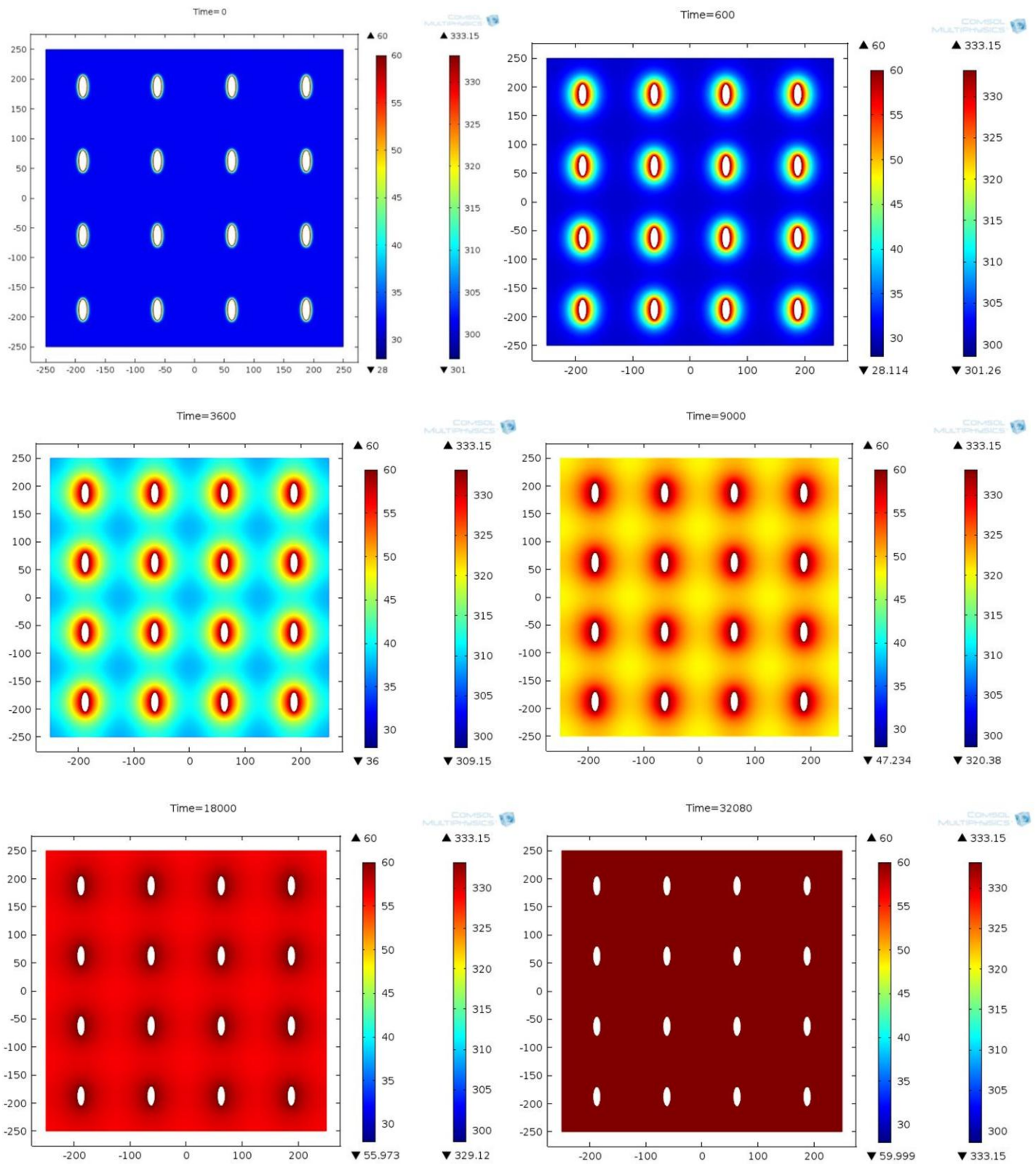


Figure 3.6. Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement à échangeur (Section elliptique).

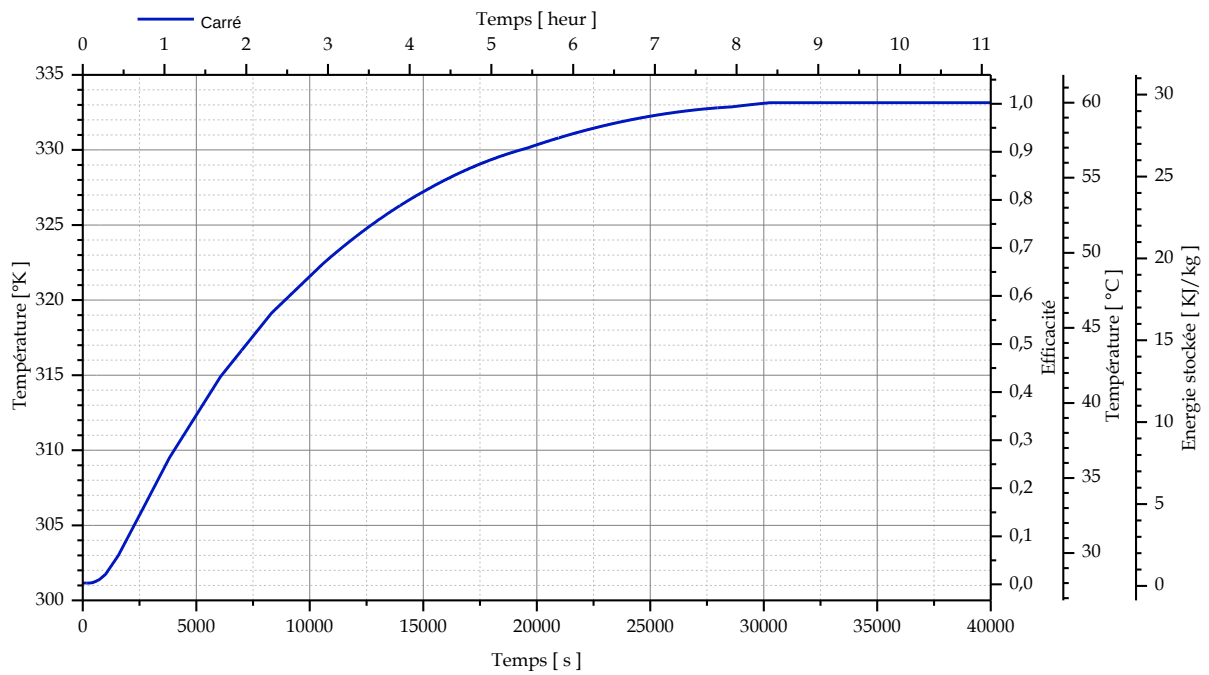


Figure 3.7. Profile de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement avec un échangeur de section carrée (calculée au centre de la géométrie $x = y = 0$)

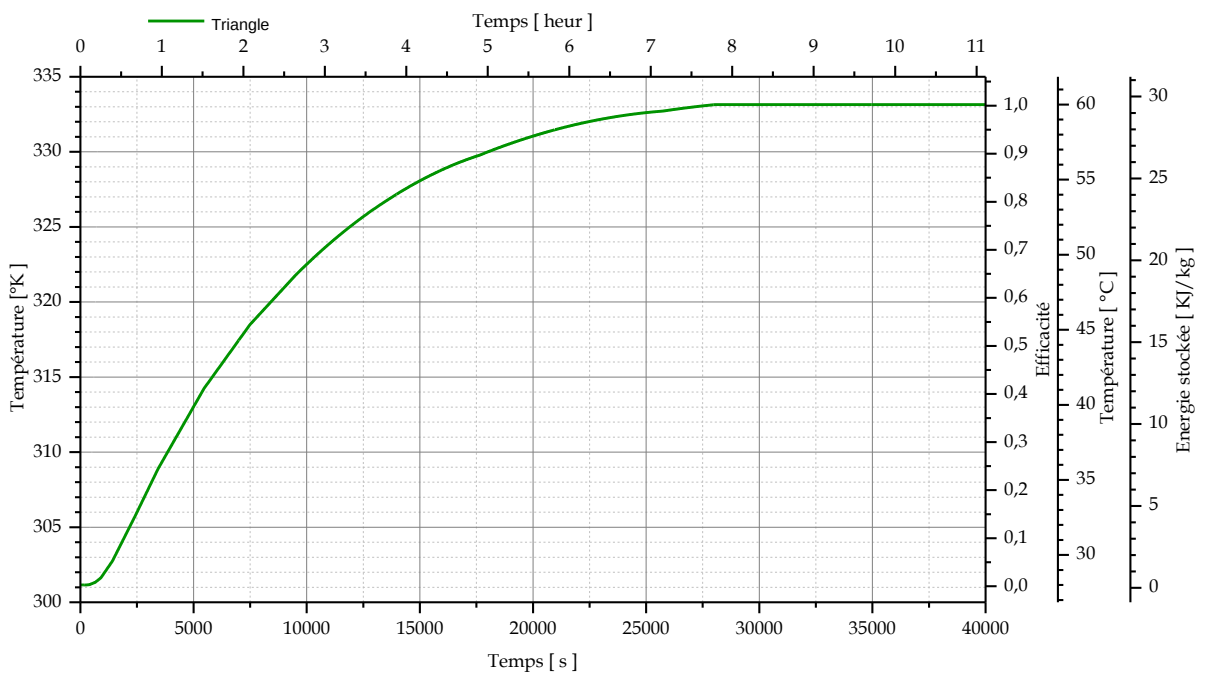


Figure 3.8. Profile de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement avec un échangeur de section triangulaire (calculée au centre de la géométrie $x = y = 0$)

