

UNIVERSITE SAÂD DAHLAB DE BLIDA
Faculté de Technologie
Département de Mécanique

THÈSE DE DOCTORAT EN SCIENCES

En Génie mécanique

Spécialité : Énergétique

**ANALYSE ET COMMANDE D'UN STOCKAGE THERMIQUE
PAR CHALEUR SENSIBLE**

Par

LAFRI DJAMEL

Devant le jury composé de :

BOUMEDDANE BOUSSAD	Professeur	USDB 1	Président
KHELLAF ABDELLAH	Directeur de Recherche	CDER	Examineur
KHARCHI RAZIKA	M.R.A	CDER	Examinatrice
ABBAS MOHAMED	MRA	UDES	Examineur
SEMMAR DJAFFAR	Professeur	USDB 1	Directeur de thèse
HAMID ABDELKADER	Professeur	USDB 1	Co-Directeur de thèse

Blida-2019

RÉSUMÉ

L'objectif du présent travail se situe dans le cadre d'une meilleure compréhension des phénomènes qui se manifestent durant le stockage thermique par chaleur sensible et par chaleur latente pour une utilisation rationnelle de l'énergie solaire. Deux parties essentielles sont représentées : la première partie est relative à l'étude du stockage par chaleur sensible. Pour cela, un modèle numérique a été élaboré, celui-ci décrit tous les modes de transfert thermiques impliqués durant la phase de charge et de relaxation. Les équations différentielles obtenues ont été résolues par la méthode des différences finies. La comparaison des résultats théoriques obtenus et ceux de l'expérimentation ont montré une bonne concordance et les écarts obtenus sont inférieurs à 10 %. L'influence du débit, position de l'échangeur et nature de la paroi de la cuve de stockage ont été aussi traitées.

La deuxième partie concerne l'intégration des matériaux à changement de phase (MCP) dans le stockage sensible. Deux cuves de stockages de configurations différentes ont été expérimentées. Dans la première cuve, le contenu de la paraffine est intégrée directement dans la partie latérale et pour la seconde configuration le MCP est centré dans la cuve de stockage. L'analyse a porté sur la distribution et les évolutions au cours du temps de la température à l'intérieur du matériau à changement de phase et la détermination de l'interface solide/liquide durant la charge. La durée de la fusion totale de la configuration (B) est presque deux fois plus grande de la configuration (A).

Nous avons étudié également le processus de la solidification. Les expériences montrent que la plage de solidification n'est pas la même que la plage de fusion, le transfert de chaleur par conduction est prédominant et la solidification dure plus longue que la fusion dans le cas de la configuration B

Mots-clés :

Chaleur sensible, stratification thermique, relaxation thermique, Matériau à changement de phase, stockage thermique latent, caractérisation thermophysique, MCP, fusion, solidification.

ABSTRACT

The purpose of the present work falls within the context of a better understanding of the phenomena that occur during thermal storage through sensible and latent heat for rational use of solar energy.

Two essential parts are represented: The first part is related to the study of storage by sensible heat. For this, a numerical model has been developed, it describes all heat transfer modes involved during the charge and relaxation phase. The resulting differential equations have been solved by the finite difference method. Comparison between theoretical and experimental results shows good agreement and the differences obtained are less than 10%. Flow influence, position of the heat exchanger and nature of the wall of the storage tank have been also treated.

The second part deals with the integration of phase change materials (PCMs) in latent storage. Two different storage tanks of different configurations have been tested. In the first tank, the content of paraffin is integrated directly into the lateral part, while for the second configuration the MCP is centred in the storage tank. The analysis focused on the distribution and evolution over time of the temperatures inside the phase change material and the determination of the solid - liquid interface during charging. It is found that the duration of fully melting of the configuration (B) is almost two times greater than the configuration (A).

We have also studied solidification process. Experiments show that the solidification range is not the same as the melting range, heat transfer by conduction is predominant and solidification takes longer than melting in the case of configuration (B).

Keywords :

sensible heat, thermal stratification, thermal relaxation, phase change materials, latent heat storage, thermophysical characterization, MCP, melting, solidification.

ملخص

يندرج هذا العمل ضمن المجهودات المبذولة لتعميق فهم الظواهر التي تحدث أثناء تخزين الحرارة المحسوسة وتخزين الحرارة الكامنة، ذلك بغرض ترشيد استغلال طاقة الشمسية. تعرض هاته الأطروحة جزأين أساسيين: يتناول الجزء الأول دراسة تخزين الحرارة المحسوسة. لهذا الهدف، تم تطوير انموذج رقمي، يصف جميع انماط النقل الحراري المتعلقة بمرحلة الشحن و التفريغ.

اعتمد حل المعادلات التفاضلية الناتجة على طريقة الفروق المنتهية، حيث أظهرت المقارنة بين النتائج النظرية مع التجريبية منها افقاً جيداً بتسجيل فروق أقل من 10%. تناول البحث كذلك تأثير معدل التدفق وموضع المبادل الحراري وطبيعة جدار الخزان.

يتطرق الجزء الثاني من الأطروحة الى دمج مواد تغيير الطور (PCMs) في تخزين الحرارة الكامنة. تم اختبار صهريجي تخزين ذوا تكوين مختلف. في الخزان الأول، يتم دمج البارافين مباشرة في محيط الخزان، اما بالنسبة للخزان الثاني، فيوضع البارافين فالمركز تماما.

تم التطرق الى توزيع درجة الحرارة والتغيرات بمرور داخل مادة تغيير الطور وتحديد الواجهة الصلبة / السائلة

ركز التحليل على توزيع درجة الحرارة وتغيراتها بمرور الوقت; داخل مادة تغيير الطور وتحديد الواجهة الصلبة / السائلة أثناء الشحن. يلاحظ ان مدة الانصهار الكلي للتشكيلة (B) أكبر مرتين تقريباً من للتشكيلة (A).

تبين تجارب درسنا لعملية التصلب بان وتيرته ليست نفسها في الانصهار، وأن انتقال الحرارة عن طريق التوصيل سائد. يجدر كذلك ذكر أن التصلب يستغرق وقتاً أطول من الانصهار في حالة التشكيلة (B).

الكلمات المفتاحية :

الحرارة المحسوسة، التدرج الحراري، التفريغ الحراري، مواد تغيير الطور، التخزين الحرارة الكامنة، الوصف الثيرموالفيزيائي، MCP، الانصهار، التصلب.

REMERCIEMENTS

Tout d'abord je tiens à remercier les professeurs **Djaffar Semmar** et **Abdelkader Hamid** mon directeur et co-directeur de thèse qui ont su encadré et dirigé ce travail pendant ces années. Pour le temps qu'ils m'ont consacré et les conseils qu'ils m'ont apportés.

J'adresse mes plus vifs remerciements à Monsieur **Boussad Boumeddane** Professeur à l'Université de Blida, pour avoir manifesté un grand intérêt pour le sujet en acceptant d'être Président de jury.

Que Monsieur **Abdellah Khellaf** Directeur de Recherche et Madame **Razika Kharchi** Maître de Recherche du Centre de Développement des Énergies Renouvelables de BOUZAREAH Alger qui m'ont fait l'honneur de faire partie de jury d'examination.

Monsieur **Mohamed Abbas** Maître de Recherche de l'Unité de Développement des Équipements Solaires de Bou Ismail Tipaza trouve ici l'expression de mes sincères remerciements pour l'honneur qu'il me fait en participant au jury.

Dr **Koceila Mehalaine**, Mme **Nabila Haddadi**, M. **Toufik Doumas** et mes collègues du Département des Énergies Renouvelables de la Faculté de Technologie de l'Université de Blida pour toute l'aide qu'ils m'ont apportée.

Je tiens également à remercier Messieurs **Ouzzane Djamel**, **Said Nourddine** et **Mefti Rachid**, pour leurs générosités, leurs compétences professionnelles et surtout pour avoir consacré une partie de leurs temps d'amélioration ce travail.

Je tiens à remercier vivement Monsieur **Diaf Said**, le Directeur adjoint du Centre de Développement des Énergies Renouvelables qui m'a apporté ces aides aux matériels scientifiques.

Dr **Fatiha Mokhtari** et Dr **Sabrina Sami**, mes collègues du CDER pour le soutien qu'ils m'ont apporté.

Ceux qui m'ont aidé à tout moment :

Mes parents, mes frères, mes sœurs, mon épouse et mes enfants (**Nourhane** et **Wassim**) qui ont été constamment présents à mes côtés.

SOMMAIRE

RÉSUMÉ	2
ABSTRACT.....	3
RÉSUMÉ EN ARABE	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
REMERCIEMENTS.....	5
SOMMAIRE.....	6
NOMENCLATURE	9
LISTES DES FIGURES	11
LISTES DES TABLEAUX	13
INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	14
CHAPITRE 1 : GÉNÉRALITÉ SUR LE STOCKAGE THERMIQUE	17
1.1. INTRODUCTION.....	17
1.2. INTEGRATION D'UN SYSTEME DE STOCKAGE SUR UN RESEAU DE CHALEUR	17
1.3. LES DIFFERENTS TYPES DE STOCKAGE	17
1.3.1. <i>Le stockage d'énergie mécanique</i>	18
1.3.2. <i>Le stockage d'énergie électrique</i>	18
1.3.3. <i>Le stockage d'énergie thermique</i>	19
1.3.3.1. Le Stockage thermique par chaleur sensible	19
1.3.3.1.1. Le stockage par chaleur sensible avec un matériau liquide	20
1.3.3.1.2. Le stockage par chaleur sensible avec un matériau solide	20
1.3.3.2. Le stockage par chaleur latente.....	21
1.3.4. <i>Le stockage d'énergie thermochimique</i>	21
1.3.4.1. Réactions chimiques endothermiques réversibles	22
1.3.4.2. Réactions de sorption.....	23
1.3.5. <i>Propriétés des matériaux à changement de phase</i>	23
1.3.6. <i>Classification des matériaux à changement de phase (MCP)</i>	25
1.3.6.1. Les Corps inorganiques.....	26
1.3.6.2. Les corps organiques	27
1.3.6.3. Les eutectiques.....	30
1.3.7. <i>Méthodes de conditionnement des MCP dans les applications de stockage thermique</i> 31	
1.3.8. <i>Les applications des MCP</i>	32
1.4. CONCLUSION.....	33
CHAPITRE 2 : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE DU STOCKAGE THERMIQUE	35
2.1. INTRODUCTION.....	35
2.2. STOCKAGE PAR CHALEUR SENSIBLE	35
2.3. STOCKAGE PAR CHALEUR LATENTE	39
2.3.1. <i>Utilisation de MCP dans les réservoirs de stockage</i>	40
2.3.2. <i>Utilisation de MCP dans les microcapsules</i>	43
2.3.3. <i>Utilisation de MCP dans les échangeurs de chaleur</i>	45

2.4. STOCKAGE THERMIQUE MIXTE (SENSIBLE/LATENTE)	50
2.5. CONCLUSION.....	54
CHAPITRE 3 : MODÈLE NUMERIQUE.....	56
3.1. INTRODUCTION.....	56
3.2. HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES	56
3.3. BILAN THERMIQUE	57
3.4. RESOLUTION NUMERIQUE	59
3.4.1. <i>Discrétisation des équations</i>	62
3.4.2. <i>Critère de stabilité</i>	64
3.5. CONCLUSION.....	64
CHAPITRE 4 : RÉSULTATS ET INTERPRÉTATIONS D'UN STOCKAGE PAR CHALEUR SENSIBLE	65
4.1. INTRODUCTION.....	65
4.2. PRESENTATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL.....	65
4.2.1. <i>Descriptions de système de stockage</i>	65
4.2.2. <i>Instrumentations</i>	67
4.2.2.1. <i>Mesure de la température</i>	67
4.2.2.2. <i>Mesure de débit</i>	69
4.3. PROCEDURE DE LA PHASE DE RELAXATION	70
4.4. RESULTATS ET DISCUSSIONS SUR LA PERIODE DE LA CHARGE THERMIQUE	71
4.4.1. <i>Distribution de la température à l'intérieure de la cuve de stockage</i>	71
4.4.2. <i>Analyse des résultats expérimentaux et celles de numériques</i>	74
4.4.3. <i>Étude paramétriques sur le stockage thermique</i>	76
4.4.3.1. <i>Influence du débit sur la répartition de la température de stockage</i>	76
4.4.3.2. <i>Influence de la position de l'échangeur sur la répartition de la température de stockage</i>	77
4.5. RESULTATS ET INTERPRETATIONS DE LA PHASE DE RELAXATION.....	80
4.5.1. <i>Analyse des résultats numériques et expérimentaux</i>	80
4.5.2. <i>Évolution des profils de température au cours du temps</i>	81
4.5.3. <i>Influence de la nature de la paroi sur la stratification</i>	83
4.6. CONCLUSION.....	85
CHAPITRE 5 : INTÉGRATION D'UN MATÉRIAU DE CHANGEMENT DE PHASE DANS UN SYSTÈME DE STOCKAGE THERMIQUE	86
5.1. INTRODUCTION.....	86
5.2. CONCEPTION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL	87
5.3. INSTRUMENTATION	90
5.3.1. <i>Mesure de débit</i>	90
5.3.2. <i>Mesure de température</i>	91
5.4. RESULTATS ET DISCUSSION.....	92
5.4.1. <i>Variation temporelle de la température du MCP suivant l'épaisseur et suivant le diamètre</i>	93
5.4.2. <i>Évolution des températures du MCP contenant dans la cellule cylindrique et la partie latérale de la cuve de stockage pour différentes hauteurs</i>	97
5.4.3. <i>La variation de la vitesse de croissance de la température du MCP</i>	99
5.4.4. <i>La fraction totale de liquide au cours de la charge</i>	100
5.4.5. <i>Position de l'interface solide-liquide</i>	101
5.5. PROCESSUS DE LA SOLIDIFICATION	104

5.5.1. Déroulement de la décharge	104
5.5.2. Évolution de la température du MCP au cours d'une décharge.....	105
5.5.3. Évolution de la température du MCP suivant la hauteur pendant la décharge.....	107
5.5.4. Évolution de la position de l'interface liquide-solide.....	108
5.6. CONCLUSION.....	112
CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVES	113
RÉFÉRENCES	116

NOMENCLATURE

Lettres latines

A_f	surface transversale du fluide de la cuve de stockage	m^2
A_p	surface transversale de la paroi de la cuve de stockage	m^2
A_l	surface latérale de la cuve de stockage	m^2
a_f	diffusivité thermique du fluide	m/s^2
C_f	Chaleur spécifique du fluide	$J/Kg K$
C_p	Chaleur spécifique de la paroi	$j/Kg K$
D_s	Diamètre de la spire	m^2
T_f	Température du fluide	$^{\circ}C$
T_p	Température de la paroi	$^{\circ}C$
T_e	Température ambiante	$^{\circ}C$
D	Diamètre de la cuve	m
e_{ec}	épaisseur du tube de l'échangeur	m
e_a	épaisseur de la cuve de stockage	m
e_{is}	épaisseur de l'isolant	m
h	coefficient d'échange par convection	m
H_c	hauteur de la cuve de stockage	m
U_{ec}	Coefficient d'échange global de l'échangeur	W/m^2K
H_{ec}	hauteur de l'échangeur	m
K_{eq}	coefficient d'échange global de la cuve de stockage	W/m^2K
Nu	nombre Nusselt	
Nu_{eq}	nombre Nusselt équivalent	
Pr	nombre de Prandtl	
p	rapport hauteur/diamètre	
q	rapport hauteur/épaisseur	
r	rapport des capacités thermiques du fluide et de la paroi	
s	rapport de la conductivité thermique du fluide et de la paroi	

Indices

f	fluide
p	paroi
ec	échangeur
Is	isolant
a	acier
o	valeur initiale

Symboles Grec

μ	viscosité dynamique du fluide	Kg/ms
ν	viscosité cinématique du fluide	m ² /s
λ	conductivité thermique	W/mK
ρ	masse volumique	m ³ /kg
T^*	température adimensionnelle	
T	temps adimensionnel	

LISTES DES FIGURES

FIGURE 1.1 : CLASSIFICATION DES MCP (ABHAT 1983) [13]	25
FIGURE 1.2 : DIFFERENTES GEOMETRIES UTILISEES POUR LA MACRO-ENCAPSULATION	32
FIGURE 1.3. REPRESENTE LA BATTERIE THERMIQUE.	33
FIGURE 2.1 : NOMBRE D'ARTICLES PUBLIES ANNUELLEMENT CONCERNANT LE STOCKAGE D'ENERGIE THERMIQUE [].	35
FIGURE 2.2 : REPRESENTATION SCHEMATIQUE DE L'INSTALLATION EXPERIMENTALE	37
FIGURE 2.3. À GAUCHE : SCHEMA DES RESERVOIRS SOLAIRES DE STOCKAGE, A DROITE : SCHEMA DU SYSTEME SOLAIRE COMBINE	38
FIGURE 2.4. INSTALLATION EXPERIMENTALE DE CABEZA ET AL. [43].	40
FIGURE 2.5. SYSTEME EXPERIMENTAL AVEC UNE VUE DE LA CAPSULE EN ALUMINIUM DE SHOBO ET AL.....	41
FIGURE 2.6. INSTALLATION AVEC PARAFFINE MICRO-ENCAPSULEE UTILISEE PAR VORBECK ET AL. [87]	42
FIGURE 2.7. DISPOSITIF EXPERIMENTAL DE CASTELL ET AL [47].....	42
FIGURE 2.8. BANC EXPERIMENTAL DE STOCKAGE THERMIQUE A CHALEUR LATENTE PAR ENCAPSULATION DE NaNO_3 ENTRE 250 ET 386 °C (ZHANG ET AL).....	44
FIGURE 2.9. RESERVOIR A LIT COMPACTE DE ORO ET AL. [52].	45
FIGURE 2.10. ÉCHANGEUR AVEC RECIRCULATION DU MCP IMAGINE PAR N.H.S. TAY ET AL. [54].....	46
FIGURE 2.11. CALANDRE CONIQUE PROPOSEE PAR AKGÜN ET AL. [57].	47
FIGURE 2.12. EXEMPLE DE SYSTEME DE STOCKAGE DE TYPE TUBES & CALANDRE [59].	48
FIGURE 2.13. PHOTOS TIREES DES TRAVAUX DE KOZAK ET AL. [63]. POUR CHAQUE TEMPS, LA PHOTO DE GAUCHE CORRESPOND AU CAS OU LA SECTION D'ESSAIS EST DANS LE BAIN THERMOSTATE. SUR LA PHOTO DE DROITE, LA SECTION D'ESSAIS EST A L'AIR LIBRE.	50
FIGURE 2.14. REPRESENTATION SCHEMATIQUE D'UNE CENTRALE DE TYPE ANDASOL.....	51
FIGURE 2.15 : REPRESENTATION SCHEMATIQUE DU SYSTEME ETUDIE.....	52
FIGURE 2.16. REPRESENTATION SCHEMATIQUE DE L'UNITE PILOTE 2.3 MWH.....	54
FIGURE 3.1. SYSTEME DE STOCKAGE THERMIQUE	57
FIGURE 3.2. UN ELEMENT DE VOLUME DU SYSTEME	57
FIGURE 4.1. CUVE DE STOCKAGE	66
FIGURE 4.2. ÉCHANGEUR DE CHALEUR.....	66
FIGURE 4.3. INSTALLATION COLLECTIVE.....	67
FIGURE 4.4. GROUPE DE TRANSFERT GT1.....	67
FIGURE 4.5. LA DISPOSITION DES THERMOCOUPLES.....	68
FIGURE 4.6. LES THERMOCOUPLES DANS LA CUVE DE STOCKAGE COLLES SUR UNE TIGE	68
FIGURE 4.7. DEBITMETRE DIGITAL.....	69
FIGURE 4.8. PRESENTATION DU SYSTEME EXPERIMENTALE	71
FIGURE 4.9. ÉVOLUTIONS DU CHAMP DE TEMPERATURES EN FONCTION DU TEMPS DANS LA CUVE DE STOCKAGE PENDANT LA CHARGE.....	73
FIGURE 4.10. COMPARAISON ENTRE LES RESULTATS NUMERIQUES ET EXPERIMENTAUX DE LA 1 ^{ERE} TRANCHE DU FLUIDE EN FONCTION DU TEMPS	74
FIGURE 4.11. COMPARAISON ENTRE LES RESULTATS NUMERIQUES ET EXPERIMENTAUX DE LA 4 ^{EME} TRANCHE DU FLUIDE EN FONCTION DU TEMPS	75
FIGURE 4.12. COMPARAISON ENTRE LES RESULTATS NUMERIQUES ET EXPERIMENTAUX DE LA 8 ^{EME} TRANCHE DU FLUIDE EN FONCTION DU TEMPS	75
FIGURE 4.13. COMPARAISON ENTRE LES RESULTATS NUMERIQUES ET EXPERIMENTAUX DE LA 10 ^{EME} TRANCHE DU FLUIDE EN FONCTION DU TEMPS	76
FIGURE 4.14. INFLUENCE DU DEBIT SUR LA REPARTITION DE LA TEMPERATURE AU NIVEAU DE LA CUVE DE STOCKAGE.....	77
FIGURE 4.15. INFLUENCE DE LA POSITION DE L'ÉCHANGEUR SUR LA REPARTITION DE LA TEMPERATURE DE LA CUVE DE STOCKAGE	78

FIGURE 4.16. TAUX D'ACCUMULATION DE CHAQUE TRANCHE DANS LA CUVE DE STOCKAGE	79
FIGURE 4.17. ÉNERGIE TOTALE ACCUMULEE POUR LES TROIS CONFIGURATIONS	79
FIGURE 4.18. PROFIL DE TEMPERATURE EN FONCTION DE LA HAUTEUR DU FLUIDE APRES UNE DUREE DE RELAXATION DE 4 HEURES	80
FIGURE 4.19. PROFIL DE TEMPERATURE EN FONCTION DE LA HAUTEUR DE LA PAROI APRES UNE DUREE DE RELAXATION DE 4 HEURES	81
FIGURE 4.20. PROFILS DES TEMPERATURES DE PAROI ET DU FLUIDE AU COURS DU TEMPS POUR UN CHAMP INITIAL DE FORME LINEAIRE.....	82
FIGURE 4.21. PROFILS DES TEMPERATURES DE PAROI ET DE FLUIDE POUR DES DIFFERENTS TEMPS DE RELAXATION THERMIQUE..	83
FIGURE 4.22. INFLUENCE DE LA NATURE DE LA PAROI SUR LA STRATIFICATION POUR LA MEME DUREE DE RELAXATION.....	84
FIGURE 5.1. À GAUCHE : EMBLEMMENT AU CENTRE ; A DROITE EMBLEMMENT LATERAL	87
FIGURE 5.2 : SYSTEME DE CHAUFFAGE.....	88
FIGURE 5.3. PHOTO DE L'INSTALLATION EXPERIMENTALE.....	89
FIGURE 5.4. DISPOSITIF EXPERIMENTAL.....	89
FIGURE 5.5. LA DISPOSITION DES THERMOCOUPLES DANS LES DEUX CONFIGURATIONS.....	90
FIGURE 5.6. DEBITMETRE A ELECTROMAGNETIQUE.....	91
FIGURE 5.7. LE DISPOSITIF D'ETALONNAGE DES THERMOCOUPLES	92
FIGURE 5.8. VARIATION TEMPORELLE DE LA TEMPERATURE DU MCP SUIVANT EPAISSEUR A LA HAUTEUR H=0CM.....	93
FIGURE 5.9. VARIATION TEMPORELLE DE LA TEMPERATURE DU MCP SUIVANT EPAISSEUR A LA HAUTEUR H=12CM.....	93
FIGURE 5.10. VARIATION TEMPORELLE DE LA TEMPERATURE DU MCP SUIVANT EPAISSEUR A LA HAUTEUR H=24CM.....	94
FIGURE 5.11. VARIATION TEMPORELLE DE LA TEMPERATURE DU MCP SUIVANT EPAISSEUR A LA HAUTEUR H=36CM.....	94
FIGURE 5.12. VARIATION TEMPORELLE A LA TEMPERATURE DU MCP SUIVANT LE DIAMETRE A LA HAUTEUR H=0CM.....	95
FIGURE 5.13. VARIATION TEMPORELLE A LA TEMPERATURE DU MCP SUIVANT LE DIAMETRE A LA HAUTEUR H=12CM.....	96
FIGURE 5.14. VARIATION TEMPORELLE A LA TEMPERATURE DU MCP SUIVANT LE DIAMETRE A LA HAUTEUR H=24CM.....	96
FIGURE 5.15. VARIATION TEMPORELLE A LA TEMPERATURE DU MCP SUIVANT LE DIAMETRE A LA HAUTEUR H=36CM.....	97
FIGURE 5.16. ÉVOLUTION DES PROFILS DE TEMPERATURE DU MCP SUIVANT LA HAUTEUR DE LA PARTIE LATERALE DE LA CUVE DE STOCKAGE.....	98
FIGURE 5.17. ÉVOLUTION DES PROFILS DE TEMPERATURE DU MCP SUIVANT LA HAUTEUR DE MILIEU DE LA CELLULE CYLINDRIQUE	99
FIGURE 5.18. COMPARAISON DE LA VITESSE DE CROISSANCE DE LA TEMPERATURE DE MCP ENTRE LES DEUX CONFIGURATIONS PENDANT LA CHARGE	100
FIGURE 5.19. ÉVOLUTION DE LA FRACTION LIQUIDE DE LA PARAFFINE POUR LES DEUX CONFIGURATIONS A ET B AU COURS DE LA CHARGE.....	101
FIGURE 5.20. POSITION DE L'INTERFACE SOLIDE – LIQUIDE POUR DES TEMPS DIFFERENTS (CONFIGURATION A).....	102
FIGURE 5.21. POSITION DE L'INTERFACE SOLIDE –LIQUIDE POUR DES TEMPS DIFFERENTS (CONFIGURATION B)	103
FIGURE 5.22. LA BOUCLE HYDRAULIQUE EXPERIMENTALE DE LA PHASE DE DECHARGE.....	105
FIGURE 5.23. ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DU MCP SUIVANT L'ÉPAISSEUR AU COURS DE DECHARGE DE CAPACITE DE 5 LITRES	106
FIGURE 5.24. ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DU MCP SUIVANT LE DIAMETRE AU COURS DE DECHARGE DE CAPACITE DE 5 LITRES.....	106
FIGURE 5.25. ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DU MCP SUIVANT LA HAUTEUR DE LA CONFIGURATION A AU COURS DE DECHARGE. CAPACITE DE 5 LITRES	107
FIGURE 5.26. ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DU MCP SUIVANT LA HAUTEUR DE LA CONFIGURATION B AU COURS DE DECHARGE. CAPACITE DE 5 LITRES	108
FIGURE 5.27. POSITION DE L'INTERFACE LIQUIDE – SOLIDE POUR DES TEMPS DIFFERENTS POUR LA CONFIGURATION A.....	110
FIGURE 5.28. POSITION DE L'INTERFACE LIQUIDE – SOLIDE POUR DES TEMPS DIFFERENTS POUR LA CONFIGURATION B.....	111

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU 1.1 : QUELQUES PROPRIETES DES MATERIAUX DE STOCKAGE DE CHALEUR SENSIBLE A 20 °C [12]	21
TABLEAU 1.2 : PROPRIETES THERMOPHYSIQUES DES PARAFFINES, (SHARMA ET AL. 2009) [17]	27
TABLEAU 1.3 : LISTE DE QUELQUES EUTECTIQUES (S.M.HASNAIN 1997) [23]	30
TABLEAU 5.1 : LES PROPRIETES THERMO PHYSIQUES DE LA PARAFFINE	88

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Les statistiques du bilan énergétique de l'Algérie révèlent que notre pays se classe parmi ceux, qui consomment le plus d'énergie électrique. Une tendance qui concerne, en premier lieu, les ménages, à hauteur de 40%, suivie par l'industrie avec moins de 30%. En plus, ces dernières années, la demande en électricité a connu une évolution importante et particulièrement en périodes estivales, atteignant des pics de consommation importants. Cette croissance est due à l'utilisation massive des systèmes de chauffage et de climatisation. Des coupures volontaires (délestage) qui durent plusieurs heures sont souvent effectuées afin de préserver le réseau et lui éviter un écroulement total.

Cette situation oblige les pouvoirs publics à choisir de nouvelles orientations en matière de rationalisation de l'utilisation et de la consommation de l'énergie. Ainsi, la révision, en 2015, du programme portant sur le développement des énergies renouvelables et de la maîtrise de l'énergie à l'horizon 2030, traduit la volonté des autorités du pays d'opérer progressivement une transition énergétique. Le programme national de maîtrise de l'énergie et de l'efficacité énergétique est axé sur trois secteurs stratégiques, en l'occurrence, le bâtiment, l'industrie et les transports, dont le bilan énergétique fait ressortir «un impact significatif sur la consommation énergétique du pays». La démarche du gouvernement porte sur la mise en place des instruments censés concourir à une économie d'énergie, de plus de 63 millions de TEP. Des objectifs qui exigent l'introduction des mesures d'efficacité énergétique à travers l'isolation thermique des bâtiments, l'utilisation des équipements performants dans l'éclairage et l'éclairage public, la promotion de l'utilisation des chauffe-eaux solaires.

La nature intermittente de l'énergie solaire pose des problèmes de stockage. Il est nécessaire de développer des dispositifs de stockage permettant le transfert d'énergie des périodes excédentaires aux périodes déficitaires et adapter ainsi sa production à sa consommation. Donc, vu l'importance d'énergie solaire et la place qu'elle peut occuper la politique énergétique du pays nécessite un stockage économe et efficace. Pour cela, il est amplement justifié de concentrer les efforts de recherche pour améliorer le

rendement du stockage des systèmes actuels et de chercher de nouvelles technologies de stockage.

Il y a trois genres de stockage thermique : stockage de chaleur sensible, stockage par chaleur latente et stockage de chaleur réversible de réaction chimique.

La méthode de stockage la plus utilisée dans toutes les applications mentionnées ci-dessus est le stockage thermique par chaleur sensible. Dans les systèmes de chauffage solaire, l'eau est encore employée pour les systèmes solaires qui utilisent les liquides comme fluide caloporteur, alors qu'un lit de roche est employé pour les installations solaires à air. Il se fait par la simple élévation de la température du matériau. Toutefois, afin de parvenir à stocker une quantité appréciable d'énergie, cette technique doit faire intervenir des températures élevées. Ceci provient du fait que les chaleurs spécifiques de la plupart des matériaux sont relativement faibles. Par ailleurs, il faut beaucoup plus d'énergie pour faire fondre un matériau sans pour autant que sa température augmente. L'énergie est alors stockée sous forme de chaleur latente (chaleur de fusion). Les matériaux utilisés comme milieu de stockage les paraffines, les acides gras, les sels et les eutectiques.

Malgré les nombreuses études réalisées par le passé, il est encore possible de progresser dans l'amélioration et la conception des systèmes de stockage. L'objectif de la thèse est donc de connaître les phénomènes qui se manifestent lors de la charge et la décharge dans les deux types de stockage thermiques les plus utilisés à savoir le stockage sensible et latent. La thèse s'articule ainsi selon les points suivants :

- Le premier chapitre est consacré sur les généralités sur le stockage thermique sensible et latent.

- Le chapitre II est un état de l'art sur le stockage thermique par voie sensible et latente. Il développe en premier lieu le principe de stockage par chaleur sensible dans différentes cavités générées par une stratification thermique. Ces études ont été entreprises expérimentalement et théoriquement. Elles étudient principalement l'influence des différents paramètres tels que la position d'entrée dans la cuve de stockage et le débit d'eau dans le système. Pour le deuxième lieu, l'état de l'art est consacré sur le stockage thermique par voie latente.

- Le chapitre trois présente le modèle numérique d'une cuve de stockage avec échangeur de chaleur, auquel on aboutit deux équations différentielles couplées la température du fluide et température de la paroi pour les deux phases de stockage thermique à savoir : la charge et relaxation.

- Le quatrième chapitre est consacré à la réalisation du prototype expérimental d'une cuve de stockage, muni d'un système de mesure qui nous a permis de valider le modèle numérique, nous présentons les résultats dans différents cas de figure sur l'influence de stockage thermique de la phase de charge et relaxation.

- Le chapitre cinq aborde la conception et expérimentation de deux cuves de stockage à chaleur latente. Le contenu de la paraffine est différent pour les deux cuves. Le principe de notre étude est de suivre le phénomène de fusion et la solidification pour les deux configurations. Les résultats expérimentaux obtenus sont analysés et comparés.

Enfin, on terminera par une conclusion générale où l'on rappellera l'essentiel du travail effectué, ainsi que des perspectives sur notre contribution.

CHAPITRE 1 : GÉNÉRALITÉS SUR LE STOCKAGE THERMIQUE

1.1. Introduction

Le stockage de l'énergie est un enjeu majeur du XXI^e siècle [1-3], selon **Jeremy Rifkin**, représente le troisième des cinq piliers de la troisième révolution industrielle. En outre, le développement du stockage de l'énergie sous sa forme « thermique » apparaît comme étant un outil pouvant participer à la compétitivité de nombreux domaines et technologies : les réseaux de chaleur et de froid, mais aussi les centrales solaires thermiques à concentration, l'industrie agroalimentaire, l'habitat, l'électronique, etc. ce chapitre vient rappeler et présenter l'essentiel du stockage thermique.

1.2. Intégration d'un système de stockage sur un réseau de chaleur

Un réseau de chaleur est caractéristique par le fait que son fonctionnement est soumis à de fortes variations de la charge au cours de la journée, de la semaine et de la saison. En conséquence, les avantages liés à l'intégration d'un système de stockage sur un réseau de chaleur sont multiples [4-5]

Les principales possibilités qui s'ouvrent aux gestionnaires de réseau via l'intégration d'un système de stockage thermique sont les suivantes :

- la récupération dans les installations industrielles de la chaleur perdue pendant la durée de leur fonctionnement pour l'utiliser ultérieurement pour d'autres besoins.

- le stockage de l'énergie produite dans les systèmes solaires passifs pendant le jour ensoleillé peut être utilisé pour combler les besoins énergétiques pendant la nuit ou dans une autre période ultérieure.

- le refroidissement des circuits électroniques ainsi que le fonctionnement en régime transitoire ces circuits nécessite généralement des puissances de refroidissement bien supérieures aux puissances nominales qui engendrent un surdimensionnement de ces circuits. Par conséquent, il est indispensable de leur associer un système de stockage qui couvrira ces appels transitoires de puissance et éviter ainsi le recours à leur surdimensionnement.

- la gestion du confort thermique dans les bâtiments qui dépend non seulement de la température et de l'humidité de l'air ambiant, mais également des températures des parois. C'est une des raisons pour laquelle le stockage par chaleur latente est le plus attractif.

1.3. Les différents types de stockage

L'énergie peut être stockée sous les différentes formes suivantes :

- le stockage d'énergie mécanique
- le stockage d'énergie électrique
- le stockage d'énergie thermique
- le stockage d'énergie thermochimique

1.3.1. Le stockage d'énergie mécanique

Parmi les systèmes du stockage d'énergie mécaniques on peut citer le stockage d'énergie gravitationnel, le stockage par l'hydro puissance pompée, le stockage d'énergie sous forme d'air comprimé et par volants.

Le stockage par l'hydro puissance pompée (PHPS) et technologies (Compresse Air Energy Storage) CAES peuvent être utilisées à grande échelle pour le stockage d'énergie tandis que les volants sont plus convenables pour stockage moyen [6].

En général, on distingue deux formes de stockage mécaniques :

- stockage sous forme potentielle : L'énergie est stockée sous forme d'un fluide (eau ou air comprimé).
- stockage sous forme cinétique. Exemple : Stockage par volant d'inertie. [7]

1.3.2. Le stockage d'énergie électrique

Le stockage d'énergie à travers des piles est une option pour conserver l'énergie électrique. Une pile est chargée, en la connectant directement à une source de courant électrique et quand elle se décharge, l'énergie chimique est convertie en énergie électrique. Les applications potentielles de piles sont utilisées dans les heures creuses, on peut citer les applications photovoltaïques qui utilisent des batteries en guise de système de stockage. Le type le plus commun de stockage est les batteries d'acide et de nickel Cadmium Ni-Cd [6]. On peut citer un autre exemple de stockage, batterie d'ion lithium qui utilise un nouveau matériau de changement de la phase (MCP) utilisé par les scooters électriques [8].