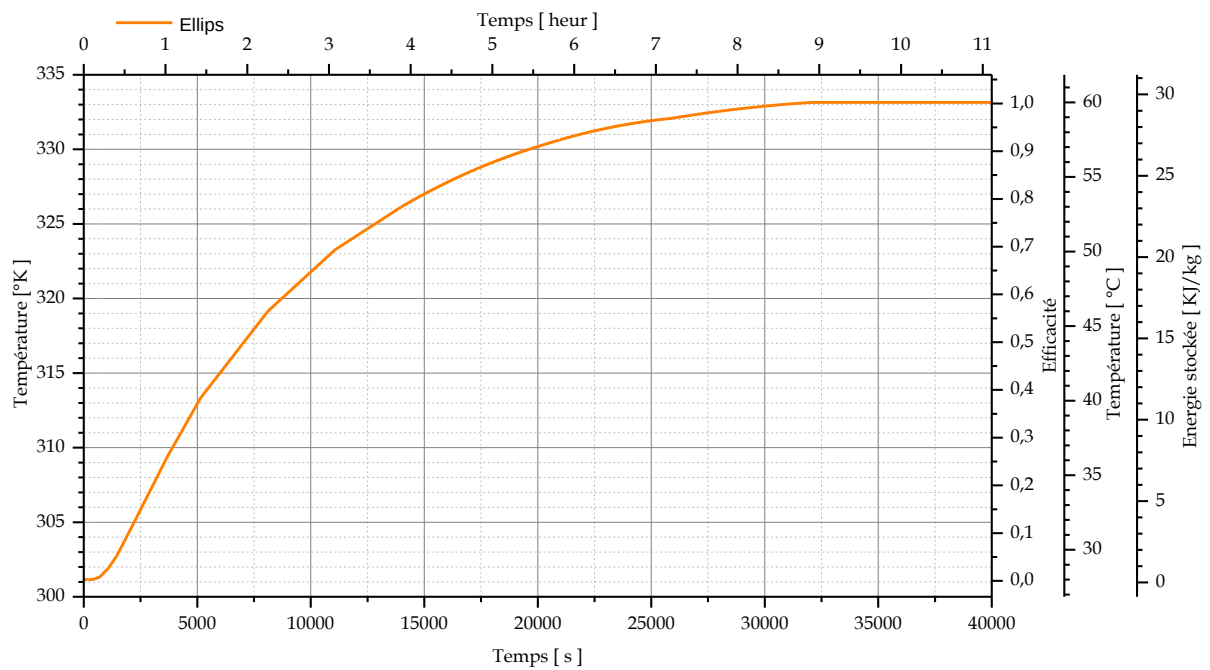


Figure 3.9. *Profile de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement avec un échangeur de section elliptique (calculée au centre de la géométrie $x = y = 0$)*

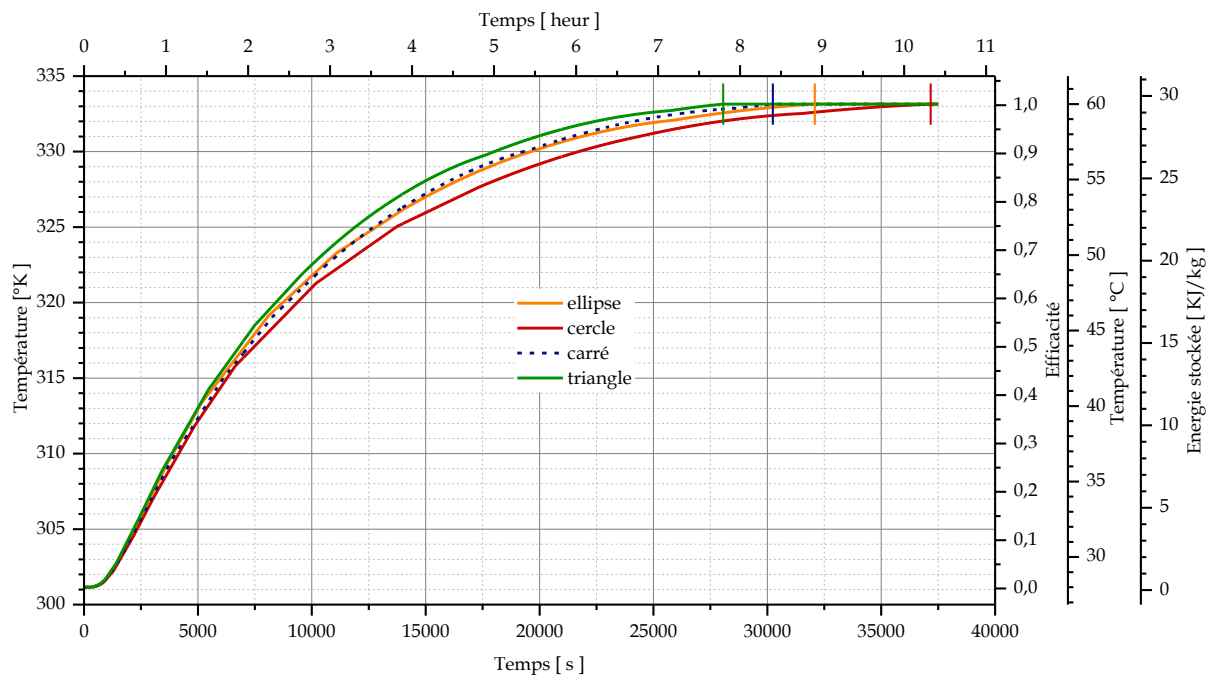


Figure 3.10. *Les profiles de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement pour différentes géométries d'échangeurs*

La figure 3.10, présente le profile de, la température, l'efficacité et l'énergie stockée dans le lit de sable après dix heures de chargement pour les différentes géométries. On observe un écart remarquable entre les différentes géométries d'échangeurs, notamment entre la forme circulaire et triangulaire.

On constate qu'avec la forme triangulaire on gagne en termes de temps de chargement. Ce résultat est en bon accord avec la littérature [38].

Afin, d'avoir des résultats qui reflète la réalité du comportement du système de stockage, on a opté pour une simulation en 3D.

3.2.2. Modélisation 3D

Dans le cas de la modélisation 3D, le mode de transfert de chaleur dans le milieu solide et le milieu fluide est couplé, et la température du fluide caloporteur varie le long du lit de stockage, ainsi l'écoulement du fluide est non-isotherme. En plus des hypothèses considérées dans la modélisation 2D, la conduction axiale dans le fluide caloporteur est négligée dans le cas de la modélisation 3D. Par conséquent, les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, ainsi que la conservation de l'énergie, pendant le processus de chargement peuvent être écrites comme suit :

- **L'écoulement du fluide :**

L'écoulement du fluide caloporteur est modélisé par l'équation de continuité ainsi que les équations de Navier-Stokes simultanément, en considérant un régime d'écoulement laminaire.

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho_f \vec{v}) = 0 \quad (3.1)$$

Où ρ_f et $\vec{v}$ sont la masse volumique et le vecteur vitesse du fluide caloporteur respectivement.

$$\rho_f \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (3.2)$$

Où P et μ sont la pression motrice et la viscosité dynamique du fluide caloporteur respectivement.

- **Le transfert de chaleur dans le fluide :**

Le transfert de chaleur dans le fluide est modélisé par l'équation de l'énergie comme suit :

$$\rho_s C_{pf} \frac{DT}{Dt} = \lambda_f \nabla^2 T \quad (3.3)$$

Où C_{pf} et λ_f sont la capacité calorifique et la conductivité thermique du fluide caloporteur.