1.3.3. Le stockage d'énergie thermique

Pour stocker l'énergie thermique, on utilise d'une manière générale deux formes de stockage suivantes :

- stockage par chaleur sensible ;
- le stockage par chaleur latente.

1.3.3.1. Le Stockage thermique par chaleur sensible

Le stockage par chaleur sensible s'accompagne d'une élévation de la température, mais la structure moléculaire du matériau de stockage ne change pas. Selon l'état physique du matériau de stockage, par exemple l'eau d'une cuve servant à stocker l'énergie solaire produite par des capteurs thermiques. Le stockage sensible est produit par un apport thermique qui augmente la température du milieu récepteur. Le déstockage ou soutirage de chaleur entraîne une diminution de température de ce même milieu.

On peut stocker une énergie donnée par sa variation d'enthalpie [9]

$$H_2 - H_1 = \int_{T_1}^{T_2} mC_p(T)dT \quad 1.1$$

En supposant que $C_p = C_{ste}$, on obtient la relation suivante :

$$H_2 - H_1 = m C_p (T_2 - T_1) \quad 1.2$$

Le stockage par chaleur sensible présente deux variantes:

- le stockage par chaleur sensible avec un matériau liquide ;
- le stockage par chaleur sensible avec un matériau solide.

1.3.3.1.1. Le stockage par chaleur sensible avec un matériau liquide

- Le stockage par l'eau

L'eau est considérée comme le meilleur milieu pour le stockage aux faibles températures. Elle a la capacité thermique massique la plus grande par rapport aux autres corps (4 185 J/ kg.K à 20 °C). Ainsi, pour une variation de température de 60°C, l'eau peut stocker 250 kJ/kg. De plus, l'eau n'est pas chère et facilement disponible. Cependant, à cause de sa grande pression de vapeur, pour les applications à haute température, elle demande une isolation couteuse et un réservoir de stockage qui résiste aux fortes pressions. L'eau est utilisable non seulement comme milieu de stockage, mais aussi comme milieu de transport de l'énergie. Actuellement, l'eau chaude est le vecteur le plus utilisé dans les systèmes d'applications de l'énergie solaire. Elle est utilisable dans un domaine de températures allant de 25 à 90°C.

- Le stockage par les autres fluides

Les liquides autres que l'eau utilisés pour le stockage par chaleur sensible sont généralement des huiles organiques ou des sels fondus. Leurs capacités thermiques massiques sont de l'ordre de 25 à 40 % de celle de l'eau.

Huiles organiques : Elles ont une pression de vapeur plus faible que celle de l'eau, elles peuvent être utilisées à des températures supérieures à 300 °C, mais inférieures à 350 °C pour éviter leur décomposition.

Sels fondus : Le plus courant est l'hydroxyde de sodium. Il a un point de fusion de 320°C et il est possible de l'utiliser à une température supérieure à 800°C. Mais, il est fortement corrosif et il est difficile à stocker à fortes températures. [10]

1.3.3.1.2. Le stockage par chaleur sensible avec un matériau solide

Les pierres, les métaux, le béton, le sable et la brique sont les matériaux généralement utilisés pour le stockage thermique aux faibles et hautes températures parce qu'ils ne peuvent ni se congeler ni entrer en ébullition. Les pierres peuvent servir à stocker l'énergie solaire et ce stockage est utilisé essentiellement dans le bâtiment. Ce type de stockage est utilisé pour des températures supérieures à 100°C en conjonction avec le chauffage solaire de l'air. Les pierres et les cailloux peuvent même être utilisés à des températures supérieures à 1000°C. [11]

Certaines propriétés des substances utilisées comme matériau de stockage de chaleur sensible sont données dans le tableau 1.1 m³

Tableau 1.1 : Quelques propriétés des matériaux de stockage de chaleur sensible à 20 °C [12]

Matériau	Densité (Kg/ m³)	Chaleur Spécifique (J/kg.K)	Capacité thermique Volumétrique (J/m³ 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
fer	7900	452	3.57
Acier	7840	465	3.68
Eau	988	4182	4.17

1.3.3.2. Le stockage par chaleur latente

Pour réduire considérablement les volumes de stockage et s'affranchir des fluctuations de température liées au stockage par chaleur sensible, on peut choisir l'énergie mise en jeu lors des changements d'état de la matière. Comme le stockage par chaleur latente est attractif, car il permet de stocker la chaleur sous la forme de chaleur latente de fusion à une température constante, cette température correspondant à la température de changement de phase. [10]

Dans le cas du transfert thermique par Chaleur latente, le matériau peut stocker ou céder de l'énergie par simple changement d'état, tout en conservant une température constante, celle du changement d'état.

La Chaleur latente de Changement de Phase notée L_f (f pour fusion) pour un changement de phase liquide/solide, et L_v (v pour vaporisation) pour un changement de phase liquide/Vapeur.

L'énergie stockée est donnée, à la pression constante, par la variation d'enthalpie suivante :

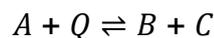
$$H_2 - H_1 = \int_{T_1}^{T_f} mC_{ps}(T)dT + mL_f + \int_{T_f}^{T_2} mC_{pL}(T)dT \quad 1.3$$

1.3.4. Le stockage d'énergie thermochimique

Le stockage thermochimique repose sur deux types de réactions : les réactions chimiques endothermiques réversibles et les réactions de sorption.

1.3.4.1. Réactions chimiques endothermiques réversibles

De par sa nature endothermique, la réaction va permettre de stocker de la chaleur, et étant donné que cette réaction est réversible, cette chaleur sera restituée lorsque la réaction inverse (exothermique) sera réalisée. Soient A , B et C trois composés chimiques distincts et Q une quantité d'énergie thermique, la réaction s'écrit :



Les produits de la réaction peuvent être conservés à température ambiante et, s'ils sont isolés, ils ne subiront pas ou peu de détérioration chimique. Dans le cas du stockage « sensible » et « latent », les pertes thermiques ramènent invariablement le système à son état initial, déchargé. Le stockage sous forme thermochimique est peu contraint par la durée de stockage, c'est pourquoi il est essentiellement destiné à du stockage longue durée (inter saisonnier). Un exemple de matériau utilisé est la chaux. Lors du stockage, la chaux éteinte est séchée par de l'air sec chaud. La phase de déstockage se traduit par l'extinction de la chaux vive par arrosage. La réaction d'extinction s'écrit :



1.3.4.2. Réactions de sorption

La sorption comprend l'adsorption (en surface) et l'absorption (dans le volume) qui vont consommer de l'énergie. La transformation inverse, la désorption, résulte en la libération des molécules précédemment sorbées. Alors que la désorption est endothermique (stockage), la sorption est exothermique (déstockage).

1.3.5. Propriétés des matériaux à changement de phase

Un grand nombre de matériaux à changement de phase possède une température de fusion dans la gamme de température (0 - 120°C). Cependant ils ne peuvent être utilisés comme matériaux de stockage que lorsqu'ils possèdent certaines propriétés thermodynamiques, cinétiques et chimiques qui sont définies à partir d'un certain nombre de critères.

- Critères thermodynamiques

Le matériau à changement de phase doit avoir :

- Une température de fusion dans la gamme de température souhaitée ;
- Une chaleur latente par unité de masse élevée (une petite quantité du matériau doit pouvoir emmagasiner une grande quantité de chaleur) ;
- Une chaleur spécifique élevée de sorte que le matériau puisse disposer d'une chaleur sensible significative ;
- Une fusion congruente ;
- Une petite augmentation de volume pendant la phase de transition.

- Critères cinétiques

Le matériau à changement de phase ne doit montrer ou presque pas de phénomène de surfusion. Le matériau fondu doit se cristalliser à la température de solidification indiquée par les tables thermodynamiques.

- Critères chimiques

Le matériau à changement de phase doit montrer:

- Une stabilité chimique ;

- Aucune décomposition chimique de sorte qu'un système de stockage par chaleur latente soit viable ;
- Aucune action corrosive sur les matériaux de construction ou sur leur contenant ; aussi le matériau ne doit pas être nocif;
- il doit être non inflammable et non explosif.

- Critères économiques

Le matériau à changement de phase doit être:

- Disponible en grande quantité
- Bon marché
- À priori aucun matériau à changement de phase ne peut satisfaire tous ces critères. Beaucoup de matériaux ont été étudiés comme de potentiels matériaux à changement de phase, mais peu d'entre eux sont commercialisés. Les matériaux à changement de phase se classent en trois grandes familles: les composés minéraux et les composés organiques et les mélanges de ces composés.

1.3.6. Classification des matériaux à changement de phase (MCP)

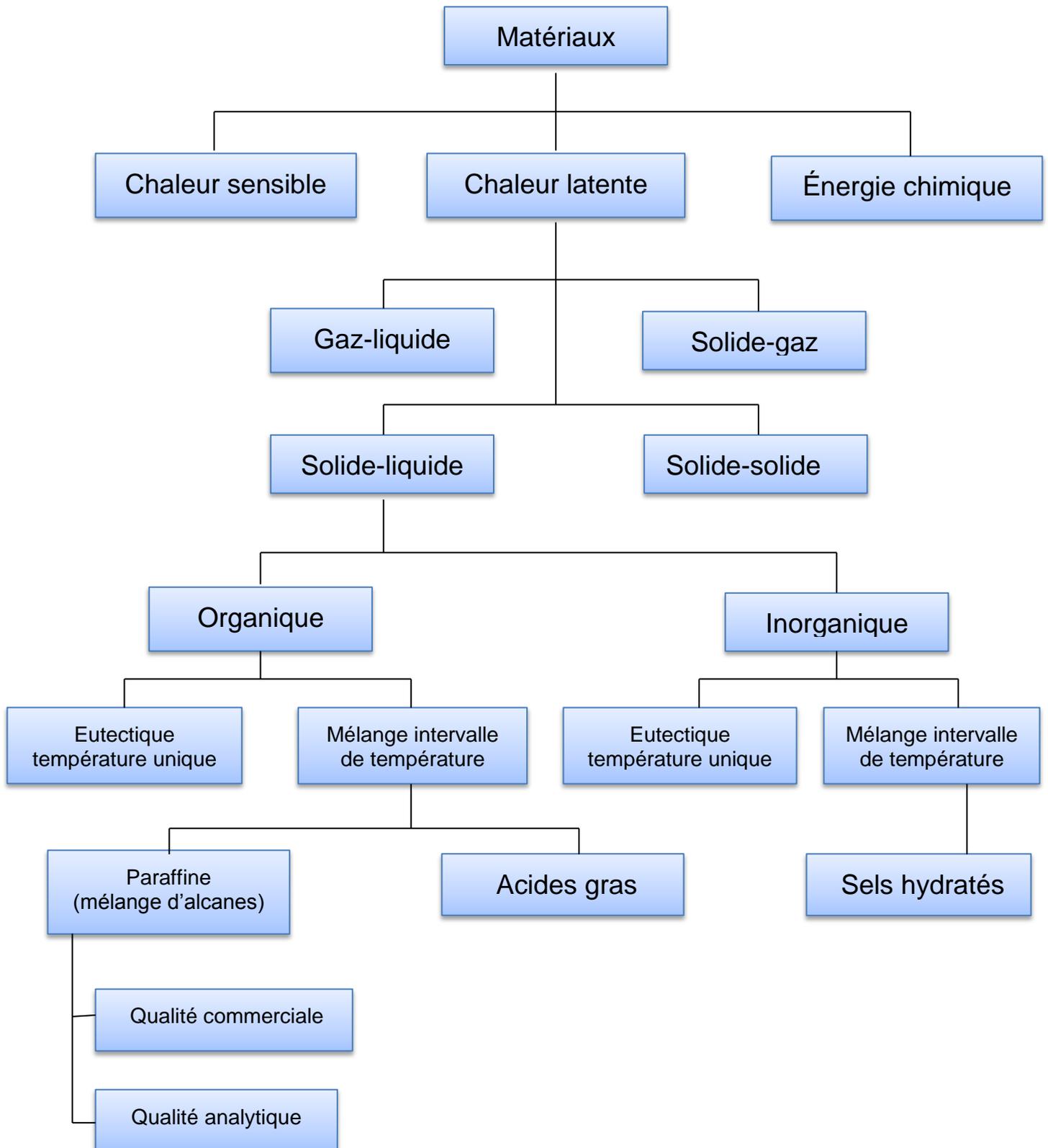


Figure 1.1 : Classification des MCP (ABHAT 1983) [13]

Les MCP décrits seront donc uniquement des corps avec changement d'état solide/liquide dans la gamme de températures considérée. On peut classer les MCP couramment utilisés selon trois catégories :

- 1- Les corps inorganiques: hydrates salins, sels, métaux, alliages.
- 2- Les corps organiques: paraffines, corps non-paraffinées, polyalcools.
- 3- Eutectiques de corps inorganiques et/ou organiques

1.3.6.1. Les Corps inorganiques

Les matériaux ou les substances inorganiques ont une température ou une plage de températures de fusion comprise entre -100°C et $+1000^{\circ}\text{C}$. Les plus utilisés sont : l'eau (température de fusion 0°C), les solutions aqueuses de sel (température de fusion inférieure à 0°C), des sels hydratés (température de fusion comprise entre 5°C et 130°C), des mélanges de sels, des mélanges de métaux (température de fusion supérieure à 150°C). Ils ont plusieurs avantages : ils ont une chaleur latente importante et une haute conductivité thermique. Ils ont une fusion nette (c'est-à-dire une plage de fusion étroite). Ils sont non inflammables et ils ont un coût d'investissement abordable. Ils sont en général facilement disponibles. Les problèmes majeurs rencontrés lors de leurs utilisations sont en rapport avec la ségrégation, la corrosion et la surfusion nécessitant ainsi l'utilisation d'agent de nucléation afin d'être fiables. [14]

- Les hydrates salins

Ce sont des composés obtenus par mélange d'un sel et d'une quantité d'eau en principe parfaitement définie. Un des plus connus est celui obtenu par mélange de chlorure de sodium et d'eau et qui forme l'hydrate $\text{NaCl}, 2.\text{H}_2\text{O}$. [15]

Ils ont les propriétés suivantes :

- possèdent une densité de stockage volumétrique large
- grande conductivité thermique
- une grande chaleur de fusion par unité de volume,
- une faible variation de volume pendant le changement de phase,
- une bonne compatibilité avec le plastique,
- une certaine toxicité,

- Une certaine corrosivité. [10]

Les problèmes principaux concernant la plupart des hydrates salins sont :

Les problèmes principaux concernant la plupart des hydrates salins sont :

1. La surfusion (ou sous –refroidissement) :

On traite ce problème en ajoutant un agent de nucléation.

2. La ségrégation de phase :

Lorsque la fusion n'est pas congruente, on observe une ségrégation de phase. Pour prévenir ce problème, plusieurs techniques ont été testées comme l'utilisation d'agents épaississants ou de dispositifs de stockages tournants, comme la cellulose, de la fécule, de la sciure, du gel de silice, de la silice, etc.

3. La perte d'eau d'hydratation en répétant le cycle thermique. Ce problème peut être évité en rajoutant une quantité d'eau supplémentaire dans l'hydrate et/ou en utilisant un stockage parfaitement étanche.

4. Leur caractère corrosif, ce qui les rend incompatibles avec de nombreux matériaux utilisés dans les bâtiments. [10]

1.3.6.2. Les corps organiques

Les PCM organiques sont des matériaux organiques, constitués par des mélanges d'hydrocarbures saturés de la famille des alcanes de formule générale C_nH_{2n+2} . Ils sont soit extraits à partir du pétrole brut, soit synthétisés par un procédé chimique où intervient la catalyse du monoxyde de carbone et d'hydrogène en vue de les convertir en hydrocarbure. Les paraffines sont essentiellement constituées d'hydrocarbures saturés à chaîne linéaire ou parfois ramifiée avec un groupement méthyle substitué en bout de chaîne. Les paraffines pures uniquement constituées d'alcane peuvent être caractérisées par leur point de fusion. Cependant les paraffines existent généralement sous forme de mélange, si bien qu'il n'est pas possible de parler de point de fusion, mais plutôt d'une zone de fusion. Pour des applications de stockage thermique, les n-paraffines sont les plus utilisées à cause de leur capacité de stockage plus importante. Les paraffines intéressantes pour le stockage thermique sont celles

qui sont sous forme solides aux températures usuelles et elles sont qualifiées de « cires paraffiniques ». Le point de fusion des alcanes augmente avec le nombre croissant d'atomes de carbone. Mis à part certaines caractéristiques favorables des paraffines, telles que la fusion congruente et de bonnes propriétés de nucléation elles montrent cependant certaines propriétés indésirables telles que : faible conductivité thermique, incompatibilité avec les récipients en plastique et sont modérément inflammables. Tous ces effets indésirables peuvent être éliminés en partie en modifiant légèrement la cire et l'unité de stockage. Il existe quelques méthodes développées pour augmenter la conductivité thermique. Une de ces méthodes est l'utilisation de graphite expansé (Sari, 2004 [18] ; Marin et al. 2005 [19] ; Zhang et Wang, 2006) [20]. MEHLING et coll. (2000) [22] ont signalé que le matériau composite PCM-graphite a une conductivité thermique 100 fois plus élevée que celle de la paraffine pure.

Certaines paraffines sélectionnées sont indiquées dans le tableau 1.2 avec leur point de fusion et leur chaleur latente de fusion.

Tableau 1.2 : propriétés thermophysiques des paraffines, (Sharma et al. 2009) [17]

Nombre d'Atomes de Carbone	Point de fusion (°C)	Chaleur latente de fusion (KJ/Kg)
14	5.5	228
15	10	205
16	16.7	237.1
17	21.7	213
18	28	244
19	32	222
20	36.7	246
21	40.2	200
22	44	249
23	47.5	232
24	50.6	255
25	49.4	238
26	56.3	256
27	58.8	236
28	61.6	253
29	63.6	240
30	65.4	251
31	68	242
32	69.5	170
33	73.9	168
34	75.9	169

- Avantages et inconvénients des paraffines [16]

- L'enthalpie de fusion varie entre 180 et 230 kJ/kg. Cette valeur est grande par rapport à celle des autres matériaux organiques dont la capacité thermique massique est de 2,1 kJ/kg.K. En tenant compte des deux valeurs (chaleur sensible et chaleur latente), on obtient une densité importante d'énergie de stockage. La capacité volumique de stockage de chaleur est 4-5 fois supérieure à celle de l'eau.
- La surfusion est négligeable. La pression de vapeur de fusion est faible même à des températures relativement hautes.
- Elles sont stables chimiquement, mais il faut les protéger de l'air pour éviter l'oxydation. En particulier quand elles sont chaudes leur dégradation est similaire à celle des acides organiques.
- Il n'y a pas de ségrégation de phase.
- Les cires paraffiniques sont inertes chimiquement (d'où le nom paraffine) avec presque tous les matériaux (sauf certains plastiques ou le cuivre). Il y a donc peu de problèmes de corrosion avec les paraffines et leur conteneur. En effet, les cires paraffiniques sont utilisées pour protéger les matériaux de la corrosion (vernis de protection dans l'industrie automobile).
- Les cires paraffiniques ne présentent aucun danger écologique. Elles n'ont pas d'effets négatifs sur les plantes, les animaux, l'eau ou les micro-organismes. Elles sont non – toxiques et 100% recyclables.
- Quelques paraffines commerciales sont adaptées aux applications de l'énergie solaire. Pour les applications dans les bâtiments, une paroi contenant 3 cm d'épaisseur de paraffine est l'équivalent thermique d'une paroi en béton de 40 cm.
- La masse volumique de la phase liquide des paraffines varie de 750 à 850 kg/m³, et celle de la phase solide est de 800 à 900 kg/m³. La dilatation volumique est donc environ 15 % pendant le processus de changement de phase. On peut éviter ou au moins réduire ce problème par un conditionnement adapté.
- Les paraffines ordinaires sont souvent des mélanges d'hydrocarbures et ont un prix raisonnable. En fonction de leur composition, elles présentent des points de fusion variés. Par contre les cires paraffiniques pures sont très coûteuses.

- Les deux principaux inconvénients sont les suivants :

- Les cires paraffiniques présentent une très faible conductivité thermique (0,18 – 0,25 W/m K), la moitié de celle des hydrates salins. Cette propriété diminue le taux de stockage /déstockage de la chaleur pendant les cycles fusion/solidification. Cette faible conductivité thermique qui est habituellement un handicap, bien que dans le transport de nourriture elle soit un avantage, peut être compensée par une grande surface d'échange ou par un conditionnement adaptée.
- Il faut noter que les cires paraffiniques sont inflammables

1.3.6.3. Les eutectiques

Les eutectiques sont des mélanges de deux ou plusieurs corps qui, par définition, ont des températures de fusion précises. Ils ont un comportement similaire au comportement des hydrates salins à fusion congruente. Les eutectiques ont un potentiel important pour les applications de stockage thermique de l'énergie. Quelques eutectiques sont utilisés pour le refroidissement et dans les systèmes passifs de stockage de l'énergie solaire. Les eutectiques sont classés en eutectiques inorganiques, eutectiques organiques et eutectiques organiques – inorganiques. Sur le tableau 1.3, on donne quelques eutectiques déjà utilisés pour les applications de stockage thermique..

Tableau 1.3 : Liste de quelques Eutectiques (S.M.Hasnain 1997) [23]

Eutectiques Inorganiques	Point de fusion [°C]	Chaleur latente de fusion [kJ/kg]
49.3% MgCl ₂ .6H ₂ O + 50.7% Mg(NO ₃).6H ₂ O	58	132.3
61.5% Mg(NO ₃).6H ₂ O + 38.5% NH ₄ NO ₃	51	131.1
58.3% Mg(NO ₃).6H ₂ O + 41.7% MgCl ₂ .6H ₂ O	58	106
CaCl ₂ .6H ₂ O + CaBr ₂ .H ₂ O	14	140
Eutectique Organique		
Acides Caprique-Laurique	18	120
Acides Palmitique-Laurique	33	145
Acides Stéarique Laurique	34	150

1.3.7. Méthodes de conditionnement des MCP dans les applications de stockage thermique

Le conditionnement des MCP pour leur application dans les dispositifs et systèmes de stockage thermique doit obéir à certaines exigences :

- Le matériau du conteneur de conditionnement doit être compatible avec le MCP et ne doit subir ni oxydation, ni ramollissement ou toutes autres dégradations.
- Le conteneur de conditionnement doit assurer une parfaite étanchéité quand le MCP change de l'état solide à l'état liquide, le liquide ayant une faible viscosité le taux de fuite se trouvant fortement augmenté.
- Le conteneur doit pouvoir résister à la dilation et au changement de volume du MCP en phase liquide ; ce changement peut casser le conteneur si celui-ci ne peut pas absorber le changement de volume.

Il existe deux techniques pour conditionner les MCP (I.O. Salyer, A. K. Sircar) , 1990[21], et 1993 [25]

- La macro-encapsulation

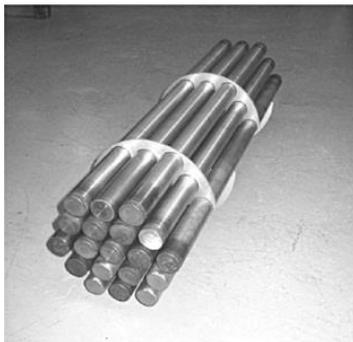
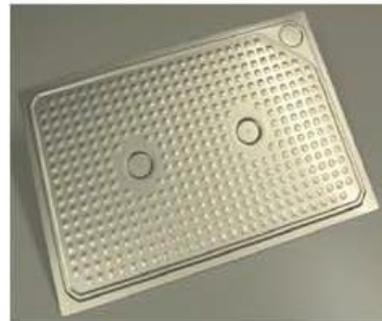
Le choix de la capsule dépend essentiellement de l'application envisagée. Les capsules flexibles en plastique ont été développées pour les applications à basse température. Pour les applications à plus haute température, les capsules en métal (acier, cuivre, aluminium), plus robustes, sont préférées. La rigidité des capsules en métal rend la gestion de la pression à l'intérieur plus compliquée à cause de l'expansion volumique du MCP lors de la fusion. Dans ce cas, environ 20 % du volume de la capsule est laissé vider pour permettre au MCP de fondre sans générer de surpressions et ainsi limiter les risques de fuites [24]. Une publication plus récente propose cependant une nouvelle technique d'encapsulation pour limiter la part de vide nécessaire à l'expansion volumique [26].



a) Billes de métal [23]



b) Billes de polyoléfine [23]

c) Capsules cylindriques en métal,
projet DISTOR [24]

d) Panneau plat en métal [24]

Figure 1.2 : Différentes géométries utilisées pour la macro-encapsulation

- La micro-encapsulation

La micro encapsulation est un procédé physique ou chimique qui permet d'emprisonner de petites gouttes solides ou liquides dans une coquille solide de 1 à 1000 μm de diamètre.

1.3.8. Les applications des MCP

- Les moteurs à combustion interne

L'utilisation du stockage par chaleur latente pour préchauffer les moteurs à combustion interne comme les moteurs diesel avant l'allumage. Ce système fonctionne avec le dégagement de la chaleur pendant le changement de l'état de liquide à solide du MCP. Cette opération évite un grand nombre d'effets négatifs dus au démarrage à froid du moteur comme l'augmentation de la consommation

du gazole, la grande concentration de CO et de CnHn dans les gaz d'échappement.

Le MCP fonctionne comme une batterie de stockage de la chaleur latente. Cette batterie est connectée au radiateur, où elle stocke une chaleur supplémentaire quand le moteur tourne à sa température de fonctionnement. Cette chaleur est utile pour le démarrage à froid suivant et pour une mise en température rapide du moteur. Grâce à l'excellente isolation de cette batterie, l'énergie peut être gardée pendant deux jours à une température de -20°C à l'extérieur. [10]

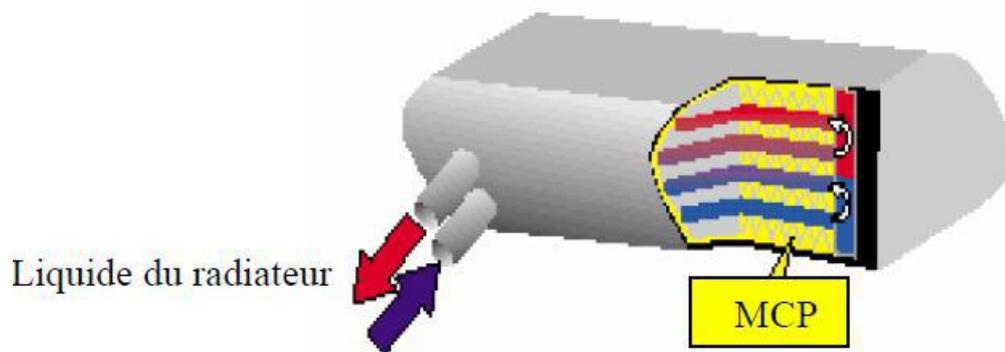


Figure 1.3. Représente la batterie thermique.

- Pile d'ions de lithium

La pile d'ions lithium emploie des MCP pour la gestion thermique, où la pile est utilisée pour le scooter électrique. Le système utilise le MCP qui peut contrôler la température et maintenir l'uniformité de la température dans les piles sans l'usage de composants de refroidissement actifs tels qu'un ventilateur ou une pompe trouvée dans les systèmes air/liquide refroidissants.

Les avantages de cette pile :

- compacte ;
- poids léger.

1.4. Conclusion

Le stockage de chaleur est devenu aujourd'hui une nécessité qui s'impose au sein de l'industrie de l'énergie. L'énergie solaire reste la forme la plus exploitée dans le domaine du stockage. Il peut s'effectuer sous diverses formes, surtout sous forme de chaleur sensible (eau, huile, béton, céramique, etc.) ou sous forme de chaleur latente (eau, paraffines, sels, etc.). Le stockage d'énergie sous forme de chaleur est beaucoup moins coûteux que sous forme électrique. Donc, vu l'importance de l'énergie solaire, la place qu'elle peut occuper dans l'énergétique future, son stockage thermique économe et efficace, il est amplement justifié de concentrer les efforts de recherche pour améliorer le rendement du stockage des systèmes actuels et de chercher de nouvelles technologies de stockage.

Dans la suite de notre thèse, on a opté pour le stockage de chaleur sensible et latente.

CHAPITRE 2 : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE DU STOCKAGE THERMIQUE

2.1. Introduction

L'étude du stockage thermique suscite un intérêt croissant de la part des chercheurs, ainsi le nombre de travaux publiés relatifs à ce domaine augmente exponentiellement. La Figure 2.1. [27] montre le nombre de publications annuelles qui a dépassé les 1000 articles par an depuis 2011. Globalement, le nombre total annuel d'articles scientifiques recensés par SCOPUS a doublé entre 2000 et 2014.

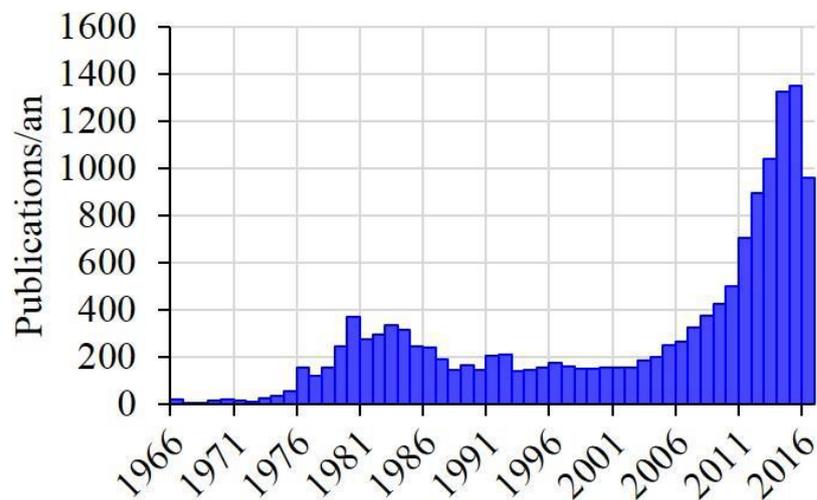


Figure 2.1 : Nombre d'articles publiés annuellement concernant le stockage d'énergie thermique [27].

Vu ces nombreuses publications, que nous allons élaborer de la plupart de ces travaux les plus en relation avec notre étude.

2.2. Stockage par chaleur sensible

Plusieurs études concernant les performances des systèmes de stockage ont été menées ces dernières années. Pour ce qui est des études expérimentales, elles ont été faites soit sous des conditions réelles soit sous des conditions de laboratoires.

Y.M Han [28] propose une revue bibliographique des différents types et des méthodes de recherche concernant les réservoirs de stockage thermique par stratification. Principalement l'étude se concentre sur deux principaux types de réservoirs par stratification, à savoir les systèmes par transfert de chaleur direct et indirect. De plus, la conception des systèmes de stockages basés sur la prédiction théorique effectuée par de nombreux travaux est présentée et comparée à leurs résultats expérimentaux. L'étude présente aussi les développements et les applications futurs de cette technologie.

D'une manière générale, la littérature aborde le sujet par des études numériques ou expérimentales.

Des résultats ont été montrés que la stratification thermique dépend essentiellement [29, 30, 31, 32]: a) de la position de l'entrée d'eau chaude, b) du diamètre de l'entrée, c) du débit massique à l'entrée, d) du facteur de forme de l'enceinte, e) de la différence de température entre l'entrée et la sortie. En ce qui concerne les études à caractère numérique, plusieurs modèles mathématiques ont été développés. Le plus connu est le modèle 'complètement stratifié' attribué à **Duffie, Beckman et al** [33]. Dans leurs modèles numériques, on a supposé le stockage divisé en plusieurs tranches horizontales ayant chacune une température homogène, tout liquide de température T pénétrant dans le stockage va se loger dans la température la plus voisine. Cette supposition de non mélange est un peu exagérée.

L'installation expérimentale d'**Ashmore Mawire et al** [34] utilise un réservoir de stockage isolé de 20 L montré ci-dessous. Les auteurs l'ont utilisé pour comparer les performances de trois huiles de stockage d'énergie thermique solaire domestique, pendant les cycles de charges.

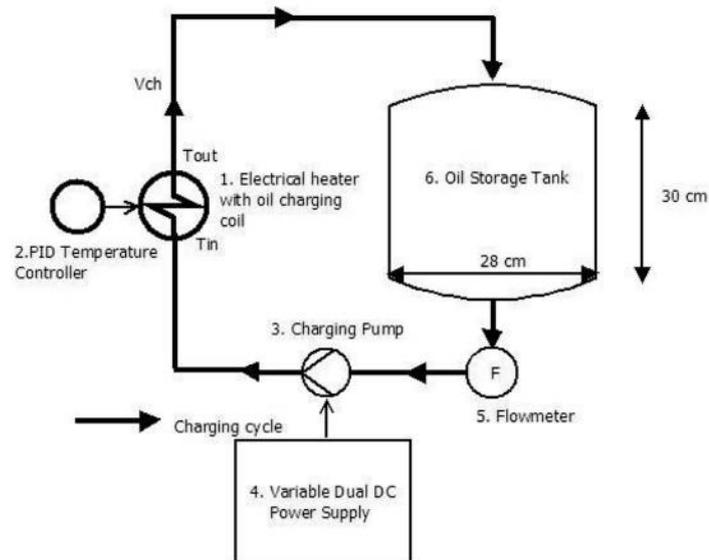


Figure 2.2 : Représentation schématique de l'installation expérimentale

Pour l'évaluation du rapport entre l'exergie et l'énergie, l'étude introduit un facteur d'exergie. Les résultats montrent que l'huile « SunFlower » présente les meilleures performances sous forte charge, les performances thermiques des autres huiles sont comparables avec une charge faible.

Une étude expérimentale et analytique a été proposée par **S.K.GUPTA** [36] sur la stratification thermique en fonction du temps qui survient dans une masse d'eau suite à la décharge d'énergie thermique. La nature de la stratification thermique et sa dépendance vis-à-vis des variables physiques du problème, particulièrement la configuration du flux ont été étudiés. Un modèle analytique basé sur les résultats expérimentaux est développé et les courbes prédites par le modèle concordent bien avec celles obtenues expérimentalement. La nature de la force de mouvement qui surgit est étudiée dans le modèle analytique et les mécanismes de transfert de chaleur sont discutés. **Wu et Han**[37] a étudié une enceinte fermée adiabatique, de section cylindrique remplie d'eau à une température de 60°C. L'étude paramétrique réalisée a montré l'influence de la position h ($h=0,05$, $h=0,03$, $h=0$), du jet d'eau et du débit (écoulement laminaire, correspondant à un débit de 0,045 kg/s et turbulent correspondant à un débit de 0,16 kg/s), sur la stratification de l'eau.

Le travail aussi bien théorique qu'expérimental de **Simon Furbo et al** [38] s'intéresse aux avantages thermiques de la décharge de différents niveaux dans

les réservoirs de stockage solaire, à la fois pour les systèmes solaires d'eau chaude domestique SDHW et pour les systèmes solaires combinés.