- **Le transfert de chaleur dans la région solide :**

Le transfert de chaleur entre les tubes de chargement et le milieu de stockage est régit uniquement par conduction, par conséquent l'équation d'énergie à résoudre s'écrit :

$$\rho_s C_{ps} \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_s \nabla^2 T \quad (3.4)$$

Où ρ_s et C_{ps} sont la masse volumique et la capacité calorifique du milieu solide respectivement.

La discrétisation du domaine d'étude avec les trois configurations considérées (tubes, serpentin, spiralee), est schématisée dans la figure 3.11, pour cela un maillage triangulaire est adopté. Le nombre d'élément généré pour chaque forme est résumé dans le tableau 3.3.

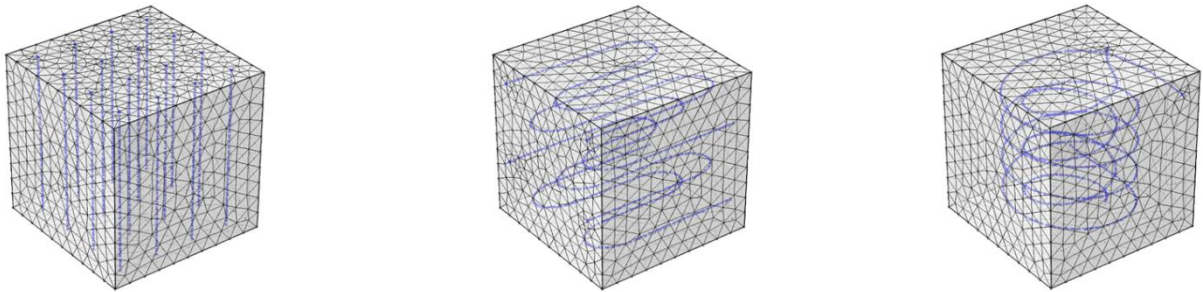


Figure 3.11. Maillage du domaine d'étude avec les différentes formes géométriques de l'échangeur de chaleur

Tableau 3.3. Nombre d'élément de maillage correspondant à chaque forme géométrique

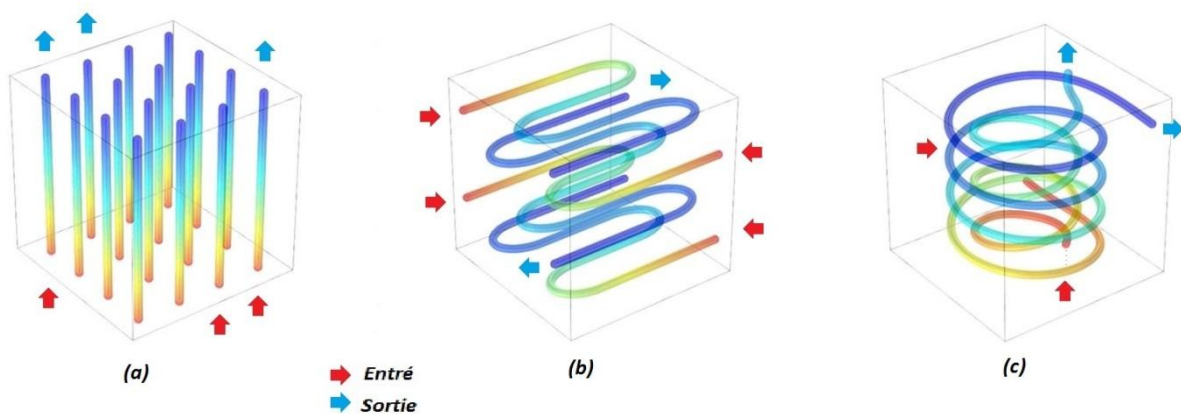
Forme géométrique	Nombre d'élément de maillage
16 tubes	46560
4 serpentins	46856
Deux spirale	45880

Les paramètres de simulation utilisés dans le cadre de cette étude en 3D, comprend les même propriétés thermo-physiques utilisés pour la simulation 2D. Les conditions aux limites et initiales sont résumé dans le tableau ci-après :

Tableau 3.4. Paramètre de simulation 3D

La vitesse d'entre de l'air	2 m/s
La température d'entrée de l'air	60°C
La Température initiale du sable	28°C
Diamètre de tubes circulaire	2.2 cm

La figure 3.12, présenté les trois configurations de l'échangeur de chaleur considérées pour la simulation en 3D.

**Figure 3.12.** Les configurations étudiées en 3D.

➤ Configuration à 16 tubes de chargement

Un lit de sable de 50 cm de chaque côté est simulé. Ce dernier est initialement à une température de 28 °C, par contre la température d'air d'entrée dans les tubes de chargement est de 60 °C. Dans le but de visualiser le comportement thermique du lit de sable pour la configuration à 16 tubes, la distribution de la température des surfaces du lit pour différents cycles de chargement est présentée dans les figures 3.13, 3.14 et 3.15.

A $t = 0$ s, la température du lit est uniforme et égale à la température initiale, avec l'avancement du temps, le sable commence à s'échauffer progressivement. Une température maximale de 57.5 °C est atteinte après quatre jours.

Une coupe vertical dans le plan $y = 0.0625$ (figure 3.14) et une coupe incliné de 45° (figure 3.15) permettent de visualiser l'effet du sens de l'écoulement sur celui du transfert de chaleur dans le lit de sable. Du fait que l'air chaud arrive de bas en haut, on remarque que le lit de sable s'échauffe en suivant le sens de l'écoulement de l'air.

La figure 3.16 qui montre que le temps nécessaire pour que le lit soit complètement chargé, il est plus de 1123200 s (13 jours).

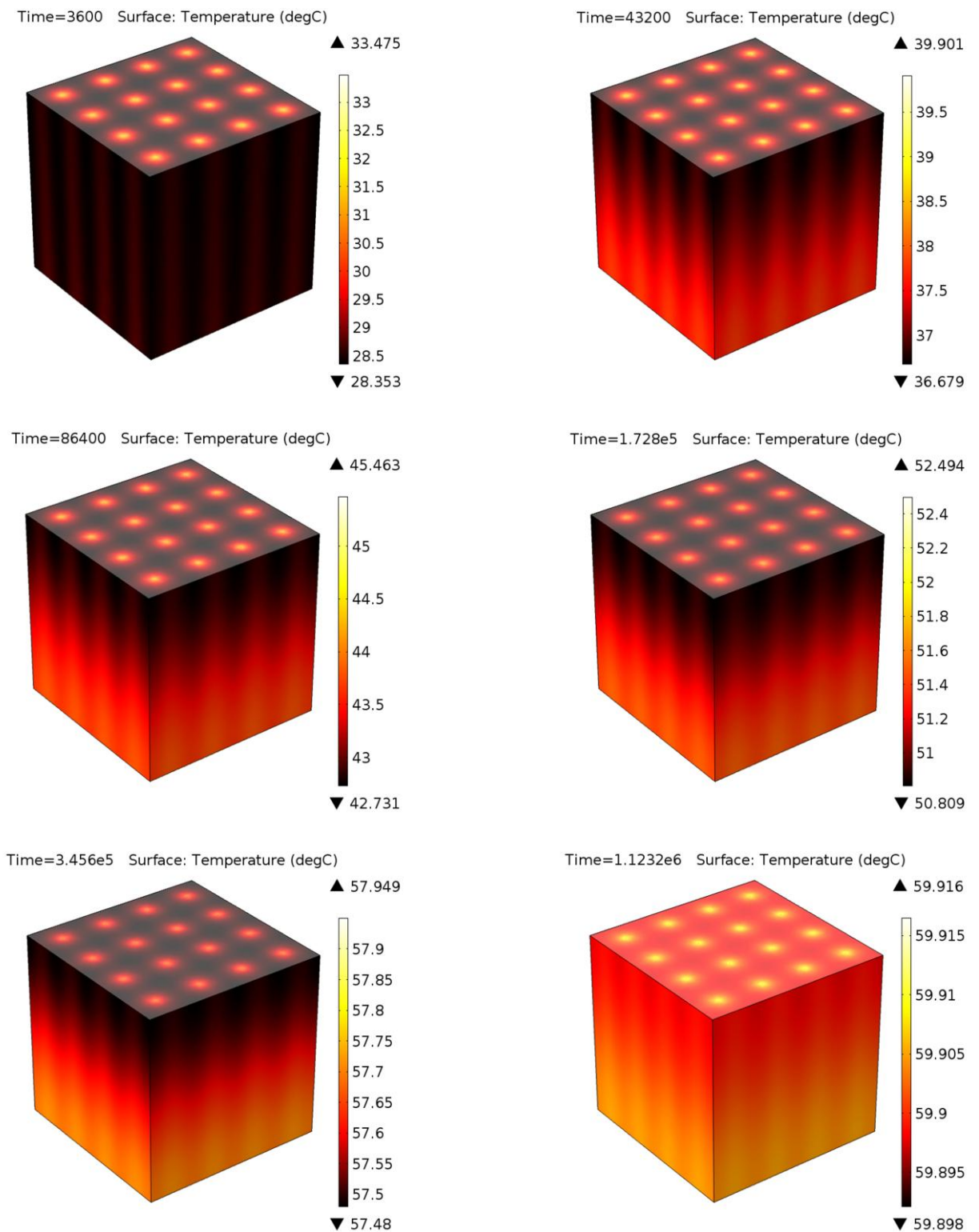


Figure 3.13. Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement (échangeur de 16 tubes).

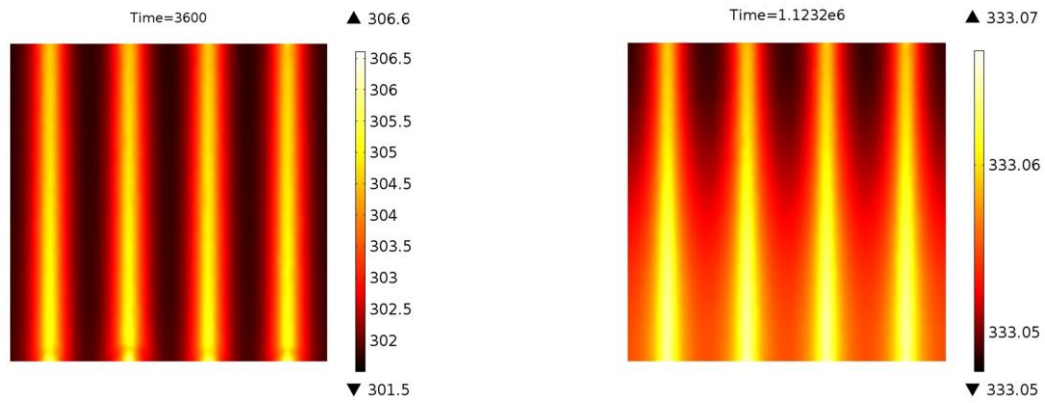


Figure 3.14. Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement plan $y = 0.0625$ (échangeur de 16 tubes)

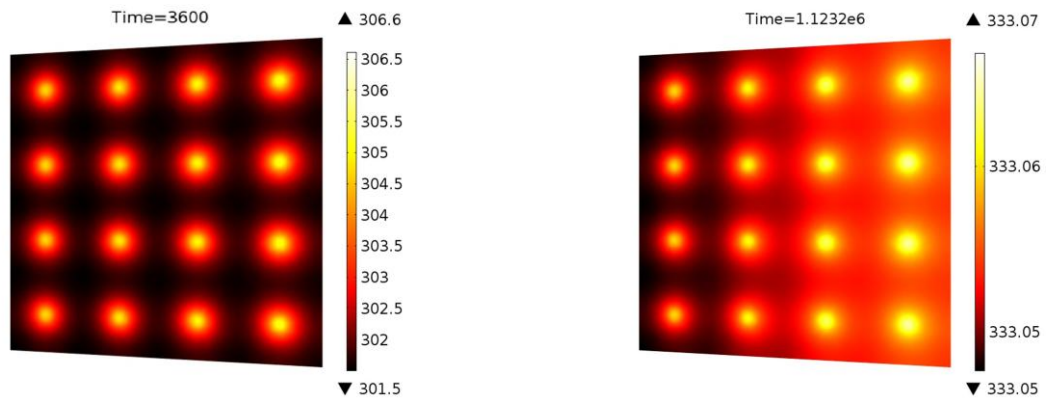


Figure 3.15. Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement plan inclinée 45° (échangeur de 16 tubes)

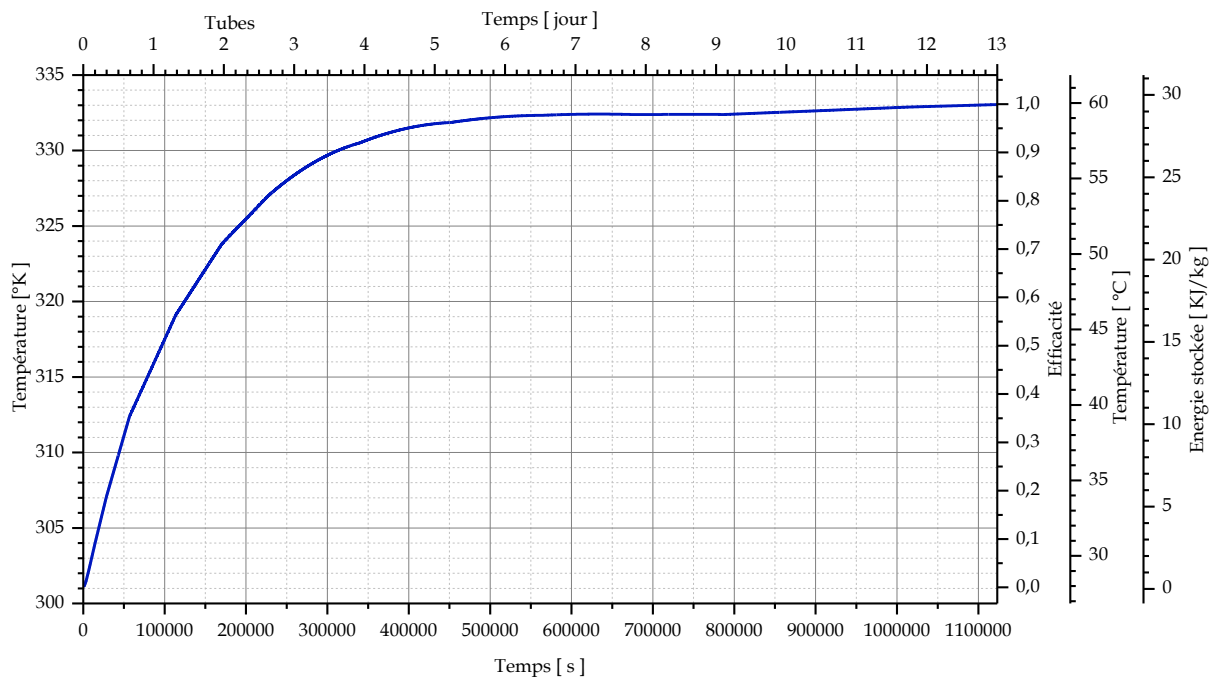


Figure 3.16. Profile de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement avec un échangeur de 16 tubes circulaire (calculée au centre de la géométrie $x = y = 0, z = 0.25$).

➤ Autres configurations géométriques

La visualisation des contours de la température dans le lit de sable pour les différentes géométries (serpentin, spirale) considérées dans le cadre de ce travail est illustrée dans les figures 3.17 et 3.21.

A $t = 0$ s, la température du lit est uniforme et égale à la température initiale pour les trois configurations, avec l'avancement du temps, le sable commence à s'échauffer progressivement.

Après une heure la température minimale est celle de la zone morte du lit de sable ($x = L/2$, $y = -L/2$, $z = L/2$), elle est de 28.1 et de 28.01 °C pour *échangeur serpentin et spirale* respectivement. Elle atteint 33.8 et 29.9°C après 12 heures, 39.3 et 33.4°C après 24 heures, pour arriver à 55.26 et 50.56°C après quatre jours.

Le temps de chargement du lit de sable des différentes formes géométriques de la section de l'échangeur de chaleur est présenté dans les figures 3.20 et 3.24. Il est remarqué que le temps de chargement est de 1123200 s (13 jours) pour la forme serpentin, il est de 875220 s (10 jours) pour la forme spirale.

Les figures 3.18, 3.19, 3.22, 3.23 montre que le sens du transfert de chaleur dans le lit de sable suit le sens de l'écoulement de l'air chaud dans l'échangeur de chaleur.

La Variation du rendement de chargement de la cuve de stockage et l'énergie stockée par le système est illustrée dans les figures 3.20 et 3.24. le rendement est initialement à zéro ensuite il augmente progressivement par absorption de la chaleur du fluide caloporteur (air) jusqu'à ce que le lit soit complètement chargé.