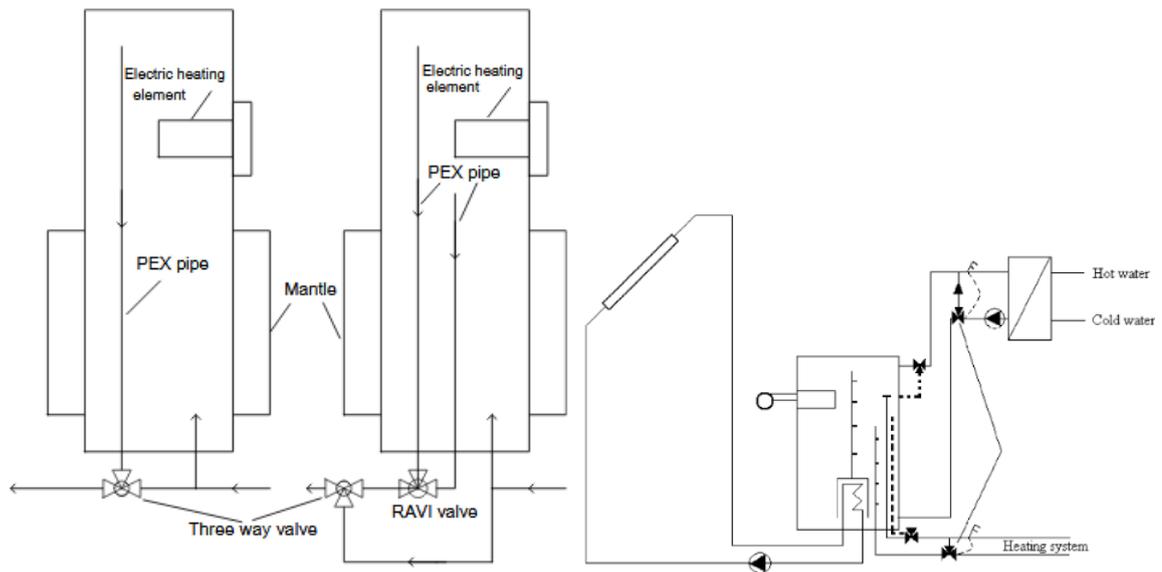


Figure 2.3. À gauche : schéma des réservoirs solaires de stockage, à droite : schéma du système solaire combiné

Les résultats montrent que les performances thermiques des deux systèmes peuvent être améliorées en utilisant deux niveaux de sous-tirage des réservoirs solaires au lieu d'un niveau de soutirage à une position fixe. Concernant le système SDHW étudié, l'augmentation de la performance thermique au second niveau de soutirage est d'environ 6%. **Z. Lavan et al[39]** ont étudié expérimentalement la stratification de température dans les systèmes de stockage d'eau chaude. L'étude s'intéresse particulièrement aux taux d'extraction élevés à partir de récipients cylindriques de plastique. Ils ont obtenu des résultats pour divers rapport longueur /diamètre, diverses différences de température et divers débits. Ils ont également étudié l'effet de la configuration de l'entrée et de sortie de réservoir sur la stratification thermique. Les données ont été empiriquement corrélées afin de fournir des relations utilisables pour la conception de systèmes de stockage d'eau chaude efficaces. La conclusion de **Van Koppen et al. [40]** a montré que la performance thermique augmente avec stratification thermique dans le stockage de chaleur.

Afin d'étudier la stratification thermique, et examiner numériquement, l'impact des positions des plaques dans un ballon de stockage vertical, destiné à un dispositif important de chauffe-eaux solaires. **T. Bouhal et al** [41] ont utilisé un certain nombre de plaques avec différentes positions inclinées et intégrées dans un prototype de ballon de stockage d'eau vertical. L'installation fonctionne pendant le mode de charges, sur la stratification thermique et procédé aux améliorations de performance possibles à réaliser. Une simulation CFD est entreprise pour comparer les deux configurations avec un calcul des paramètres de performance tels que l'évolution de la température, le nombre de Richardson et le nombre de stratifications. Il a été noté que la stratification thermique à l'intérieur du ballon de stockage dépend de la position de la plaque. L'auteur arrive à la conclusion que le nombre de plaques n'influe pas sur la stratification thermique, par conséquent la position de la plaque et en particulier la position au milieu du ballon de stockage donne une performance thermique supérieure. En outre, il a été constaté que l'intégration de la plaque à différents angles améliore le développement de la structure thermocline.

2.3. Stockage par chaleur latente

Dans le souci permanent de trouver des sources d'énergie alternatives pour contrer une demande toujours croissante, le travail a conduit à une recherche extensive dans l'énergie solaire.

Les dispositifs solaires ont besoin de sous-systèmes de stockage d'énergie pour pallier la nature intermittente de la radiation solaire.

Le système de stockage thermique qui garde l'eau chaude et froide séparée par l'effet de stratification est intéressant dans les applications de stockage à faible et moyennes températures pour sa simplicité et son faible cout. Des études expérimentales ont été entreprises sur les cuves de différentes tailles, matériaux et épaisseur. Il a été trouvé que la dégradation des thermoclines est plus faible pour les cuves de parois ayant une plus grande résistance thermique.

2.3.1. Utilisation de MCP dans les réservoirs de stockage

La contribution de Luisa F. Cabeza et al [42] consiste en l'intégration d'un module de matériau à changement de phase MPC en haut d'un réservoir d'eau chaude avec stratification. Une usine solaire pilote a été construite pour tester le comportement du MPC dans des conditions réelles. Plusieurs tests de refroidissement, de réchauffage et de fonctionnement solaire ont été réalisés. Le module de MPC est composé de graphite granulaire à 90% (en volume), d'acétate de sodium trihydraté et de 10% (en volume). Il est formé de plusieurs cylindres placés au sommet du réservoir d'eau. Plusieurs expériences avec deux, quatre et six modules MPC ont été réalisées dans l'installation réelle.

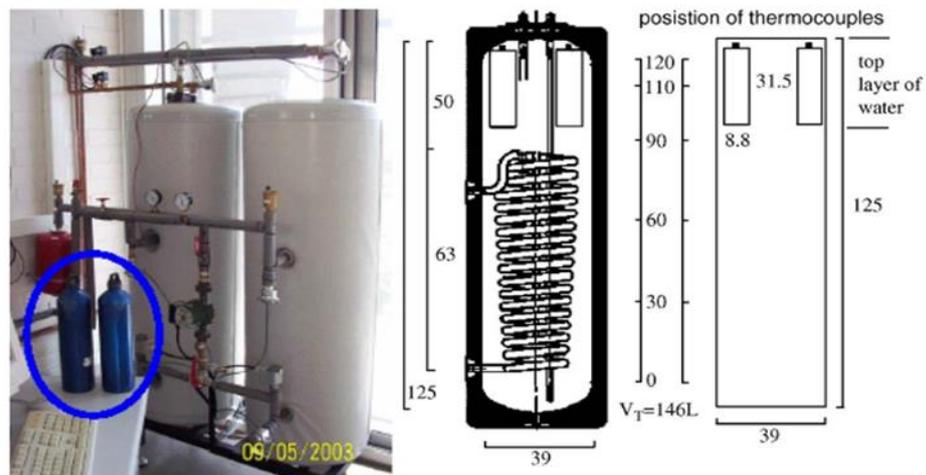


Figure 2.4. Installation expérimentale de Cabeza et al. [43].

Le calcul montre qu'en utilisant un volume de MPC de 2,05% (du réservoir), une augmentation d'environ 40% de la densité énergétique du réservoir est constatée. Tandis qu'avec 4,1% (en volume), l'augmentation de la densité énergétique avec une différence de température de 1 K était d'environ 57,2%. Les résultats étaient similaires en fonctionnement solaire pour les systèmes à quatre et six modules. Avec six modules 6,16% (en volume), la densité d'énergie a augmenté d'environ 66,7%, avec des pertes thermiques plus élevées et un temps supplémentaire de presque 45 min avec de l'eau chaude entre 36°C et 38°C. Ce travail montre l'intérêt de l'association d'un MPC avec le stockage de l'eau chaude pour des applications domestiques, l'eau chaude serait disponible pour de plus grandes périodes même sans apport de chaleur extérieure.

Shobo A.B et al [44] se sont intéressés à l'effet d'un lit compacté formé de mésoérythritol encapsulées (dans des capsules sphériques), sur la distribution de la stratification d'une unité de stockage thermique à l'huile de tournesol pendant les cycles de charge à différents débits. Les deux systèmes sont chargés avec des débits de : 3 ml/s, 6 ml/s et 12 ml/s. Pour tous les débits de charge, l'augmentation des nombres de stratifications est comparable, toutefois, les nombres de stratifications maximums pour les systèmes à lit compacté sont légèrement plus élevés aux débits plus élevés de 6 ml/s et 12 ml / s. L'effet de mélange, probablement dû à la turbulence, est plus évident dans le réservoir à huile que dans le réservoir à lit compacté au débit maximum, ce qui se traduit par les oscillations des valeurs du nombre de stratifications.

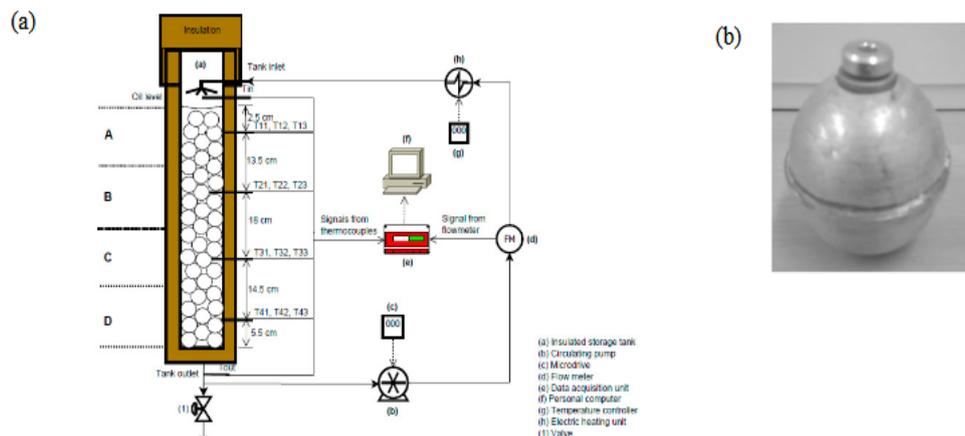


Fig. 1. (a) A schematic diagram of the experimental set-up and (b) A photograph of one of the spherical aluminium capsule.

Figure 2.5. Système expérimental avec une vue de la capsule en aluminium de Shobo et al.

Suivant le même principe, une installation pilote de stockage a été réalisée par **L. Vorbeck** et al. [45] pour tester l'efficacité d'une paraffine micro-encapsulée produite par BASF. Les micros capsules sont dispersés dans de l'eau et stockés dans un conteneur à échelle commerciale de 5 m³. L'installation pilote est illustrée sur la figure ci-dessous.

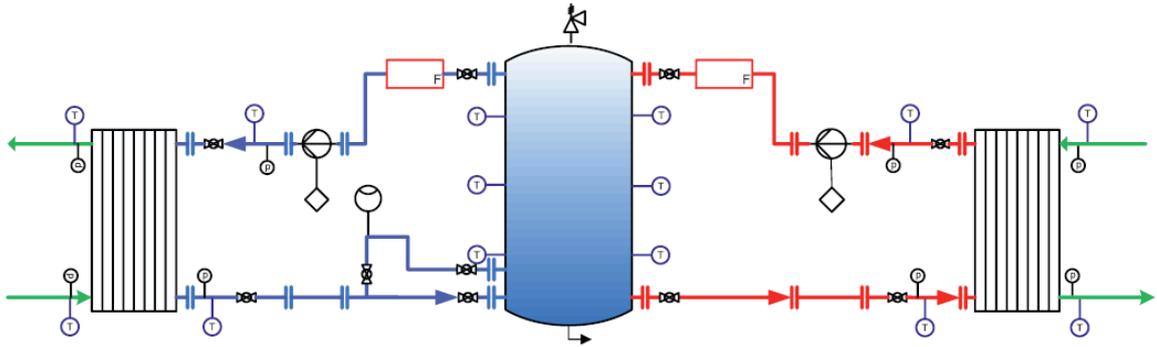


Figure 2.6. Installation avec paraffine micro-encapsulée utilisée par Vorbeck et al. [45]

Eman-Bellah. S [46] et al ont utilisé la cire de paraffine en tant que milieu de stockage dans un capteur solaire. Une étude paramétrique a été réalisée pour étudier les effets du débit d'eau et la variation de l'énergie solaire sur les caractéristiques de charge et de la décharge. D'autre part, **Castell et al [47]** ont présenté des résultats expérimentaux utilisant différents débits sont utilisés pour la comparaison avec différent nombres adimensionnels et d'autres paramètres, afin de déterminer l'influence des variables les plus importantes pour chacune d'elles (débit, température de l'eau du réservoir, température d'entrée et de sortie, propriétés thermiques) et identifier les nombres sans dimension les plus utilisés pour caractériser la stratification dans les réservoirs d'eau.

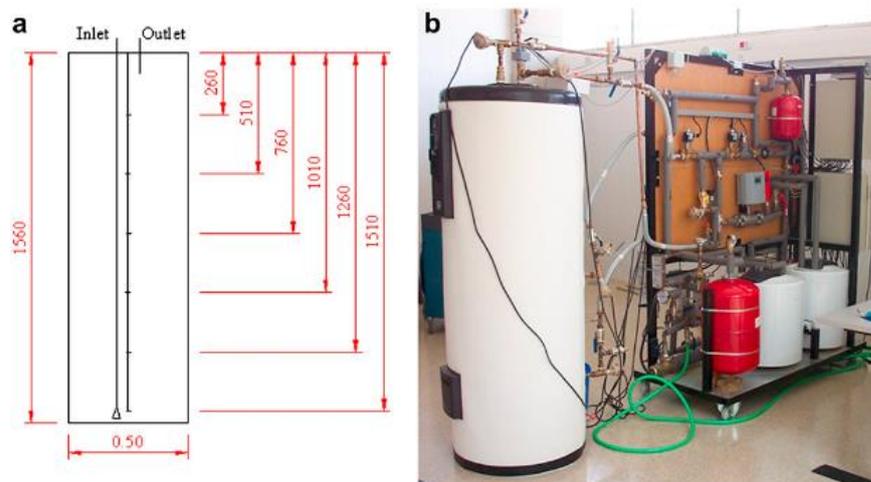


Figure 2.7. Dispositif expérimental de Castell et al [47].

Les expériences effectuées avec différents débits aboutissent à la conclusion que le nombre de Richardson est le plus approprié pour définir la

stratification dans un réservoir d'eau, alors que les nombres de mélanges présentent des problèmes ainsi qu'un mauvais comportement. Les autres chiffres ne caractérisent pas clairement la stratification, mais peuvent être utiles combinés avec celui de Richardson.

2.3.2. Utilisation de MCP dans les microcapsules

Les micros capsules sont dimensionnés de telle sorte qu'il y a toujours une stratification thermique entre le haut et le bas du réservoir. La boucle est constituée de deux échangeurs avec de l'eau : l'un utilisé pour le stockage, c'est-à-dire la charge de la chaleur dans le coulis, est situé à droite sur le schéma, l'autre utilisé pour la restitution de l'énergie, c'est-à-dire la restitution de la chaleur du coulis est situé sur la gauche du schéma. Sur chaque circuit, des pompes, des vannes et un débitmètre permettent de contrôler le débit du coulis. Les tests ont été réalisés une fois avec le coulis paraffine/eau et une deuxième fois avec de l'eau afin d'avoir une référence. Dans le but de comparer les essais, les profils de distribution de température dans le réservoir ainsi que la quantité de chaleur stockée et l'énergie requise pour pomper le coulis sont évalués. Il en résulte que la capacité de stockage du coulis est deux fois supérieure à celle de l'eau lorsque les températures du réservoir sont proches de la température de fusion. À cause de sa viscosité élevée, l'énergie de pompage du coulis représente dans ce cas 2,75 % de l'énergie stockée alors qu'elle ne représente que 1 % de l'énergie stockée dans l'eau. **Zheng et al [48]** ont encapsulé du NaNO_3 (fusion à 308°C) dans de larges capsules en acier inoxydable de 74 mm de diamètre avec 30% de vide afin de permettre l'expansion volumique du PCM. Leur banc expérimental a prouvé ses performances pour stocker l'énergie de l'air à 440°C traversant le TES. La durée d'un cycle thermique, de l'ambient jusqu'à 386°C , est de 3h 30min, soit un stockage de longue durée applicable au cylindroparabolique0par0exemple.

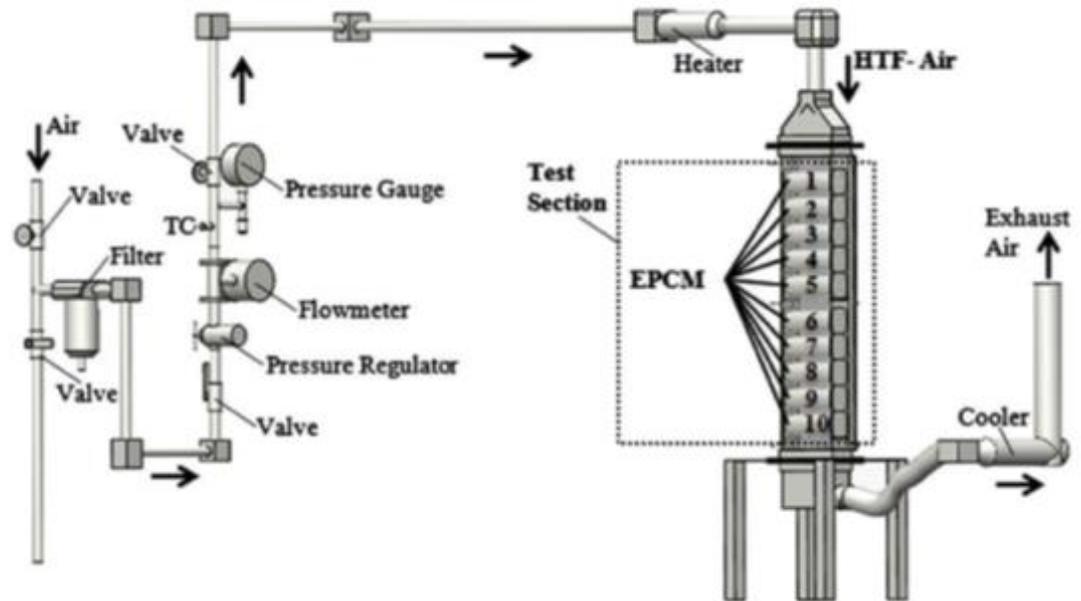


Figure 2.8. Banc expérimental de stockage thermique à chaleur latente par encapsulation de NaNO_3 entre 250 et 386 °C (Zhang et al)

Cabeza et Castell [50] présentent les deux avantages de la micro-encapsulation. Le transfert de chaleur est amélioré, car la surface est grande par rapport au volume et la stabilité cyclique est augmentée, car la distinction entre deux phases s'opère pour des distances microscopiques. Bien qu'elles présentent des avantages, **Yamagishi et al. [51]** ont cependant observé un phénomène de surfusion durant la solidification des microcapsules.

L'étude expérimentalement d'**Eduard Oro et al [52]** concerne un système de stockage d'énergie thermique d'un réseau de refroidissement urbain pendant les phases de charge et de décharge. Le réservoir analysé est de forme cylindrique et d'une capacité de 3,73 L. Il utilise un lit compacté d'un matériau à changement de phase MPC encapsulé pour des températures basses (entre 2°C et 13°C), les résultats sont comparés avec ceux du même réservoir sans le lit compacté.

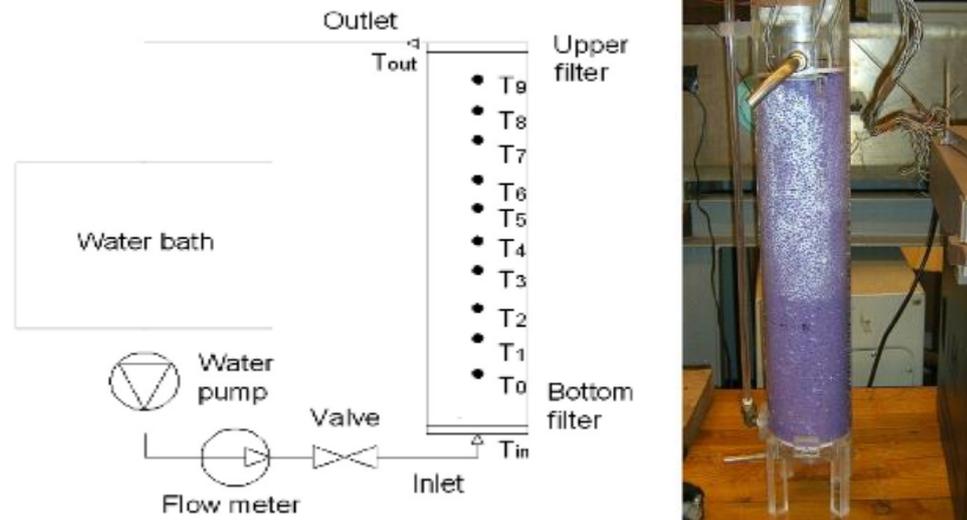


Figure 2.9. Réservoir à lit compacté de Oro et al. [].

La caractérisation de la stratification des réservoirs d'eau se base sur l'analyse des rendements énergétique et exergétique, ainsi que les nombres de mélanges.

Les résultats montrent que les profils de températures ne peuvent pas être utilisés pour caractériser clairement la stratification dans un réservoir de stockage d'eau. Des nombres sans dimension qui condensent cette information en un seul paramètre ont été utilisés [16]. Par ailleurs, la mise en œuvre d'un lit compacté du MPC n'améliore pas la stratification en phase de charge ; cependant les résultats sont intéressants pour la décharge. De plus le lit compacté offre un stockage d'énergie plus élevé.

2.3.3. Utilisation de MCP dans les échangeurs de chaleur

Pour améliorer l'échange durant la charge, **N.H.S. Tay et al.** [53] a pensé à un système de fusion dynamique qui s'adapte sur un échangeur de type tubes-calandre. Il se compose de tubes en U à double enveloppe plongés dans un conteneur rempli de MCP, illustré sur la Figure suivante.



Figure 2.10. Échangeur avec recirculation du MCP imaginé par N.H.S. Tay et al. [54]

Dans le tube le plus petit circule le fluide caloporteur. Un thermocouple permet de contrôler la température dans le tube le plus gros. Dès que l'espace annulaire atteint la température de fusion du MCP, une pompe située dans le réservoir de MCP est enclenchée et fait circuler le MCP dans l'échangeur, forçant la convection autour de la surface d'échange. Un troisième tube de préchauffage peut être ajouté pour accélérer la fusion du MCP autour des trous de pompage, ce qui permet de créer une poche de MCP liquide autour du U. On peut imaginer la difficulté à mettre en œuvre un tel type de stockage dans un réservoir à l'échelle du prototype.

Lacroix a présenté une méthodologie de calcul pour un stockage de chaleur latente avec tube ailette et calandre validée avec des données expérimentales. L'impact de certains paramètres thermiques et géométriques sur le processus de transfert de chaleur a été mis en évidence. Le stockage de chaleur latente où le PCM est rempli entre deux tubes cylindriques coaxiaux a été traité par **Bellecci et al.**[55] Par contre, **Gong et Mujumdar**[56] ont proposés une unité de stockage composé d'un tube entouré d'un cylindre coaxial constitué de cinq segments de MCP ayant chacun une température de fusion différente. **MITHAT AKGUN et al**[57] ont développé une autre technique d'amélioration du transfert thermique dans un stockage thermique latente, basée sur la modification de la géométrie de stockage. Cette amélioration est obtenue en inclinant la surface extérieure de la calandre de l'échangeur avec un angle d'inclinaison de 5° tel qu'il est montré ci-dessous.

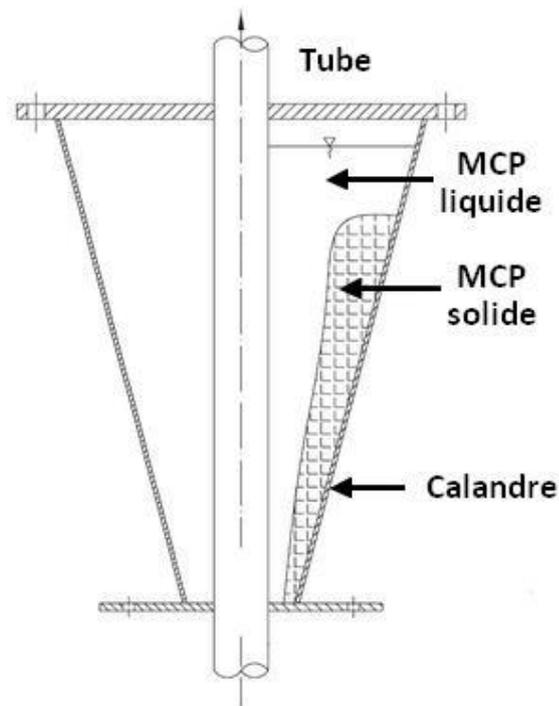


Figure 2.11. Calandre conique proposée par Akgün et al. [57].

D. Laing et al[58] ont utilisé une calandre dans laquelle circule un fluide est parcourue par un faisceau de tubes dans lesquels un autre fluide s'écoule. Les deux fluides échangent de l'énergie par conduction à travers l'épaisseur des tubes. Dans le cas du stockage thermique, cette technologie est adaptée, il n'y a plus d'échange entre deux fluides en mouvement, mais entre un fluide caloporteur qui circule dans les tubes et le MCP qui est fixe dans la calandre.

Ils concluent que lors de la charge, le fluide caloporteur arrive à une température supérieure à la température de fusion du MCP et cède de l'énergie à celui-ci, ce qui entraîne sa fusion ; lors de la décharge, le fluide caloporteur pénètre dans l'échangeur à une température inférieure à la température de fusion du MCP et récupère l'énergie précédemment stockée, ce qui entraîne la solidification du MCP. Un des problèmes majeurs de cette technologie réside dans la faible conductivité thermique de la majorité des MCP. Lors de la phase de solidification, une couche de MCP se forme sur les parois du tube et dégrade considérablement les transferts thermiques entre le fluide caloporteur et le MCP encore liquide. Au cours de la fusion, bien que la convection naturelle qui se met en place dans le MCP soit bénéfique aux transferts thermiques, les échanges thermiques restent médiocres.

Peng et al [58] ont étudié un système de lits composés de capsules pour le cas d'un stockage thermique efficace en raison de leur efficacité élevée de transfert de chaleur. La structure générale du système de stockage thermique à lit tassé est illustrée sur la figure 2.12. ci-dessous, qui se compose d'un réservoir cylindrique vertical, avec une entrée et un collecteur de sorties au niveau des extrémités et un matériau isolant autour des parois verticales. La hauteur de la zone de remplissage est dénotée H . D est le diamètre du réservoir cylindrique. La majeure partie du réservoir est occupé par un matériau de remplissage, des sphères PCM, à une porosité ϵ . Le processus de changement de phase de PCM peut être divisé en trois processus, à savoir phase solide, une transition de phase, de la phase liquide.

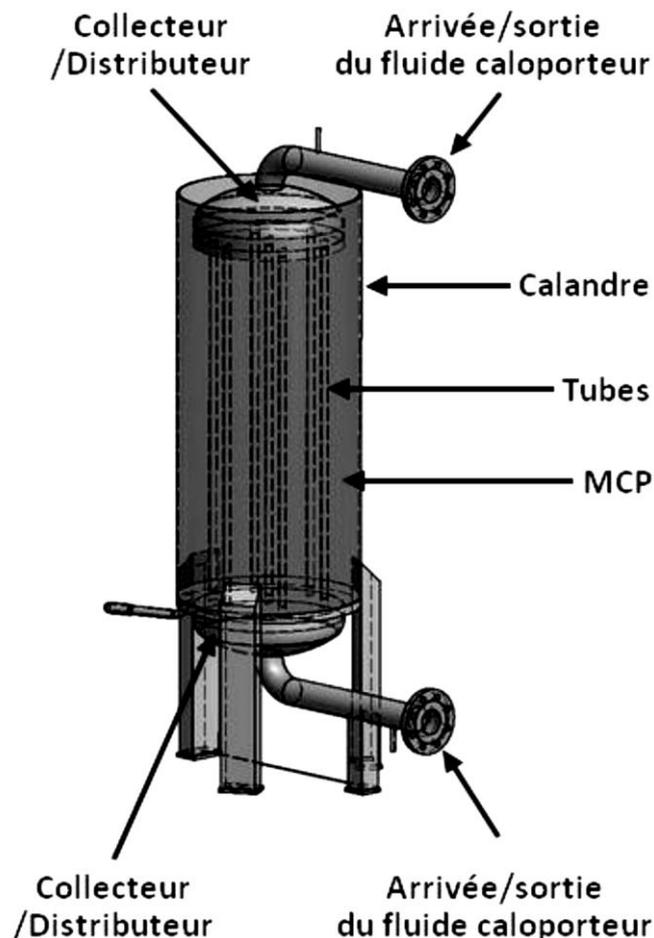


Figure 2.12. Exemple de système de stockage de type tubes & calandre [59].

Une autre étude de l'effet de la géométrie a été proposée par **A. Soupart et al.** [60]. Ici les auteurs ont testé quatre géométries d'échangeurs sur une boucle expérimentale en utilisant le matériau de changement de phase à l'intérieur tube

(un tube lisse, un faisceau de tubes en inox, des ailettes longitudinales en acier et des ailettes circulaires en cuivre), la visualisation a montré que la fusion ne se comporte pas de la même façon pendant la charge pour les quatre géométries. Dans le même contexte, **Jialin Yang et al [61]** ont étudié le comportement thermique dynamique d'une unité de stockage thermique latente à faisceau tubulaire. Ils montrent que la fusion complète du mélange mousse de paraffine et cuivre dure 1/3 de moins de temps que celle de la paraffine pure dans les mêmes conditions opératoires et que la température et débit de l'eau a une grande influence sur le processus de la charge. **E. Robynne et al [62]** ont proposé une étude en deux étapes, la première partie concerne l'étude expérimentale d'un stockage d'énergie par chaleur latente pendant la charge et la décharge simultanément. La deuxième partie est l'étude expérimentale du stockage d'énergie par chaleur latente pendant la charge et la décharge consécutivement. Les résultats ont montré pendant la solidification, la convection naturelle est négligeable et plus le débit HTF est important le changement de phase est nettement rapide.

En fin il est intéressant de citer le travail de **Kozak et al. [63]** (2013), qui présentent une étude concernant le close-contact melting (fusion en proche contact). La géométrie étudiée est un tube vertical composé de cinq ailettes radiales. Les ailettes sont épaisses (3 mm) et espacées (33 mm). Le MCP étudié est de l'eicosane, dont la température de fusion se situe autour de 37 °C. Au cours des fusions réalisées à l'air ambiant (Figure 86, images de droite), le MCP reste partiellement collé à la paroi de la calandre transparente. Les mêmes essais réalisés en plongeant la section d'essais dans un bain thermostaté à une température légèrement inférieure à celle de fusion montrent que le bloc de MCP solide se détache de la calandre et tombe sur l'ailette située en dessous. Ce faisant, la fusion est bien plus rapide, car la résistance thermique entre l'ailette et l'interface solide/liquide est réduite.

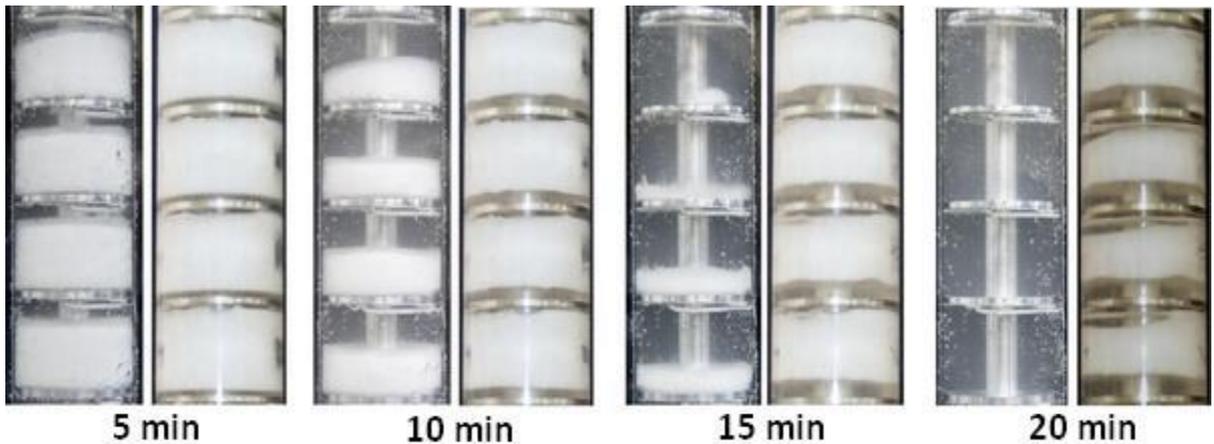


Figure 2.13. Photos tirées des travaux de Kozak et al. [63]. Pour chaque temps, la photo de gauche correspond au cas où la section d'essais est dans le bain thermostaté. Sur la photo de droite, la section d'essais est à l'air libre.

2.4. Stockage thermique mixte (sensible/latente)

E.M.Kleinbach et al [64] ont abordé plusieurs modèles monodirectionnels 1-D pour l'étude de la stratification dans les cuves de stockage thermique, ainsi qu'une comparaison avec les résultats expérimentaux dans diverses conditions. Le but étant de donner des recommandations quant à l'utilisation de tel ou tel modèle pour telle situation. Finalement, une étude sous TRANSYS a permis de définir trois nombres de performances pour l'évaluation de la précision des modèles par rapport aux données expérimentales. L'étude de **Gregory J. Kolb[65]** s'est aussi basée sur TRNSYS pour la simulation et la comparaison des performances annuelles de deux centrales de 50MWe de type Andasol. L'une de ces centrales utilise deux réservoirs alors que l'autre est basée sur un système thermocline de sels fondus pour le stockage.

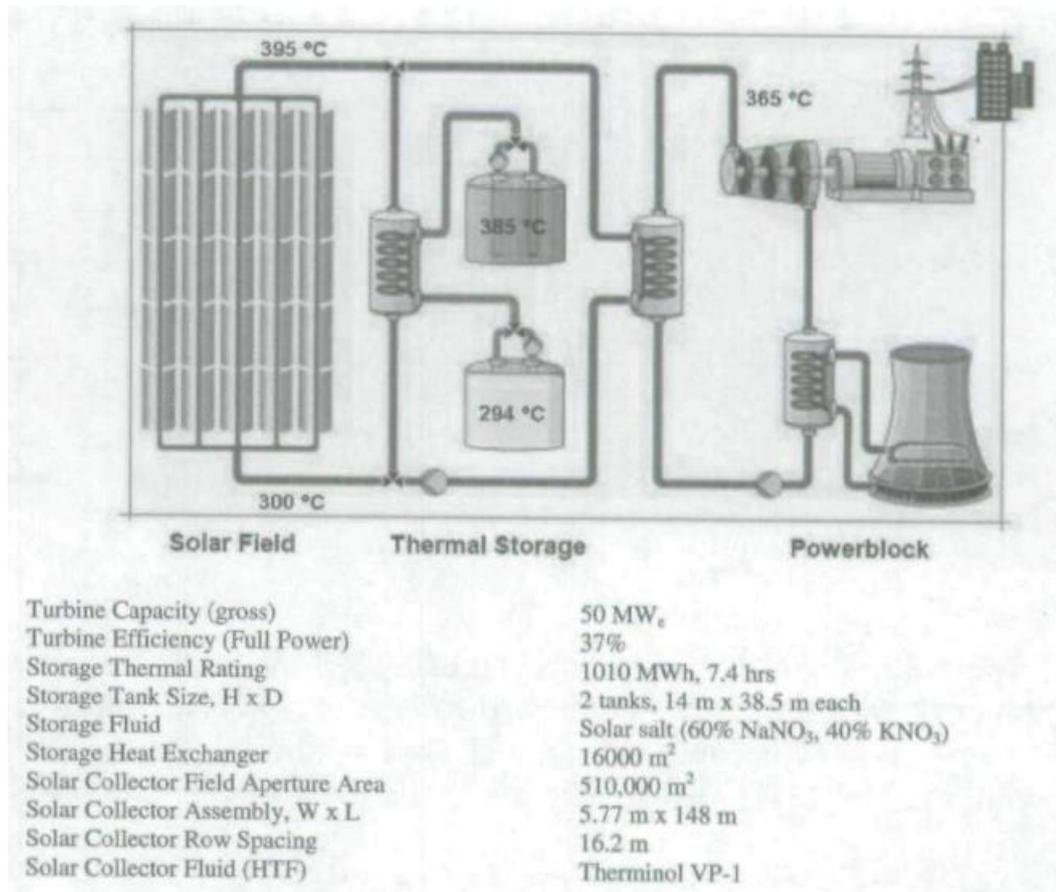


Figure 2.14. Représentation schématique d'une centrale de type Andasol

L'analyse montre que les performances annuelles des deux centrales sont quasiment égales. Le système thermocline donne les mêmes performances que le système à deux réservoirs, car les cycles de décharges (des nombreux blocs) à fonctionner à une température inférieure à celle prévue lors du dimensionnement, cependant, si les températures sont proches (des températures de dimensionnement), la performance de l'usine à deux réservoirs serait considérablement mieux que la thermocline.

Il est aussi intéressant de signaler qu'un problème appelé "thermal ratcheting" (détente et rétrécissement du réservoir dû aux chauffages et refroidissements successifs) est apparu, ce qui pourrait entraîner une défaillance du réservoir de la thermocline. Si ce problème est résolu, le système thermocline devient très prometteur pour la réduction du coût.