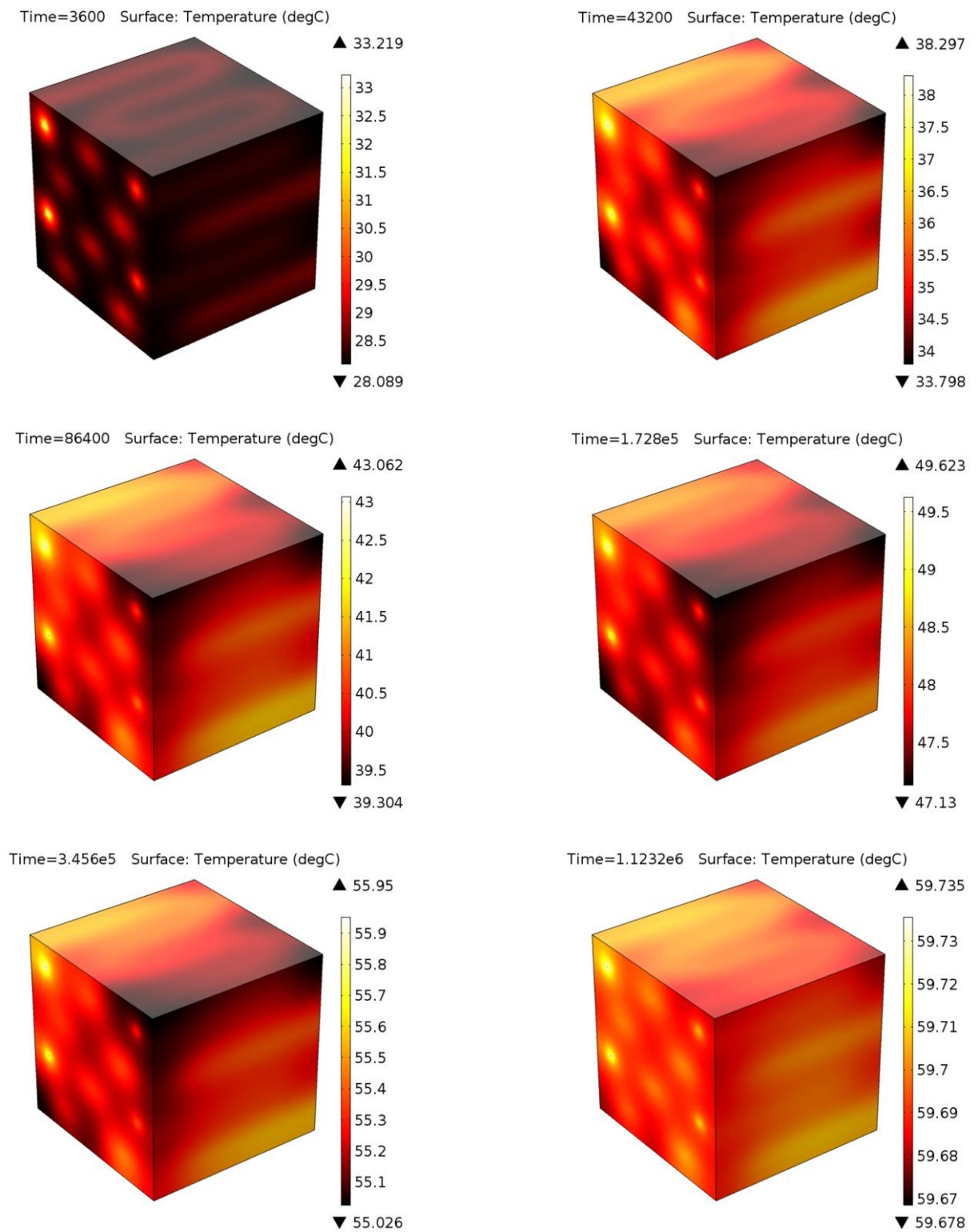


Figure 3.17. Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement (échangeur serpentin)

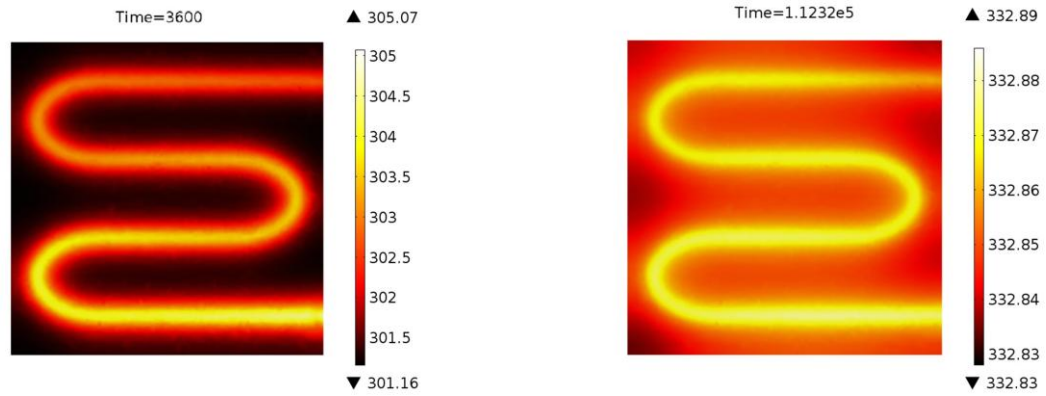


Figure 3.18. Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement plan $z = -0.0625$ (échangeur serpentin)

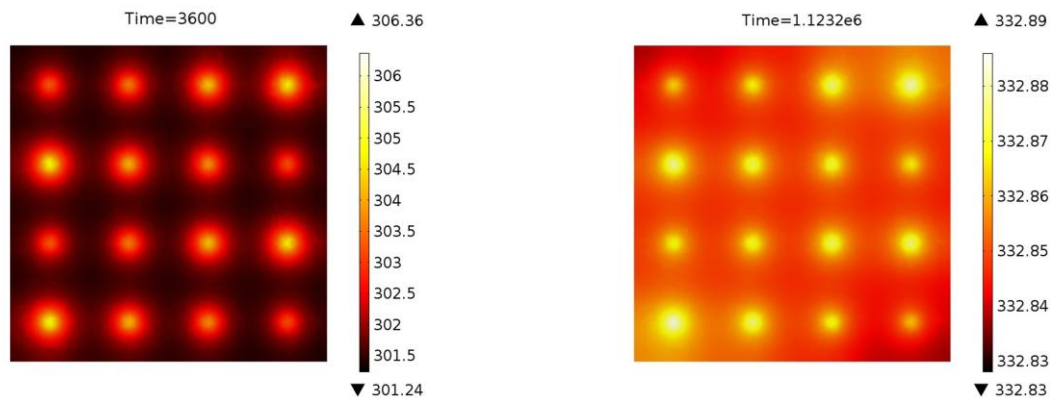


Figure 3.19. Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement plan $x = 0$ (échangeur serpentin)

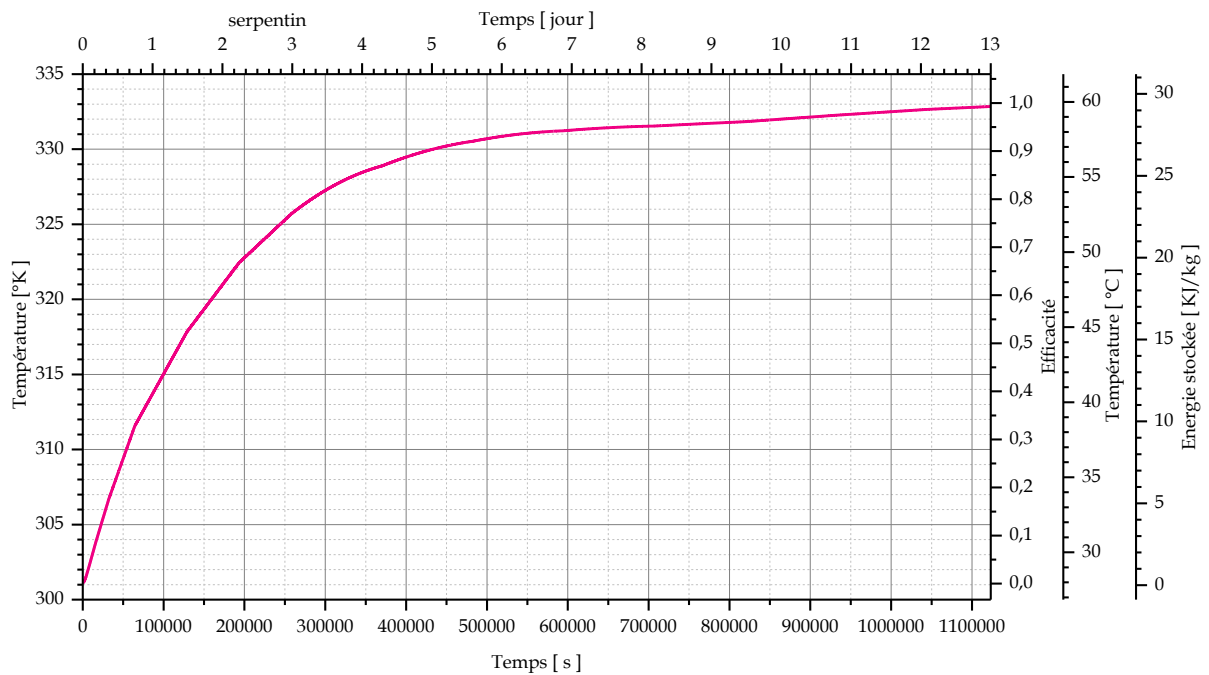


Figure 3.20. Profile de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement avec un échangeur serpentin (calculée au centre de la géométrie $x = y = 0, z = 0.25$).

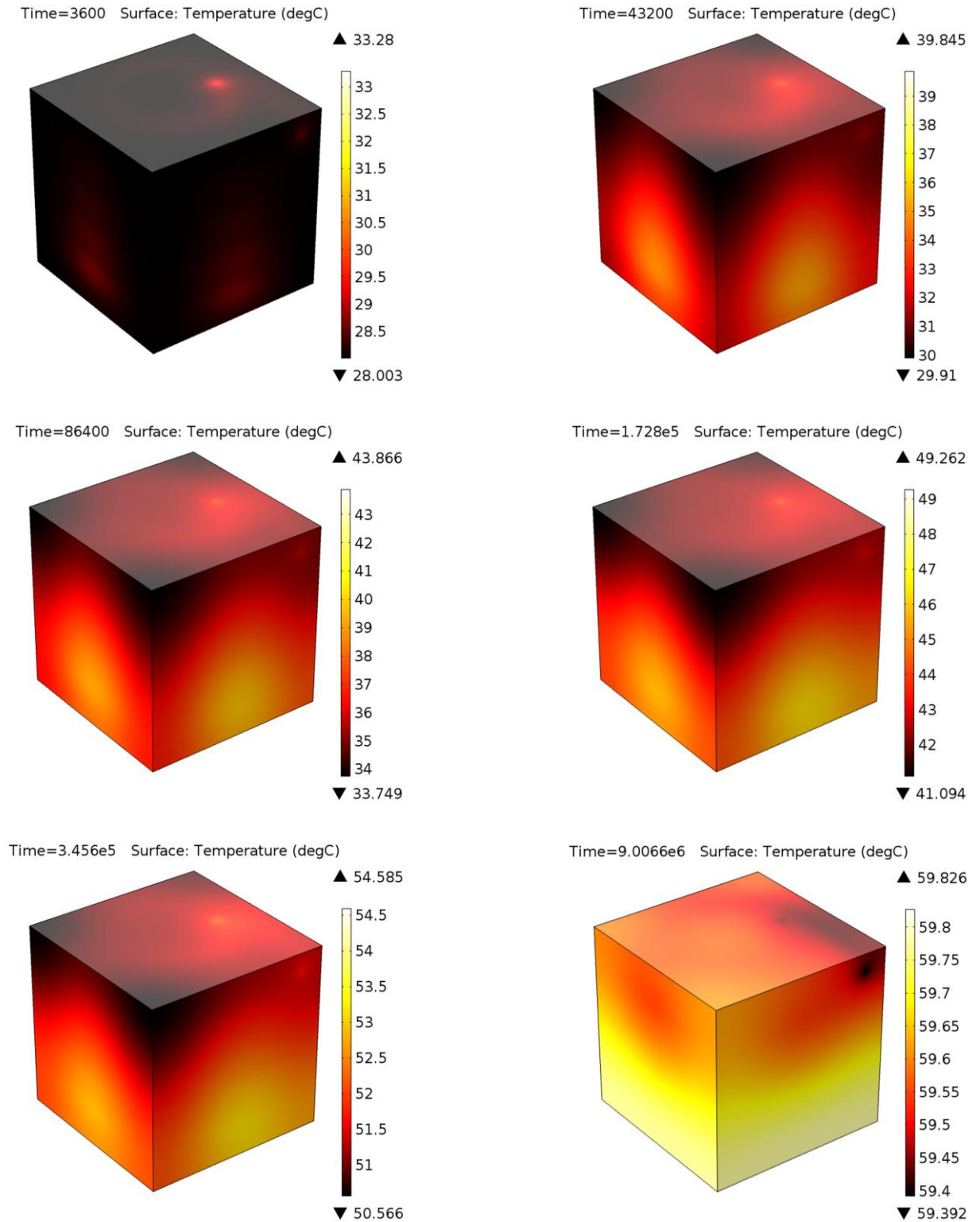


Figure 3.21. Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement (échangeur spirale).

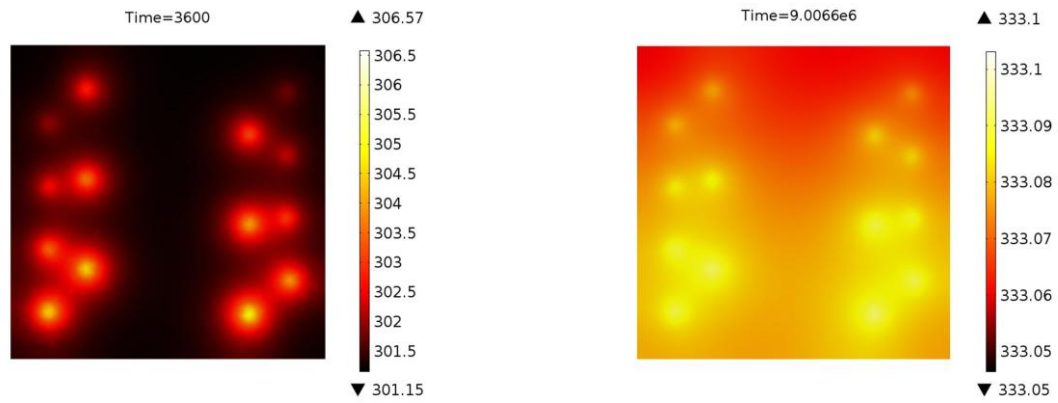


Figure 3.22. Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement plan $x = 0$ (échangeur spirale)

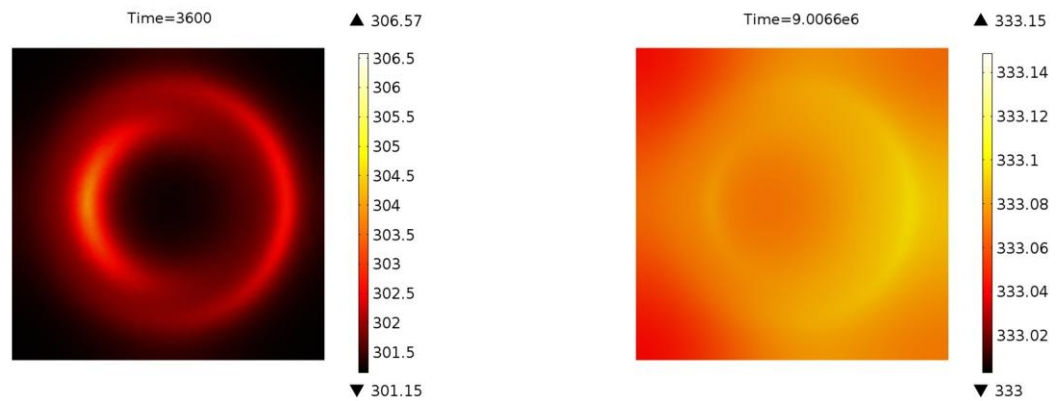


Figure 3.23. Distribution de la température dans le lit de sable pendant le chargement plan $z = 0$ (échangeur spirale)