Zhen Yan [67] a étudié un modèle complet à deux températures est développé dans le but d'étudier le stockage d'énergie dans une thermocline à sels

fondus. Une analyse approfondie des cycles de décharges de ces systèmes est exposée, la méthode utilisée est valide pour n'importe quelle composition de sel fondu associé à un matériau de remplissage.

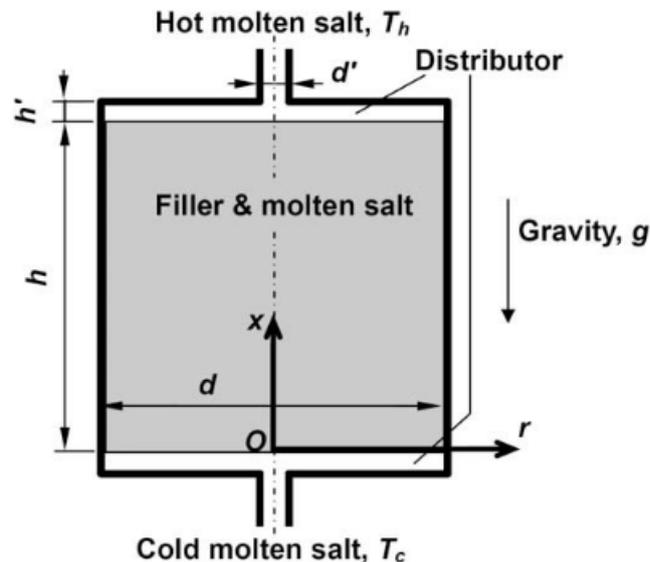


Figure 2.15 : Représentation schématique du système étudié

La figure montrée ci-dessus représente la cuve étudiée, pendant la période de charge. Le sel fondu entre dans le réservoir de stockage par l'orifice supérieur, transfère l'énergie au matériau de remplissage froid, et sort du réservoir de stockage à une température plus basse par l'orifice du bas. L'énergie thermique est ainsi stockée dans le milieu de remplissage du réservoir de stockage. Pendant la décharge, le liquide froid est pompé dans le réservoir de stockage à travers l'orifice inférieur où il subit un chauffage par le matériau de remplissage. Il est extrait du réservoir à une température plus élevée par l'orifice supérieur. L'énergie thermique stockée dans le matériau de remplissage est ainsi récupérée par le fluide froid pour une utilisation ultérieure.

Pour la modélisation, on fait appel aux équations de masse et de quantité de mouvement moyennées sur le volume, ainsi que la loi de **Darcy (Brinkman-Forchheimer)** pour modéliser la résistance à la porosité moyenne. Les équations qui régissent sont résolues en utilisant la méthode des volumes finis.

Après la validation, le modèle est utilisé pour étudier le comportement à la décharge du système de stockage thermique à thermocline, notamment les caractéristiques thermiques, les profils de température et l'efficacité de décharge.

Les résultats montrent que l'efficacité du système en décharge est améliorée pour de faibles nombres de Reynolds et des hauteurs de réservoir plus importantes. La taille des particules du matériau de remplissage influence fortement le transfert de chaleur dans les interstices et donc l'efficacité du système en phase de décharge.

Dans le but d'améliorer le cout d'un système de stockage thermique, thermocline utilisant un sel fondu. **James E .Pacheco et al [68]** ont présenté un travail où le sel fondu doit aider à la réduction du cout et distribuer l'énergie thermique à une température presque constante tout au long du cycle de décharge. L'étude se divise en trois parties principales.

- La Modélisation

Ici, les performances et le cout du système de thermocline ont été simulés.

- Évaluation des sels fondus

- **Essai isothermique**

dans cette phase, des matériaux de remplissage potentiels ont été examinés dans des bains isothermes de sel fondu.

- **Essais de cycles thermiques**

Ici les meilleurs matériaux de remplissage ont été sélectionnés et soumis à des cycles thermiques répétés.

- **Essais du système thermocline**

Dans cette partie, une petite unité thermocline de 2,3 MWh, a été construite pour la validation des performances et l'évaluation pratique des problèmes opérationnels d'un système de thermocline.

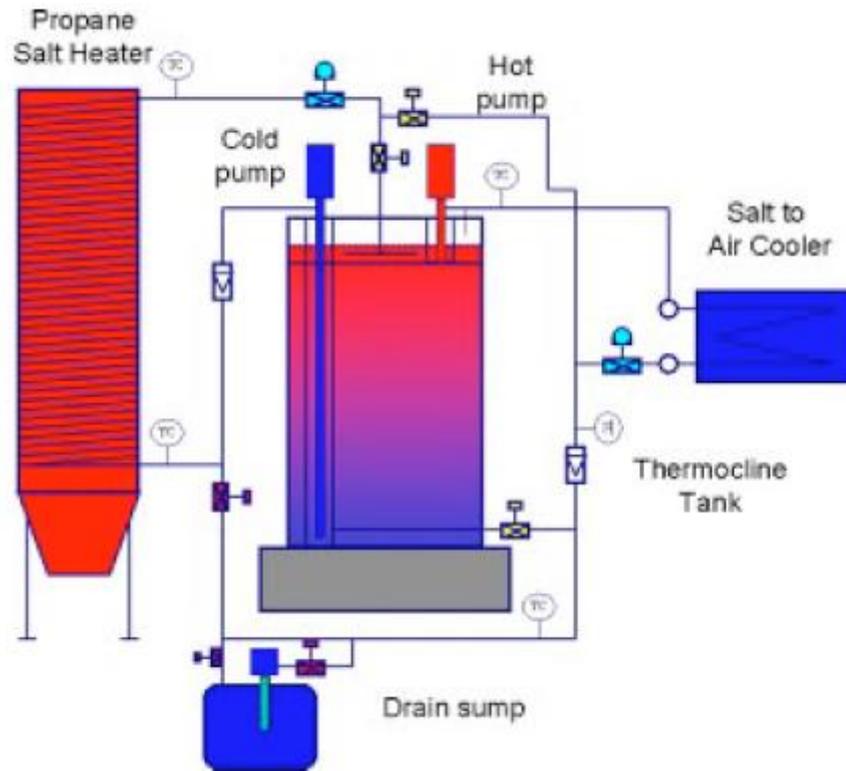


Figure 2.16. Représentation schématique de l'unité pilote 2.3 MWh

Les résultats montrent une réduction du coût de 30% environ, par rapport à un système de sel fondu à deux réservoirs pour des centrales (concentration parabolique). L'étude des matériaux de remplissage a montré que le sable de filtration en silice, la roche de quartzite et la taconite sont compatibles avec les sels de nitrates dans des conditions isothermes et cycliques.

La solution choisie pour un essai à petite échelle est le quartzite et le sable siliceux en raison de leur disponibilité et de leur faible coût. Dans ce cas l'essai a validé la capacité thermique de la thermocline qui a été calculée. En particulier, la valeur du gradient thermique correspond à celle prédite par le modèle. Cette étude expérimentale montre qu'un système thermocline à sel fondu est réalisable et peut être envisagée dans une centrale (concentration parabolique).

2.5. Conclusion

Dans ce chapitre, les différents types de stockage thermique par chaleur sensible et latente ont été présentés et comparés, si on observe le nombre important de publications présentées dans cette partie.

L'ensemble de ces travaux montre une claire préférence pour les approches numériques et expérimentales par rapport aux approches analytiques, ces travaux portent sur le développement des méthodologies simple de résolution, en s'appuyant sur un nombre important d'hypothèses simplificatrices. Les systèmes de stockage par chaleur sensible est une option intéressante du point de vue du cout d'investissement et d'entretien. Le nombre travaux traitant le stockage par chaleur sensible en écoulement laminaire est beaucoup plus important que celui consacré aux écoulements turbulents. Dans notre contribution est venue composer ce manque, en étudiant les modes de transferts thermiques impliqués : conduction et convection au sein de fluide, conduction radiale et longitudinale dans la paroi. Les études traitant le stockage par chaleur latente sont plus nombreuses par rapport à celles qui traitent le stockage par chaleur sensible. La performance des systèmes de stockage par chaleur latente est limitée par la faible conductivité thermique des MCP utilisés.

Par ailleurs, la faible conductivité thermique de tous les MCP a amené à présenter les différentes techniques d'amélioration du transfert thermique dans le réservoir de stockage latent.

La première solution consiste à agir sur le MCP en ajoutant des structures métalliques pour augmenter l'échange de chaleur.

La deuxième solution utilise le MCP sous forme de microcapsule peut-être une solution viable à la mise en mouvement du MCP.

La troisième solution consiste à augmenter la surface d'échange en utilisant des macro-capsules de MCP, des échangeurs ailettes ou à faisceau tube.

CHAPITRE 3 : MODÈLE NUMERIQUE

3.1. Introduction

Dans ce chapitre, on va présenter un modèle mathématique qui décrit le comportement thermique de la cuve de stockage en tenant compte de deux phases ; la phase de charge et la phase de relaxation. L'amélioration des conditions de stockage dans cette partie nécessite une bonne connaissance de la répartition des températures en cours de chauffe. Pour cela, on propose un modèle stratifié de la température de la cuve de stockage avec un échangeur de chaleur immergé à l'intérieur. Après la phase de charge. On va étudier également l'évolution du champ de température d'un stock liquide initialement stratifié en phase de relaxation. Il tient en compte tous les modes de transferts thermiques impliqués ; conduction et convection au sein de fluide, conduction radiale et longitudinale dans la paroi.

Il s'agit alors de résoudre un problème complexe de conduction et de convection naturelle instationnaire au milieu stratifié. La description de la partie expérimentale ainsi que les techniques de mesure seront données.

3.2. Hypothèses simplificatrices

Les hypothèses simplificatrices du modèle se basent sur des considérations expérimentales :

- Le fluide est Newtonien et incompressible
- On considère le stockage sans puisage ;
- Le volume d'eau dans la cuve reste constant malgré qu'il y ait une dilatation de l'eau ;
- La pression de la cuve reste égale à la pression atmosphérique ;
- Le modèle adopté sera du type unidirectionnel ;
- Quelle que soit l'évolution de la température de stockage dans la zone de l'échangeur, le coefficient d'échange est supposé constant sur toute la longueur de l'échangeur ;

- L'échangeur est divisé en segments égaux, à température du fluide supposée uniforme. Chaque segment étant associé à la tranche élémentaire de la zone d'échangeur correspondante.

3.3. Bilan thermique

La méthode est basée sur les bilans thermiques des éléments de volumes (fluide et paroi) dans une cuve de stockage cylindrique. Il exprime l'égalité entre la variation de l'énergie interne et les différents flux traversant la frontière de cet élément.

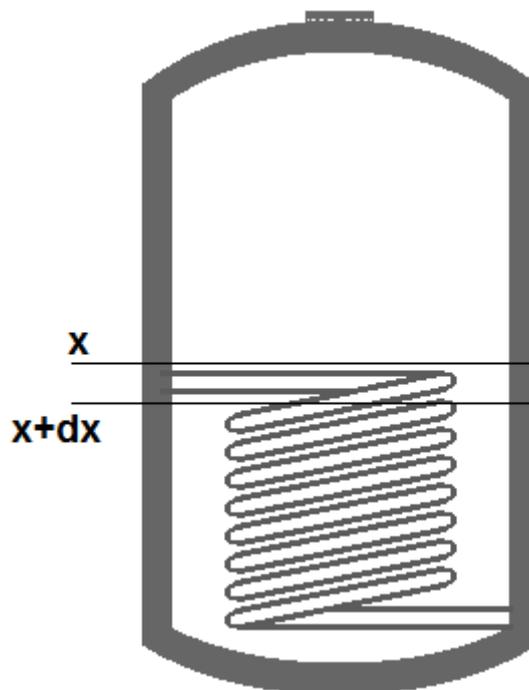


Figure 3.1. Système de stockage thermique

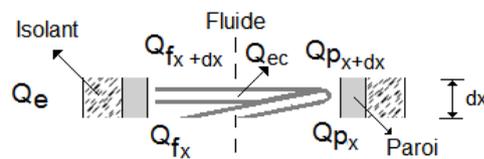


Figure 3.2. Un élément de volume du système

- Bilan thermique au niveau du fluide

$$\Delta U_f = Q_{fx} + Q_{fx+dx} + Q_{ec} + Q_p \quad 3.1$$

Avec :

ΔU_f : la variation de l'énergie interne dans le fluide

$Q_{fx} + Q_{fx+dx}$: transfert conductif à travers le fluide

Q_p : échange de chaleur par convection sur la paroi latérale

- Bilan thermique au niveau de la paroi.

$$\Delta U_p = Q_{px} + Q_{px+dx} + Q_p + Q_e \quad 3.2$$

ΔU_p : la variation de l'énergie interne dans la paroi

$Q_{px} + Q_{px+dx}$: transfert conductif à travers la paroi

Q_e : perte thermique vers l'extérieure

Les équations aux dérivées partielles s'écrivent à partir des bilans thermiques.

Au niveau de fluide :

$$M_f C_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = \lambda_f A_f dx \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \alpha U_{ec} A_{ec} (T_{ec} - T_f) - h A_l (T_p - T_f) \quad 3.3$$

Et

au niveau de la paroi

$$M_p C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \lambda_p A_p dx \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} - h A_l (T_f - T_p) - U_{eq} A_l (T_p - T_e) \quad 3.4$$

Où :

$$U_{eq} = \left(\frac{1}{2\pi L_c \lambda_c} \ln \left(\frac{R_c + e_a}{R_c} \right) + \frac{1}{2\pi L_c \lambda_{is}} \ln \left(\frac{R_c + e_a + eis}{R_c + e_a} \right) + \frac{1}{2\pi R_c L_c h} \right)^{-1}$$

Les systèmes d'équations (3.3) et (3.4) sont associés à des conditions aux limites suivantes.

- type adiabatique

$$x = 0 \quad , \quad \frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{\partial T_p}{\partial x} = 0 \quad 3.5$$

$$x = H \quad \frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{\partial T_p}{\partial x} = 0 \quad 3.6$$

- On effectue le bilan thermique correspondant à $x = H$,

- Pour le fluide :

$$M_f C_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = \lambda_f A_f \frac{\partial T_f}{\partial x} - h A_l (T_f - T_p) \quad 3.7$$

- Pour la paroi :

$$M_p C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \lambda_p A_p \frac{\partial T_p}{\partial x} - h A_l (T_p - T_f) - U_{eq} A_l (T_p - T_a) \quad 3.8$$

3.4. Résolution numérique

Le système d'équations aux dérivées partielles (3.3) à (3.7) a été résolu numériquement par le schéma explicite des différences finies.

La discrétisation des équations différentielles nous donne la forme suivante.

$$\rho_f C_f \frac{(T_{fi}^{t+1} - T_{fi}^t)}{\Delta t} = \lambda_f \frac{(T_{fi-1}^t - 2T_{fi}^t + T_{fi+1}^t)}{\Delta x^2} + U_{ec} \frac{4D_s L_c}{D^2 \Delta x} (T_{eci}^t - T_{fi}^t) + \frac{4h}{D} (T_{pi}^t - T_{fi}^t) \quad 3.8$$

Avec :

$$T_{fi}^{t+1} = \frac{\lambda_f \Delta t}{\rho_f C_f \Delta x^2} T_{fi+1}^t + \left(1 - 2 \frac{\lambda_f \Delta t}{\rho_f C_f \Delta x^2} - \frac{4h}{D} \frac{\Delta t}{\rho_f C_f} - \alpha U_{ec} \frac{4D_s L_c \Delta t}{D^2 \Delta x} \right) T_{fi}^t + \frac{\lambda_f \Delta t}{\rho_f C_f \Delta x^2} T_{fi-1}^t + \frac{4h}{D} \frac{\Delta t}{\rho_f C_f} T_{pi}^t + \alpha U_{ec} \frac{4D_s L_c \Delta t}{D^2 \Delta x} T_{eci}^t \quad 3.9$$

Et de la paroi :

$$\rho_p C_p \frac{(T_{pi}^{t+1} - T_{pi}^t)}{\Delta t} = \lambda_p \frac{(T_{pi-1}^t - 2T_{pi}^t + T_{pi+1}^t)}{\Delta x^2} - \frac{h}{e_a} (T_{pi}^t - T_{fi}^t) - \frac{U_{eq}}{e_a} (T_{pi}^t - T_e^t) \quad 3.10$$

Avec :

$$T_{pi}^{t+1} = \frac{\lambda_p \Delta t}{\rho_p C_p \Delta x^2} T_{pi+1}^t + \left(1 - 2 \frac{\lambda_p \Delta t}{\rho_p C_p \Delta x^2} - \frac{h}{e_a} \frac{\Delta t}{\rho_p C_p} - \frac{K_{eq}}{e_a} \frac{\Delta t}{\rho_p C_p} \right) T_{pi}^t + \frac{\lambda_p \Delta t}{\rho_p C_p \Delta x} T_{pi-1}^t + \frac{h}{e_a} \frac{\Delta t}{\rho_p C_p} T_{fi}^t + \frac{K_{eq}}{e_a} \frac{\Delta t}{\rho_p C_p} T_a^t \quad 3.11$$

Le critère de stabilité si tous les coefficients des nœuds internes des systèmes d'équations (T_{i+1} , T_i et T_{i-1}) sont positifs

Pour la phase de relaxation thermique, on va prendre $\alpha = 0$, où les équations (3.3) et (3.7) deviennent.

$$(a) \text{ Fluide} \quad \rho_f C_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = \lambda_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} - \frac{4h}{D} (T_f - T_p) \quad 3.12$$

$$(b) \text{ Paroi} \quad \rho_p C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \lambda_p \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{h}{e_a} (T_f - T_p) - \frac{K_{eq}}{e_a} (T_p - T_a) \quad 3.13$$

En utilisant les variables adimensionnelles suivantes.

$$\tau = \frac{a_f t}{H^2} \quad X = \frac{x}{H}$$

$$T_f^* = \frac{T_f - T_a}{\Delta T_f^0} \quad T_p^* = \frac{T_p - T_a}{\Delta T_f^0}$$

$$\text{Où} \quad \Delta T_f^0 = T_f(0,0) - T_f(H,0)$$

Et après changement de variables, les équations (3.12) à (3.13) deviennent :

$$\frac{1}{4P} \frac{\partial T_f^*}{\partial \tau} = \frac{1}{4P} \frac{\partial^2 T_f^*}{\partial X^2} - Nu (T_f^* - T_p^*) \quad 3.14$$

$$\frac{1}{qr} \frac{\partial T_p^*}{\partial \tau} = \frac{1}{qs} \frac{\partial^2 T_p^*}{\partial X^2} + Nu (T_f^* - T_p^*) - Nueq T_p^* \quad 3.15$$

$$X = 0 \quad , \quad \frac{\partial T_f^*}{\partial X} = \frac{\partial T_p^*}{\partial X} = 0 \quad 3.16$$

$$X = 1 \quad , \quad \frac{\partial T_f^*}{\partial X} = \frac{\partial T_p^*}{\partial X} = 0 \quad 3.17$$

Le problème est ainsi entièrement caractérisé par les paramètres adimensionnels p , q , r , s , Nu et $Nueq$, définis à partir de :

$$p = \frac{H}{D}, \quad q = \frac{H}{e}, \quad s = \frac{\lambda_f}{\lambda_p}, \quad r = \frac{\rho_f C_f}{\rho_p C_p}, \quad Nueq = \frac{U_{eq} H}{\lambda_f} \quad \text{et} \quad Nu = \frac{hH}{\lambda_f}$$

Les calculs ont été effectués pour les conditions suivantes :

Deux types de champ initial de température ont été considérés pour la température du fluide

1°) cas :

Une fonction « créneau » définie par :

$$0 \leq X \leq \frac{1}{2}, \quad T_f^*(X,0) = T_0^{*0} = \text{const}$$

$$\frac{1}{2} \leq X \leq 1, \quad T_f^*(X,0) = T_1^{*0} = \text{const}$$

$$X = \frac{1}{2}, \quad T_f^*\left(\frac{1}{2},0\right) = \frac{T_0^{*0} + T_1^{*0}}{2}$$

2°) cas :

Une fonction linéaire est définie par:

$$0 \leq X \leq 1 \quad , \quad T_f^*(X,0) = \alpha X + \beta$$

avec :

$$\alpha = \text{const}$$

$$\beta = \text{const}$$

Dans les deux cas, le champ initial de température de la paroi considérée est :

$$0 \leq X \leq 1 \quad , \quad T_p^*(X,0) = T_f^*(X,0)$$

Le coefficient d'échange convectif entre la paroi et le fluide a été évalué à partir de la corrélation [31] :

$$Nu = 0,13 \left(Gr \Pr (T_f^* - T_p^*) \right)^{\frac{1}{3}}$$

avec :

$$Gr = \frac{g \beta_f \Delta T_f^0 H^3}{\nu_f^2}$$

Le couplage des équations différentielles (3.14) et (3.15) est réalisé par l'intermédiaire des températures (fluide - paroi).

Le système d'équations aux dérivées partielles a été résolu numériquement par la méthode des différences finies.

3.4.1. Discrétisation des équations

En utilisant un schéma explicite pour l'équation différentielle (3.14), on aboutit à la forme suivante.

$$\frac{1}{4p} \frac{(T_f^{*t+1}(i) - \theta_f^t(i))}{\Delta \tau} = \frac{1}{4p} \frac{(T_f^{*t}(i-1) - 2T_f^{*t}(i) + T_f^{*t}(i+1))}{\Delta X^2} - Nu (T_f^{*t}(i) - T_p^{*t}(i))$$

$$T_f^{*t+1}(i) = \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T_f^{*t}(i-1) + \left(1 - 2 \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} - 4p Nu \Delta \tau \right) T_f^{*t}(i) + \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T_f^{*t}(i+1) + 4p Nu \Delta \tau T_p^{*t}(i)$$

et l'équation (3.2.8), discrétisée par le schéma implicite, s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{1}{qr} \frac{(T_p^{*t+1}(i) - \theta_p^t(i))}{\Delta\tau} = \frac{1}{qs} \frac{(T_p^{*t+1}(i-1) - 2T_p^{*t+1}(i) + T_p^{*t+1}(i+1))}{\Delta X^2} + Nu(T_f^{*t+1}(i) - T_p^{*t+1}(i)) - Nueq T_p^{*t+1}(i)$$

$$\frac{qr}{qs} \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} T_p^{*t+1}(i-1) - \left(1 + 2 \frac{qr}{qs} \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} + qrNu\Delta\tau + qrNueq\Delta\tau\right) T_p^{*t+1}(i)$$

$$+ \frac{qr}{qs} \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} T_p^{*t+1}(i+1) = T_p^{*t}(i) - qrNu\Delta\tau T_f^{*t+1}(i)$$

La résolution de l'équation suivante fait appel à des méthodes directes. En utilisant la notation indicielle, cette équation aura la forme suivante.

$$\alpha_i T_p^{*t+1}(i-1) + \beta_i T_p^{*t+1}(i) + \gamma_i T_p^{*t+1}(i+1) = \lambda_i$$

Avec :

$$\alpha_i = \frac{qr}{qs} \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2}$$

$$\beta_i = -1 - 2 \frac{qr}{qs} \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} - qrNu\Delta\tau - qrNueq\Delta\tau$$

$$\gamma_i = \frac{qr}{qs} \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2}$$

$$\lambda_i = T_p^{*t}(i) - qrNu\Delta\tau T_f^{*t+1}(i)$$

L'ensemble de ces équations constitue un système d'équations dont la matrice est tri diagonale.

$$\begin{bmatrix} \beta_1 & \gamma_1 & & & & \\ \alpha_2 & \beta_2 & \gamma_2 & & & \\ & \bullet & \bullet & \bullet & & \\ & & & \alpha_i & \beta_i & \gamma_i \\ & & & & \bullet & \bullet & \bullet \\ & & & & & \alpha_n & \beta_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1^* \\ T_2^* \\ \bullet \\ T_i^* \\ \bullet \\ T_n^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_1 \\ \lambda_2 \\ \bullet \\ \lambda_i \\ \bullet \\ \lambda_n \end{bmatrix}$$

Où n désigne le nombre d'équations.

Le système ainsi obtenu va être résolu par l'algorithme **T.D.M.A** de Thomas (Tri diagonal matrix algorithm)

3.4.2. Critère de stabilité

Le schéma de la méthode explicite de l'équation (3.2.7) est stable que si Δt et Δx sont choisis de telle façon que :

$$1 - 2 \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} - 4 p Nu \Delta \tau > 0$$

où:

$$\Delta \tau \leq \frac{1}{\frac{2}{\Delta X^2} + 4 p Nu}$$

3.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons développé un modèle mathématique basé sur le principe d'un bilan thermique sur une tranche de fluide et un élément de la paroi de cuve de stockage. La résolution des équations différentielles ont été résolue numériquement par deux schémas, explicite et implicite de la méthode des différences finies respectivement au niveau du fluide et à la paroi de la cuve de stockage. L'étude a permis de dégager les paramètres caractéristiques sur l'influence de la conductivité et de la capacité calorifique de la paroi et du fluide sur l'évolution de la stratification.

CHAPITRE 4 : RÉSULTATS ET INTERPRÉTATIONS D'UN STOCKAGE PAR CHALEUR SENSIBLE

4.1. Introduction

La modélisation du stockage thermique sensible a été développée dans le chapitre précédent. Afin de valider cette nouvelle approche de modélisation d'une cuve d'eau chaude en deux phases en l'occurrence ; la phase de charge et la phase de relaxation.

Dans ce chapitre nous allons présenter la réalisation de notre dispositif expérimental ainsi que les techniques de mesure utilisées. L'objectif est de vérifier les hypothèses simplificatrices sur lesquelles nous avons basé le modèle numérique et qui nous ont permis de choisir les coefficients d'échange de chaleur appropriés qui seront utilisés dans cette étude.

4.2. Présentation du dispositif expérimental

4.2.1. Descriptions de système de stockage

Pour la réalisation de la partie expérience, une cuve cylindrique de capacité de 400 litres figure 4.1 est nécessaire dont les dimensions sont ; Hauteur $H=120$ cm, diamètre $d=50$ cm. Nous avons procédé à son isolation avec de la laine de roche de 10 cm d'épaisseur, les fonds ont été également isolés pour minimiser les ponts thermiques. La cuve repose sur des cales. Pour assurer la charge thermique, un circuit primaire a été réalisé. Il est constitué d'un échangeur de chaleur de type *serpentin*, ce dernier est constitué d'un tube en cuivre de 12 mm de diamètre intérieur et de 14 mm de diamètre extérieur enroulé en spire de 40 cm de diamètre. L'échangeur est immergé à l'intérieur de la cuve de stockage, comme le montre la figure 4.2.



Figure 4.1. Cuve de stockage



Figure 4.2. Échangeur de chaleur

Le chauffage du fluide primaire est assuré par un champ de capteurs solaires composé de 04 capteurs plans figure 4.3 avec possibilité de procéder à différentes configurations de branchement (en série, en parallèle ou bien mixte). Le débit est fixé à 240 l/h. Les capteurs sont placés en série. Pour assurer la circulation du fluide dans le circuit primaire, un groupe de transfert GT1 est mis en place, il est composé d'un circulateur à trois vitesses; d'un système de régulation et du vase d'expansion voire la figure 4.4.



Figure 4.3. Installation collective

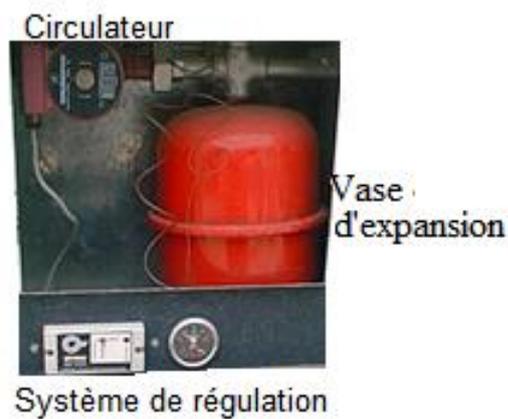


Figure 4.4. Groupe de Transfert GT1

4.2.2. Instrumentations

4.2.2.1. Mesure de la température

Pour déterminer le champ de températures à l'intérieur de la cuve de stockage en cours de chauffe.

Nous avons effectué des mesures de température selon le protocole suivant :

- dans la cuve de stockage
- à l'entrée et à la sortie de l'échangeur

Il existe de nombreux procédés pour la mesure des températures. Les thermocouples comptent parmi ceux qui sont les plus souvent utilisés lors d'études effectuées dans des conditions similaires. Dans ce contexte, plusieurs impératifs sont à considérer :

La gamme de températures à mesurer varie 0 à 100 °C, pour cela nous avons choisi des thermocouples (Cuivre/Constantan) de type T et des thermocouples de type K (chromel alumel). Le constantan étant un alliage de cuivre et de Nickel, en raison de sa disponibilité, sa bonne sensibilité (environ 40 $\mu\text{V}/\text{k}$) et un temps de réponse rapide associé à une courbe de réponse quasi linéaire dans le domaine de températures considéré.

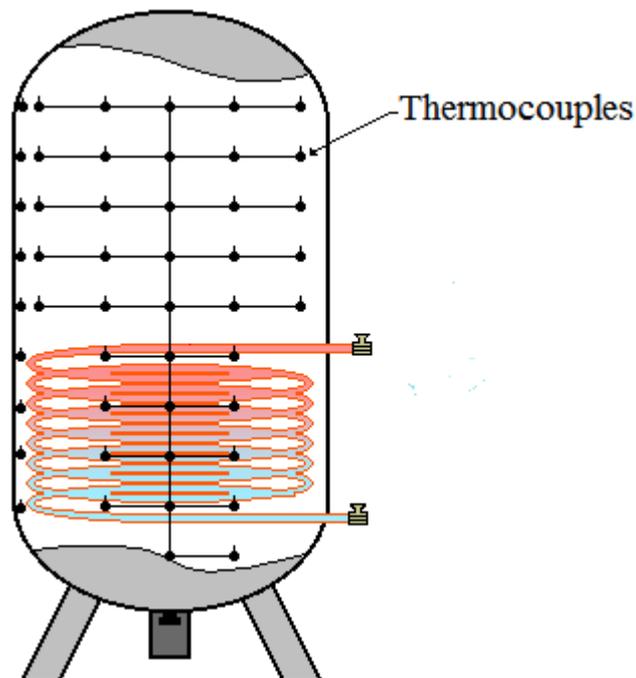


Figure 4.5. La disposition des thermocouples

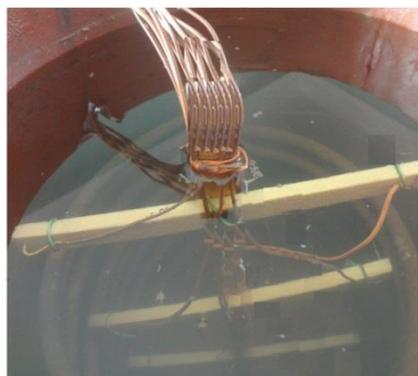


Figure 4.6. Les thermocouples dans la cuve de stockage collés sur une tige

L'ensemble de ces thermocouples a été étalonné avant installation sur le dispositif. L'incertitude sur la mesure des thermocouples est estimée à plus ou moins 0,1 °C

Pour la mesure de la température dans la cuve de stockage, à l'entrée et à la sortie de l'échangeur, nous avons utilisé 48 thermocouples disposés de la manière suivante :

- 36 thermocouples sont immergés dans différents endroits du fluide dans la cuve de stockage (figure 4.5) et voir la (figure 4.6).
- 10 thermocouples de type K sont collés à la paroi suivant la hauteur de la cuve
- 02 thermocouples sont placés à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.

4.2.2.2. Mesure de débit

Pour la mesure du débit volumique du fluide qui circule dans le circuit primaire, nous avons placé un débitmètre digital figure 4.6. L'affichage des valeurs se fait sur un écran LCD les données sont exprimées (en volt). Pour cela, nous avons effectué un étalonnage en utilisant un rotamètre. On trouve la relation suivante.

$$\text{Débit (L /h)} = 45,85 \text{ Débit (volt)} - 0,23$$



Figure 4.7. Débitmètre digital

4.3. Procédure de la phase de relaxation

Après la phase de charge, le système de stockage va suivre la phase de relaxation thermique. Ce dernier, il est composé d'une cuve de stockage isolé avec deux orifices d'alimentation situés sur la partie supérieure et inférieure sur lesquelles nous avons placé deux diffuseurs figure 4.8, aux deux extrémités, pour permettre de conserver la stratification existante dans la cuve et éviter le mélange.

La procédure utilisée lors de notre expérience est la suivante :

Nous avons pris initialement la température de l'eau dans la cuve uniforme. Ensuite on injecte une tranche d'eau chaude par l'intermédiaire d'un diffuseur situé sur la partie supérieure de façon à obtenir une répartition uniforme de vitesses d'injection et de température simultanément, puis on soutire à un débit égal de l'eau froide de la cuve de façon à ce que la hauteur de la surface libre reste constante.

Les mesures de températures sont collectées toutes les 5 minutes par une centrale d'acquisition de marque FLUKE. Sur la mesure de tension est inférieure à 0,01 %. Cette centrale est connectée directement à un micro-ordinateur portable dans lequel sont stockées les mesures.

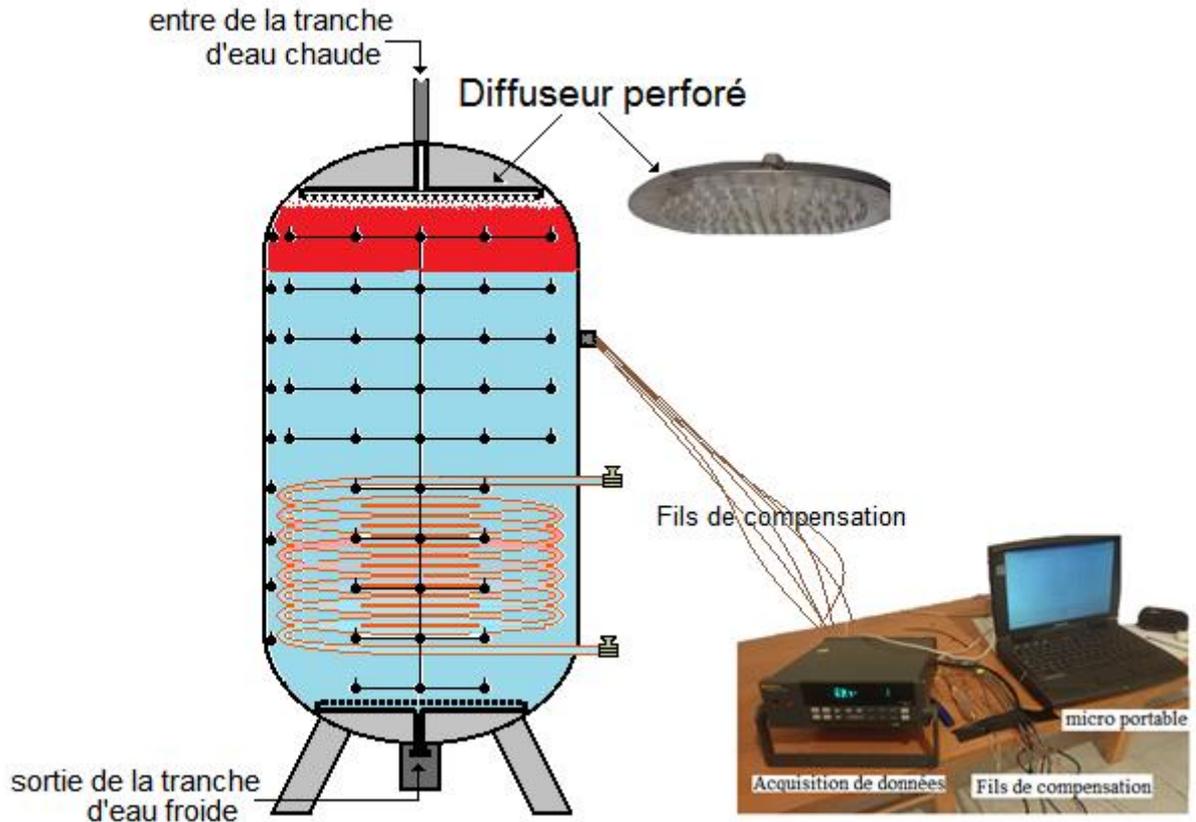


Figure 4.8. Présentation du système expérimentale

Les mesures de températures sont collectées toutes les 5 minutes par une centrale d'acquisition de marque FLUKE. Sur la mesure de tension est inférieure à 0,01 %. Cette centrale est connectée directement à un micro-ordinateur portable dans lequel sont stockées les mesures.