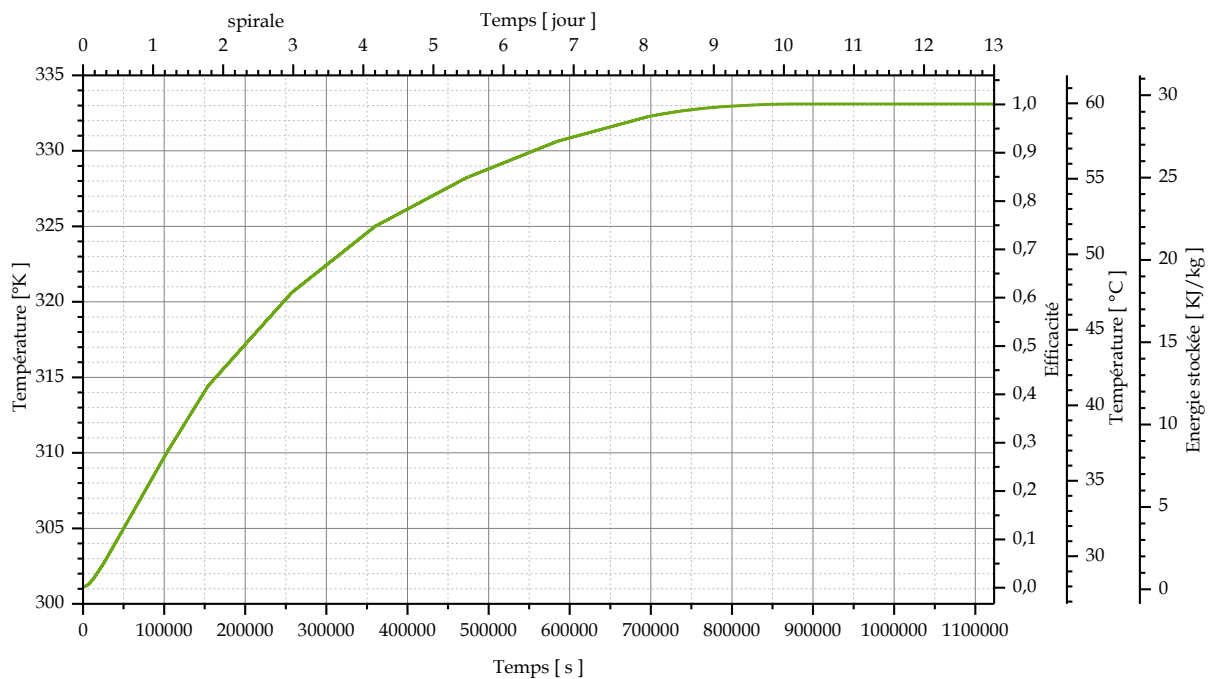


Figure 3.24. Profile de température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement avec un échangeur spirale (calculée au centre de la géométrie $x = y = 0, z = 0.25$).

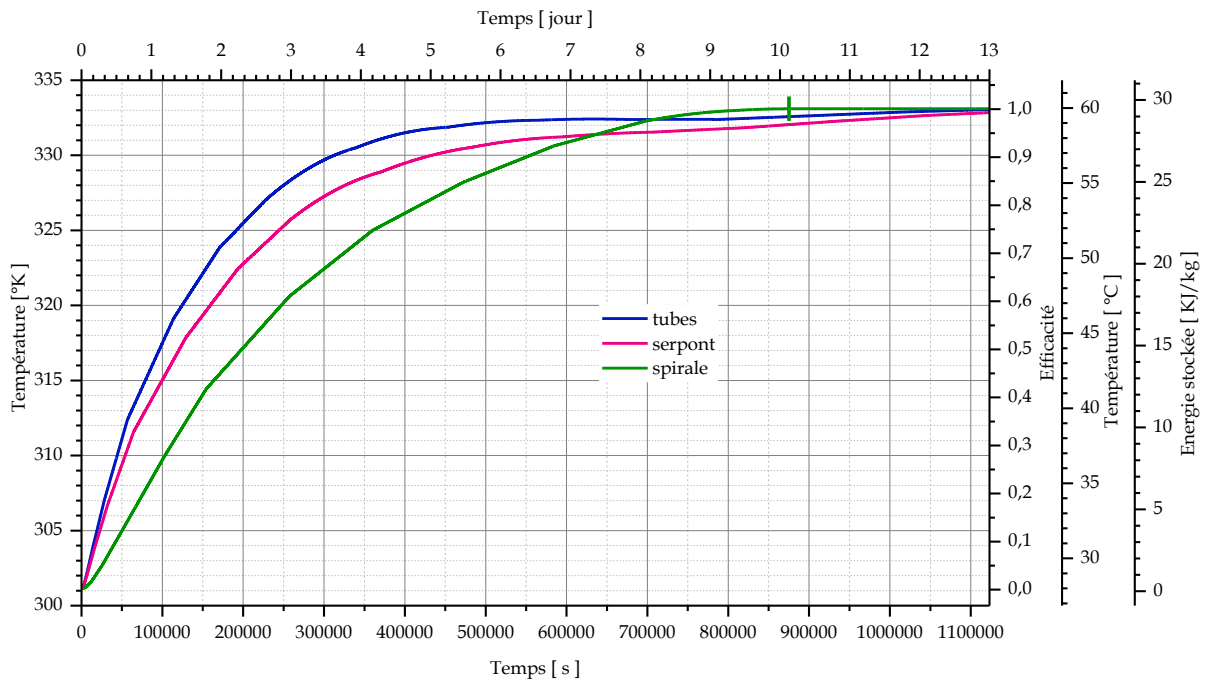


Figure 3.25. Les profils de la température, d'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement pour différentes géométries d'échangeurs

Dans la figure 3.25 on observe l'évolution de la température, de l'efficacité et de l'énergie stockée dans le lit de sable pendant le chargement pour les différentes géométries d'échangeurs. On observe qu'avec la configuration à tubes, la température du lit de sable augmente plus rapidement que celle de configuration du serpentin et de la spirale. De ce fait la quantité d'énergie transférée du fluide caloporteur vers le sable est plus importante pour la configuration à tubes dans les premières heures de chargement. En revanche, elle est constante sur toute la période de chargement pour la configuration spirale.

Par conséquent, on atteint la saturation dans un temps plus court pour la forme spirale (10 jours), comparé à la forme de tubes et de serpentin (13 jours).

Conclusion générale

Dans ce travail nous avons présenté une analyse thermique d'une cuve de stockage de la chaleur en utilisant le sable comme milieu de stockage. De différentes configurations de l'échangeur de chaleur ont été testées, et cela afin de montrer leur effet sur les performances de stockage (température maximale, temps de chargement, quantité d'énergie stockée et efficacité). Cette analyse est réalisée à travers une simulation 2D et 3D en utilisant le logiciel COMSOL Multiphysics.

Pour la simulation 2D, la comparaison entre les différentes configurations de la section de l'échangeur (circulaire, carrée, elliptique et triangulaire) a montré que, la forme triangulaire est plus performante, notamment en termes de temps de chargement, car elle montre une surface de contact plus importante que celle des autres configurations.

La simulation 3D a concerné trois formes géométriques de l'échangeur de chaleur (tubes, serpentin, et spirale). La forme spirale montre une efficacité en termes de temps de chargement. Cependant, la forme de tubes est plus performante en termes de rapport de transfert de chaleur.

Ce travail représente un axe de recherche d'actualité, il est donc ouvert à plusieurs perspectives :

La présence de zones morte dans la cuve de stockage, nous oriente à revoir le choix de la forme cubique de la cuve. Une forme cylindrique ou hexagonale est à envisager.

D'autres formes géométriques d'échangeur peuvent être envisagées dans le but d'optimiser, tels que des sections rectangulaires ou l'augmentation de la surface d'échange par des ailettes.

L'étude du stockage saisonnière dans sable est à envisager.

BIBLIOGRAPHIES

- [1] **I. Dincer and M. Rosen**, "Thermal energy storage: systems and applications," 2nd ed. John Wiley & Sons, 2011, pp. 84-141.
- [2] **I. Dinçer, M. Rosen**, Thermal energy storage: Systems and Applications, Wiley Edition, England, 2002.
- [3] **S. M. Hasnain**, Review on sustainable thermal energy storage technologies, part i: heat storage materials and techniques, Energy Convers. Mgmt, vol. 39, no. 11, pp. 1127-1138, 1998.
- [4] **J. Duffie, W. Beckman**, Solar Thermal Processes, John Wiley & Sons. 1989.
- [5] **O. Pauvert**, Etude structurale de sels fondus d'intérêts nucléaires par RMN et EXAFS haute température, Thèse, Université d'Orléans, 23 Octobre 2009.
- [6] **I. Dincer, M. Rosen**, Thermal Energy Systems and Applications, Wiley and Sons, New York, 2009.
- [7] [http://www.physique-et-matiere.com/materiau_a_changement_de_phase_\(thermique\).php](http://www.physique-et-matiere.com/materiau_a_changement_de_phase_(thermique).php) le 03/04/2016.
- [8] **J. Millette**, Conception, instrumentation, modélisation et analyse d'un élément de stockage d'énergie par chaleur latente, Thèse, Université de Sherbrooke .1999.
- [9] **A. Abhat**, Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials, Solar Energy 30 (1983) 313-332.
- [10] **A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lazaro, al.** State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1: Concepts, materials and modelisation, Renewable and sustainable energy reviews 14 (1) (2010) 31-55.
- [11] **K. Edem n'tsoukpoe ,al.** A review on long-term sorption solar energy storage, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13 (2009) 2385–2396.
- [12] **H. Ibrahim, A. Ilinca, J. Perron**, Energy storage systems-Characteristics and comparisons, Renewable & Sustainable Energy Reviews, Vol. 12, pp 1221-1250, 2008.
- [13] **A. Srivastava, S. Hussain, B. Sharma , al .Tiwari** thermal performance of ground as an inexpensive solar collector and storage . System energy convers. Mgmt. Vol. 22, pp. 197 to 204, 1982.
- [14] **B.Dhifaoui, S. Benjabrallah, A. Belghith, al .** Experimental study of the dynamic behaviour of a porous medium submitted to a wall heat flux in view of thermal energy storage by sensible heat. International Journal of Thermal Sciences. Vol 46. pp 1056-1063. (2007).
-

-
- [15] **A.Fernandez , M. Martinez, M. Segarra, al.** Selection of materials with potential in sensible thermal energy storage *Solar Energy Materials & Solar Cells* 94 (2010) 1723–1729.
- [16] **N. Mahfoudi, A. Khachkouch, A Moummi B. Benhaoua, M. El Ganaoui,** Design and characterization of a portable heat storage facility *Mecannics & Industry*, 16, 411 (2015).
- [17] **N.Mahfoudi, A. Moummi, M. El. Ganaoui,** Sand as a Heat Storage Media for a Solar Application: Simulation Results, *Applied Mechanics and Materials* 621 (2014), 214-220.
- [18] **N.Abdul jabbar, Khalifa, al.** A comparative performance study of some thermal storage materials used for solar space heating. *Energy and Buildings* Vol. 41,pp 407–415. (2009).
- [19] **Mahmud M.Alkilani , al.** Review of solar air collectors with thermal storage units *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 1476–1490.
- [20] **G. Zhou, J. HE** Thermal performance of a radiant floor heating system with different heat storage materials and heating pipes *Applied Energy* 138 (2015) 648–660.
- [21] **D. Sragovich,** Transient analysis for designing and predicting operational performance of a high temperature sensible thermal energy storage system, *Solar Energy* vol. 43, no. i, pp. 7-16, 1989.
- [22] **Likhendra Prasad, P. Muthukumar** Design and optimization of lab-scale sensible heat storage prototype for solar thermal power plant application *Solar Energy* 97 (2013) 217–229.
- [23] **F. Meunier,** *Thermodynamique de l'ingénieur : énergétique, environnement*, Volume 1, Edition Dunod, Paris, 2004.
- [24] **C. Chaussin, G. Hilly,** *Chaleur et thermodynamique : Ecole nationale d'ingénieurs arts et métiers, écoles d'ingénieurs*, Edition Dunod, 4ème Ed., Paris, 1962.
- [25] **F. P. Incropera, D. P. DeWitt,** *Fundamentals of heat and mass transfer*, Edition John Wiley & sons, 5th Ed., USA, 2002.
- [26] **M. Orfeuil, A. Robin,** *Electrothermie industrielle: Fours et équipements thermiques électriques industriels*, Editions Dunod, 1981, 150 p.
- [27] **B. Eyglunent,** *Manuel de thermique théorie et pratique*, 2 ème édition, HERMES, 1997, 374 p.
- [28] **Ana-Maria Bianchi et al,** *Transferts thermiques*, presses polytechniques et universitaire Romandes, Lausanne, 1ère édition, (2004).
- [29] **A.Haji-Sheikh, J. V. Beck,** Temperature solution in multi-dimensional multi-layer bodies, *Int. J. Heat Mass Transfer* 45, 1865-1877, (2002).
- [30] **J. Collier,** *Convective boiling et condensation*, Mc Graw Hill Book Co, Oxford, (1972).
- [31] **F.P. Incropera, D.P. De Witt,** *Fundamentals of heat and mass transfer*. 5th ed. New York:
-

J. Wiley & Sons, (2002).

[32] **L.J. Gibson & M.F Ashby.**, Cellular Solids, Structure and Properties, Oxford, New York : Pergamon Press, (1988).

[33] **G., Marsily** Quantitative hydrogeology - Groundwater hydrology for engineers, Academic Press, San Diego, (1986).

[34] **H., Darcy** Les fontaines publiques de la ville de Dijon, Librairie des Corps Impériaux des Ponts et Chaussées et des Mines, Paris, (1856).

[35] **NIELD (D.A.) et BEJAN (A.)**. –Convection in porous media. 1992, Springer Verlag, New York

[36] **M., TRAD**, Convection naturelle et forcée dans un cylindre vertical poreux. Analyse numérique du transfert de chaleur et influence de la matrice solide sur l'écoulement Thèse de Docteur en Sciences 2015

[37] **G. Löf and R. Hawley**, "Unsteady-state heat transfer between air and loose solids," Industrial & Engineering Chemistry, vol. 40, pp. 1061-1070, 1948.

[38] **C. W. Leung, s. D. Probert**, Forced-Convective Turbulent-Flows Through Horizontal Ducts with Isosceles-Triangular Internal Cross-Sections, Applied Energy, Vol. 57(1), 1997, pp. 13-24.

المخلص

في هذه المذكرة، أجرينا دراسة نظرية ورقمية لمعرفة أهمية التخزين الحراري داخل خزان ذو شكل مكعب، مع استعمال الرمل كوسط للتخزين الحراري وقد اخذت أربعة اشكال هندسية مختلفة لمقطع المبادل الحراري : دائري، مثلثي، قطع ناقص ومربع، و كل لديه نفس الخصائص الفيزيائية و الحرارية و نفس الحجم، لأجل محاكتهم في مجال ثنائي البعد (2D). واجرنا كذلك مقارنة بين ثلاثة اشكال من المبادلات الحرارية : اسطوانات متوازية، أفعواني و حلزوني (لولبي) لمحاكتهم في المجال الثلاثي الابعاد (3D) وذلك باستخدامنا لبرنامج المحاكاة COMSOL Multiphysics. قمنا بعملية مقارنة بين الأشكال الهندسية السالف ذكرها، حيث اظهرت النتائج تفاوت في درجات الحرارة، زمن التحميل، كمية الحرارة المخزنة و فعالية التخزين حيث تتغير بتغير الاشكال الهندسية للمبادلات الحرارية المدروسة. و ان المبادلات الأكثر فعالية هم المبدلات ذات المقطع المثلثي و الشكل اللولبي.

الكلمات المفتاحية : التخزين الحراري، الرمل، المبادلات الحرارية، المحاكاة الرقمية.

Résumé

Dans ce travail de mémoire, nous avons mené une étude théorique et numérique en vue de quantifier les performances d'une unité de stockage en utilisant le sable comme milieu de stockage. Dans le but d'analyser l'effet de la géométrie de l'échangeur de chaleur qui fait circuler le fluide caloporteur sur les performances de stockage, différentes configurations ont été testées. L'analyse thermique a été réalisée à travers une simulation numérique via le logiciel COMSOL Multiphysics. La simulation 2D a montré que l'échangeur de chaleur de section triangulaire est plus performant en terme de temps de chargement en comparaison avec les autres formes considérées (circulaire, carrée, et elliptique). Pour la simulation 3D, trois formes de l'échangeur ont été investiguées (tubes, serpent, et spirale). Un gain en performance a été obtenu par la configuration spirale.

Mots Clés : stockage thermique, sable, échangeur de chaleur, simulation numérique.

Abstract

The purpose of this master's thesis is to study the effect of the heat exchanger geometry on the performances of the storage unit using sand as a storage media. The numerical simulation was conducted by using COMSOL Multiphysics. For the 2D simulation, various configurations were tested (circular, square, elliptical, and triangular). The results show that the triangular form is more efficient than the others. Moreover, a 3D simulation was conducted for three heat exchanger geometries (tubes, serpentine, and spiral). With the spiral configuration a gain in performance was obtained.

Keywords: heat storage, sand, heat exchanger, numerical simulation.