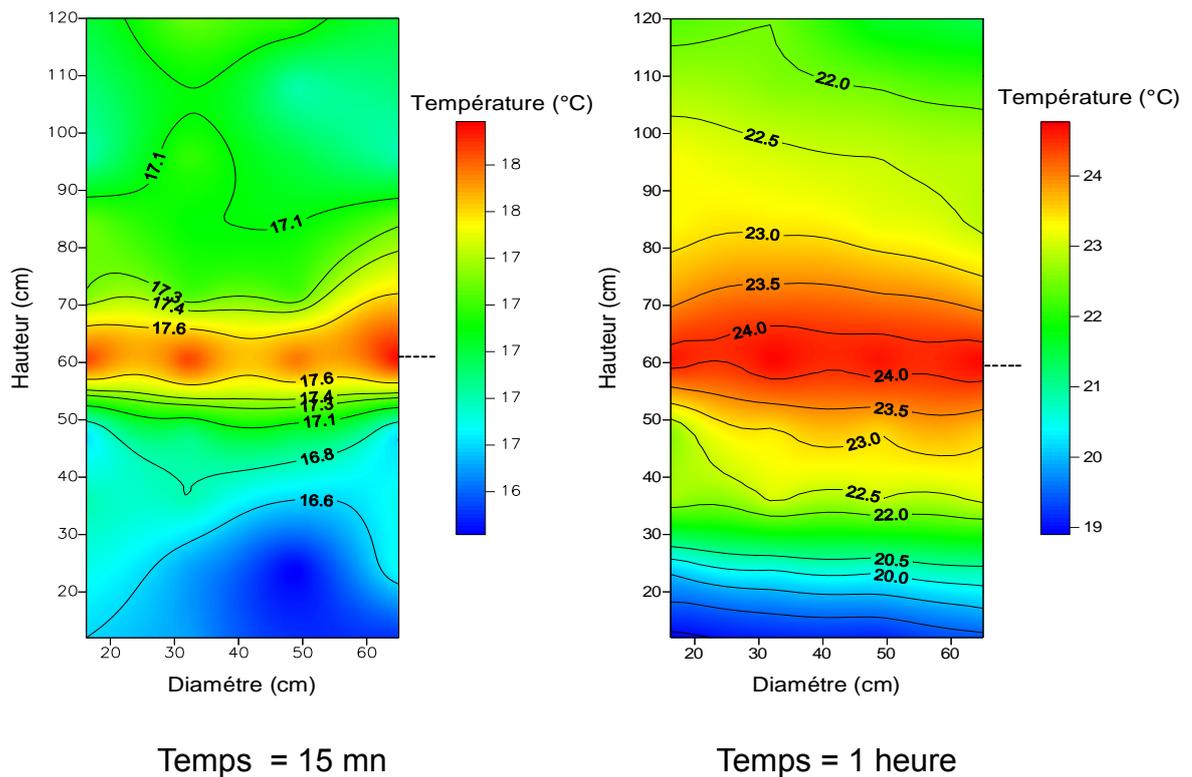
4.4. Résultats et discussions sur la période de la charge thermique

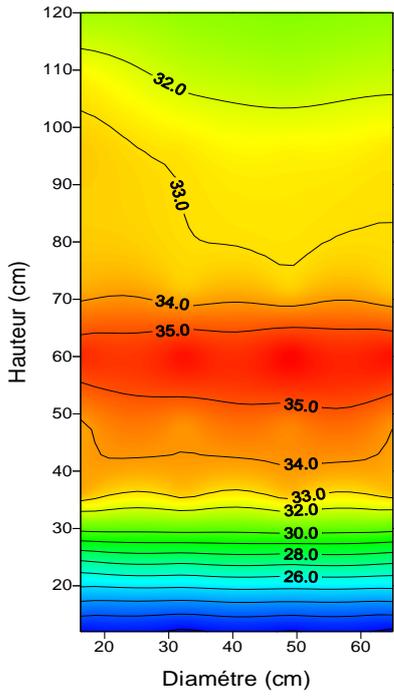
La température initiale de l'eau dans la cuve de stockage est presque uniforme, elle est de 16 °C environ.

4.4.1. Distribution de la température à l'intérieure de la cuve de stockage

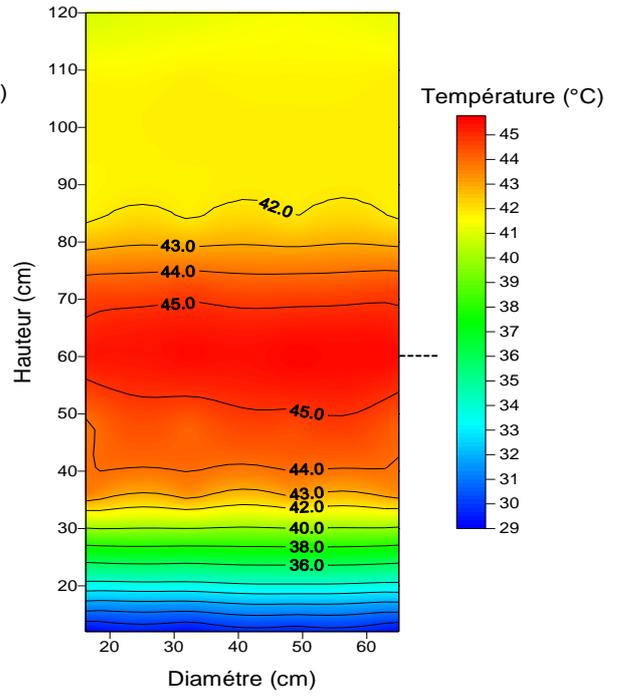
La figure 4.9 représente les isothermes dans la cuve de stockage pour différentes valeurs du temps. Les mesures des différentes températures ont été effectuées suivant la hauteur et suivant également le diamètre de la cuve. Sur les graphes, on voit nettement l'élévation de la température à l'entrée de l'échangeur

en cours de chauffe. Suivant la hauteur de la cuve, on remarque que la température au-dessus de l'échangeur est importante par rapport à celle enregistrée sur la partie basse. On constate également qu'à la fin de chauffe (après 7 heures de chauffe), les isothermes sont presque au même niveau de température de la zone située au-delà de 35 cm vers le haut. Nous remarquons également que les isothermes sont pratiquement horizontales, ce qui justifie l'utilisation du modèle monodimensionnel.

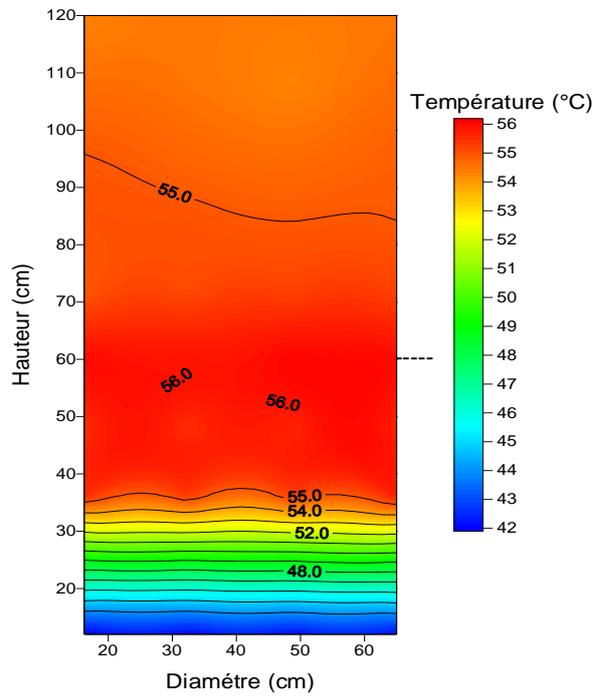




Temps = 3 heures



Temps = 5 heures



Temps = 7 heures

Figure 4.9. Évolutions du champ de températures en fonction du temps dans la cuve de stockage pendant la charge

4.2.2. Analyse des résultats expérimentaux et celles de numériques

Les confrontations des résultats expérimentaux et théoriques de la température de chaque tranche du fluide dans la cuve de stockage sont présentées par les figures 4.10 à 4.13.

On constate que :

- toutes les courbes ont la même allure sous forme de droite avec une pente importante. Autrement dit, en l'espace d'une période relativement courte, les températures augmentent de 15°C à 54°C approximativement. Ce qui explique les bonnes performances du système.

- les courbes des figures 4.11 et 4.12 changent d'allure, elles deviennent horizontales à la fin de chauffe (environ 390 minutes de chauffe). Ceci s'explique par le fait que les températures du fluide vont se stabiliser avant de passer à la phase de relaxation.

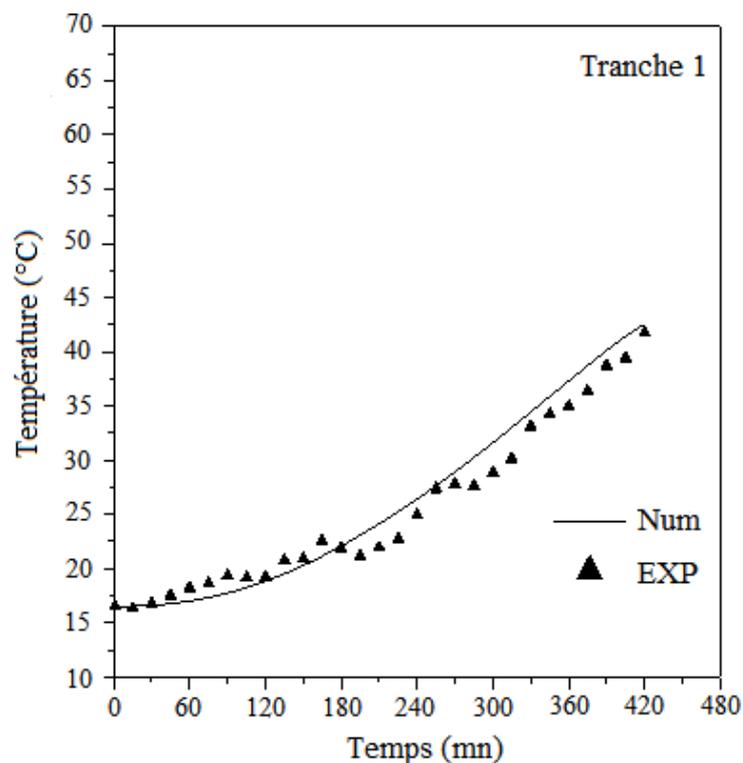


Figure 4.10. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux de la 1^{ère} tranche du fluide en fonction du temps

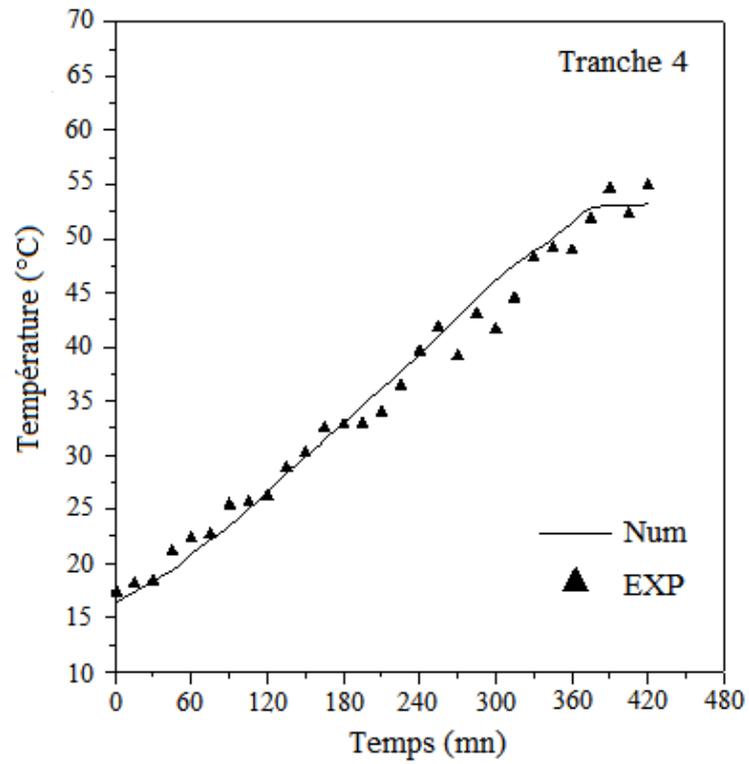


Figure 4.11. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux de la 4^{ème} tranche du fluide en fonction du temps

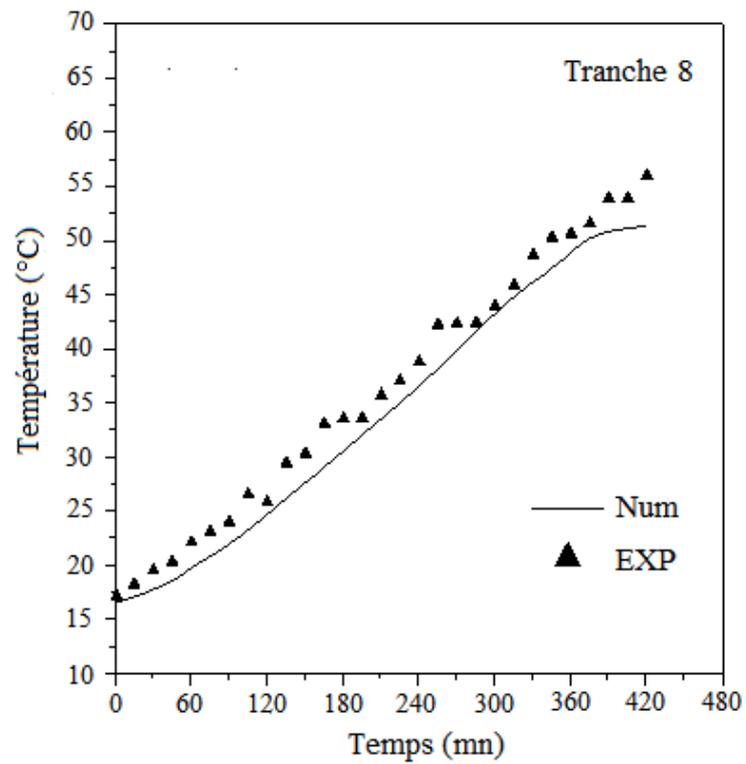


Figure 4.12. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux de la 8^{ème} tranche du fluide en fonction du temps

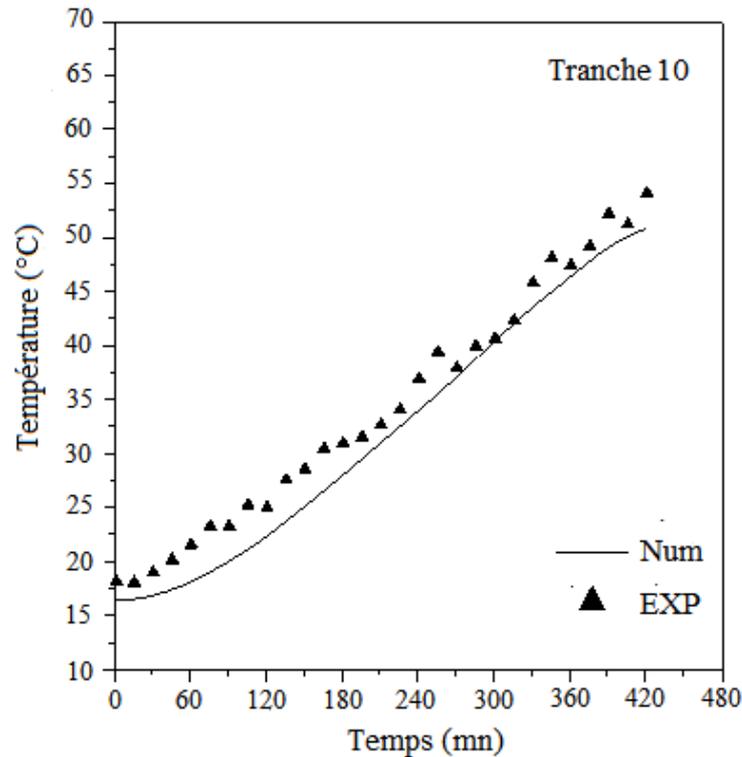


Figure 4.13. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux de la 10^{ème} tranche du fluide en fonction du temps

La 1^{ère} tranche reste dans la phase de chauffe par rapport aux autres tranches. Ceci est dû aux pertes thermiques de la partie inférieure de la cuve de stockage (présence des ponts thermiques). La comparaison des deux résultats (numériques et expérimentaux) est pratiquement similaire pour toutes les tranches de fluides. Néanmoins, ils existent un léger écart qui est dû probablement causes suivantes;

- aux choix des corrélations empiriques dans le modèle numérique
- à l'inertie thermique du système.
- aux erreurs de mesures.

4.2.3. Étude paramétrique sur le stockage thermique.

4.2.3.1. Influence du débit sur la répartition de la température de stockage

Les courbes de la figure 4.14 montrent le profil axial de la température après une durée de chauffe de $t = 4$ h et pour différentes valeurs de débits (60 l/h, 120 l/h, 240 l/h et 300 l/h). On remarque que les courbes ont la même allure.

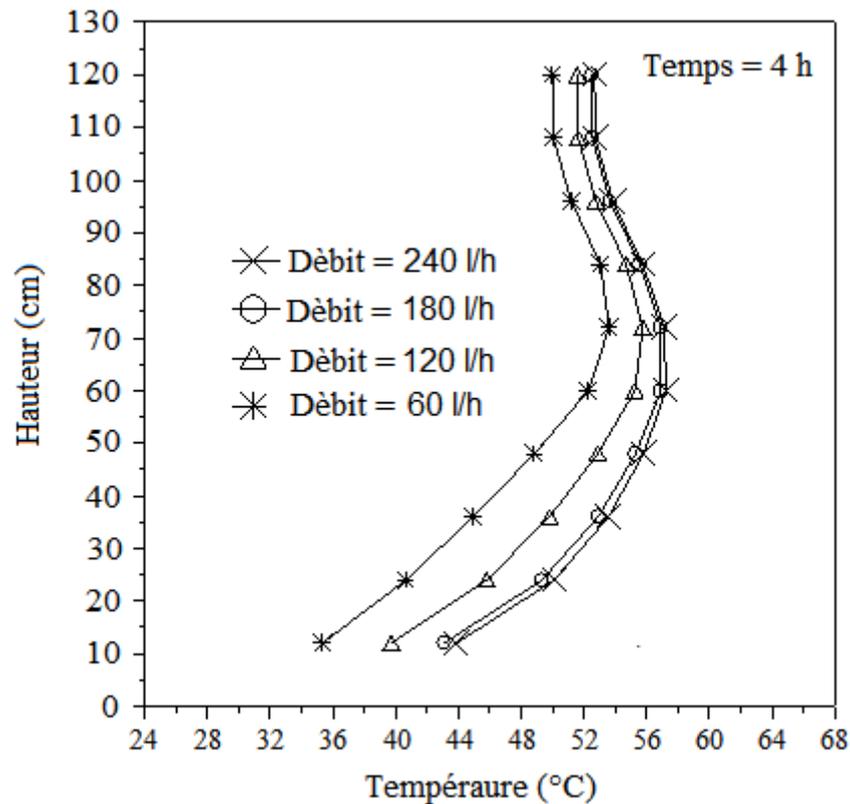


Figure 4.14. Influence du débit sur la répartition de la température au niveau de la cuve de stockage.

On constate que les écarts des températures pour chaque tranche de fluide entre les débits successifs (exemple : 60 l/h – 120 l/h et 120 l/h – 180 l/h) sont différents, et à partir de certaines valeurs de débits de 180 l/h. Les courbes sont presque confondues ainsi l'augmentation du débit n'influe pas sur l'évolution de la température à l'intérieur de stockage.

4.2.3.2. Influence de la position de l'échangeur sur la répartition de la température de stockage

La figure 4.15 montre l'influence de la position de l'échangeur de chaleur sur la distribution de la température dans la cuve de stockage, pour les configurations suivantes : configuration 1 (position inférieure), configuration 2 (position milieu) et configuration 3 (position supérieure). On remarque que les courbes ne sont pas identiques.

On constate que :

La configuration (1) : l'énergie accumulée totale de la figure 4.17 est supérieure aux deux autres configurations, les températures de la majorité des tranches sont supérieures à 49°C environ, après 4 heures de charge. Ceci a conduit un taux d'accumulation de la figure 4.16 presque uniforme pour toutes les tranches du fluide et pour la configuration (2) également. Le taux d'accumulation est défini comme étant l'énergie accumulée d'une tranche par rapport à l'énergie totale accumulée de la cuve de stockage. Par contre le niveau de la température est très élevé dans les tranches supérieures et le taux d'accumulation est presque uniforme seulement les 8 premières tranches supérieures.

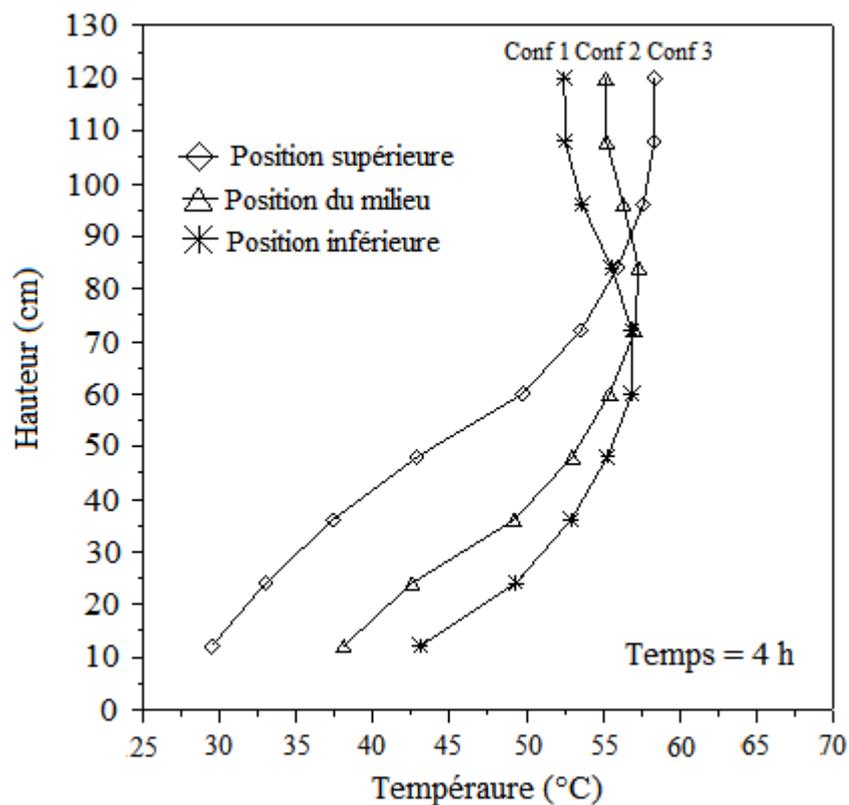


Figure 4.15. Influence de la position de l'échangeur sur la répartition de la température de la cuve de stockage

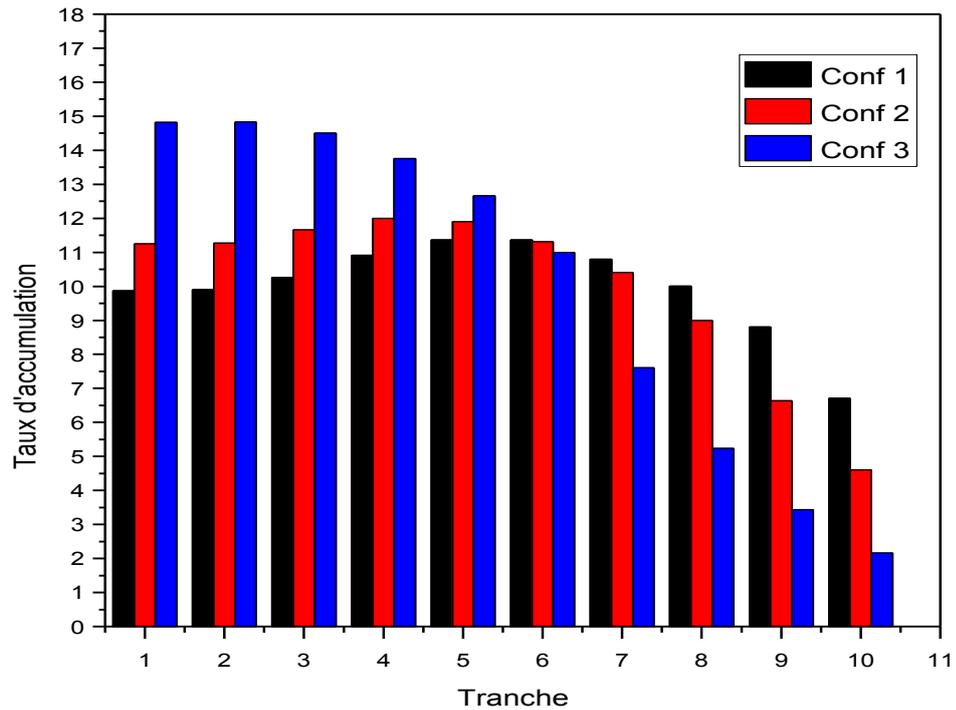


Figure 4.16. Taux d'accumulation de chaque tranche dans la cuve de stockage

Dans la configuration (3), le niveau de la température est plus élevé par rapport aux deux autres configurations, dans les 3 premières tranches de la partie supérieure de la cuve de stockage.

L'énergie totale accumulée est la plus faible par rapport à deux autres configurations.

Le taux d'accumulation n'est pas uniforme.

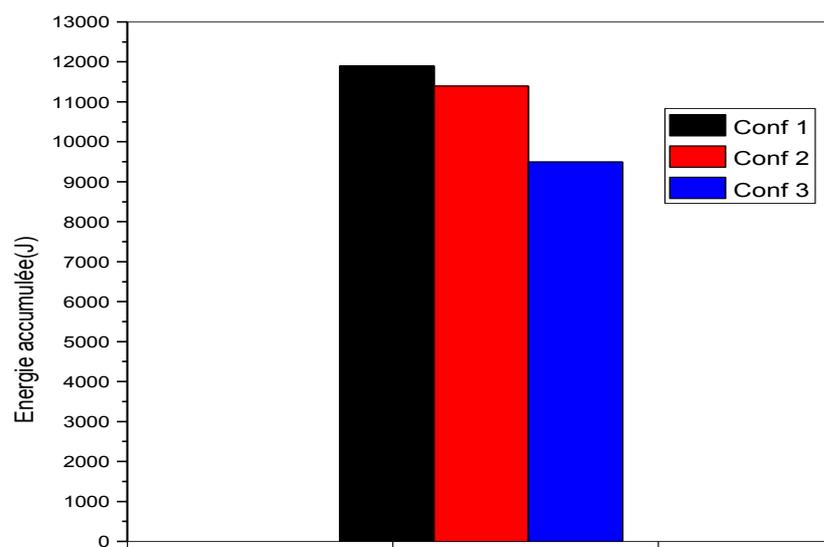


Figure 4.17. Énergie totale accumulée pour les trois configurations

4.3. Résultats et interprétations de la phase de relaxation

4.3.1. Analyse des résultats numériques et expérimentaux

Les figures 4.18 et 4.19 représentent les répartitions verticales des températures (paroi-fluide) pour un temps de relaxation thermique de 4 heures. La comparaison des résultats expérimentaux avec les valeurs théoriques obtenues montre une concordance satisfaisante avec une erreur ne dépassant pas 10 %.

Dans la partie supérieure de la cuve, les écarts constatés sont dus essentiellement aux points suivants :

- Mauvaise régulation du débit d'injection et de soutirage de la tranche de fluide chaude et froide.
- Aux pertes thermiques de la partie supérieure qui sont négligées dans le modèle numérique, où on considère le cas adiabatique.
- Aux choix des coefficients d'échange de chaleur utilisés dans le modèle
- Aux erreurs de mesure

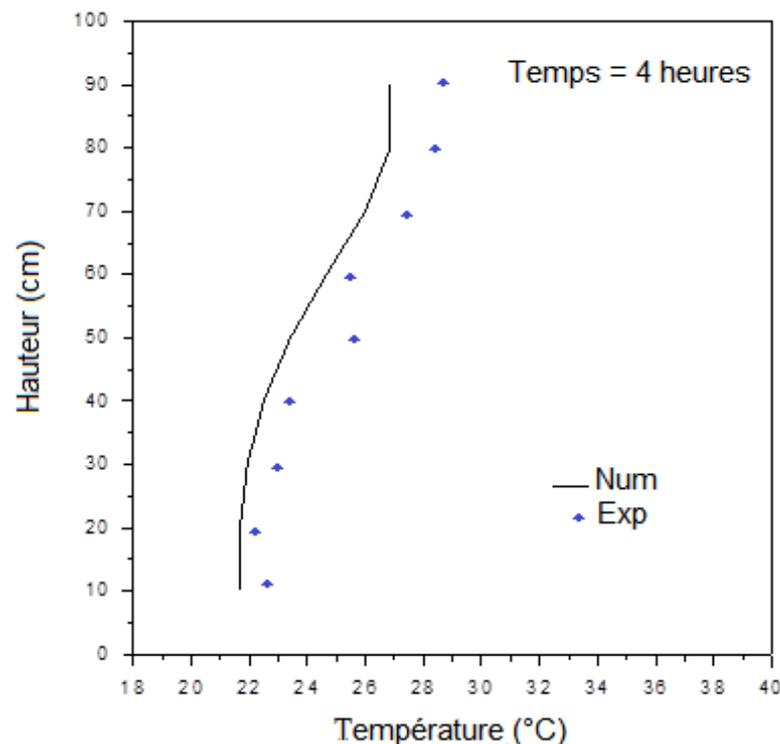


Figure 4.18. Profil de température en fonction de la hauteur du fluide après une durée de relaxation de 4 heures

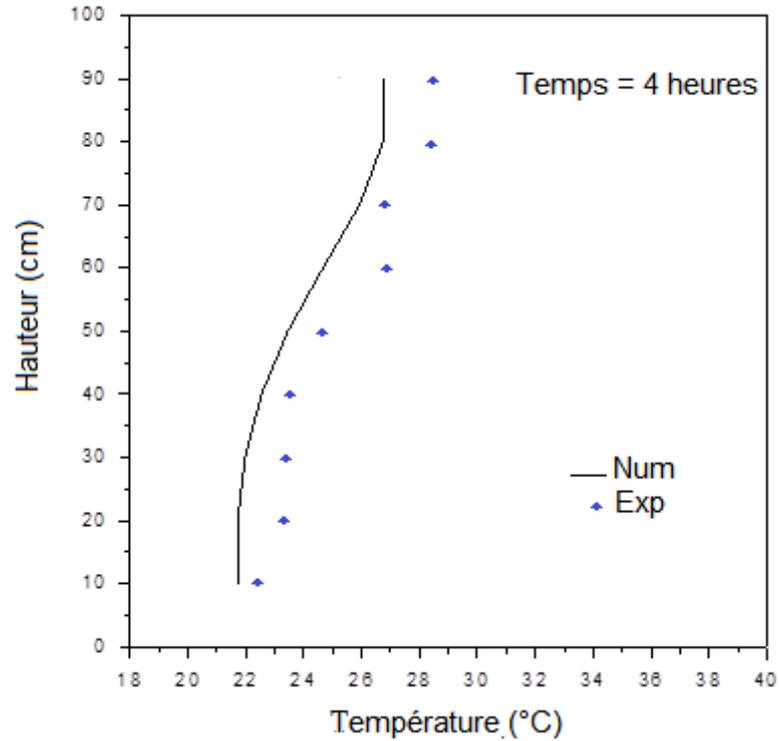


Figure 4.19. Profil de température en fonction de la hauteur de la paroi après une durée de relaxation de 4 heures

4.3.2. Évolution des profils de température au cours du temps

Sur la figure 4.20, on a représenté les évolutions des températures du fluide et de la paroi pour différentes valeurs du temps, de la répartition verticale des températures à l'intérieure de la cuve de stockage, pour une répartition initiale du champ de température de fluide est une fonction linéaire. On constate que :

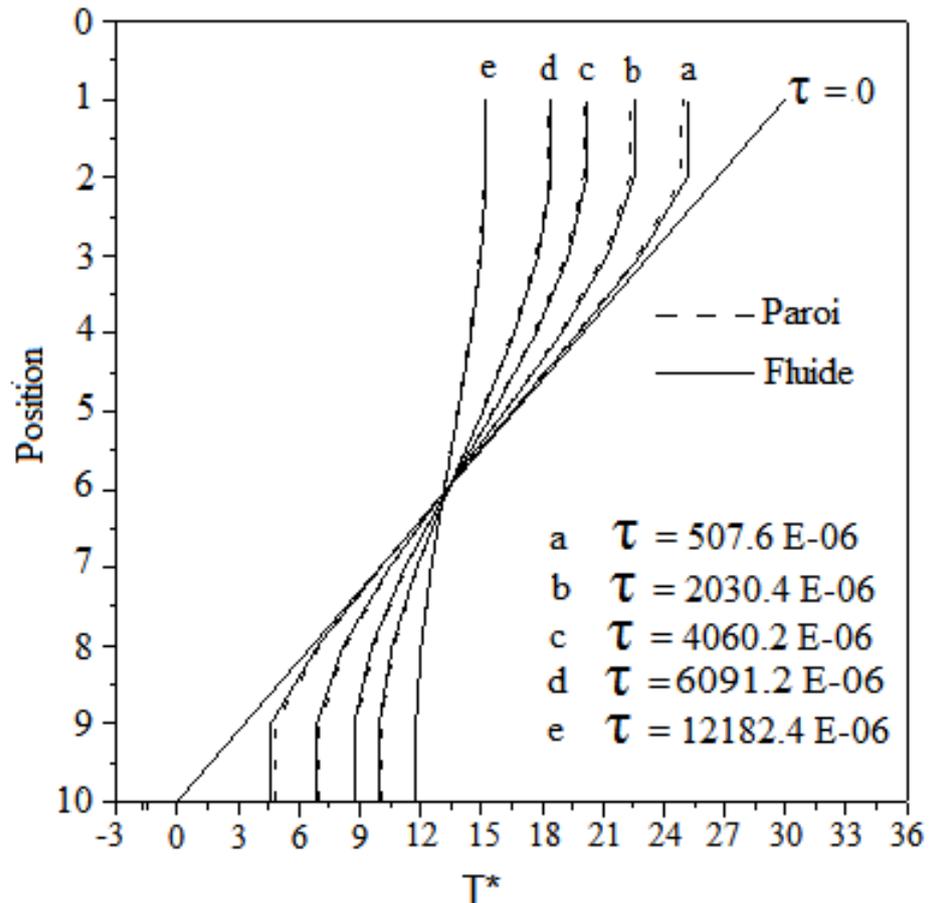


Figure 4.20. Profils des températures de paroi et du fluide au cours du temps pour un champ initial de forme linéaire.

- le gradient de température entre la partie supérieure et la partie inférieure est plus important au début de la relaxation ($\Delta\theta = 16$ pour un $\tau = 507,6 \text{ E+06}$) ;
- la partie supérieure se refroidit par contre la partie inférieure s'échauffe ;
- la vitesse de dégradation de la stratification est non – homogène ;
- le gradient de température est plus important dans la partie supérieure par rapport à la partie inférieure entre deux points fixes par exemple courbe (a) et courbe (c) où $\Delta T_{\text{sup}}^* = 17 \text{ °C}$ et $\Delta T_{\text{inf}}^* = 9 \text{ °C}$.

On remarque aussi que la température de la paroi est supérieure à celle du fluide dans la partie inférieure de la cuve, nulle au milieu et inférieure dans la partie supérieure.

Ainsi, on peut dire que la conduction dans la paroi n'affecte pas seulement le processus de relaxation thermique de façon quantitative, mais peut aussi

modifier qualitativement la direction des mouvements convectifs induits par les conditions aux limites pariétales.

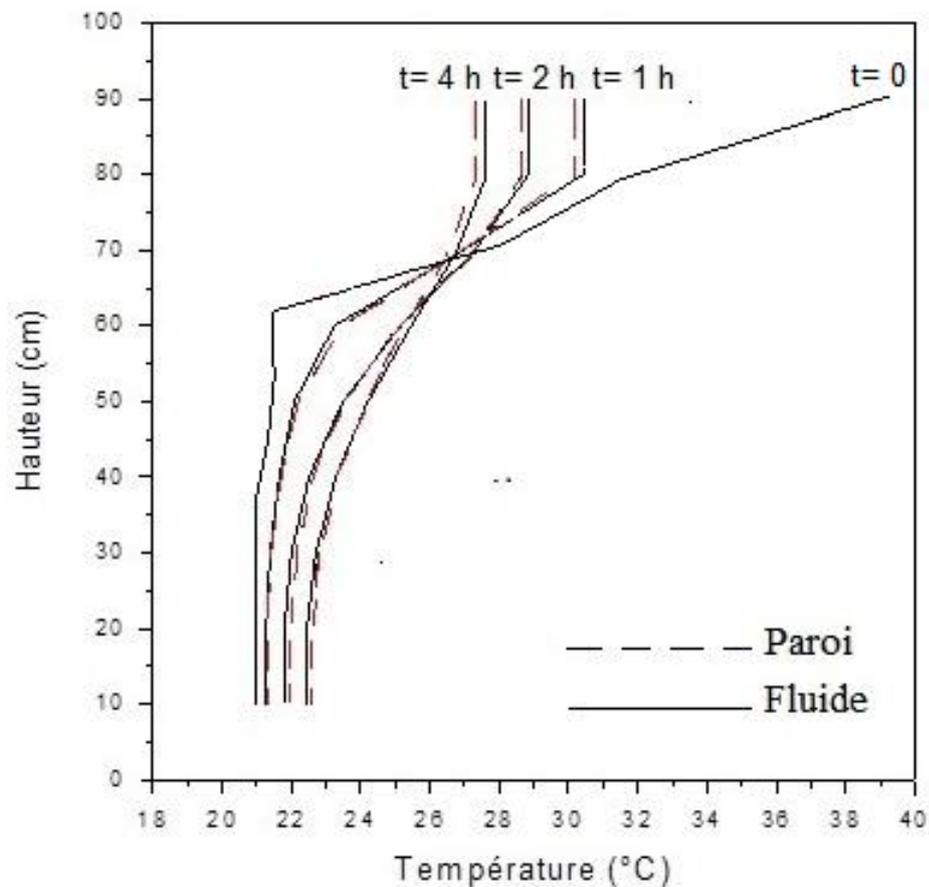


Figure 4.21. Profils des températures de paroi et de fluide pour des différents temps de relaxation thermique

La figure 4.21 présente les résultats numériques de la température du fluide et de la paroi obtenus par une température de fluide initialement stratifiée. Pour des durées de relaxation thermique de 1 heure, 2 heures et 4 heures. On remarque que la dégradation est similaire celle obtenue sur la figure 4.20.

4.3.3. Influence de la nature de la paroi sur la stratification

Les courbes de la figure 4.22 représentent le profil axial de la température après une durée de relaxation $\tau = 4060.2 \text{ E-06}$ et pour différentes valeurs du paramètre (s et r).

Le paramètre s caractérise le terme conductif entre le fluide et la paroi et r caractérise le rapport des capacités calorifiques.

On se fixe les caractéristiques thermophysiques du fluide et ainsi en variant les différents matériaux de la paroi :

- Acier ($s = 0,012$ et $r = 185$)
- PVC ($s = 45$ et $r = 1,75$)
- Cuivre ($s = 0,0015$ et $r = 1,23$)

Les courbes obtenues peuvent traduire directement l'influence des variations de la conductivité thermique de la paroi. Elles montrent le rôle de "court-circuit" thermique que joue la paroi entre les zones chaude et froide.

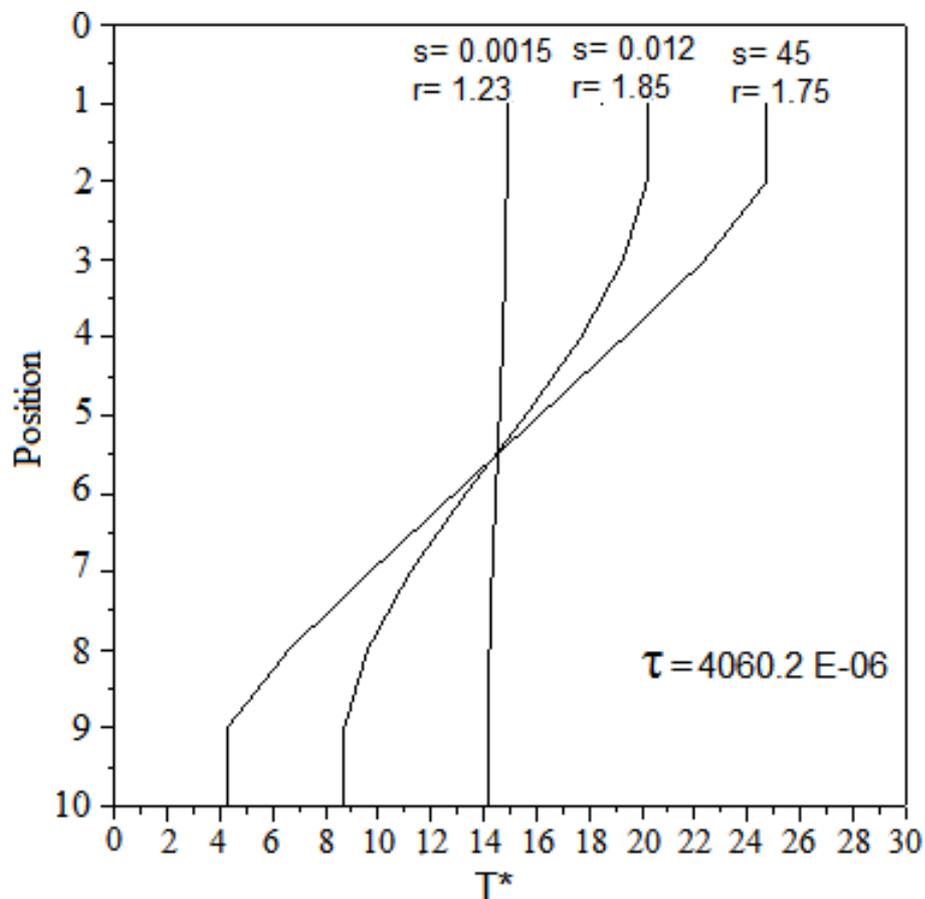


Figure 4.22. Influence de la nature de la paroi sur la stratification pour la même durée de relaxation

4.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'installation expérimentale pour la phase de charge et la phase de relaxation thermique.

Nous avons décrit les différents instruments de mesure utilisés ainsi que le protocole d'expérimentation sur lequel nous nous sommes basés pour déterminer le champ de température ainsi que les débits.

La précision du modèle numérique est acceptable puisque les résultats théoriques et expérimentaux sont relativement similaires. L'écart est de l'ordre de 7 % pour les deux phases.

D'après les mesures des températures suivant le diamètre et suivant la Hauteur, nous avons remarqué que le modèle est monodimensionnel.

Nous avons noté également que l'augmentation du débit au-delà de 180 l/h n'influe pas sur le stockage thermique.

Les dégradations de la stratification thermique sont similaires pour les deux conditions initiales ; fonction linéaire et par injection de la tranche chaude.

La dégradation de la stratification thermique est en effet accélérée par l'effet de court-circuit thermique de la paroi entre les zones chaude et froide.

CHAPITRE 5 : INTÉGRATION D'UN MATÉRIAU DE CHANGEMENT DE PHASE DANS UN SYSTÈME DE STOCKAGE THERMIQUE

5.1. Introduction

Le stockage de l'énergie thermique sous forme de chaleur sensible est certainement le mode de stockage d'énergie le plus utilisé actuellement dans les systèmes solaires à basse température à cause de sa simplicité et sa robustesse. Toutefois, cette technique doit faire intervenir des températures élevées ou bien augmenter la masse de stockage afin de parvenir à stocker une quantité appréciable d'énergie. Ceci provient du fait que les chaleurs spécifiques de la plupart des matériaux sont relativement faibles.

Par ailleurs, il faut beaucoup plus d'énergie pour faire fondre un matériau sans pour autant que sa température augmente. L'énergie est alors stockée sous forme de chaleur latente (chaleur de fusion). L'importance de l'énergie impliquée peut être démontrée en comparant la capacité de chaleur sensible du béton (1.0 kJ/kg K) avec la chaleur latente d'un matériau de changement de phase (MCP) comme hexa hydrate de chlorure de calcium $\text{CaCl}_2 \cdot 6 \text{H}_2\text{O}$ (193 kJ/kg). Ainsi, l'énergie thermique peut-être alors stockée sous forme de chaleur latente, ou bien sous forme de chaleur sensible ou même les deux à la fois. Les matériaux à changement de phase peuvent jouer un rôle important dans l'optimisation des réservoirs thermique.

En effet, les MCP présentent une grande densité de stockage de l'énergie en faisant intervenir la chaleur latente. Dans ce contexte, une étude expérimentale a été réalisée sur un stockage mixte sensible latent pour deux emplacements différents à l'intérieur de la cuve. Dans la première configuration, la paraffine est intégrée directement dans la partie latérale de la cuve et pour la seconde, le MCP est centré dans la cuve de stockage. Le but de cette étude est de bien suivre les phénomènes de fusion et de solidification pour les deux configurations considérées, d'augmenter la capacité de stockage des installations de chauffage solaire et de déterminer l'emplacement du MCP à l'intérieur de la cuve le plus efficace.

5.2. Conception du dispositif expérimental

Le dispositif expérimental est conçu de deux boucles d'essais, qui sont des installations de production de l'eau chaude sanitaire (Figure 5.4 et Figure 5.5). Chaque boucle est composée d'une cuve de stockage. Les deux cuves, en acier galvanisé, d'un volume de 50 litres chacun, de 50 cm de Hauteur, 36 cm de diamètre et une épaisseur de 7cm de la laine de roche assure l'isolation de la cuve de stockage ayant une conductivité thermique égale à 0.04 W/m K .pour assurer le chauffage de l'eau dans la cuve, on a incorporé un échangeur de chaleur en cuivre en spirale, de 12/14 mm diamètre et 10 mètres de longueur.

Dans la première configuration, nous avons ajouté une autre paroi latérale dans la cuve intérieure, elle est espacée de 2 cm par rapport à la paroi de la cuve. Dans la deuxième configuration, nous avons mis une cellule cylindrique en acier galvanisé de 16 cm de diamètre et 45 cm de hauteur au centre de la cuve. La même quantité du MCP est utilisée pour les deux cuves avec des emplacements différents qui sont présentés sur les Figure 5.1 et Figure 5.2. Le remplissage de la paraffine dans les deux configurations se fait à l'état liquide pendant lequel cette paraffine est maintenue à une température qui avoisine les 65°C

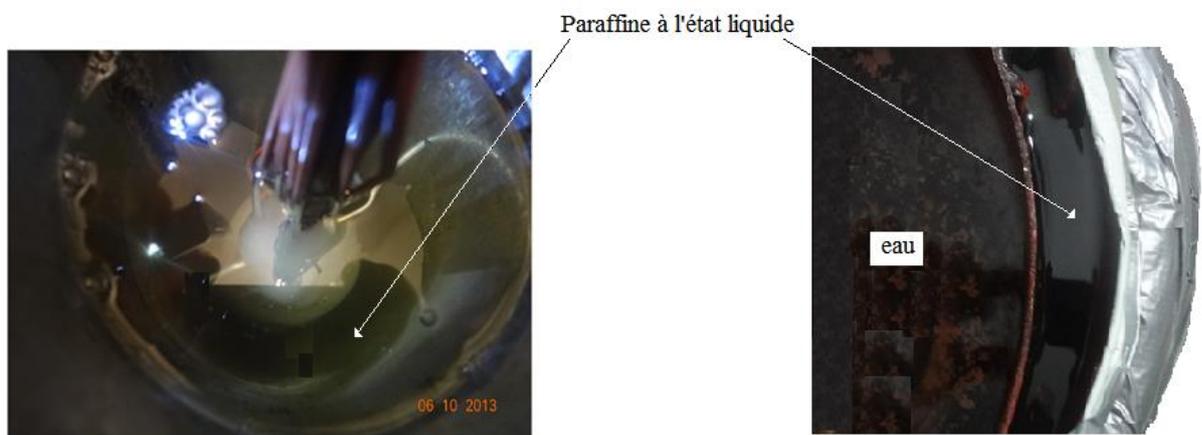


Figure 5.1. À gauche : Emplacement au centre ; à droite emplacement latéral

Le MCP utilisé est la paraffine. Son nom commercial est RT54. Il s'agit d'hexacosane (**tableau 5.1**), conduisant à un changement de volume de l'ordre de 10 % lors du passage d'un état à l'autre.

Tableau 5.1 : Les propriétés thermo physiques de la paraffine

Propriétés	T_{fusion} (°C)	Chaleur latente (Kj/Kg)	Cp (Kj /Kg K)	Densité (Kg/l)	Conductivité (W/mK)
Valeurs	54 - 56	185	1,8 solide 2,4 liquide	0,9 solide 0,75 liquide	0,21 solide 0,21liquide

Le chauffage du fluide primaire (Figure 5.3) est assuré à l'aide d'un bain thermostaté composé d'une quinzaine de litres d'eau et chauffé par un thermoplongeur de 2 KW piloté par un régulateur de Type PID, une pompe hydraulique assure la circulation et l'agitation du fluide pour avoir une température homogène du bain.

*Figure 5.2 : Système de chauffage*

Ce bain thermostaté permet d'imposer la température d'entrée du fluide primaire dans la cuve qui atteint 66°C à 68°C. Pour assurer la circulation de fluide caloporteur dans le circuit primaire, un circulateur à trois vitesses est mis en place avec un système de bypass.

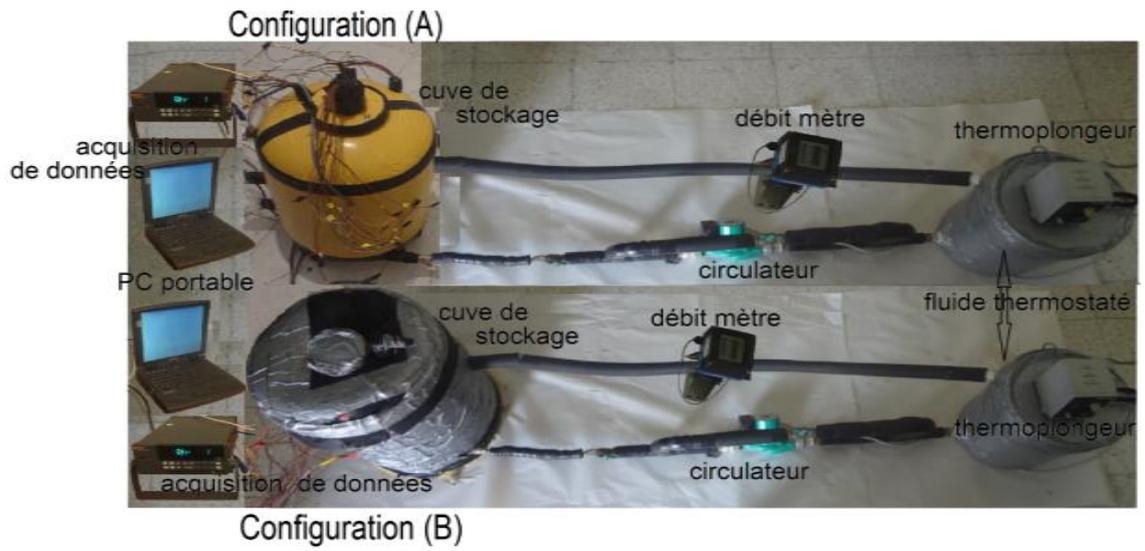


Figure 5.3. Photo de l'installation expérimentale

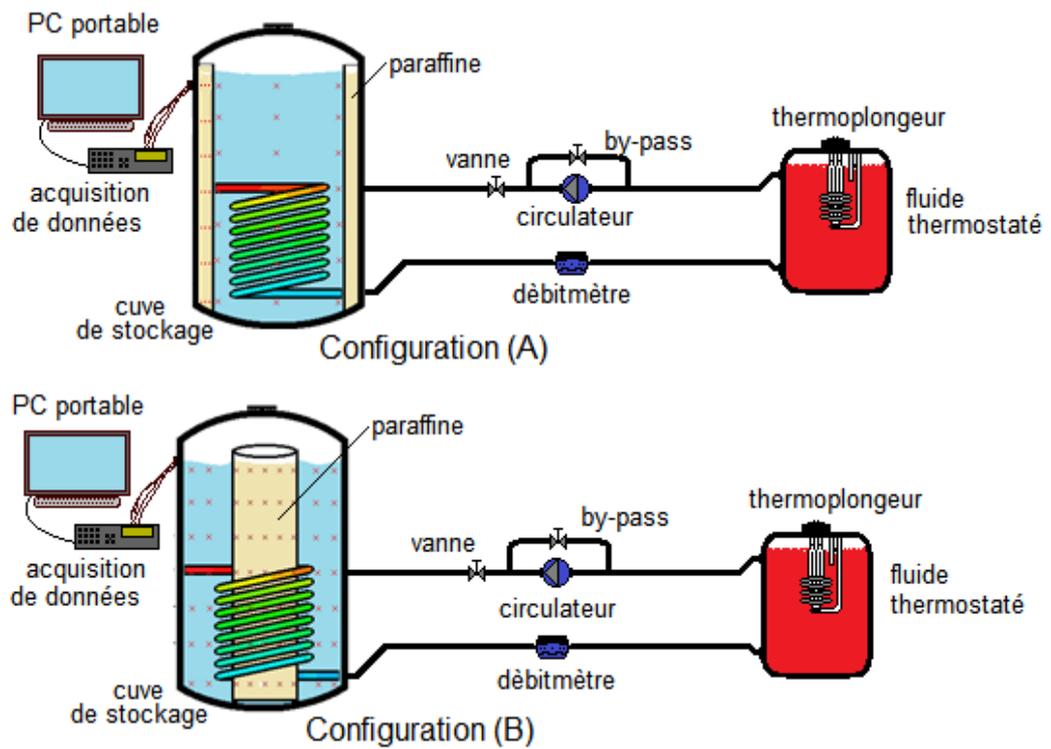


Figure 5.4. Dispositif expérimental

5.3. Instrumentation

Les deux cuves expérimentales sont instrumentées avec 105 thermocouples de type T. Dans la première configuration (paraffine – eau – échangeur) où la paraffine est insérée à la partie latérale de la cuve de stockage, est équipée de 21 thermocouples situés à différentes positions dans le MCP suivant la Hauteur espacée de 6 cm et suivant l'épaisseur espacés de 1 cm sur une matrice de sept rangées sur trois colonnes. Dans la partie d'eau est instrumenté de 21 thermocouples.

Dans la deuxième configuration (eau – échangeur- paraffine) où la paraffine est placée au centre de la cuve de stockage, elle est instrumentée par 35 thermocouples situés à différentes positions axiales et radiales du MCP et dans l'eau pour les deux cuves 49 thermocouples sont mis en places (figure 5.6).

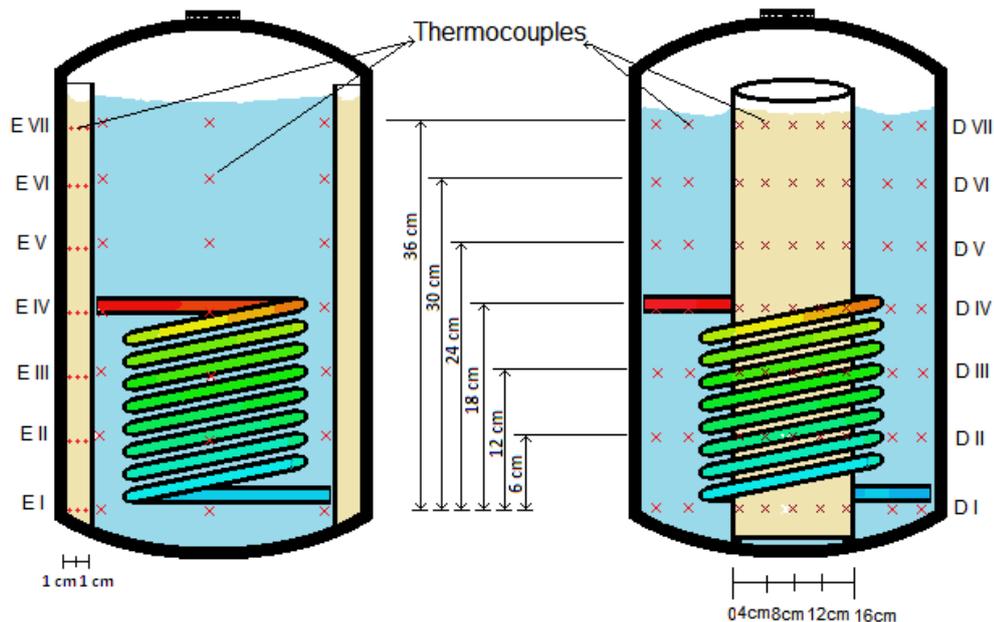


Figure 5.5. La disposition des thermocouples dans les deux configurations

5.3.1. Mesure de débit

Pour la mesure du débit du fluide qui circule dans le circuit primaire. Nous avons placé un débit mètre digital (Figure 5.7) de type électromagnétique pour faible débit est également monté en ligne, il est **caractérisé par** :

Température maximale du liquide : 90 °C

Pression max. : 16 bar

Temps de réponse : <500 m.s

Plage de débit : 1 à 20 l/min

Précision : ± 2 % de la lecture



Figure 5.6. Débitmètre à électromagnétique

5.3.2. Mesure de température

Les capteurs de température sont des thermocouples de type T. Ils permettent un suivi de la température dans les systèmes de stockage.

Des acquisitions de données sont de marque FLUKE et des micro-portables récupèrent et enregistrent toutes les mesures issues des différents capteurs.

- La précision des mesures

Les thermocouples utilisés sont de type T et nécessitent un étalonnage.

La sonde d'étalonnage à résistance de platine utilisée et le thermomètre associé permettent d'atteindre une incertitude sur la température mesurée par les thermocouples de l'ordre de 0,1°C. Les erreurs effectivement corrigées au cours de l'étalonnage sont de l'ordre de 0.3°C.

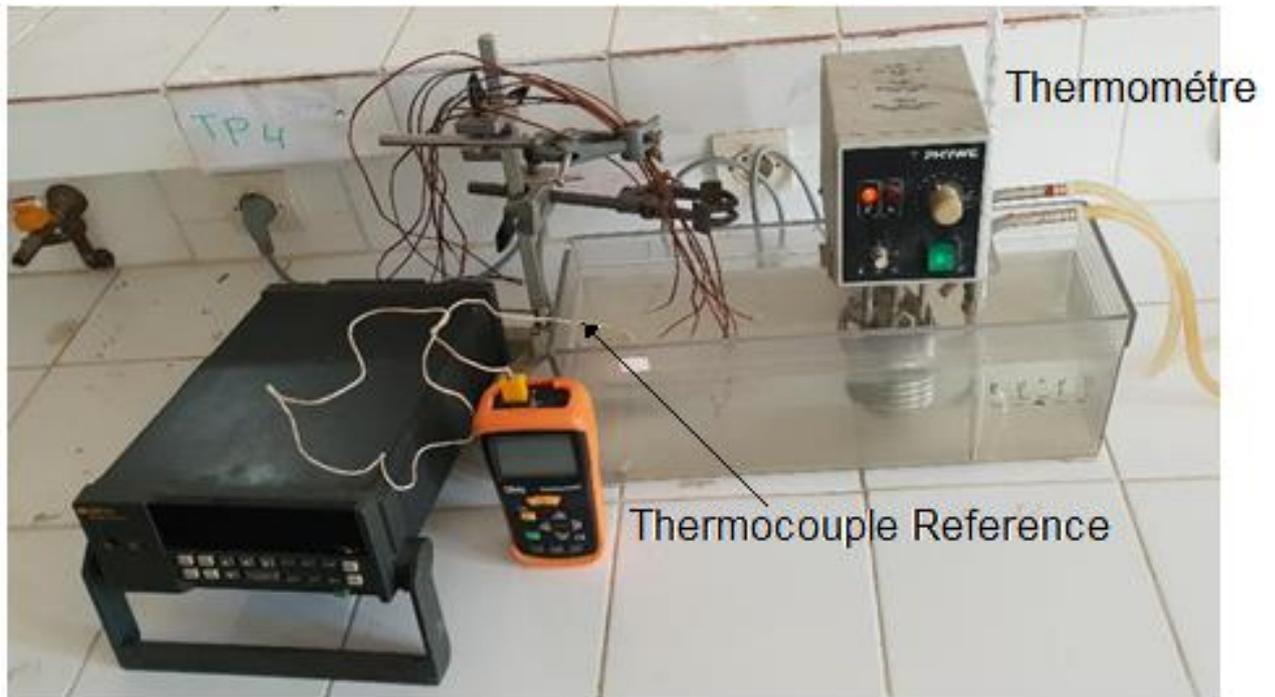


Figure 5.7. Le dispositif d'étalonnage des thermocouples

Concernant le déphasage des mesures, le diamètre de la gaine des thermocouples est de 0,5 mm et le temps de réponse associé est estimé à 0,025 s. Cette incertitude est négligeable devant le temps d'acquisition donnée : 2,5 s (pour les 60 voies). Concernant l'acquisition de donnée, son incertitude sur la mesure de tension est inférieure à 0,01 %.

5.4. Résultats et discussion

Avant le démarrage des tests, les deux cuves sont maintenues dans les mêmes conditions pour avoir la même température initiale ($T_i=28^\circ\text{C}$). Elles sont alimentées en chaleur à l'aide d'un circuit primaire ou le fluide caloporteur est fixé à la température de 68°C avec un débit de 0.012l/s. Les mesures sont relevées avec un pas de temps de 120 secondes.

5.4.1. Variation temporelle de la température du MCP suivant l'épaisseur et suivant le diamètre

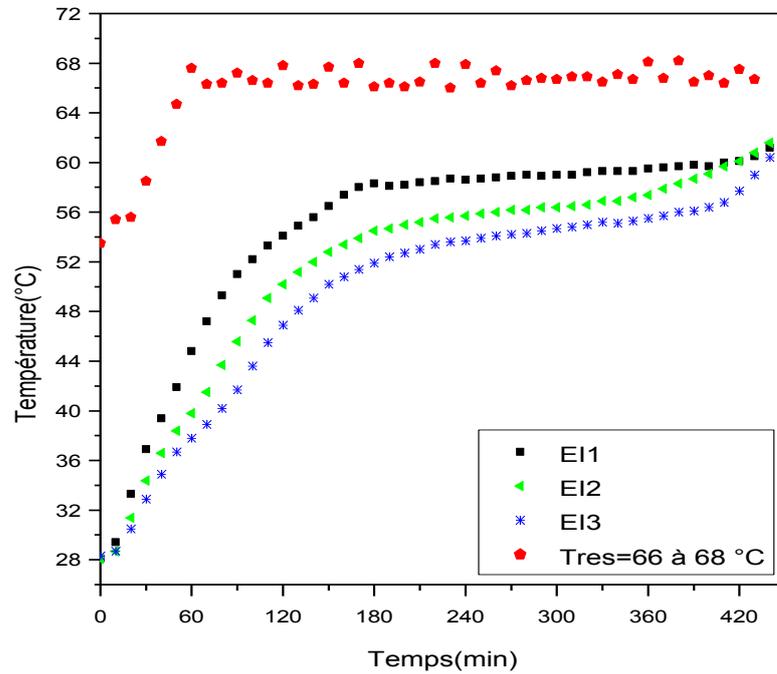


Figure 5.8. Variation temporelle de la température du MCP suivant épaisseur à la Hauteur $H=0\text{cm}$.

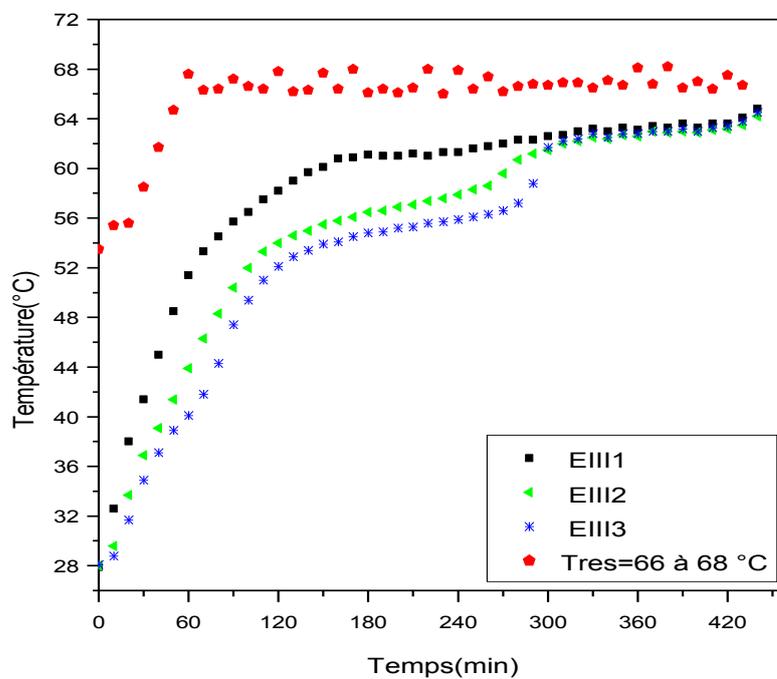


Figure 5.9. Variation temporelle de la température du MCP suivant épaisseur à la Hauteur $H=12\text{cm}$

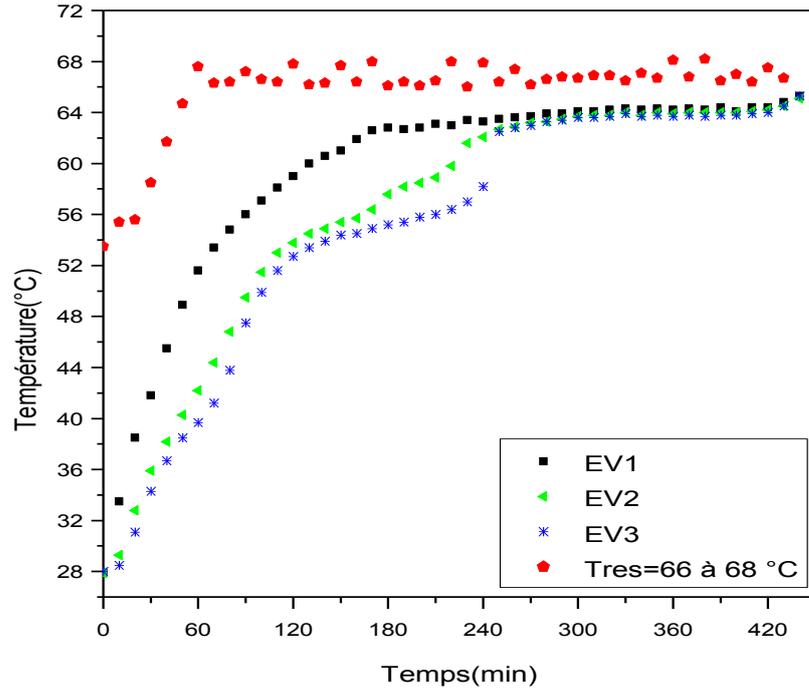


Figure 5.10. Variation temporelle de la température du MCP suivant épaisseur à la Hauteur H=24cm

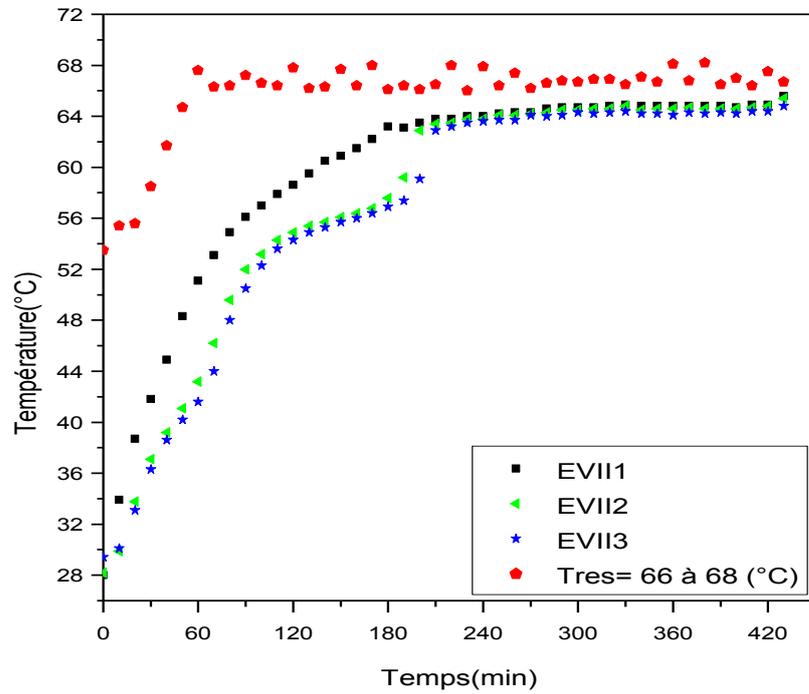


Figure 5.11. Variation temporelle de la température du MCP suivant épaisseur à la Hauteur H=36cm

Les figures 5.8 à 5.11 représentent les évolutions temporelles de la température du MCP pour différentes épaisseurs et hauteurs. On remarque qu'au début de la phase de charge, la température augmente assez rapidement en suivant approximativement un profil parabolique. L'augmentation est due au transfert de chaleur par conduction parce que le MCP est en état solide (chaleur sensible). Le MCP proche de la paroi intérieure fond plus rapidement (courbes en noir) et que le palier du changement de phase n'est pas apparent. On constate aussi que l'écart de température entre les thermocouples diminue pour les positions supérieures à cause de la stratification de l'eau de la cuve. Lorsque la température atteint l'intervalle de fusion, elle reste presque constante (varie entre 54 à 56°C). Les thermocouples placés loin de la surface d'échange montrent que la fusion dure plus longtemps. Une fois que tout le MCP est fondu, la température subit de nouveau une augmentation rapide qui correspond à la variation de la chaleur sensible (MCP liquide) jusqu'à la température de la source de chaleur.

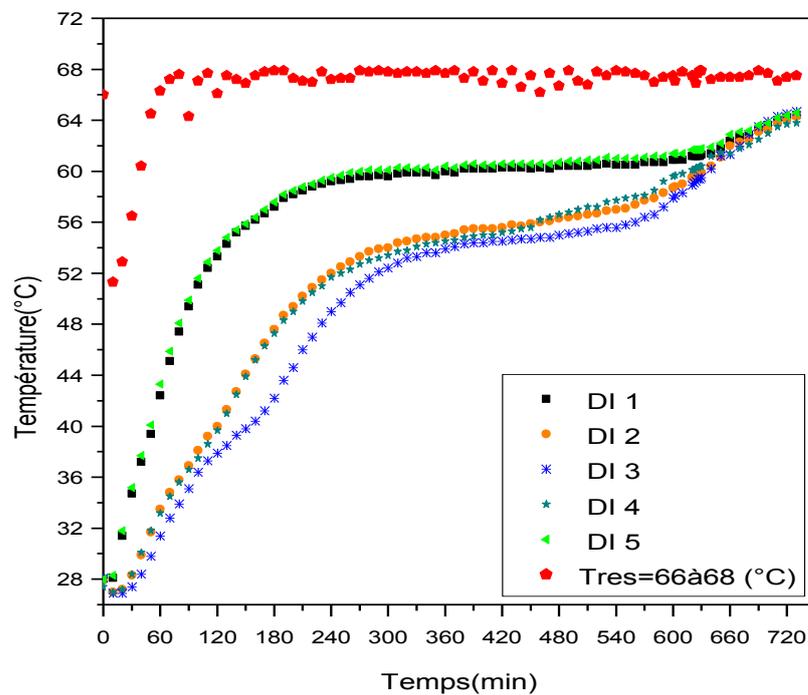


Figure 5.12. Variation temporelle à la température du MCP suivant le diamètre à la Hauteur $H=0\text{cm}$

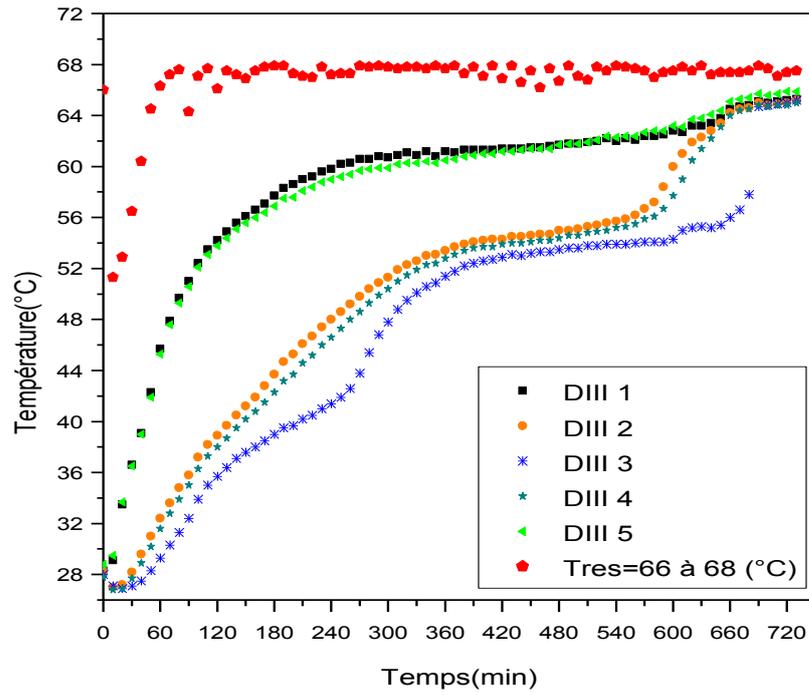


Figure 5.13. Variation temporelle à la température du MCP suivant le diamètre à la Hauteur H=12cm

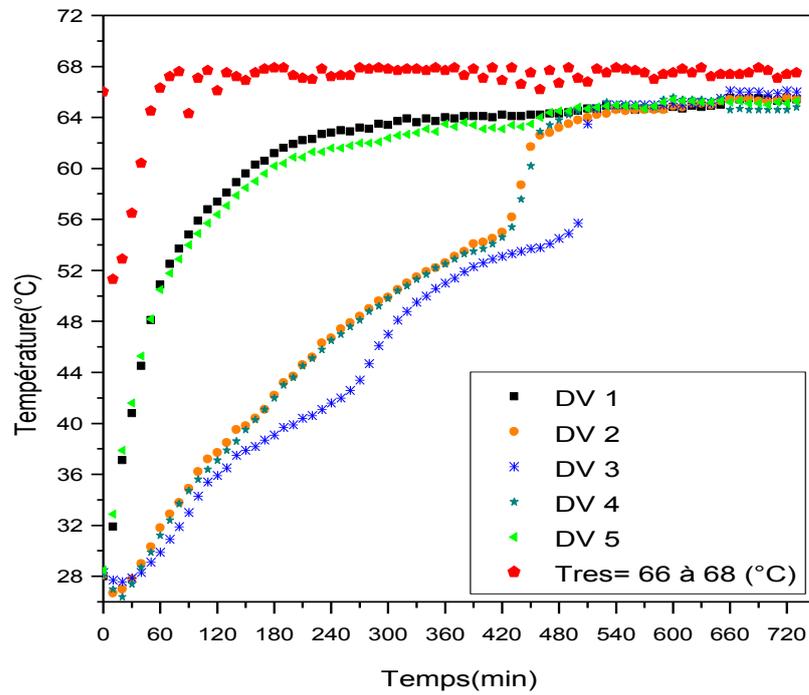


Figure 5.14. Variation temporelle à la température du MCP suivant le diamètre à la Hauteur H=24cm

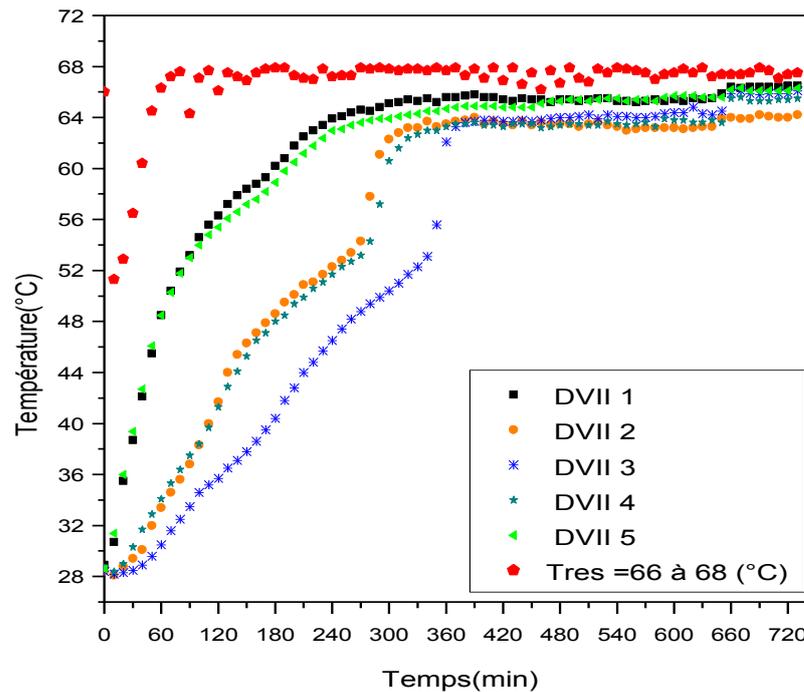


Figure 5.15. Variation temporelle à la température du MCP suivant le diamètre à la Hauteur $H=36\text{cm}$

Pour la deuxième configuration, les résultats expérimentaux sont représentés sur les figures de 5.13 à 5.16. On remarque que toutes les courbes suivent la même forme que celles du cas précédent, et qu'il y a une symétrie suivant l'axe du cylindre contenant le MCP. Les écarts des courbes de température sont importants pour chaque niveau du cylindre. Pour les positions loin de la surface d'échange, la pente de la température est faible, alors que plus près de la paroi, la pente devient plus importante. Cette différence est due à la masse importante (inertie thermique) et la faible conductivité thermique du MCP.

5.4.2. Évolution des températures du MCP contenant dans la cellule cylindrique et la partie latérale de la cuve de stockage pour différentes hauteurs

Les figures 5.16 et 5.17 illustrent l'évolution des températures du MCP pour différentes hauteurs pour les deux géométries. Tous les profils de températures suivent la même évolution, mais décalées dans le temps. Toutes les courbes atteignent le palier de fusion aux alentours de 56 °C.

On observe la stratification thermique dans les deux configurations, sauf que le point D I3 qui se trouve dans la partie inférieure du fond de MCP de la configuration (B) dépasse tous les autres points ; ceci est dû à la position du thermocouple près de la paroi inférieure du fond de la cuve de stockage qui assure le transfert de la chaleur par conduction. Les paliers de fusion sont autant plus longs pour les positions basses pour les deux cas. La fusion totale du MCP est de 400 min pour la géométrie (A), alors que pour la configuration B, elle dure 720 min environ.

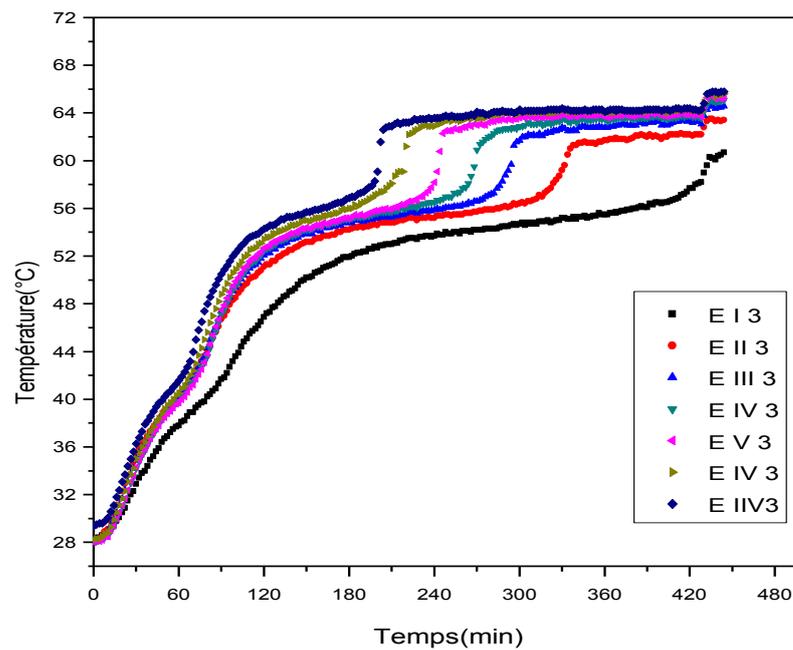


Figure 5.16. Évolution des profils de température du MCP suivant la hauteur de la partie latérale de la cuve de stockage

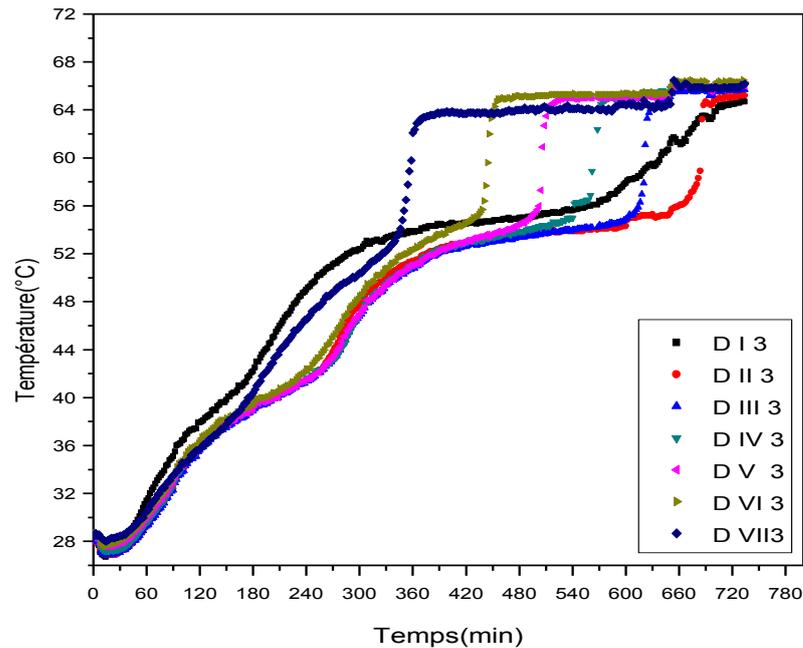


Figure 5.17. Évolution des profils de température du MCP suivant la Hauteur de milieu de la cellule cylindrique

5.4.3. La variation de la vitesse de croissance de la température du MCP

Une comparaison de la vitesse de croissance de la température de deux thermocouples positionnés à la même hauteur dans les deux configurations (A) et (B) est représentée sur la figure 5.18.

On remarque que les évolutions présentent chacune trois étapes. Elles sont réparties de la façon suivante : la première étape est la phase solide (chaleur sensible), la deuxième étape est la partie de changement de phase et la troisième étape est phase liquide (chaleur sensible).

- La phase solide : la vitesse de croissance de la température de la configuration (A) ($0.2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{min}$) est plus grande que celle de la configuration (B) ($0.06 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{min}$).

- La partie fusion : la durée de la fusion de la configuration (A) (90 min) est plus courte que la configuration (B) (180°C).

- La phase liquide : la vitesse de croissance de la température de la configuration (B) est plus grande que celle de la configuration (A), ceci est dû à l'effet de la convection naturelle qui est plus importante dans la configuration (B).

On constate aussi dans la même configuration (A) et (B) que la vitesse de croissance dans la phase liquide croît plus vite (effet de la convection naturelle) que celle de la partie solide où l'échange est purement conductif.

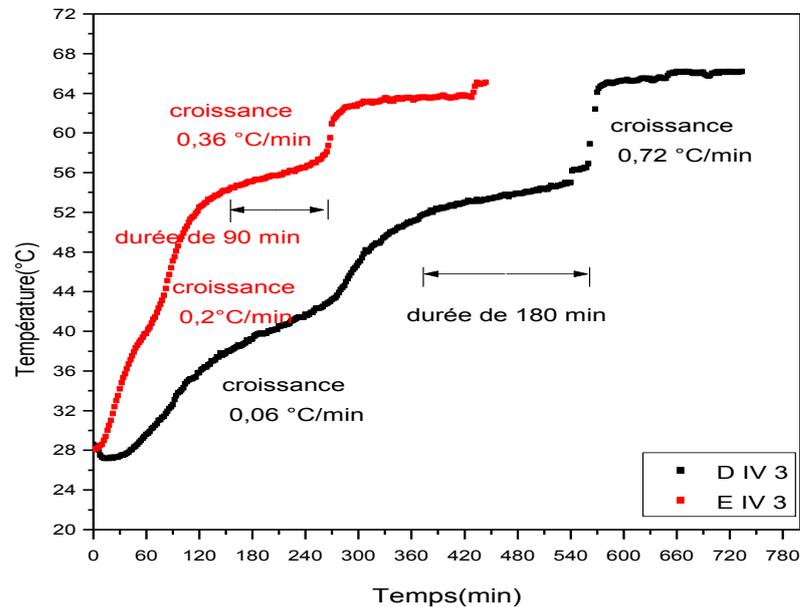


Figure 5.18. Comparaison de la vitesse de croissance de la température de MCP entre les deux configurations pendant la charge

5.4.4. La fraction totale de liquide au cours de la charge

En comparant les deux résultats expérimentaux de la fraction de liquide de la paraffine au cours du temps pour les deux configurations A et B et pour le même flux de chaleur provenant de l'échangeur de chaleur (figure 5. 19), on remarque que les évolutions de la fraction liquide pour les deux configurations suivent la forme d'une droite quasi linéaire avec des pentes différentes. La fusion totale est atteinte après 3 heures environ pour l'emplacement latéral et plus de 7 heures de fonctionnement pour l'emplacement central. Ceci est dû essentiellement :

- Pour la Configuration A : Surface d'échange importante et inertie faible (le MCP est reparti sur le périmètre de la cuve).
- Pour la Configuration B : surface d'échange moins importante et grande inertie thermique (le MCP est concentré au milieu).

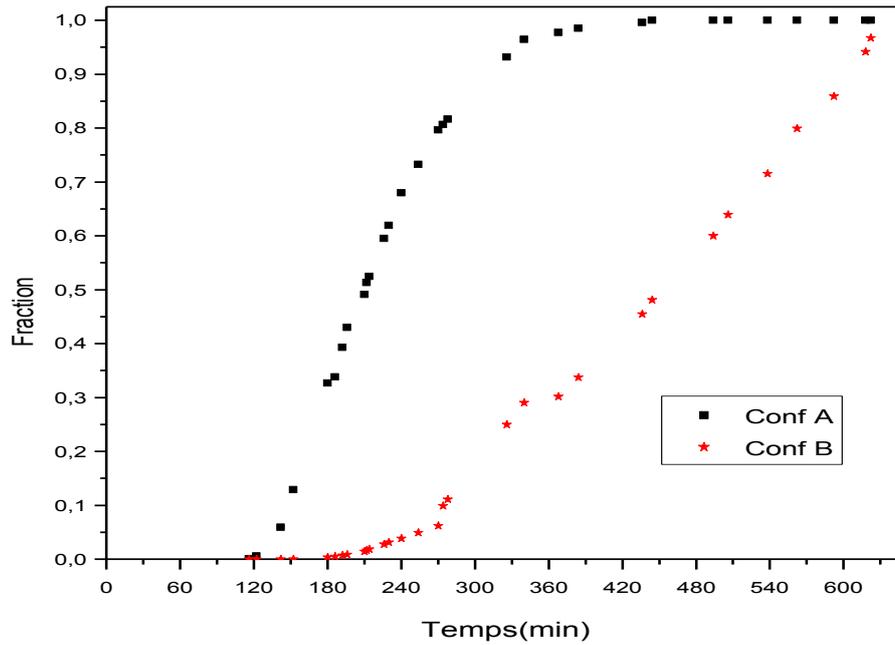


Figure 5.19. Évolution de la fraction liquide de la paraffine pour les deux configurations A et B au cours de la charge

5.4.5. Position de l'interface solide-liquide

Les figures 5.20 et 5.21 montrent respectivement les positions du front de fusion obtenues expérimentalement pour les deux configurations à différents temps

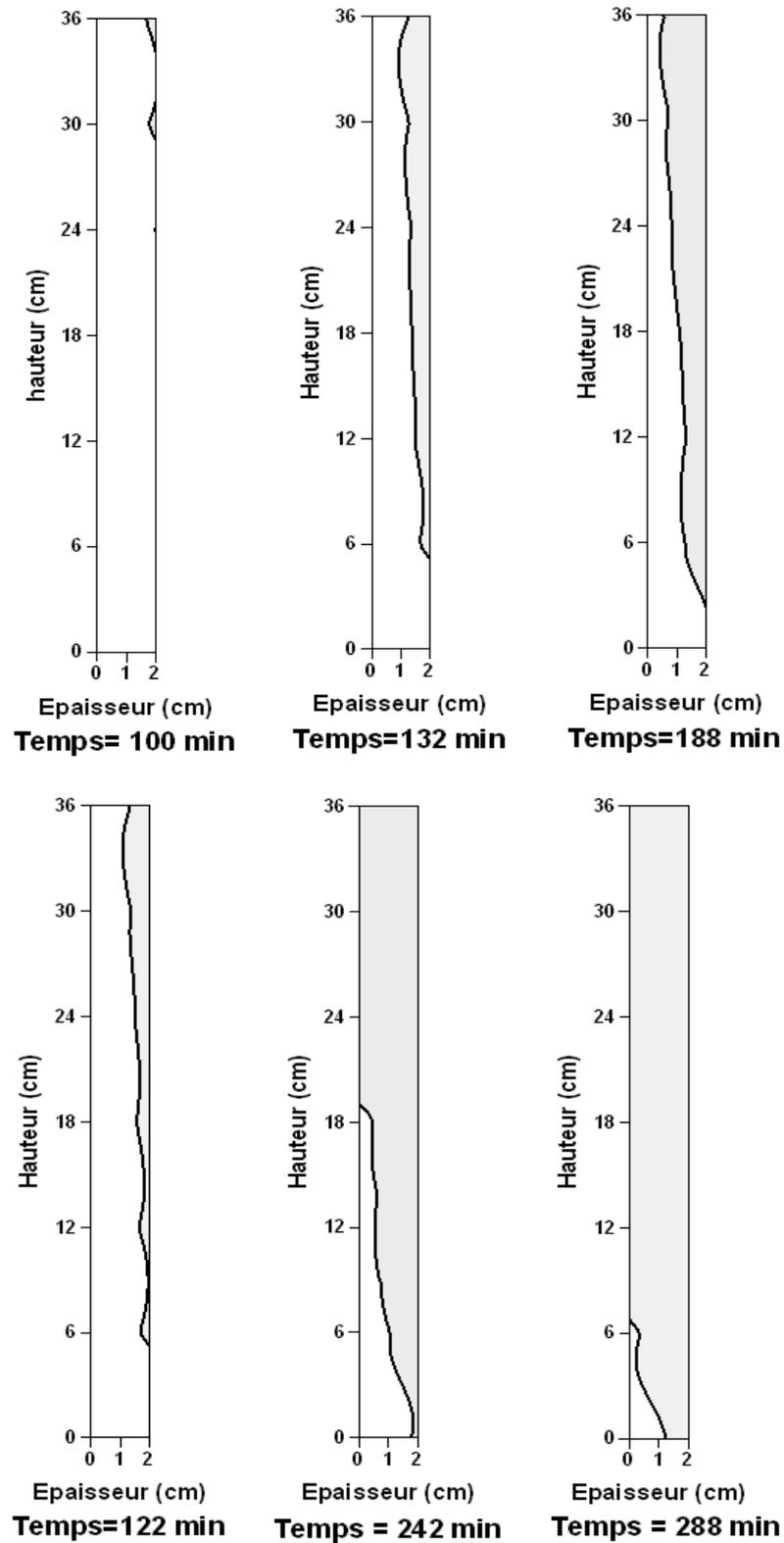


Figure 5.20. Position de l'interface solide – liquide pour des temps différents (Configuration A).

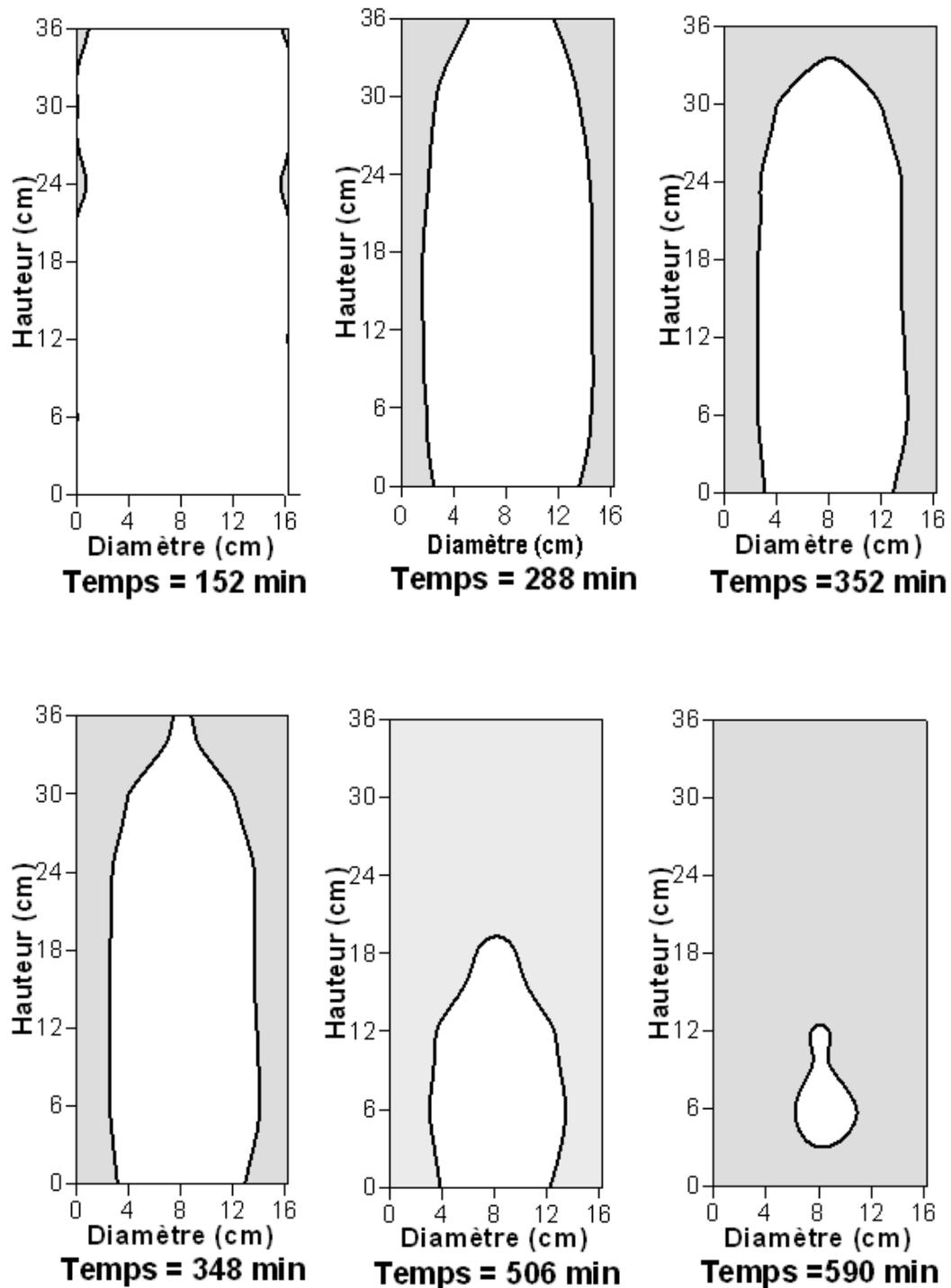


Figure 5. 21. Position de l'interface solide –liquide pour des temps différents (configuration B)

Au début du phénomène, le front se déplace d'une façon presque parallèle, car le transfert thermique est purement conductif. Aussi, la couche liquide à une épaisseur faible et l'interface se déplace d'une manière parallèle à la surface d'échange. Lorsque la convection naturelle s'établit, le front de fusion se déforme et commence à avancer rapidement, surtout la partie supérieure. Quand le haut

de l'enceinte est entièrement fondu, la convection naturelle commence à diminuer et on constate un ralentissement de la vitesse de fusion.

On observe également pour la configuration B, à $t = 352$ min, l'interface à une forme d'une cloche. Lorsque la convection naturelle s'établit, on a une répartition plus rapidement surtout dans la partie supérieure de l'enceinte. Quand le haut de l'enceinte est entièrement fondu, la convection naturelle commence à diminuer et le ralentissement de la vitesse de fusion sera vite observé. On remarque à l'instant $t = 590$ min et $t = 616$ min le front de fusion change de forme ; il prend la forme d'un bocal suspendue sur le support des thermocouples. La fusion de la partie inférieure est due à l'effet au fond de la cuve qui joue le rôle d'une ailette.

5.5. Processus de la solidification

5.5.1. Déroulement de la décharge

Une fois que le processus de fusion est terminé, et la paraffine devient totalement à la phase liquide des deux configurations (A et B), le stockage thermique est généré par la chaleur sensible dans les deux cuves. La température de l'eau pendant la décharge est prise de manière égale à la température au début de la charge ; elle est de 28°C environ. On procède au puisage de l'eau chaude des deux cuves par le haut, et on remplit simultanément par le bas des deux cuves de stockage. Après le déclenchement du système de refroidissement, la phase de solidification est amorcée.

Le dispositif comporte essentiellement les deux cuves de stockages (Configuration A et Configuration B) et les systèmes hydrauliques suivants : deux réservoirs de capacité de 5 litres, des circulateurs, des vannes et des tuyaux flexibles (voir la figure 5.21).

Les circulateurs sont reliés chacun au sens de circulations du fluide froid ou chaud pour l'injection et le soutirage simultanément. Les systèmes de vannes permettent de contrôler et de garder le même débit pour chaque boucle.

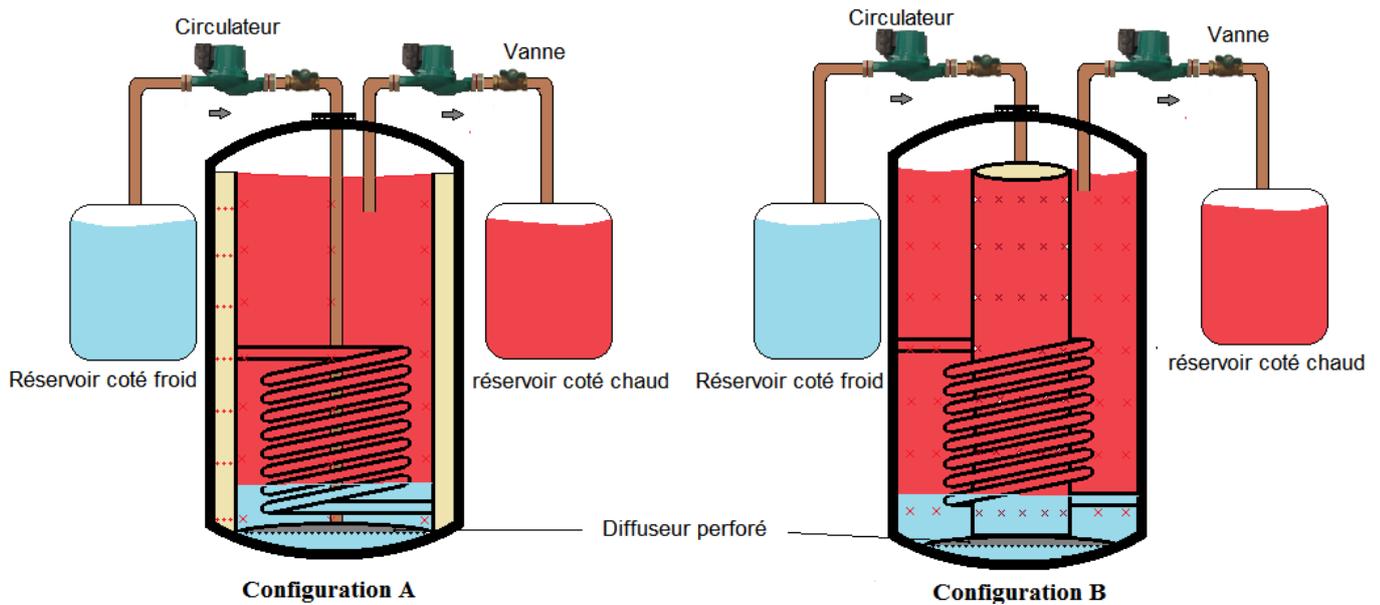


Figure 5.22. La boucle hydraulique expérimentale de la phase de décharge

5.5.2. Évolution de la température du MCP au cours d'une décharge

Les figures 5.22 et 5.23 montrent les profils de températures pendant le processus de solidification. La figure 5.22 sur laquelle sont représentées les courbes de la température de MCP suivant l'épaisseur. On voit que les courbes sont presque confondues, ceci est dû à l'emplacement entre les thermocouples qui est de 1 cm.

La forme caractéristique les courbes de températures qui se composent de trois phases principales :

1 - un refroidissement rapide et quasiment-linéaire ceci est dû au fait que les thermocouples sont près de la paroi et correspondant à la libération de la chaleur sensible de MCP liquide.

2 - une stabilisation de la température durant la solidification qui correspond au changement de phase. Troisième phase le refroidissement du MCP solide représenté sur la courbe ou la pente est moins importante à la première phase (la température diminuée lentement). Ceci est dû au fait que la paraffine sur la paroi forme une couche solide qui empêche l'échange par convection et en plus la résistance thermique devient plus grande avec l'augmentation de l'épaisseur de la phase solide du MCP, ce qui implique également la paraffine à de faibles coefficients de conductivité thermique.

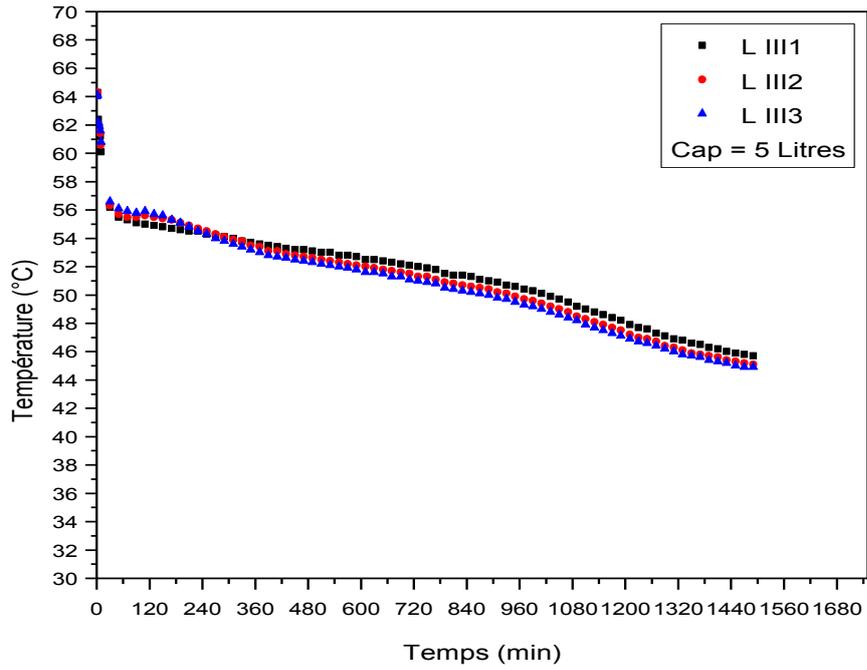


Figure 5.23. Évolution de la température du MCP suivant l'épaisseur au cours de décharge de capacité de 5 litres

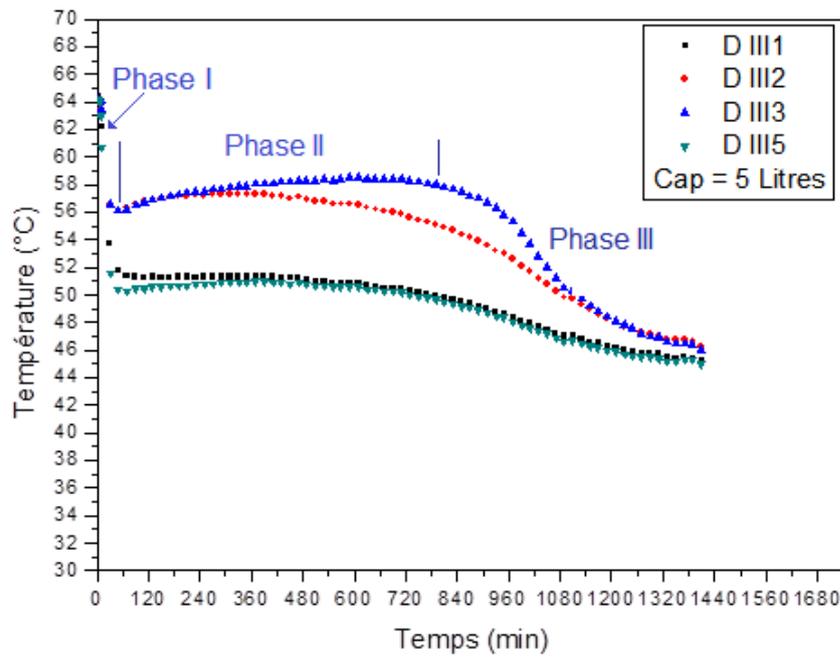


Figure 5. 24. Évolution de la température du MCP suivant le diamètre au cours de décharge de capacité de 5 litres

5.5.3. Évolution de la température du MCP suivant la hauteur pendant la décharge

Les évolutions des températures du MCP en décharge suivant la hauteur de la cuve de stockage de la configuration A sont présentées dans la figure 5.25.

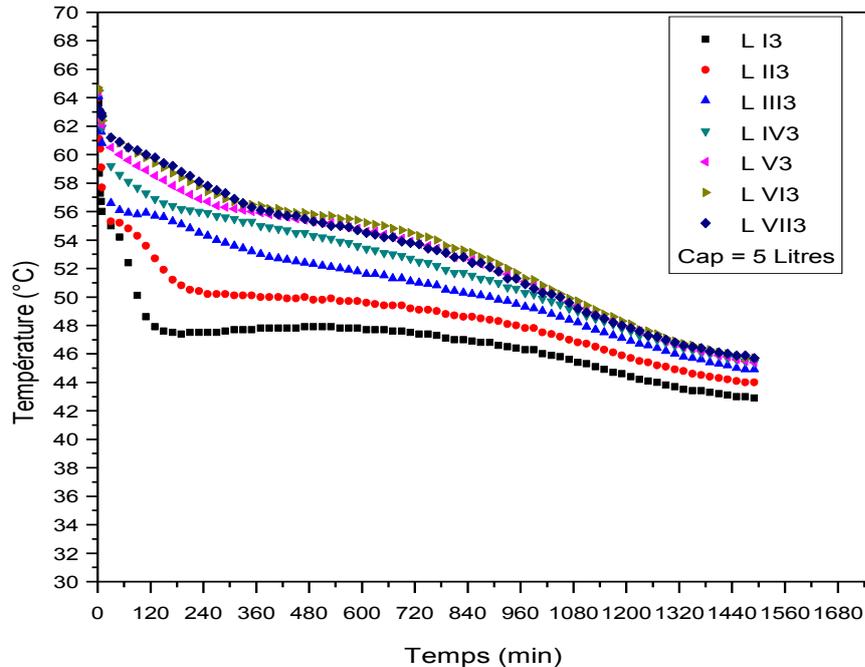


Figure 5.25. Évolution de la température du MCP suivant la hauteur de la configuration A au cours de décharge. Capacité de 5 litres

On constate que les températures des positions inférieures à la hauteur de 6 cm descendent rapidement et que le palier du changement de phase n'est pas visible.

Par contre, il apparait pour les autres hauteurs et en plus, la solidification ne commence pas au même moment à cause de la stratification thermique au niveau de l'eau dans la cuve de stockage. La durée de la solidification totale est de 800 min

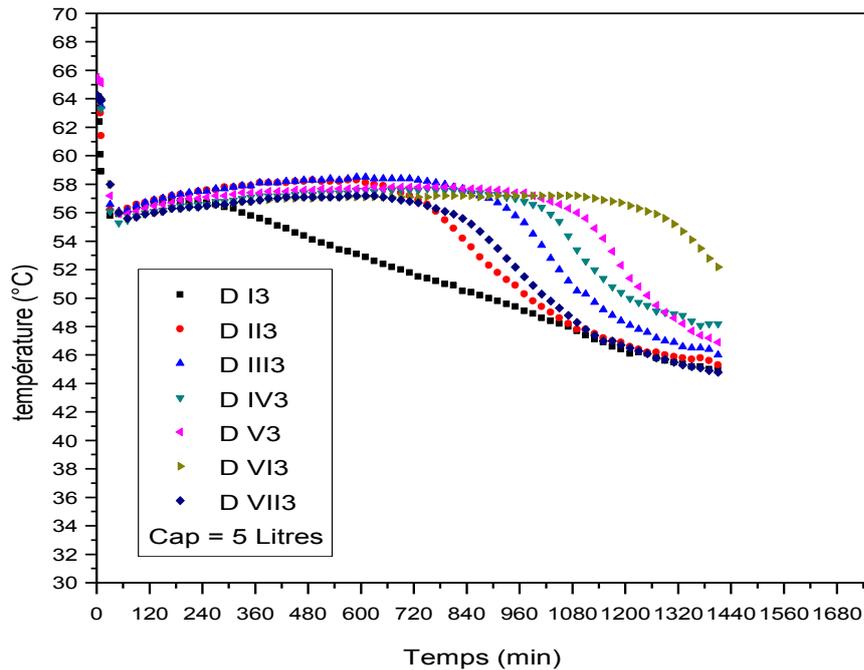


Figure 5.26. Évolution de la température du MCP suivant la hauteur de la configuration B au cours de décharge. Capacité de 5 litres

Sur la figure 5.26, on voit que les températures chutent simultanément. Après 40 min, l'ensemble des courbes sont presque confondues à la température de solidification au voisinage de 56 °C.

Ce phénomène s'explique par l'échange de chaleur qui est purement conductif.

Par la suite, on constate la superposition des courbes de chaque hauteur. A titre exemple, la durée de la solidification du bas est de 240 min et celle du haut est de 1050 min environ.

5.5.4. Évolution de la position de l'interface liquide-solide

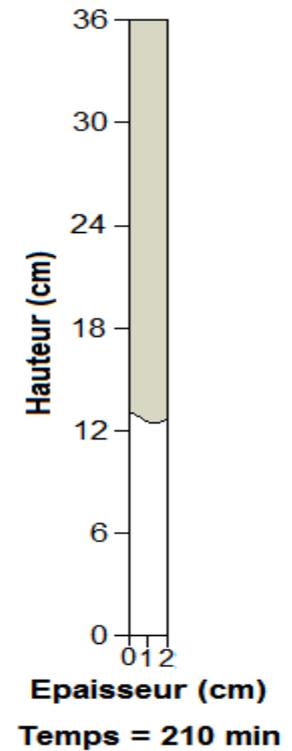
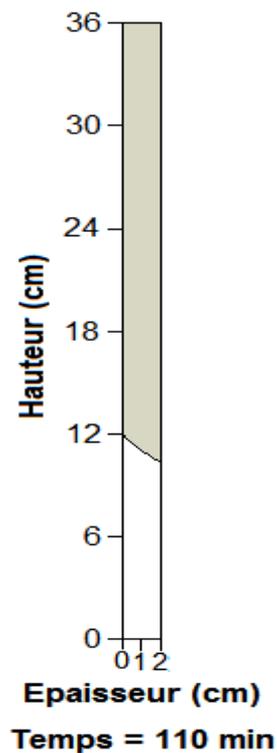
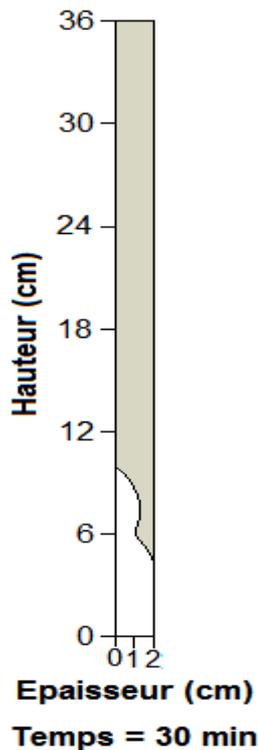
- Configuration A

La figure 5.27 montre l'évolution expérimentale de la position de l'interface solide liquide au cours du temps suivant l'épaisseur. Les positions du front de solidification sont représentées pour les temps suivants : $t = 30\text{min}$, $t = 110\text{ min}$, $t = 210\text{ min}$, $t = 410\text{ min}$, $t = 610\text{ min}$ et $t = 800\text{ min}$.

La zone crise est la paraffine liquide et la zone blanche indique la paraffine solide.

On constate d'une part que la solidification se propage du bas vers le haut, à cause de l'injection de l'eau froide par le bas de la cuve de stockage. Et d'autre part, elle se fait sur la paroi externe au lieu de la paroi interne. Ceci est dû à l'effet de la paroi du fond de la cuve de stockage qui accélère l'échange de chaleur avec la paraffine (joue le rôle d'une ailette).

Par contre, en fin de la solidification, à partir de $t = 800$ min, on remarque que les pertes thermiques de la partie supérieure influent sur le profil de la paraffine.



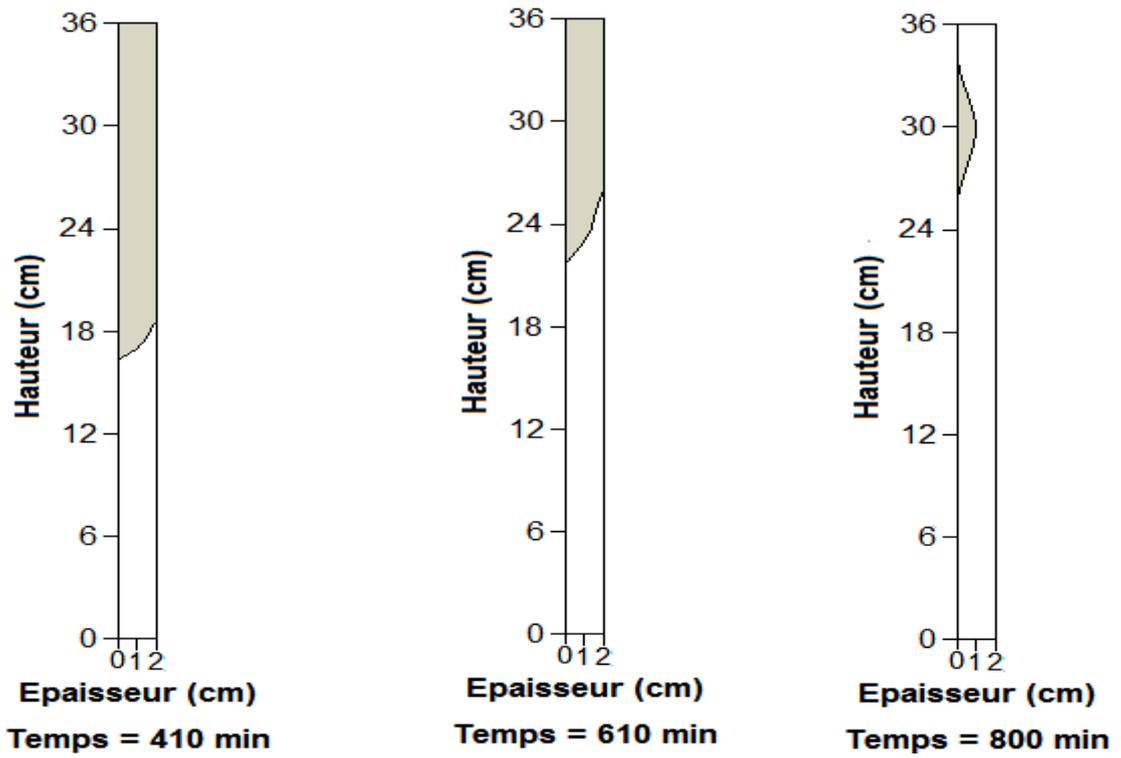
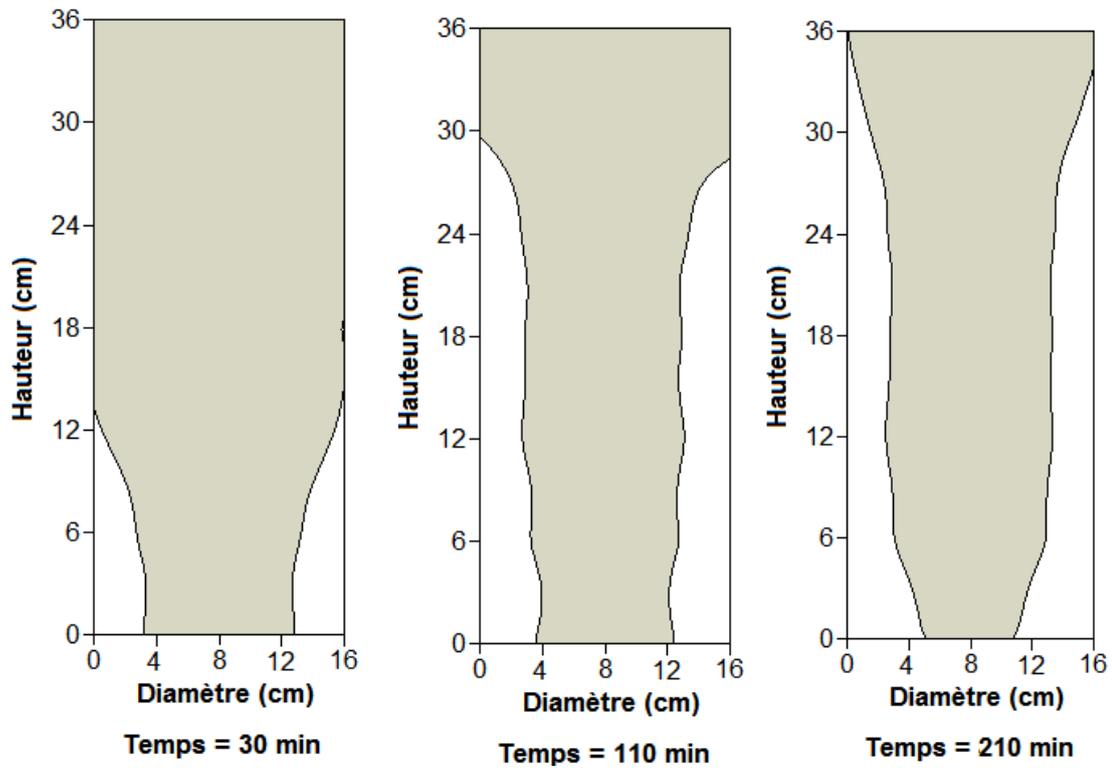


Figure 5.27. Position de l'interface liquide – solide pour des temps différents pour la configuration A

Configuration B



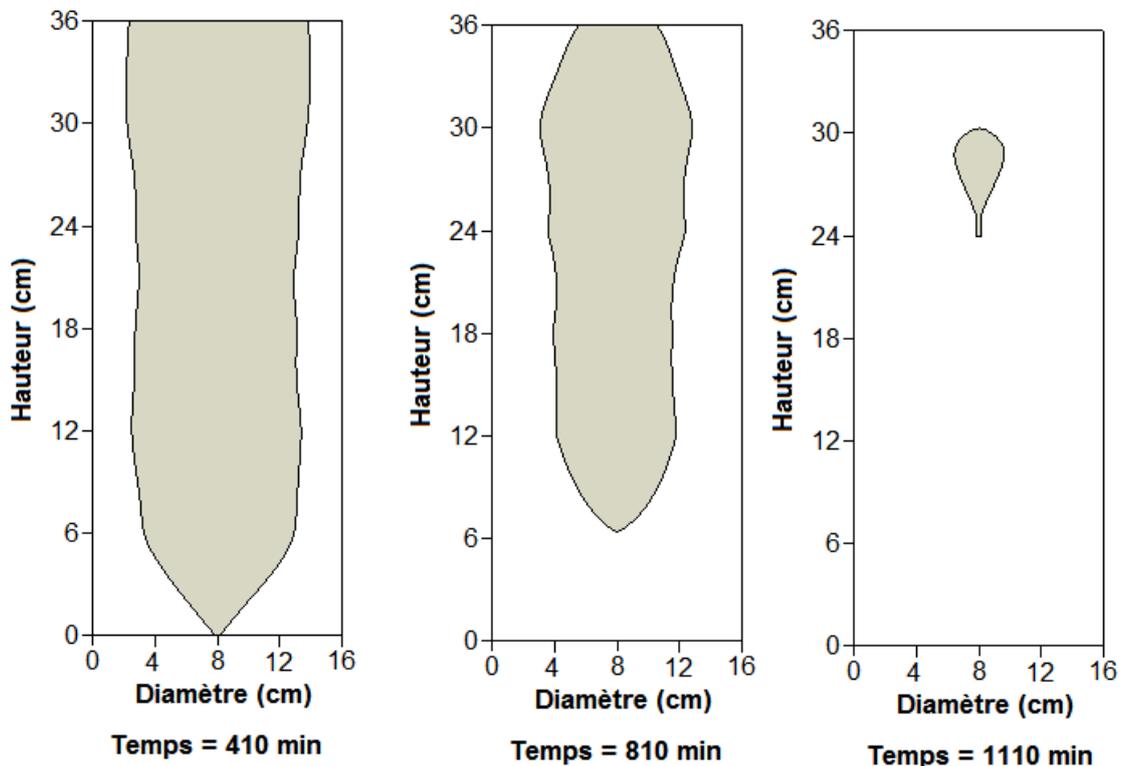


Figure 5.28. Position de l'interface liquide – solide pour des temps différents pour la configuration B

La figure 5.28 illustre le profil de l'interface liquide- solide de la paraffine suivant le diamètre. Les positions du front de solidification sont représentées pour les temps suivants : $t = 30\text{min}$, $t = 110\text{ min}$, $t = 210\text{ min}$, $t = 410\text{ min}$, $t = 610\text{ min}$, $t = 800\text{ min}$ et $t = 1110\text{ min}$.

On observe que le front est presque parallèle à la paroi d'échange de chaleur, ceci explique la prédominance de la conduction et que la solidification complète dure plus longtemps que la configuration A.

Au début du refroidissement, une couche de paraffine solide commence à se former sur la paroi. Cette dernière va isoler thermiquement la partie liquide de la paraffine, ce qui fait que la solidification continue lentement en raison de la mauvaise conductivité thermique de la paraffine solide. En plus la masse importante de la paraffine concentrée au milieu de la cuve avec une faible surface d'échange ralentit le transfert de chaleur.

On constate que le profil de la paraffine est influencé aussi non seulement par l'effet de la paroi du fond de la cuve et également par les pertes thermiques

sur la partie supérieure comme le cas précédent. À la fin de la solidification à $t = 1110$ min une poche de paraffine reste sous forme liquide.

5.6. Conclusion

Ce chapitre, nous a permis de mettre en évidence les phénomènes qui se manifestent dans les processus impliquant le changement d'état solide-liquide et liquide- solide. L'analyse des résultats expérimentaux lors du changement de phase a permis de suivre l'interface pour les deux emplacements.

Pendant la fusion, le front se déplace parallèlement à la surface de la paroi, mais au fur et à mesure que l'épaisseur fondue augmente, la convection naturelle dans le liquide s'établit et provoque une augmentation de façon non uniforme du transfert de chaleur à l'interface. Cela se traduit par la déformation de l'interface et par l'augmentation de la vitesse de fusion qui influe sur le processus de changement d'état.

La répartition du matériau sur la partie latérale de la cuve de stockage accélère la fusion et renforce l'isolation de la cuve de stockage.

Le phénomène de la stratification thermique du PCM a été observé dans les deux configurations.

Au cours de la décharge, la conduction est prédominante. La formation de MCP solide sur les surfaces d'échange ralentit le transfert de chaleur. On remarque que la plage de solidification n'est pas la même que la plage de fusion. La solidification dure plus longue que la fusion dans le cas de la configuration B.

CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVES

Les travaux menés dans cette thèse ont pour objectif la compréhension des mécanismes de transfert et le développement d'un système de stockage de chaleur pour l'application de valorisation de l'énergie solaire.

L'étude bibliographique a montré que le stockage d'eau chaude sanitaire représente l'utilisation la plus courante de la chaleur sensible, en permettant de stocker la chaleur de manière journalière. Dans ce type de stockage, le matériau cède ou stocke de l'énergie dans une gamme de température excluant le changement d'état. Il est le moyen le plus ancien, le plus simple et le moins onéreux d'emmagasiner de l'énergie. Cependant, la faible densité de stockage de ce type de système est un inconvénient majeur qui implique des volumes de stockage importants. Par contre, le stockage par chaleur latente est associé à un changement d'état. La plupart des systèmes de stockage thermique par chaleur latente étant des solides, l'énergie thermique est stockée sous forme de chaleur latente de fusion. Les Matériaux à Changement de Phase changent de phase à une température précise, ou dans une plage de température déterminée (cas des mélanges non eutectiques). Les MCP permettent de stocker en moyenne 10 fois plus d'énergie par unité de volume que les systèmes de stockage de chaleur sensible.

Les chapitres III et IV, comportent l'étude du stockage par chaleur sensible. Un modèle théorique unidimensionnel est proposé. Il est basé sur les bilans thermiques au niveau du fluide et de la paroi. La résolution numérique est obtenue à l'aide du schéma implicite des différences finies. La comparaison des résultats théorique par l'expérimentation est satisfaisante avec un écart ne dépassant pas 10%. Les résultats théoriques de l'étude paramétrique ont montré que :

- Le débit du circuit primaire influe sur la répartition de température dans la cuve de stockage pour les valeurs comprises entre 60 à 240 L/h, au-delà de la valeur supérieure les températures restent inchangées.

- La position de l'échangeur influe énormément sur la température à l'intérieur de la cuve de stockage et sur la quantité d'énergie accumulée.

- La dégradation de la stratification est similaire pour les deux conditions initiales ; (une fonction linéaire et une fonction initialement stratifiée).

- La nature de la paroi de la cuve de stockage influe sur la stratification thermique.

Le chapitre 5, traite l'incorporation des matériaux de changement de phase dans deux cuves de stockage. Pour la première cuve, le matériau de changement de phase est intégré sur la partie latérale, pour la seconde cuve, le MCP est placé au centre de la cuve. Cette étude nous a permis de mettre en évidence les phénomènes qui se manifestent dans les processus impliquant le changement d'état solide-liquide et liquide- solide. L'analyse des résultats expérimentaux lors du changement de phase a déterminé les positions de l'interface solide /liquide au cours du temps pour les deux emplacements.

Pendant la fusion, le front se déplace parallèlement à la surface de la paroi, mais au fur et à mesure que l'épaisseur fondue augmente, la convection naturelle dans le liquide s'établit et provoque une augmentation de façon non uniforme du transfert de chaleur à l'interface. Cela se traduit par sa déformation de et par l'augmentation de la vitesse de fusion qui influe sur le processus de changement d'état.

La répartition du matériau sur la partie latérale de la cuve de stockage accélère la fusion et renforce l'isolation de la cuve de stockage.

Pour le cas de la décharge, nous avons observé que :

- L'échange conductif est prédominant.

- La plage de solidification n'est pas la même que la plage de fusion.

- La durée de solidification est plus longue que la durée de la fusion dans le cas de la configuration B.

Perspectives

Les perspectives de cette étude sont nombreuses, surtout concernant l'étude expérimentale. Il reste à développer les points suivants :

- La stratification est parfois complexe à maintenir, en particulier le brassage de l'eau chaude n'est pas uniforme à l'entrée de la cuve de stockage, il faut que le diffuseur soit perforé trop fine. Il est recommandé ainsi sur une nouvelle technique de remplissage et de puisage de contrôler le débit d'eau.

- Comparer expérimentalement l'influence de la position de l'échangeur de chaleur sur la répartition de la température dans la cuve de stockage.

- Amélioration du transfert thermique dans les MCP.

- Soit on combine MCP avec un matériau plus conducteur afin d'obtenir une conductivité thermique globale plus élevée.

- Soit en augmentant la surface d'échange avec l'utilisation des ailettes transversales collées sur la paroi latérale intérieure de la cuve de stockage et en même temps dans la cellule cylindrique ou mettre le MCP dans des capsules cylindriques en métal (acier, cuivre, aluminium) dans les deux configurations.

- Revoir la configuration B en changeant la forme de l'échangeur de chaleur pour réduire la durée de fusion et de solidification (choisir deux cylindres coaxiaux par exemple).

RÉFÉRENCES

- [1] Commission Innovation 2030 - sous la présidence d'Anne Lauvergeon 18-04-2013
- [2] Commission Européenne, "Communication de la Commission au Parlement Européen, au Conseil, au Comité économique et social européen et au Comité des régions - Energie 2020 : Stratégie pour une énergie compétitive, durable et sûre", COM(2010) 639 - SEC(2010) 1346, 10/11/2010
- [3] **J. Rifkin**, *La troisième révolution industrielle - Comment le pouvoir latéral va transformer l'énergie, l'économie et le monde*, Editions "Les Liens qui Libèrent" Paris, 2012
- [4] **F. Colella, A. Sciacovelli et V. Verda** "Numerical analysis of a medium scale latent energy storage unit for district heating systems" *Energy* **45** 397-406 2012
- [5] **V. Verda et F. Colella** "Primary energy savings through thermal storage in district heating networks" *Energy* **36** 4278-86 2011
- [6] **Atul Sharma**, Review on thermal energy storage with phase change material and applications, *Renewable and sustainable energy reviews* 13 (2009) 318 -345.
- [7] **BRUNET Y.** Technologies du stockage de l'énergie. *Éditions Hermès-Lavoisier. (2009)*
- [8] **S.A. Khateeb**, Design and simulation of a lithium-ion battery with a phase change material thermal management system for an electric scooter, *Journal of Power Sources* 128 (2004) 292–307.
- [9] *Mechanical Engineering Handbook* (CRC Press), section 2, table 2-7, page 196.
- [10] **Ahmad, M.**, "Nouveaux Composants Actifs pour la Gestion Energetique de L'Enveloppe Legere des Batiments," Ph.D. Thesis, Universite Joseph Fourier, Nov. 2004.
- [11] **DINÇER I., ROSEN M.A.** Thermal energy storage Systems and applications. *Wiley, London. (2002)*
- [12] **V.V. Tyagi**, Development of phase change materials based microencapsulated technology for buildings: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 1373–1391.

- [13] **Abhat.** Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials solar energy .V 30 N4.pp.3 13-332 (1983)
- [14] **M. M. Kenisarin** "High-temperature phase change materials for thermal energy storage" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 955-70 2010
- [15] **M. Kenisarin et K. Mahkamov** "Salt hydrates as latent heat storage materials : Thermophysical properties and costs" *Solar Energy Materials and Solar Cells* 145, Part 3 255-86 2016
- [16] **AHMED MAHA** (2005) et AL ,Thermal testing and numerical simulation of a prototype cell using light wallboards coupling vacuum isolation panels and phase change material, *Energy and building*, volume 38, issue6
- [17] **SHARMA, A., TYAGI, V.V., CHEN, C.R., BUDDHI, D.** Review on Thermal Energy Storage with Phase Change Materails and Applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13: 318-345. 2009
- [18] **Sari, A.** (2004). Form-stable paraffin/high density polyethylene composites as solid–liquid phase change material for thermal energy storage: preparation and thermal properties. *Energy Conversion and Management* 45: 2033-2042.
- [19] **MARIN, J.M., ZALBA, B., CABEZA, L.F., MEHLING,H.,** 2005. Improvement of a Thermal Energy Storage Using Plates with Paraffin-Graphite Composite. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48: 2561-2570.
- [20] **X. Wang, J. Liu, Y. Zhang, H. Di et Y. Jiang** "Experimental research on a kind of novel high temperature phase change storage heater" *Energy Conversion and Management* 47 2211-22 2006.
- [21] **I.O. Salyer and A. K. Sircar**, Phase change materials for heating and cooling of residential buildings, *Proceedings of the 28th intersociety energy conversion engineering conference*, 12-17 Août 1990, Reno, Nevada
- [22] **MEHLING, H., HIEBLER, S., ZIEGLER, F., 2000.** Latent Heat Storage Using a PCM-Graphite Composite Material. *Proceedings of TERRASTOCK-2000,8 th International Conference on Thermal Energy Storage*, 28 th August – 1 st September, 2000, Stuttgart, Germany, 1: 375-380
- [23] **S.M. Hasnain**, Review on sustainable thermal energy storage technologies, PartI: Heat storage materials and techniques, *Energy research*, Vol. 39(11), pp. 1127 – 1138, 1997.
- [24] **I.O. Salyer, A. K. Sircar**, Development of phase change technology for heating and cooling of residential buildings and other applications, *Proceedings of*

the 28th inter society energy conversion engineering conference, 8-13 Août 1993, Atlanta.

[25] **F. Agyenim, N. Hewitt, P. Eames, et M. Smyth**, "A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS)", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 2, pp. 615-628, 2010.

[26] **W. D. Steinmann et R. Tamme**, "Latent Heat Storage for Solar Steam Systems", *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 130 2008.

[27] **T. E. Alam, J. S. Dhau, D. Y. Goswami, et E. Stefanakos**, "Macroencapsulation and characterization of phase change materials for latent heat thermal energy storage systems", *Applied Energy*, vol. 154, pp. 92-101, Sept.2015.

[28] **Y.M. Han, R.Z. Wang*, Y.J. Dai** "Thermal stratification within the water tank" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 1014–1026

[29] **Z. Lavan and J. Thompson**, 'Experimental Study of Thermal Stratification Hot Water Storage Tanks', *Solar Energy*, Vol. 19, pp. 519-524, 1977.

[30] **Y. Jaluria and S.K. Gupta**, 'Decay of Thermal Stratification in a Water Body for Solar Energy Storage', *Solar Energy*, Vol. 28, N°2, pp. 137-143, 1982.

[31] **S.K. Gupta and Y. Jaluria**, 'An Experimental and Analytical Study of Thermal Stratification in an Enclosed Water Region due to Thermal Energy', *Energy Convers. Mgmt*, Vol. 22, pp. 63-70, 1982

[32] **Y. Jaluria and B.T. O'Mara**, 'Thermal Field in a Water Body for Solar Energy Storage and Extraction due to a Buoyant Two Dimensional Surface Water Jet', *Solar Energy*, Vol.43, N°3, pp. 129-138, 1989.

[33] **J.A. Duffie and W.A. Beckman**, 'Solar Engineering of Thermal Processes', Wiley Interscience, New York, U.S.A. 1980.

[34] **Ashmore Mawire, Abigail Phori, Simeon Taole** "Performance comparison of thermal energy storage oils for sol cookers during charging" *Applied Thermal Engineering* 73 (2014) 1323e1331

[36] **S.K.Gupta and Y.Jaluria** " An experimental and analytical study of thermal stratification in an enclosed water region due to thermal energy discharge, *Energy convers, M gint Vol .22 pp.63 to 70.1982* Printed in Geat Britain. All right reserved.

- [37] **Wu ST and Han S.M**, “A liquid solar energy storage tank model: I formulation of a mathematical model”, Modeling Simulation, Testing and Measurements for Solar Energy, the winter annual meeting of ASME, pp 53-60, San Francisco, Calif, U S A. Dec 10-15, 1998
- [38] **Simon Furbo, Elsa Andersen, Alexander Thur, Louise Jivan Shah, Karin Dyhr Andersen** “Performance improvement by discharge from different levels in solar storage tanks” Solar Energy 79 (2005) 431–439
- [39] **Z. LAVAN and J. THOMPSON**” EXPERIMENTAL STUDY OF THERMALLY STRATIFIED HOT WATER STORAGE TANKS” Solar Energy, Vol. 19, pp. 519-524. Pergamon Press 1977. Printed in Great Britain
- [40] **Van Koppen C.W.J** “The actual benefits of thermally stratified in a small and a medium size solar system”.
- [41] **T. Bouhala, S. Fertahib, Y. Agrouaza, T. El Rhafikic, T. Kousksoua and A. Jamilb** “Numerical modeling and optimization of thermal stratification in solar hot water storage tanks for domestic applications: CFD study” Solar Energy 157 (2017) 441-455.
- [42] **Luisa F. Cabeza, Manuel Ibanez, Cristian Sole, Joan Roca, Miquel Nogue** “Experimentation with a water tank including a PCM module” Solar Energy Materials and Solar Cells 90 (2006) 1273–1282
- [44] **Shobo A. B, Mawire A, Okello D** “Experimental thermal stratification comparison of two storage systems” Energy Procedia 142 (2017) 3295-3300.
- [45] **L. Vorbeck, S. Gschwander, P. Thiel, B. Lüdemann, et P. Schossig**, "Pilot application of phase change slurry in a 5 m³ storage", *Applied Energy*, vol. 109, pp. 538-543, Sept. 2013
- [46] **Eman-Bellah S. Mettawee, Ghazy M. R. Assassa** “Thermal conductivity enhancement in a latent storage system” Solar Energy volume 81 July 2007 page 839-845.
- [47] **A. Castell, M. Medrano, C. Solé, L.F. Cabeza** “Dimensionless numbers used to characterize stratification in water tanks for discharging at low flow rates” Renewable Energy 35 (2010) 2192-2199
- [48] **Zheng et al.** “Experimental and computational study of thermal energy storage with encapsulated NaNO₃ for high temperature applications”, Solar Energy 115 (2015) 180-19

- [49] **H. Zhang, X. Wang, D. Wu**, "Silica encapsulation of n-octadecane via sol-gel process: A novel microencapsulated phase-change material with enhanced thermal conductivity and performance". *Energy Journal of Colloid and Interface Science* 343 (2010) 246-255Y
- [50] **Albert Castella, Cristian Sole , Marc Medranoa, Joan Rocaa,Luisa F. Cabezaa, Daniel Garcí** "Natural convection heat transfer coefficients in phase changematerial (PCM) modules with external vertical fins "Applied Thermal Engineering 28 (2008) 1676–1686
- [51] **Yamagishi, Y., T. Suggeno, T. Ishige, H. Takeuchi et A. Pyatenko**. 1996. "An evaluation of microencapsulated PCM for use in cold energy transportation medium" In *Proceeding of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, 1996.IECE 96, p. P2077.
- [52] **Eduard Oró et al** « Thermal energy storage (TES) using phase change materials (PCM) for cold applications »,Universitat de Lleida, 2013.
- [53] **N. H. S. Tay, F. Bruno, et M. Belusko**, "Experimental investigation of dynamic melting in a tube-in-tank PCM system", *Applied Energy*, vol. 104, no. 0, pp. 137-148, Apr.2013.
- [55] **C.Bellecci and M.Conti** "Transient behaviour analysis of a latent heat thermal storage module" *Int. J. Heat. Mass.Transfer.* Vol 36 N° 15, pp 3851-3857 , 1993
- [56] **Gong, Z. X. and Mujumdar, A. S.** 1996, Cyclic heat transfer in novel storage unit of multiple phase material. *Applied Thermal Engineering*16, 807-815
- [57] **M. Akgün, O. Aydin, et K. Kaygusuz**, "Experimental study on melting/solidification characteristics of a paraffin as PCM", *Energy Conversion and Management*, vol. 48, no. 2, pp. 669-678, Feb.2007.
- [58] **D. Laing, C. Bahl, T. Bauer, D. Lehmann, et W. D. Steinmann**, "Thermal energy storage for direct steam generation", *Sol. Energy*, vol. 85, no. 4, pp. 627-633, 2011.
- [59] **Hao Peng, Huihua Dong, Xiang Ling** «Thermal investigation of PCM-based high temperature thermal energy storage in packed bed», *Energy Conversion and Management* 81 (2014) 420–427
- [60] **A. Caron- Soupart, J.F. Fourmigué, P. Marty, R. Couturier**, Performance analysis of thermal energy storage systems using phase change material, *Appl. Therm. Eng.* 98 (2016) 1286–1296.

- [61] **J.A. Duffie, W.A. Beckman**, Solar Engineering of Thermal Processes, 4th Edition, John Wiley and Sons, Madison, Wisconsin (USA), 1991 ISBN-13: 978-0470873663.
- [62] **D.E. Beasley, C. Ramanarayanan, Torab**, Thermal response of a packed bed of spheres containing a phase change material, *Int. J. Energy Res.* 13 (1989) 253–265.
- [63] **E.M. Sparrow, J.W. Ramsey, R.G. Kemink**, Freezing controlled by natural convection, *J. Heat Transf.* 100 (4) (1979) 578–584.
- [64] **N.W. Hale Jr., R. Viskanta**, Solid-liquid phase-change heat transfer and interface motion in materials cooled or heated from above or below, *Int. J. Heat Mass Transf.* 23 (1980) 283–292.
- [65] **A. Abhat**, Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials, *Solar Energy* 30 (4) (1983) 313–332.
- [66] **M.M. Farid, A. Kanzawa**, Thermal performance of a heat Storage module using PCM's with different melting temperatures: mathematical modeling, *J. Sol. Energy Eng.* 111:2 (2) (1989) 152–157.
- [67] **M. Lacroix**, Study of the heat transfer behavior of a latent heat thermal energy storage unit with a finned tube, *Int. J. Heat Mass Transf.* 36 (8) (1993) 2083–2092.
- [68] **Z.X. Gong, A.S. Mujumdar**, Thermodynamic optimization of the thermal process energy storage using multiple phase change materials, *Appl. Therm. Eng.* 17 (11) (1997) 1067–1083.
- [69] **H. Mehling, L.F. Cabeza, S. Hippeli, S. Hiebler**, PCM-module to improve hot water heat stores with stratification, *Renew. Energy* 28 (2003) 699–711.
- [70] **E.-B.S. Mettawee, G.M.R. Assassa**, Experimental study of a compact solar collector, *Energy* 31 (2006) 2958–2968.
- [71] **Manuel Ibàñez, Luisa F. Cabeza, Cristian Solé, Joan Roca, Miquel Nogué**, Modelization of a water tank including a PCM module, *Appl. Therm. Eng.* 26 (2006) 1328–1333.
- [72] **M. Akgun, O. Aydin, K. Kaygusuz**, Thermal energy storage performance of paraffin in a novel tube-in-shell system, *Appl. Therm. Eng.* 28 (2008) 405–413.
- [73] **Y.B. Tao, Y.L. He**, Numerical study on thermal energy storage performance of phase change material under non-steady-state inlet boundary, *Appl. Energy* 88 (2011) 4172–4179.

- [74] **L. Zhenyu, Y. Yuanpeng, W. Huiying**, Numerical modeling for solid–liquid phase change phenomena in porous media: Shell-and-tube type latent heat thermal energy storage, *Appl. Energy* 112 (2013) 1222–1232.
- [75] **R.E. Murray, D. Groulx**, Experimental study of the phase change and energy characteristics inside a cylindrical latent heat energy storage system: part 1 consecutive charging and discharging, *Renew. Energy* 62 (2014) 571–581.
- [76] **M.K. Rathod, J. Banerjee**, Experimental investigations on latent heat storage unit using paraffin wax as phase change material, *Exp. Heat Transf.* 27 (2014) 40–55.
- [77] **Y. Allouche, S. Varga, C. Bouden, A.C. Oliveira**, Experimental determination of the heat transfer and cold storage characteristics of a microencapsulated phase change material in a horizontal tank, *Energy Convers. Manage.* 94 (2015) 275–285.
- [78] **M. Belusko, N.H.S. Tay, M. Liu, F. Bruno**, Effective tube-in-tank PCM thermal storage for CSP applications, part 1: impact of tube configuration on discharging effectiveness, *Solar Energy* 139 (2016) 133–143.
- [79] **Y. Jialin, Y. Lijun, X. Chao, D. Xiaoze**, Experimental study on enhancement of thermal energy storage with phase-change material, *Appl. Energy* 169 (2016) 164–176.
- [80] **G.S. Kumar, D. Nagarajan, L.A. Chidambaram, V. Kumaresan, Y. Ding, R. Velraj**, Role of PCM addition on stratification behavior in a thermal storage tank – an experimental study, *Energy* 115 (2016) 1168–1178.
- [81] **H.A. Zondag, R. de Boer, S.F. Smeding, J. van der Kamp**, Development of industrial PCM heat storage Lab. prototype, *Energy Proc.* 135 (2017) 115–121.
- [82] **Sinem Kiliçkap, Emin El, Cengiz Yildiz**, Investigation of the effect on the efficiency of phase change material placed in solar collector tank, *Therm. Sci. Eng. Prog.* 5 (2018) 25–31.